

621.01(015)

к 41

Я. Т. Кіницький

ПРАКТИКУМ ІЗ ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАУКОВО-МЕТОДИЧНИЙ ЦЕНТР ВИЩОЇ ОСВІТИ

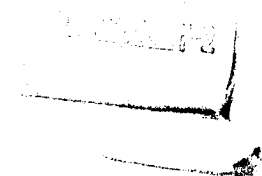
Рекомендовано
Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник
для студентів вищих навчальних закладів
(лист заступника міністра від 01.02.2001 р. № 14/18.2-72)

Я. Т. КІНИЦЬКИЙ

ПРАКТИКУМ ІЗ ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Навчальний посібник

Львів
«Афіша»
2002



ББК 34.41
К41
УДК 62-1

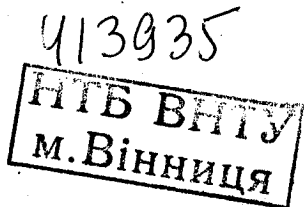
Посібник складається з 13 розділів і 11 додатків, які включають програму курсу, загальні методичні вказівки та питання для самоперевірки (розділ 1), короткі відомості з теоретичного курсу (розділи 2—12), приклади розв'язування задач і варіанти задач для самостійної роботи (12 серій задач для контрольних робіт та трьох розрахунково-графічних робіт по 100 варіантів). Розділ 13 присвячений курсовому проектуванню з теорії механізмів і машин, який включає зміст курсового проекту, методику оформлення і порядок виконання його графічної та текстової частин, наводяться питання для самоперевірки при підготовці до захисту курсового проекту. В додатках наведені основні довідкові матеріали, необхідні для виконання контрольних робіт і курсового проекту, а також завдання та приклад виконання останнього.

Посібник призначений для студентів механічних і машинобудівних спеціальностей вузів України, може бути використаний студентами інших спеціальностей, які вивчають теорію механізмів і машин або окремі її розділи.

Рецензенти:

Іскович-Лотоцький Р. Д. — докт. техн. наук, проф., завідувач кафедри металорізальних верстатів та обладнання автоматизованого виробництва Вінницького державного політехнічного університету;

Рибак Т. І. — докт. техн. наук, проф., завідувач кафедри технічної механіки і сільськогосподарського машинобудування Тернопільського державного університету ім. І. Пулюя,



ISBN 966-7760-41-3

© Кіницький Я. Т.
© ПТФ «Афіша»,
оригінал-макет, 2002

ПЕРЕДМОВА

Основою підготовки висококваліфікованих спеціалістів будь-якої галузі людської діяльності є самостійна робота студентів чи учнів, а тому її раціональна організація має надзвичайно важливе значення. Мета посібника, який пропонується, — надати допомогу студентам денної та заочної форм навчання у самостійному вивченні основ теорії механізмів і машин (ТММ).

Самостійна робота студентів над курсом ТММ включає:

1. Вивчення теоретичного матеріалу, який наведений у рекомендованих підручниках.
2. Лабораторні та практичні заняття.
3. Виконання домашніх завдань (контрольних робіт у вигляді окремих задач, розрахунково-графічних робіт).
4. Виконання курсового проекту.

Залежно від форми навчання практичні заняття можуть виконуватися студентами самостійно чи під керівництвом викладача.

Даний посібник відрізняється від попередніх тим, що створений на основі комплексного підходу до самостійної роботи, який включає всі види цієї роботи. Наявність у посібнику великої кількості прикладів розв'язування задач створює студентам умови цілком самостійно засвоювати матеріал, виконувати різні завдання: контрольні роботи, домашні завдання, розрахунково-графічні роботи, лабораторні роботи та курсовий проект. Набутий під час самостійної роботи досвід формує у студентів необхідний обсяг навичок, понять та умінь, створює необхідні умови для кращого засвоєння навчального матеріалу, умілого використання їх на практиці.

У посібнику поряд з класичними графічними і графоаналітичними методами, які переважно відрізняються високою наочністю, наведені аналітичні методи аналізу та синтезу механізмів, що дозволяє широко використовувати сучасні ЕОМ, здійснювати багатоваріантні дослідження механізмів, забезпечити їхній оптимальний синтез. Тут також наведені довідкові дані, необхідні для розв'язування задач курсу.

При підготовці посібника автор використав все краще, що на його думку знаходилося, у попередніх навчальних посібниках, а також власний досвід

ПЕРЕДМОВА

викладання ТММ на механічному факультеті Технологічного університету Поділля (м. Хмельницький).

Посібник рекомендується студентам механічних і машинобудівних вузів України, в яких вивчається курс ТММ.

Всі критичні зауваження та побажання по вдосконаленню цього посібника просимо надсилати за адресою: 29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11, Технологічний університет Поділля, кафедра машинознавства.

Розділ 1

ПРОГРАМА КУРСУ ТА ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

1.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Провідна роль машинобудування серед інших галузей господарювання. Зміст і проблеми дисципліни «Теорія механізмів і машин» (ТММ). Зв'язок з іншими дисциплінами. Значення ТММ в інженерній освіті та в розробці більш досконалих засобів механізації та автоматизації виробничих процесів. Деякі відомості з історії розвитку науки про механізми і машини.

Основні поняття та визначення курсу. Ланка механізму. Вхідні та вихідні, ведучі та ведені ланки. Кінематичні пари та їх елементи. Умовні позначення ланок і кінематичних пар. Кінематичний ланцюг. Механізми та їх види (з точки зору конструкції і функціонального призначення). Поняття про машину, машинний агрегат, машину-автомат, автоматичну лінію. Функціональна класифікація машин.

Література: [1] — С. 10—20; [3] — Розд 1.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. *Задачі та зміст курсу ТММ.*
2. *Основні проблеми та складові частини курсу ТММ.*
3. *Задачі структурного, кінематичного та динамічного аналізів механізмів.*
4. *Задачі розділу теорії машин.*
5. *Наведіть визначення ланки, кінематичної пари, кінематичного ланцюга, механізму, машини, машини-автомата, автоматичної лінії, вхідної і вихідної ланки.*
6. *Структурно-конструктивна класифікація механізмів.*
7. *Функціональна класифікація машин.*
8. *Поняття про машинний агрегат.*

1.2. СТРУКТУРА І КЛАСИФІКАЦІЯ МЕХАНІЗМІВ

Завдання розділу. Кінематичні пари та їх класифікація. Кінематичні ланцюги та їх класифікація. Кінематичні з'єднання та їх структурні схеми. Ступені вільності (рухомості) кінематичних ланцюгів і механізмів. Формули Сомова-Малишева і Чебишева. Узагальнені координати та початкові ланки. Утворення механізму із кінематичного ланцюга. Надлишкові умови зв'язку та ступені вільності. Проектування раціональних (статично визначених) механізмів. Місцеві, групові та локальні зв'язки. Заміна вищих кінематичних пар нижчими. Основний принцип утворення механізмів за Л. В. Ассуром. Поняття про структурну групу. Структурна

класифікація плоских механізмів. Клас і порядок структурних груп, клас механізму. Формула будови механізму. Приклади структурного аналізу та синтезу механізмів.

Література: [1] — С. 21—63; [2] — С. 12—31; [3] — Розд. 2; [4] — С. 5—42; [5] — С. 7—32.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Ступені вільності та умови зв'язку. Наведіть приклади кінематичних пар, які мають різні ступені вільності. 2. За якими ознаками класифікують кінематичні пари? 3. Як визначається клас кінематичної пари (за класифікацією І. І. Артоболевського)? 4. Які кінематичні пари відносять до нижчих, а які до вищих? Які позитивні якості та недоліки цих пар? 5. Чим відрізняється силове замикання ланок від геометричного? Їх переваги та недоліки. 6. Класифікація кінематичних ланцюгів. У яких механізмах використовують незамкнуті кінематичні ланцюги? 7. Що називають кінематичним з'єднанням? 8. Запишіть структурні формули для плоских і просторових механізмів (формули Чебишева і Сомова-Малишева). 9. Яке практичне значення має ступінь вільності кінематичного ланцюга? 10. Яким чином одержати з кінематичного ланцюга механізм? 11. Чи можна в механізмі з одним ступенем вільності змінити положення ланок, не змінюючи положення вхідної ланки? 12. Поняття про зайві ступені вільності та пасивні умови зв'язку. Які механізми називають (за Л. Решетовим) раціональними? 13. Чому еквівалентна вища пара при її заміні нижчими? 14. Основний принцип утворення механізмів за Л. Ассуром. Поняття про структурну групу та механізм І класу. 15. Як визначається клас, порядок структурної групи, клас механізму (за Ассуром-Артоболевським)? 16. Для чого потрібні знання про структуру механізмів?

1.3. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ

Основні задачі та методи кінематичного дослідження механізмів. Допущення, які приймаються при кінематичному дослідженні механізмів. Побудова положень ланок механізму і траєкторій окремих точок. Побудова діаграм переміщень ланок і знаходження їх швидкостей та прискорень методом графічного диференціювання (метод дотичних і хорд). Масштабні коефіцієнти. Дослідження руху механізмів методом планів швидкостей і прискорень. Аналоги швидкостей і прискорень. Аналітичне дослідження кінематики механізмів II класу за допомогою ЕОМ. Кінематичне дослідження просторових механізмів геометричними методами (універсального шарнірного механізму) і методом перетворення координат. Рівняння перетворення координат. Матриці кінематичних пар. Кути Ейлера.

Література: [1] — С. 64—130, 174—202; [2] — С. 31—52; [3] — Розд. 3; [4] — С. 42—60, 187—219; [5] — С. 33—65.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Задачі і методи кінематичного дослідження механізмів. 2. Що розуміють під періодом (циклом) руху механізму? 3. Які допущення роблять при кінематичному дослідженні механізмів? 4. Як побудувати положення механізмів методом засічок? 5. Що розуміють під масштабом побудови? 6. Як визначити крайні (мертві) положення кривошипно-повзунного, шарнірного чотириланкового та кулісного механізмів? 7. Як побудувати діаграми переміщень, швидкостей та прискорень руху ланки. 8. Що

називають планом швидкостей і прискорень? Наведіть два типи векторних рівнянь, які використовують при побудові планів швидкостей та прискорень. 9. Сформулюйте теореми подібності планів швидкостей і прискорень. Яка різниця між ними? 10. Запишіть формули для визначення нормального і коріолісового прискорень, кутових швидкостей і прискорень. Визначіть їх напрямки. 11. Аналоги швидкостей і прискорень. 12. Як визначити аналітичним способом переміщення, швидкості і прискорення плоских механізмів. 13. Чи залежить алгоритм кінематичного дослідження руху ланок структурної групи від механізму, до складу якого входить ця група? 14. Які методи використовуються при кінематичному дослідженні просторових механізмів?

1.4. ДИНАМІЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ

Основні задачі динамічного дослідження. Сили, що діють у машинах. Механічні характеристики машин. Визначення сил інерції. Силовий розрахунок плоских механізмів без урахування сил тертя. Принцип Даламбера. Статична визначеність структурної групи. Методика і порядок силового розрахунку механізмів. Визначення реакцій в кінематичних парах і зрівноважувальної сили (метод планів і аналітичний метод). Правило важеля М. Є. Жуковського. Зведення сил і мас. Рівняння руху механізму в енергетичній та диференціальній формі. Режими руху механізму. Механічний ККД та коефіцієнт втрат. Миттєвий та цикловий ККД. ККД машини. Загальні методи дослідження руху механізмів. Дослідження руху механізмів методом Віттенбауера та М. Є. Жуковського.

Література: [1] — С. 203—212, 238—275, 304—355; [2] — С. 57—64; [3] — Розд. 4; [4] — С. 241..245255—293; [5] — С. 103—158.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Основні задачі динамічного дослідження механізмів. 2. Поняття про силу. Які сили відносяться до рушійних, а які до корисного і шкідливого опору? 3. Запишіть формули для визначення роботи і потужності сили (моменту). 4. Що розуміють під механічною характеристикою машини? 5. Як визначити величину й напрямку сили (моменту) інерції? 6. Які задачі силового розрахунку механізмів і його практичне значення? 7. З якою метою в систему діючих сил вводять сили (моменти) сил інерції? Принцип Даламбера. 8. Яку систему називають статично визначеною? Яка система є статично визначеною в механізмах? 9. Яка послідовність силового розрахунку механізмів? 10. Що наперед відомо про напрямок, величину і точку прикладання реакцій в поступальній, обертовій парах V класу та вищій парі IV класу (без врахування сил тертя)? 11. Методика силового розрахунку структурних груп і механізму I класу. Поняття про зрівноважувальну силу (момент). Яким способом можна визначити зрівноважуючу силу? Сформулюйте правило важеля М. Є. Жуковського. 12. Що розуміють під зведеною силою (моментом) і зведеною масою (моментом інерції)? З яких умов їх визначають? Чи можна використати правило важеля М. Є. Жуковського для визначення зведеної сили? 13. Чому зведена маса (або момент інерції), наприклад, для зубчастого механізму змінюється із зміною положення ланки зведення, а для зубчастого механізму стала? Чи змінюється зведена маса при зміні швидкості ланки зведення? 14. Запишіть рівняння руху машини в формі інтегралу енергії та диференціальній формі. На підставі якого закону одержують ці рівняння? 15. Періоди руху машини. Що називають холостим ходом машини? Запишіть рівняння руху для кожного з періодів. 16. Дайте визначення механічного ККД і коефіцієнта втрат. Чи може механічний ККД реальної машини бути

більшим або дорівнювати одиниці? Чим відрізняється миттєвий ККД від циклового? 17. Чим характеризується ефективність використання енергії в машинах? 18. Як визначити ККД машини, якщо відомі ККД окремих механізмів, що входять до її складу? 19. Як визначити методом Віттенбауера дійсну швидкість руху ланки зведення? 20. В чому полягає ідея дослідження механізмів методом М.Е.Жуковського?

1.5. НЕРІВНОМІРНІСТЬ І РЕГУЛЮВАННЯ РУХУ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Нерівномірність руху машини та її причини. Види коливань швидкості. Середня швидкість та коефіцієнт нерівномірності руху машини. Визначення коефіцієнта нерівномірності руху машини за допомогою кривої Віттенбауера. Задачі та методи регулювання ходу машин. Призначення та принцип роботи маховика. Визначення моменту інерції маховика методом Віттенбауера. Призначення та принцип роботи регуляторів швидкості.

Література: [1] — С. 373—401; [2] — С. 91—97; [3] — Розд. 5; [4] — С. 342—351; [5] — С. 158..175.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Задача про регулювання руху машин. 2. Причини коливань швидкості ланки зведення (головного валу машини)? Типи коливань цієї швидкості. 3. Поняття про середню швидкість і коефіцієнт нерівномірності руху машини. 4. Визначення коефіцієнта нерівномірності руху машини. 5. Визначення коефіцієнта нерівномірності руху за допомогою кривої Віттенбауера. 6. Для чого встановлюють на машинах маховик? Коли його дія є ефективною? Як впливає наявність маховика на час розбігу та вибігу машини? 7. Що необхідно зробити, щоб зменшити вагу і розміри маховика? 8. Які допущення приймають при знаходженні моменту інерції маховика реальних машин методом Віттенбауера? 9. Призначення та принцип роботи регуляторів швидкості.

1.6. ТЕРТЯ ТА ЗНОС У МАШИНАХ

Види тертя. Тертя ковзання та його основні закономірності. Коефіцієнт, кут і конус тертя. Тертя в поступальних, гвинтових і обертових парах. Тертя гнучкої ланки. Формула Ейлера. Тертя ковзання змащених тіл. Тертя кочення. Коефіцієнт тертя кочення. Умови чистого кочення та ковзання. Силовий розрахунок механізмів з урахуванням сил тертя. Визначення ККД механізмів. Розрахунок зносу елементів кінематичних пар. Види та стадії зношування. Кількісна оцінка зносу (швидкість і ефективність зносу, зносостійкість).

Література: [1] — С. 212—238; [2] — С. 64—69; [3] — Розд. 6; [4] — С. 245—255; [5] — С. 96—102.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Що розуміють під силою тертя? Причини виникнення тертя. 2. Чим відрізняється тертя кочення від тертя ковзання? Яку роль відіграє мастило, яке знаходиться між тілами, що мають відносний рух? 3. Від яких чинників залежить сила тертя? 4. Дайте визначення коефіцієнта, кута, конуса тертя. Який зв'язок між коефіцієнтом і кутом тертя? 5. Запишіть формулу Амонтона-Кулона, яка дозволяє наближено знайти силу

тертя. 6. Чи однакові коефіцієнти тертя спокою і руху? 7. Яку похилу площину називають самогальмівною? 8. Поняття про зведений коефіцієнт тертя. 9. Як пояснити, що в ходових гвинтах верстатів використовується прямокутна різьба, а в деталях кріплення (болтові з'єднання) — трикутна різьба, в пасових передачах більш широко застосовуються клинові паси? 10. Які гіпотези використовують при визначенні моменту тертя в обертових парах і коли вони справедливі? 11. Круг тертя та його властивості. 12. Зносостійкість якої п'яти (суцільної чи кільцевої) вища? 13. Як впливає кут обхвату шківів пасом на величину обертового моменту, який можна передати за допомогою пасової передачі? 14. Які вимоги необхідно забезпечити, щоб було рідинне тертя? 15. Що розуміють під коефіцієнтом тертя кочення? 16. Умови чистого кочення і чистого ковзання. 17. Як здійснюють силовий розрахунок механізмів з врахуванням сил тертя? 18. Методика визначення миттєвого ККД механізмів. 19. Назвіть основні види зношування в машинах. 20. Стадії зношування та критерії їх оцінки. 21. Що розуміють під зносостійкістю матеріалів?

1.7. КУЛАЧКОВІ МЕХАНІЗМИ

Загальні відомості. Призначення та принцип роботи кулачкових механізмів. Переваги та недоліки, галузі використання. Типи кулачкових механізмів і їх основні параметри. Кінематичний аналіз кулачкових механізмів. Метод оберненого руху. Основні закони руху вихідної ланки та їх якісні характеристики. Кінематичний та динамічний синтез механізмів графічними та аналітичними методами. Вибір розмірів ролика вихідної ланки. Визначення реакцій в кінематичних парах і ККД кулачкового механізму. Забезпечення силового замикання у вищій парі та врахування пружності ланок при проектуванні кулачкових механізмів.

Література: [1] — С. 130—136, 510—550; [2] — С. 214—231; [3] — Розд. 7; [4] — С. 170—187, 240; [5] — С. 214—230.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Характерна ознака кулачкового механізму. 2. Нарисуйте найпростіші схеми кулачкових механізмів. Вкажіть, який рух здійснює кулачок, інші ланки механізму. 3. Переваги і недоліки кулачкових механізмів. 4. Форми елементів вищої пари, що належать вихідній ланці. 5. Які криві називають еквідистантними? Практичний (центровий) і теоретичний профілі кулачка. 6. Які є способи замикання ланок вищої пари? Їх переваги і недоліки. 7. Яка різниця між кутами профілю кулачка і фазовими кутами руху штовхача? 8. Як, маючи креслення кулачкового механізму, одержати діаграму переміщень вихідної ланки? 9. Що розуміють під законом руху вихідної ланки кулачкового механізму? Коли в кулачкових механізмах мають місце «м'які» і «жорсткі» удари? Наведіть приклади таких законів. 10. Чому безрозмірні коефіцієнти переміщень, швидкості, прискорення і кінетичної потужності називають інваріантами? 11. Етапи синтезу кулачкових механізмів. Які задачі кінематичного і динамічного синтезу? 12. Як побудувати теоретичний профіль кулачка і які дані для цього потрібні? 13. Як побудувати практичний профіль кулачка, коли відомий його теоретичний профіль? 14. З яких умов знаходять радіус ролика? 15. Які вимоги ставлять до кулачка кулачкового механізму з плоским штовхачем (коромислом)? 16. Що називають кутом тиску і кутом передачі? Покажіть ці кути на різних типах кулачкових механізмів. Як впливають кути тиску (передачі) на радіус основного кола? 17. В чому полягає умова самогальмування? 18. Як визначити величину радіуса основного кола різних типів кулачкових механізмів? 19. Якою повинна бути сила пружності пружини при силовому замиканні ланок

у кулачковому механізмі. 20. Чи однакові між собою параметри руху, одержані теоретичним і експериментальним дослідженнями? Коефіцієнт динамічності.

1.8. ПЕРЕДАЧІ

Загальні відомості. Призначення і види передач. Основні характеристики передач. Фрикційні передачі та варіатори швидкості. Фрикційні передачі з гнучкими ланками. Переваги та недоліки фрикційних передач.

Література: [1] — С. 137—145, 166—168; [3] — Розд. 8; [4] — С. 231—233; [5] — С. 199—200.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Які функції виконують передачі в машинах? 2. Назвіть основні механічні передачі. 3. Які вимоги ставлять до передач? 4. Що розуміють під передаточним відношенням і як визначають його знак? 5. На якому валу обертовий момент більший (вхідному чи вихідному)? 6. Переваги і недоліки фрикційних і пасових передач. 7. Які механізми називають фрикційними варіаторами швидкості? Назвіть приклади таких передач.

1.9. ПЛОСКІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Загальні відомості про зубчасті передачі. Типи зубчастих передач. Геометричні параметри циліндричного зубчастого колеса. Основна теорема зубчастого зачеплення. Ковзання профілів зубців. Властивості та рівняння евольвенти кола. Теоретичний вихідний та твірний контури. Деякі відомості про способи нарізання зубчастих коліс. Розрахунок геометричних параметрів циліндричних прямозубих зубчастих коліс із умови верстатного зачеплення. Розрахунок геометричних параметрів циліндричної прямозубої передачі з умови щільного зачеплення двох коліс. Особливості геометрії косозубих циліндричних передач. Геометричні та кінематичні умови існування передачі. Коефіцієнт перекриття. Підрізання, загострення та інтерференція зубців. Вибір коефіцієнтів зміщення. Побудова профілю зубців зубчастої передачі. Зачеплення М. Л. Новікова.

Література: [1] — С. 145—149, 423—474; [2] — С. 179—198; [3] — Розд. 9; [4] — С. 94—128; [5] — С. 187—198, 201..211.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Принцип дії зубчастої передачі. 2. Переваги та недоліки зубчастих передач. 3. Які кола в зубчастих передачах називають початковими? Де знаходиться полюс зачеплення і що називають полюсною лінією? 4. Запишіть формулу міжосьової відстані для зовнішнього і внутрішнього зачеплення. 5. Як визначається передаточне відношення циліндричної зубчастої передачі через радіуси початкових кіл, числа зубців? Запишіть формули. 6. Що називають кроком і модулем зубчастої передачі? Як впливає на них радіус кола, на якому їх вимірюють. 7. Класифікація зубчастих передач за положенням валів, видом зубців і формою їх профілю. 8. З чого складається профіль зуба? 9. Яке коло називають ділильним і як знаходять його діаметр (радіус)? 10. Які індекси використовують для позначення геометричних і кінематичних параметрів зубчастих коліс? 11. Сформулюйте основну теорему зубчастого зачеплення. Коли полюс зачеплення знаходиться між центрами обертання коліс? Чи можна спроектувати передачу із

змінним передаточним відношенням? 12. Що розуміють під швидкістю ковзання зубців і питомим ковзанням? Коли вони дорівнюють нулю? 13. Яку криву називають евольвентою? Які її основні властивості? Яку функцію називають інвалютною? Яке коло називають основним? 14. Чому евольвентне зубчасте зачеплення має переважне застосування? 15. Що розуміють під теоретичним вихідним і теоретичним твірним контурами? Яку лінію називають ділильною? 16. Назвіть основні методи виготовлення зубчастих коліс. Вкажіть їх переваги та недоліки. Що називають верстатним зачепленням? 17. Що таке передача зі зміщенням, і для чого вона використовується? Яку лінію твірного контуру називають початковою? Як вимірюється величина зміщення інструменту при нарізанні зубчастих коліс? Що називають коефіцієнтом зміщення? 18. Що називають кутом зачеплення? 19. Чи рівні між собою дійсна міжосьова і ділильна відстані? Що означає коефіцієнт сприймального зміщення? 20. Коли ділильна товщина зуба дорівнює ділильній ширині западини? 21. Коли кут профілю твірного контуру дорівнює куту зачеплення? 22. Чим відрізняються геометричні параметри (крок, модуль, кут зачеплення, коефіцієнт зміщення) косозубих циліндричних зубчастих коліс від прямозубих? 23. Назвіть геометричні та кінематичні параметри умови існування передачі. 24. Чи може бути контакт між зубцями за межами активної лінії зачеплення? 25. Чим характеризується плавність роботи зубчастої передачі? Що називають кутом і коефіцієнтом перекриття (повним, торцевим і осьовим)? 26. Коли настає підрізання, загострення та інтерференція зубців? 27. Як вибрати коефіцієнти зміщення за допомогою блокувальних контурів для того, щоб забезпечити максимальну контактну міцність, мінімальний знос, максимальну міцність на згин та максимальний коефіцієнт перекриття? 28. Як побудувати евольвентний профіль зубців? 29. Зачеплення Новікова. Чим воно відрізняється від евольвентного зачеплення? Які його переваги та недоліки, і де його доцільно використовувати?

1.10. ПРОСТОРОВІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Конічні та гвинтові зубчасті передачі. Черв'ячні передачі. Особливості кінематики та геометрії. Переваги та недоліки. Галузі використання.

Література: [1] — С. 475—493; [2] — С. 198—204; [3] — Розд. 10; [4] — С. 128—158.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Як визначається передаточне відношення конічної і черв'ячної передач? 2. Що називають конусною відстанню? 3. Переваги та недоліки конічних і черв'ячних передач? 4. Особливості геометрії конічних передач. Як будується профіль зуба конічних коліс? 5. Особливості геометрії і кінематики передач гвинтовими колесами. 6. Назвіть основні типи черв'яків залежно від профілю поперечного перерізу витка. 7. Як визначити діаметр ділильного кола черв'яка?

1.11. БАГАТОЛАНКОВІ ЗУБЧАСТІ МЕХАНІЗМИ

Загальні відомості. Зубчасті механізми з нерухомими та рухомими осями. Замкнуті диференціальні механізми. Аналітичне та графічне визначення передаточних відношень (метод Вілліса). ККД планетарних механізмів. Синтез планетарних механізмів. Хвильові зубчасті передачі.

Література: [1] — С. 149—166, 493—506; [2] — С. 52—57, 204—214; [3] — Розд. 11; [4] — С. 158—170, 233, 240; [5] — С. 65—77, 211—214.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Чим пояснюється використання багатоланкових зубчастих механізмів? 2. Основні види багатоланкових зубчастих механізмів. 3. Які передачі називають ступінчастими і паразитними? Як визначити їх передаточні відношення? Чи залежить величина передаточного відношення від числа зубців паразитки? Для чого встановлюють у механізмах дві або більше паразитки? 4. Як визначити знак передаточного відношення в циліндричних, конічних і черв'ячних передачах? В яких випадках не говорять про знак передаточного відношення? 5. Які механізми називають диференціальними, планетарними, замкнутими диференціальними та комбінованими? 6. Запишіть формулу Вілліса для планетарного або диференціального механізму. 7. Як визначають передаточне відношення замкнутих диференціальних і комбінованих зубчастих механізмів? 8. Як можна визначити передаточне відношення багатоланкових зубчастих механізмів графічним способом? 9. За якими параметрами вибирають схему планетарного механізму? 10. З яких умов вибирають числа зубців коліс планетарних механізмів? 11. Які переваги та недоліки мають планетарні та диференціальні передачі у порівнянні з іншими видами зубчастих передач? 12. Що являє собою хвильова передача, і які переваги вона має?

1.12. СИНТЕЗ ВАЖИЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

Переваги та недоліки важільних механізмів. Основні задачі синтезу та методи їх розв'язання. Етапи і параметри синтезу. Основні та додаткові умови синтезу. Цільова функція. Умова існування кривошипа в чотириланкових механізмах. Синтез механізмів за заданими законами руху ланок та їх положеннями. Синтез чотириланкових і шестиланкових механізмів за двома крайніми положеннями вихідної ланки та коефіцієнтом зміни її середньої швидкості. Графічні та аналітичні методи синтезу. Синтез механізмів методами оптимізації з використанням ЕОМ. Методи пошуку мінімуму цільової функції. Штрафні функції. Локальний і глобальний мінімуми. Синтез механізмів методом наближення функцій. Зважена різниця. Методи наближення функцій: інтерполяція, квадратичне і найкраще наближення функцій. Синтез напрямних механізмів. Точні напрямні механізми. Теорема Робертса. Наближені напрямні механізми.

Література: [1] — С. 172—174, 506—510; [2] — С. 170—178; [3] — Розд. 12; [4] — С. 77, 78, 239, 240.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Переваги та недоліки важільних механізмів. 2. Основні методи і етапи синтезу механізмів. 3. Що називають параметрами синтезу? Вхідні та вихідні параметри. 4. Вимоги, що найчастіше ставлять до механізмів, які проектують. 5. Що таке цільова функція? 6. Які умови можуть бути додатковими при синтезі важільних механізмів? 7. Задача оптимального синтезу механізмів. 8. Умова існування кривошипа в чотириланкових механізмах. 9. Що називають коефіцієнтом зміни середньої швидкості вихідної ланки? 10. Спроектуйте за двома крайніми положеннями вихідної ланки чотириланковий важільний механізм. 11. Як спроектувати під'єднану до шатуна основного механізму структурну групу за заданим коефіцієнтом зміни середньої швидкості вихідної ланки? 12. Методи пошуку мінімуму цільової функції. Поняття про глобальний та локальний мінімуми. 13. У чому перевага методу наближення функцій порівняно з методом багатопараметричної оптимізації при синтезі механізмів? 14. З якою метою використовують при синтезі зважену різницю? 15. Які механізми називають напрямними? 16. Чим відрізняють точні напрямні механізми від наближених? 17. Про що говориться у теоремі Робертса?

1.13. МЕХАНІЗМИ ПЕРЕРИВЧАСТОГО РУХУ

Основні типи. Механізми неповнозубих зубчастих коліс, храпові, мальтійські, шарнірно- та зубчато-важільні механізми з вистоем вихідної ланки. Принцип роботи, їх кінематика та синтез. Переваги та недоліки, галузі їх використання.

Література: [1] — С. 411—415, 550—568; [2] — С. 142—170; [3] — Розд. 13; [4] — С. 60—70, 78—84; [5] — С. 231—234

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Які механізми називають механізмами переривчастого руху? 2. Принцип роботи механізмів неповнозубих коліс. Їх недоліки. 3. Чи можна за допомогою храпового механізму забезпечити плавне регулювання кута повороту храповика? 4. Переваги та недоліки мальтійських механізмів. 5. Чи можна за допомогою важільних механізмів одержати рух веденої ланки з вистоем (зупинкою)? 6. Якою повинна бути траєкторія (шатунна крива), щоб одержати механізм з вистоем вихідної ланки? 7. Як за допомогою зубчато-важільного механізму одержати рух вихідної ланки з вистоем?

1.14. ЗРІВНОВАЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ

Задача про зрівноваження механізмів. Визначення положення центра мас плоского механізму. Метод замінюючих мас. Зрівноваження механізмів відносно фундаменту. Умова зрівноваження. Повне та часткове зрівноваження сил інерції. Проектування самозрівноважених механізмів. Зрівноваження моментів сил інерції в багатокривошипних машинах. Зрівноваження обертових мас відносно опор. Статичне та динамічне балансування обертових мас при відомому та невідомому розташуванні незрівноважених мас.

Література: [1] — С. 275—303; [2] — С. 124—135; [3] — Розд. 14; [4] — С. 351—360; [5] — С. 85—95.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Задача про зрівноваження механізмів. 2. Як визначити положення центра мас плоского механізму? Що називають головними точками? 3. Умови статичної та динамічної еквівалентності замінюючих мас масі ланки. 4. Які умови повного і часткового зрівноваження сил інерції? 5. Методи зрівноваження механізмів відносно фундаменту. 6. Наведіть приклади самозрівноважених механізмів. 7. Як досягається зрівноваження багатокривошипних машин? 8. Яким способом можна усунути статичну та динамічну незрівноваженість обертових мас? 9. Задачі статичного та динамічного зрівноваження обертових мас. 10. Скільки противаг необхідно встановити на ротор при статичному і динамічному балансуванні? 11. Наведіть приклад розташування мас відносно осі обертання, що викликають появу лише незрівноваженої пари сил інерції. Де знаходиться загальний центр мас?

1.15. ОСНОВИ ТЕОРІЇ МАШИН

Основні поняття та визначення. Технологічні процеси та операції. Основні етапи механізації та автоматизації виробництва. Робочі та виконавчі органи машини. Виконавчі механізми. Цикл роботи машини. Структура машин. Класифікація машин-автоматів і їх системи керування. Приклади систем керування

(від копирів, слідкуючий привод, числове програмне керування). Класифікація систем керування. Системи керування за часом і шляхом. Циклограми та тактограми машин. Кулачковий розподільний вал і кулачковий командоапарат. Поняття про логічні операції та механізми.

Маніпулятори та промислові роботи. Загальні відомості. Класифікація. Структура та маневреність маніпуляторів. Робочий об'єм, зона обслуговування, кут та коефіцієнт сервісу. Системи та алгоритми керування маніпуляторами. Виконавчі пристрої промислових роботів, їх приводи та системи керування. Три покоління роботів. Динаміка промислових роботів.

Література: [1] — С. 574—629; [2] — С. 237—274; [3] — Розд. 15.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. *Задачі теорії машин. 2. Що називають технологічним процесом і які вони бувають? 3. Що називають технологічною операцією і як їх поділяють? 4. Назвіть основні етапи механізації та автоматизації виробництва. 5. Яка різниця між робочими та виконавчими органами? 6. Яка різниця між технологічним, робочим, кінематичним та енергетичним циклами? 7. Назвіть основні складові сучасних машин. 8. Класифікація машин залежно від характеру кінематичного циклу, періоду та числа позицій обробки виробу. 9. Назвіть основні способи керування рухом виконавчих органів машин-автоматів. 10. У яких випадках доцільно використовувати слідкуючий привод, а в яких керування за допомогою копирів? 11. У чому полягають переваги числового програмного керування? 12. Чим відрізняється система керування за шляхом від системи керування за часом, циклограма від тактограми? 13. Як поділяються системи автоматичного керування? 14. Яка різниця між кулачковим розподільним валом і кулачковим командоапаратом? 15. Чим зручно використовувати в автоматизації двійкову систему керування? 16. Що називають маніпулятором? 17. Види та структура маніпуляторів. 18. З яких міркувань вибирається число ступенів вільності маніпулятора? 19. Що розуміють під маневреністю маніпулятора? 20. Що розуміють під робочим об'ємом, зоною обслуговування, кутом і коефіцієнтом сервісу? 21. Яке найбільше значення коефіцієнта сервісу? 22. Які бувають системи керування маніпуляторів? 23. Які бувають рівні керування маніпулятором? 24. Що називають промисловим роботом? 25. Які бувають промислові роботи? 26. Складові частини промислових роботів. 27. Що є основною характеристикою виконавчих пристроїв промислових роботів? 28. Вкажіть принципові відмінності промислових роботів різних поколінь.*

ПРИБЛИЗНА ТЕМАТИКА ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

1. Складання кінематичних схем і структурний аналіз механізмів.
2. Експериментальне дослідження кінематичних характеристик механізмів.
3. Експериментальне дослідження динамічних характеристик механізмів.
4. Дослідження процесу тертя в кінематичних парах.
5. Визначення ККД різних механізмів.
6. Експериментальне визначення зведеного моменту інерції різних ланок і механізмів.
7. Кінематичний аналіз і синтез кулачкових механізмів.
8. Побудова евольвентного профілю зубів методом огинання.
9. Визначення основних геометричних параметрів евольвентної зубчастої передачі шляхом вимірювання зубчастих коліс.

10. Статичне й динамічне балансування ротора з відомим розташуванням незрівноважених мас.

11. Динамічне балансування ротора з невідомим розташуванням незрівноважених мас.

12. Структура та основні характеристики механізмів промислових роботів і маніпуляторів.

Примітка: Остаточний перелік лабораторних робіт, які виконують студенти, встановлює кафедра, враховуючи спеціальність або групи спеціальностей, бюджет часу і можливості лабораторної бази вузу.

ПРИБЛИЗНА ТЕМАТИКА ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

1. Вивчення основних видів механізмів з використанням моделей механізмів. Структурний аналіз механізмів.

2. Кінематичний аналіз плоских важільних механізмів. Метод планів.

3. Методика розробки алгоритмів, аналіз програм і розрахунок кінематичних характеристик важільних механізмів за допомогою ЕОМ.

4. Силовий аналіз механізмів. Визначення сил інерції. Визначення реакцій в кінематичних парах і зрівноважуючої сили. Метод планів сил і правило важеля М. Є. Жуковського.

5. Розробка алгоритмів і аналіз програм для силового розрахунку механізмів з використанням ЕОМ.

6. Зведення сил і мас у плоских механізмах. Рівняння руху механізмів.

7. Визначення моменту інерції маховика методом Віттенбауера (або іншим методом).

8. Тертя та зношування в машинах.

9. Кінематичний аналіз кулачкових механізмів.

10. Проектування кулачкових механізмів з визначенням розмірів за заданими обмеженнями. Розрахунок координат профілю кулачка за допомогою ЕОМ.

11. Геометричний розрахунок зубчастої передачі з оптимізацією параметрів за заданими обмеженнями і використанням ЕОМ.

12. Визначення передаточних відношень багатоланкових зубчастих механізмів (з рухомими та нерухомими осями).

13. Синтез важільних механізмів за двома положеннями та коефіцієнтом зміни середньої швидкості вихідної ланки.

Примітка. Остаточний перелік і зміст практичних занять визначає кафедра.

ЗМІСТ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНИХ РОБІТ

1. Кінематичний аналіз плоского важільного механізму II класу методом планів і аналітичним методом (замкнутих векторних контурів). Порівняння результатів досліджень, одержаних двома методами.

2. Силовий розрахунок плоского важільного механізму II класу методом планів сил. Визначення зрівноважувальної сили методом М. Є. Жуковського. Порівняння цієї сили, одержаної двома методами.

НТБ ВІТУ
М.Вінниця

3. Знаходження передаточних відношень багатоланкових зубчастих механізмів аналітичним і графічним методами. Порівняння результатів, одержаних двома методами.

ПРИБЛИЗНИЙ ПЕРЕЛІК ПИТАНЬ, ЩО РОЗРОБЛЯЮТЬСЯ ПРИ КУРСОВОМУ ПРОЕКТУВАННІ

1. Проектування структурної та кінематичної схем важільних, зубчастих, кулачкових механізмів.
2. Кінематичний аналіз важільних механізмів.
3. Силовий розрахунок важільних механізмів.
4. Визначення моменту інерції маховика.
5. Аналіз і синтез кулачкових механізмів.
6. Аналіз і синтез зубчастих механізмів.
7. Узгодження руху механізмів за допомогою циклограм і тактограм.

ДОМАШНІ ЗАВДАННЯ І КОНТРОЛЬНІ РОБОТИ

Обсяг і зміст домашніх завдань і контрольних робіт встановлюється кафедрою. Виконання домашніх завдань контролюється викладачем на підставі захисту завдання студентом.

Для виконання домашніх завдань і контрольних робіт студентами всіх форм навчання можна використати задачі, які наведені у цьому посібнику як задачі для самостійної роботи. Перелік задач, які повинен розв'язати студент, визначає кафедра. Можливі два випадки. В першому випадку студент вибирає задачі за двома останніми цифрами шифру залікової книжки. Наприклад, у студента шифр залікової книжки ТМз-98079, отже він розв'язує всі задачі (або частину задач), що закінчуються на цифру 79. В іншому випадку викладач вказує студенту номери задач, які він повинен розв'язати.

Список рекомендованої літератури наведено в кінці посібника.

СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ

Дослідження і проектування механізмів повинно починатися з вивчення їх структури (будови), оскільки від правильного вибору схем механізмів у значній мірі залежить працездатність і надійність їх роботи в машинах. Крім цього, структура механізмів визначає методи їх дослідження та проектування.

2.1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ

Як відомо з теоретичного курсу [1-4], кожний механізм або машина складається з окремих деталей. *Деталлю* називають ту частину механізму чи машини, яка виготовлена без складальних операцій. Усі нерухомі деталі утворюють одну нерухому систему тіл, яку називають *нерухомою ланкою* або *стояком*. Кожна рухома деталь або група деталей, яка утворює одну рухома систему, має назву *рухомої ланки*.

Рухоме з'єднання *двох* ланок, які стикаються, називається *кінематичною парою*. Сукупність поверхонь, ліній або точок, якими ланки стикаються між собою, називають *елементами кінематичних пар*. За числом умов зв'язку, які накладаються кінематичною парою на відносний рух ланок, пари ділять на п'ять класів. У табл. 2.1 [3] зображені деякі види кінематичних пар і їх умовні позначення. У залежності від форми елементів кінематичних пар, вони діляться на *нижчі* і *вищі*. У нижчих кінематичних парах ланки стикаються поверхнями, а у вищих — по лінії або в точці. Механізми, ланки яких утворюють лише нижчі пари, називають *важільними*.

В основу будь-якого механізму входить кінематичний ланцюг. *Кінематичним ланцюгом* називають зв'язану систему ланок, що входять у кінематичні пари. *Механізмом* називають систему тіл, що призначена для перетворення руху одного або кількох тіл у потрібні рухи інших тіл. *Машина* є пристрій, який виконує механічний рух для перетворення енергії, матеріалів та інформації з метою заміни або полегшення фізичної чи розумової праці людини. Машина, в якій перетворення енергії, матеріалів та інформації відбувається без втручання людини, називається *машиною-автоматом*.

2.2. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

При структурному аналізі механізмів визначають: 1) кількість рухомих ланок механізму; 2) кількість і клас кінематичних пар; 3) ступені вільності (рухомості) механізму; 4) кількість, клас і порядок структурних груп, що утворюють цей механізм; 5) клас механізму в цілому і записують формулу будови механізму.

Для розв'язання цієї задачі складають структурну схему механізму. Причому треба відрізнити структурну схему механізму від кінематичної. У структурній схемі вказують елементи стояка, кінематичні пари і ланки та їх взаємне розташування у механізмі, без врахування розмірів ланок. У кінематичній схемі, крім цього, відображають ще розміри ланок, які необхідні для кінематичного та силового аналізу механізмів. Важливою характеристикою кінематичного ланцюга чи механізму є їх *ступінь вільності (рухомості)*, під яким розуміють кількість незалежних можливих рухів, які мають ланки механізму відносно стояка (у кінематичному ланцюгу — відносно якоїсь ланки чи системи відліку). Ступінь вільності визначає число незалежних параметрів, які однозначно визначають положення усіх ланок механізму відносно стояка, це, зокрема, можуть бути кутові або лінійні координати ланок. Наприклад, у кривошипно-повзунному механізмі, який зображений на рис. 2.1, таким незалежним параметром може бути кут φ_1 повороту кривошипа AB . При заданих розмірах ланок цей кут однозначно визначає положення усіх ланок механізму. Такі незалежні параметри (φ) називаються *узагальненими координатами механізму*.

Ланку, якій приписують одну або декілька узагальнених координат, називають *початковою*. У механізмі з одним ступенем вільності маємо одну початкову ланку, а узагальненою координатою приймають його кутову координату (якщо ланка обертається) або лінійну (якщо ланка рухається прямолінійно). У кривошипно-повзунному механізмі (рис. 2.1) такими координатами можуть бути: кут повороту кривошипа або лінійні переміщення повзуна C .

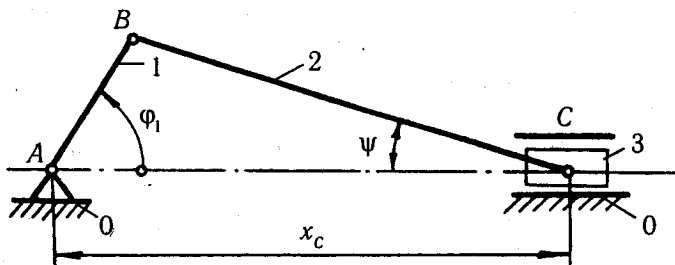


Рис. 2.1

Ступінь вільності просторового механізму визначається за *формулою Сомова-Малишева*:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (2.1)$$

де n — число рухомих ланок; p_i — число пар i -го класу ($i = 1, 2, \dots, 5$).

Для плоских механізмів використовується *формула Чебишева*:

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

У кривошипно-повзунному механізмі (рис. 2.1) маємо три рухомих ланки ($n = 3$): кривошип AB , шатун BC , повзун C . Ці ланки утворюють чотири пари V класу, причому пари $A(0,1)$, $B(1,2)$, $C(2,3)$ — обертальні і $C(3,0)$ — поступальна (у дужках вказані номери ланок, які утворюють відповідну кінематичну пару). Тоді ступінь вільності механізму

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

Отже, у цьому механізмі повинна бути лише одна початкова ланка.

Початкову ланку і стояк, які утворюють пару V класу, надалі будемо називати *механізмом I класу*. Будь-який механізм можна одержати, якщо до механізму (механізмів) I класу приєднувати структурні групи (основний принцип утворення механізмів за Ассуром). Кінематичний ланцюг, який після приєднання його вільними елементами до стояка має нульовий ступінь вільності і який не можна розбити на простіші кінематичні ланцюги, ступінь вільності яких дорівнює нулю, називається *структурною групою* або групою Ассура. Приєднуючи структурну групу до ланок будь-якого механізму, ми не змінюємо його ступеня вільності.

Отже, умовою структурної групи є умова, що $W = 0$. У плоских важільних механізмах $p_4 = 0$, а тому $W_{гр.} = 3n - 2p_5$. Значить, у групі Ассура плоского важільного механізму повинна виконуватися умова $p_5 = \frac{3}{2}n$. Оскільки число ланок і пар може бути тільки цілим, то число ланок у складі групи повинно бути парним.

Структурні групи поділяються на класи, порядки і види. Найпростіша структурна група, яка складається з двох ланок і трьох кінематичних пар, відноситься до II класу (табл. 2.1). У групах III класу є ланки, що входять у три пари, а в групах IV класу і вище — замкнуті контури, які складаються з чотирьох і більше ланок.

Порядок групи Ассура визначається числом елементів зовнішніх кінематичних пар, якими ця група приєднується до основного механізму (механізму I класу чи інших вже приєднаних до нього груп). Зокрема групи II класу бувають лише II порядку (див. табл. 2.1).

Клас механізму визначається найвищим класом групи Ассура, яка входить у склад механізму. При наявності в механізмі вищих кінематичних пар, надлишкових зв'язків або ступенів вільності треба попередньо позбутися їх із схеми механізму. Це питання розглядається у повному курсі ТММ [1—5].

Приклад 2.1. Виконати структурний аналіз плоского кривошипно-коромислового механізму, який зображений на рис. 2.2. Початковою ланкою прийняти кривошип 1.

Розв'язок. У склад механізму входять три рухомі ланки і чотири кінематичні пари V класу: $A(0, 1)$, $B(1, 2)$, $C(2, 3)$ і $D(3, 0)$. Ступінь вільності визначаємо за формулою Чебишева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 2 - 0 = 1.$$

Приклади структурних груп

Клас	Порядок	Кількість ланок	Кількість пар V класу	Вид групи	Схема групи
				1	
				2	
2	2	2	3	3	
				4	
				5	
3	3	4	6	1	
4	2	4	6	1	

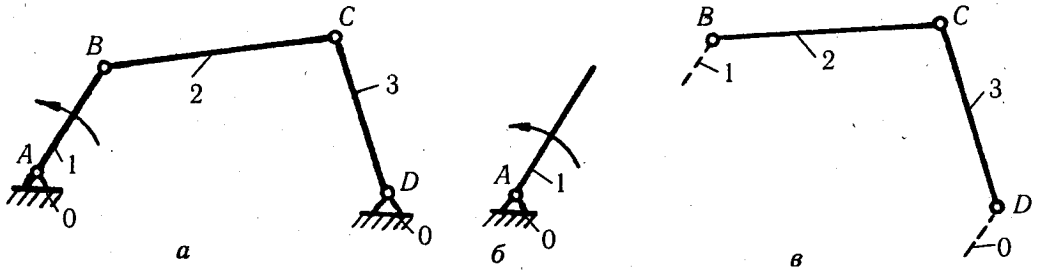


Рис. 2.2

Отже, у механізмі повинна бути одна початкова ланка (кривошип 1), яка разом із стояком 0 утворює механізм I класу (рис. 2.2, б). Ланки 2 і 3 (рис. 2.2, в) утворюють структурну групу II класу II порядку.

В цілому механізм II класу, оскільки найвищий клас структурної групи, що входить у його склад, другий.

Послідовність утворення механізму можна виразити формулою будови

$$I(1) \rightarrow II(2,3).$$

У цій формулі римськими цифрами позначено клас механізму (I) або клас групи (II), а арабськими цифрами — номери рухомих ланок, що входять до їх складу.

Приклад 2.2. Виконати структурний аналіз механізму поперечно-стругального верстату, зображеного на рис. 2.3. Початковою ланкою прийняти кривошип 1.

Розв'язок. У склад механізму входить п'ять рухомих ланок і сім кінематичних пар V класу: $A(0, 1)$, $B(1, 2)$, $B(2, 3)$, $C(3, 0)$, $D(3, 4)$, $E(4, 5)$, $E(5, 0)$. Причому пари A , $B(1, 2)$, C , D , $E(4, 5)$ — обертальні, решта — поступальні. Ступінь вільності механізму

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

У цьому механізмі повинна бути одна початкова ланка (кривошип 1), яка разом із стояком 0 утворює механізм I класу (рис. 2.3, б).

Кінематичний ланцюг, який залишився, складається з чотирьох ланок (2, 3, 4, 5) і може бути розбитий на два інші ланцюги 2—3 і 4—5, ступінь вільності яких $W = 0$. Отже, заданий механізм складається з механізму I класу (рис. 2.3, б) і двох груп II класу II порядку (рис. 2.3, в, г). У цілому механізм II класу.

Формула будови механізму має вигляд

$$I(1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5).$$

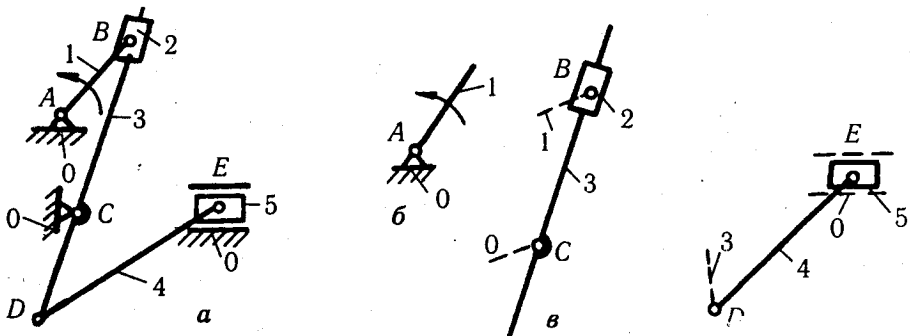


Рис. 2.3.

Приклад 2.3. Виконати структурний аналіз механізму, зображеного на рис. 2.4, прийнявши по черзі початковою ланкою кривошип 1, коромисло 5, повзун 4.

Розв'язок. У склад механізму входить п'ять рухомих ланок і сім кінематичних пар V класу, які утворені ланками: $A(0, 1)$, $B(1, 2)$, $C(2, 3)$, $D(3, 4)$, $D(4, 0)$, $E(3, 5)$, $F(5, 0)$. Усі пари обертальні, крім пари $D(4, 0)$, яка є поступальною.

Ступінь вільності механізму

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

Отже, у цьому механізмі повинна бути одна початкова ланка. Це може бути будь-яка ланка, яка зв'язана зі стояком 0. Розглянемо ці варіанти.

1. *Початкова ланка — кривошип 1* (рис. 2.4, а, б, в). У цьому випадку, якщо від механізму від'єднати механізм I класу, який складається з кривошипа 1 і стояка 0 (рис. 2.4, б), то залишиться кінематичний ланцюг, що складається з ланок 2, 3, 4, 5 і який має $W = 0$ (рис. 2.4, в).

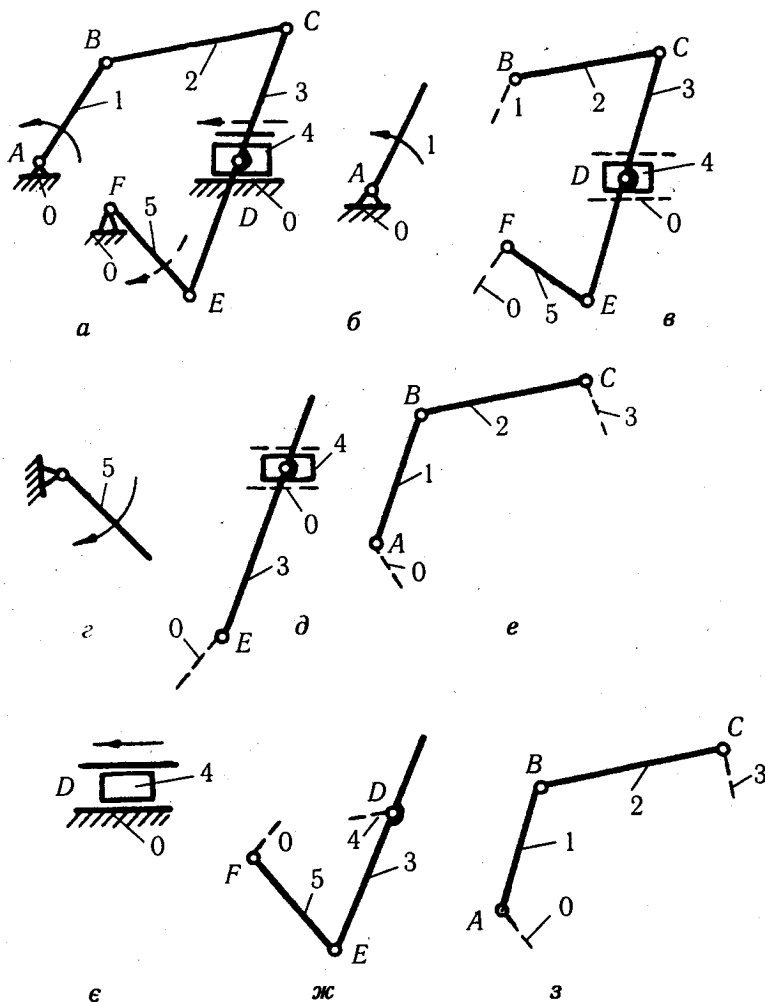


Рис. 2.4

Такий кінематичний ланцюг розбити на більш прості ланцюги, ступінь вільності яких дорівнював би нулю, неможливо. Отже, кінематичний ланцюг, який складається з ланок 2, 3, 4, 5 є структурною групою III класу III порядку (див. табл. 2.1).

Формула будови механізму має вигляд:

$$I(1) \rightarrow III\left(\frac{3}{2, 4, 5}\right),$$

де в чисельнику вказана ланка 3, яка входить у три кінематичні пари C, D, E і називається *базовою ланкою*. Базова ланка з'єднується з основним механізмом тільки через поводки або повзуни, що з точки зору структури все одно.

Механізм у цілому є механізмом III класу.

2. *Початкова ланка — коромисло 5* (рис. 2.4, $a, \varepsilon, \delta, e$). У цьому випадку, від'єднавши механізм I класу (рис. 2.4, ε), одержимо кінематичний ланцюг, який складається з ланок 1, 2, 3, 4 і має $W = 0$. Проте цей ланцюг можна розбити на два більш прості (3—4) і (1—2), які також мають $W = 0$ (рис. 2.4, δ, e). Отже, у цьому випадку механізм складається з механізму I класу і двох структурних груп II класу II порядку. Формула будови механізму має вигляд:

$$I(5) \rightarrow II(3,4) \rightarrow II(2,1).$$

В цілому механізм II класу.

3. *Початкова ланка — повзун 4*. У цьому випадку механізм також буде складатися з механізму I класу і двох структурних груп II класу II порядку (рис. 2.4, $a, \varepsilon, \zeta, \varepsilon$). Формула будови механізму має вигляд:

$$I(4) \rightarrow II(3,5) \rightarrow II(2,1).$$

Механізм також II класу.

Як видно з наведених прикладів (рис. 2.4), змінюючи початкову ланку механізму, ми міняємо клас механізму, а з ним і методи його дослідження.

2.3. ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ [5, 29, 35]

Задачі 1—15. Для кінематичної пари, яка утворена ланками A і B (див. рис. нижче), вказати кількість можливих незалежних рухів (поступальних і обертових), клас кінематичної пари (за класифікацією І. І. Артоболевського).

Задача 16. Показати дві різні кінематичні пари II класу.

Задача 17. Показати три різні кінематичні пари III класу.

Задача 18. Показати дві різні кінематичні пари IV класу.

Задача 19. Показати дві різні кінематичні пари V класу.

Задачі 20—33. Визначити клас і порядок структурної групи, яка зображена нижче на рисунку.

Задача 34. Побудувати десятиланковий механізм шляхом приєднання до механізму I класу двох груп Ассура. Визначити ступінь вільності такого механізму.

Задача 35. Побудувати шестиланковий механізм IV класу. Визначити ступінь вільності такого механізму.

Задача 36. Побудувати восьмиланковий механізм шляхом приєднання до механізму I класу двох груп Ассура. Визначити ступінь вільності такого механізму.

Задача 37. Побудувати дванадцятиланковий механізм шляхом приєднання до механізму I класу трьох груп Ассура. Визначити ступінь вільності такого механізму.

Задача 38. Побудувати семиланковий механізм, у склад якого входить одна вища, а решта нижчі кінематичні пари. Визначити ступінь вільності одержаного механізму.

Задача 39. Побудувати дев'ятиланковий механізм, у склад якого входить одна вища, а решта нижчі кінематичні пари. Визначити ступінь вільності одержаного механізму.

Задача 40. Побудувати чотириланковий механізм, у склад якого входить дві вищі і три нижчі кінематичні пари. Визначити ступінь вільності одержаного механізму.

Задача 41. Побудувати шестиланковий механізм шляхом приєднання до механізму I класу двох груп Ассура. Визначити ступінь вільності одержаного механізму.

Задача 42. Побудувати шестиланковий механізм шляхом приєднання до механізму I класу однієї групи Ассура. Визначити ступінь вільності та клас одержаного механізму.

Задача 43. Побудувати восьмиланковий механізм шляхом приєднання до механізму I класу трьох груп Ассура. Визначити ступінь вільності та клас одержаного механізму.

Задача 44. Побудувати десятиланковий механізм шляхом приєднання до механізму I класу трьох груп Ассура. Визначити ступінь вільності та клас одержаного механізму.

Задача 45. Побудувати десятиланковий механізм шляхом приєднання до механізму I класу чотирьох груп Ассура. Визначити ступінь вільності та клас одержаного механізму.

Задача 46. Побудувати дванадцятиланковий механізм шляхом приєднання до механізму I класу чотирьох груп Ассура. Визначити ступінь вільності та клас одержаного механізму.

Задача 47. Побудувати дванадцятиланковий механізм шляхом приєднання до механізму I класу двох груп Ассура. Визначити ступінь вільності та клас одержаного механізму.

Задача 48. Побудувати восьмиланковий механізм шляхом приєднання до механізму I класу однієї групи Ассура. Визначити ступінь вільності та клас одержаного механізму.

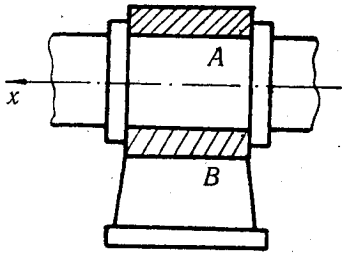
Задачі 49—60. Для механізмів, які мають у своєму складі вищу кінематичну пару (див. рис. нижче), побудувати замінюваний механізм з нижчими парами. Визначити ступінь вільності заданого і одержаного механізмів, їх клас.

Задачі 61—100. Для механізму, який зображений на рисунку нижче, визначити ступінь вільності. При наявності ланок, що створюють пасивні зв'язки або надлишкові (зайві) ступені вільності, вказати їх і не враховувати при обчисленні ступеня вільності механізму.

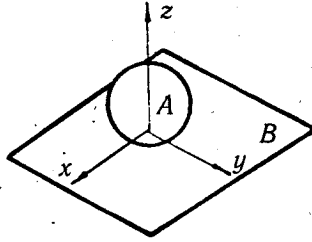
Задачі 101—200. Для плоских механізмів, які наведені нижче виконати структурний аналіз механізмів, тобто:

1. Обчислити кількість рухомих ланок механізму.
2. Обчислити кількість кінематичних пар V класу і визначити їх клас.
3. Обчислити ступінь вільності механізму,
4. Розбити механізм на структурні групи, визначити їх клас і порядок.
5. Визначити клас механізму.
6. Записати формулу будови механізму.

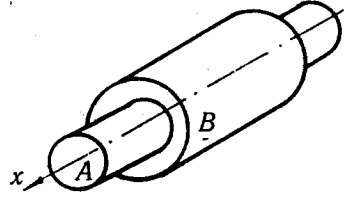
Початкову ланку механізму вибрати з табл. 2.2.



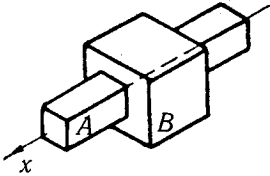
До задачі 1



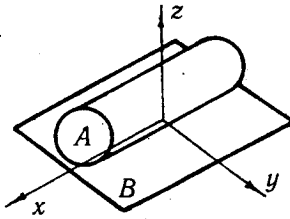
До задачі 2



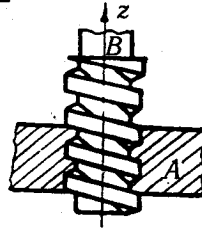
До задачі 3



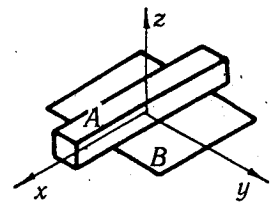
До задачі 4



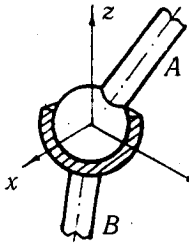
До задачі 5



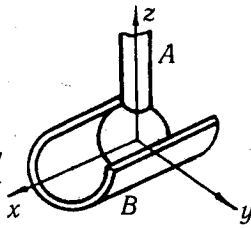
До задачі 6



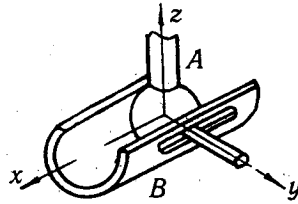
До задачі 7



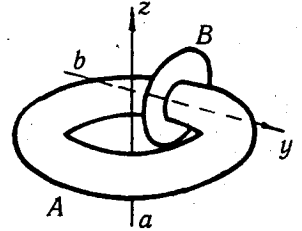
До задачі 8



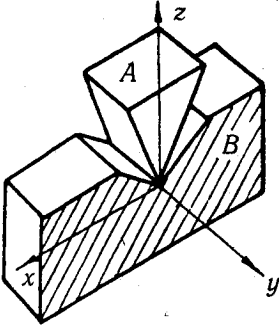
До задачі 9



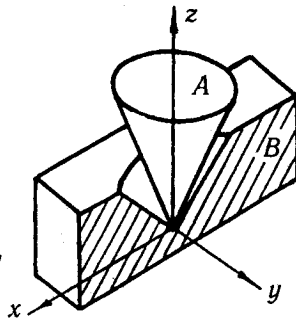
До задачі 10



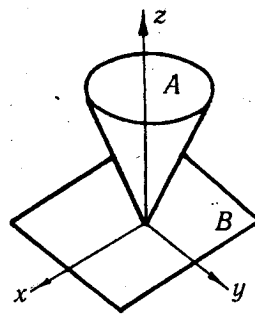
До задачі 11



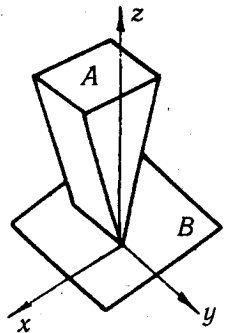
До задачі 12



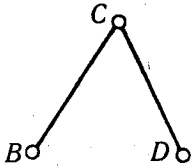
До задачі 13



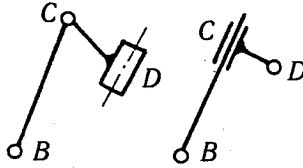
До задачі 14



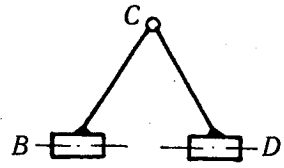
До задачі 15



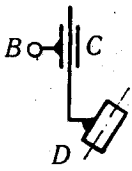
До задачі 20



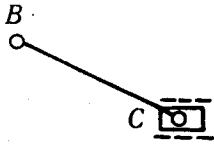
До задач 21, 22



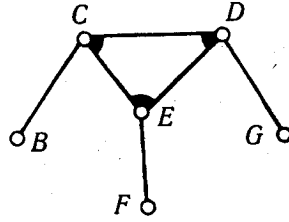
До задачі 23



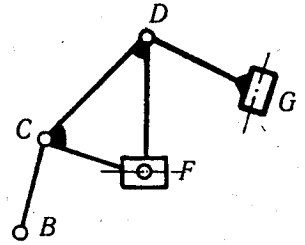
До задачі 24



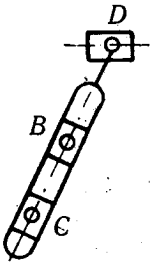
До задачі 25



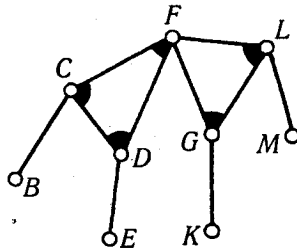
До задачі 26



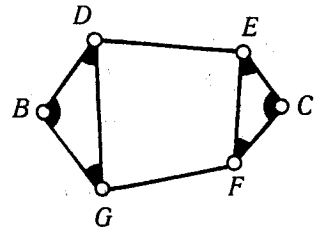
До задач 27



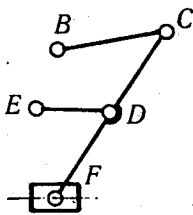
До задачі 28



До задачі 29



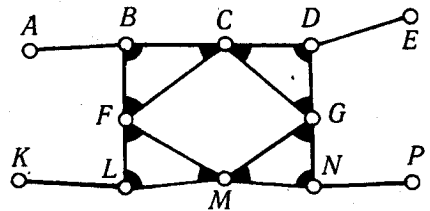
До задачі 30



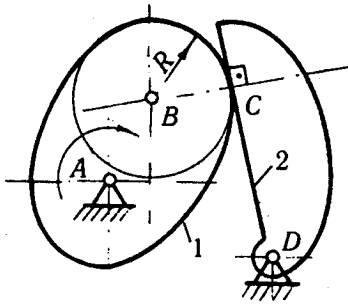
До задач 31



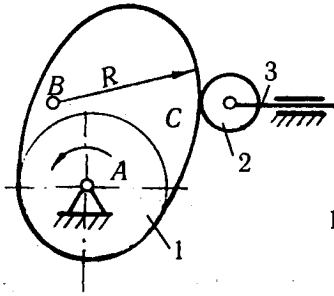
До задачі 32



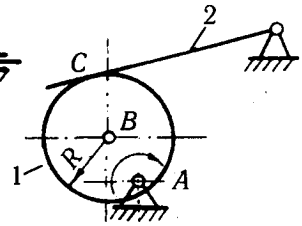
До задачі 33



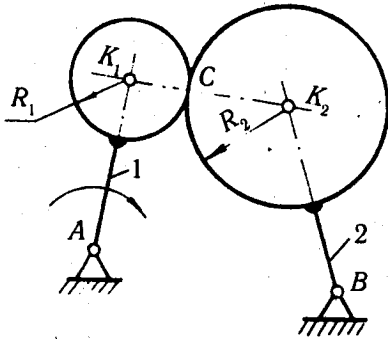
До задачі 49



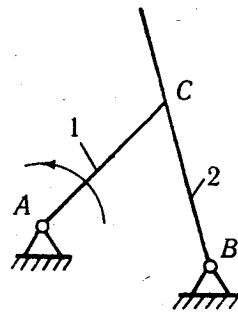
До задачі 50



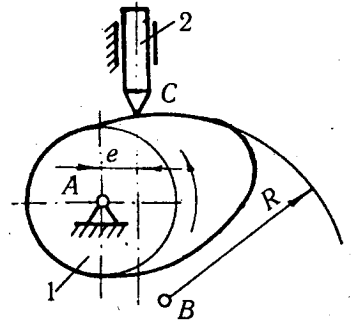
До задачі 51



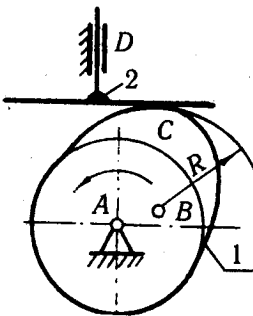
До задачі 52



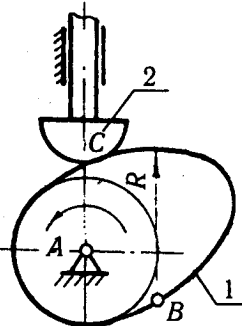
До задачі 53



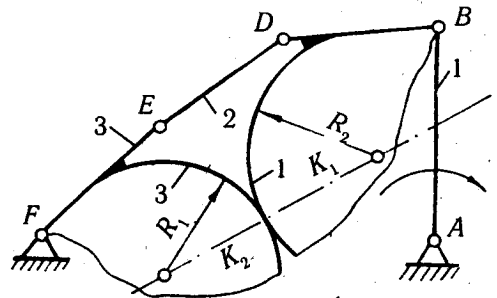
До задачі 54



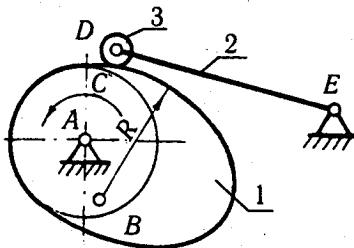
До задачі 55



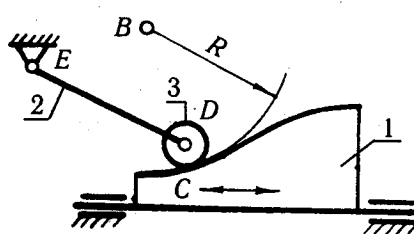
До задачі 56



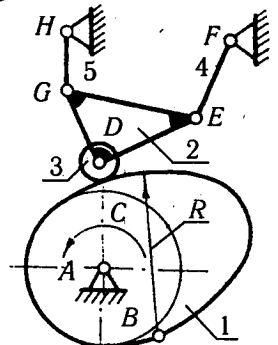
До задачі 57



До задачі 58

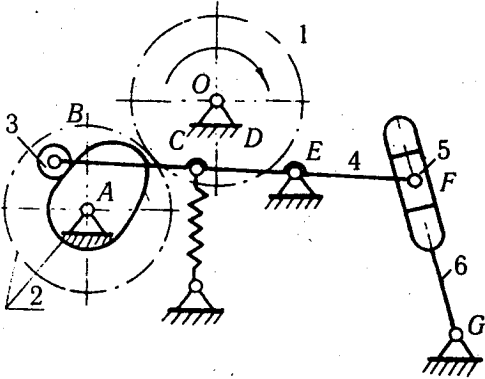


До задачі 59

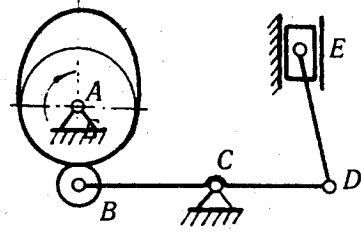


До задачі 60

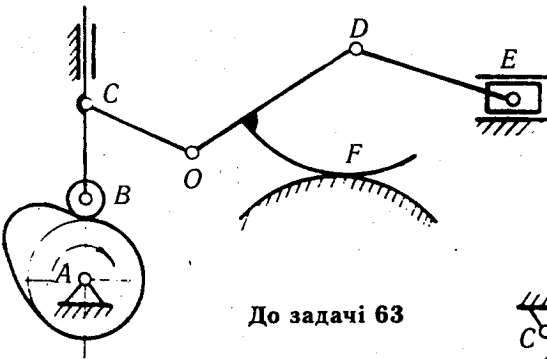
Рисунки до задач 49—60



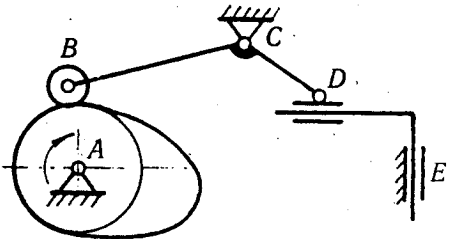
До задачі 61



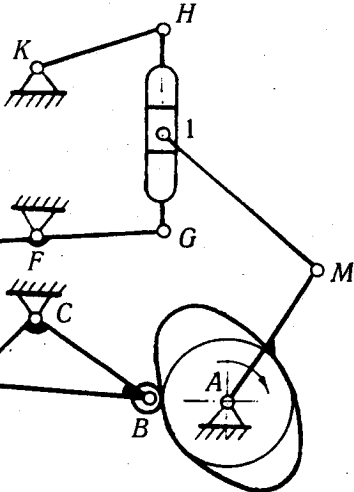
До задачі 62



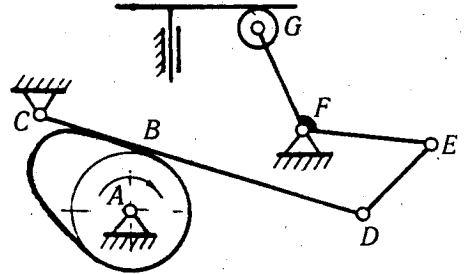
До задачі 63



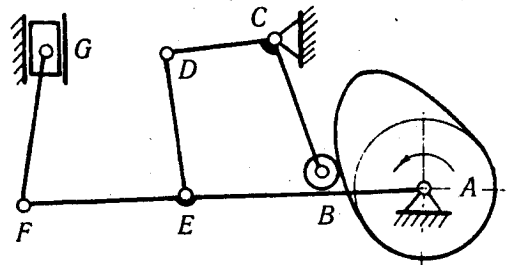
До задачі 64



До задачі 65

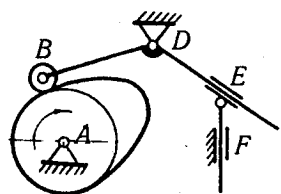


До задачі 66

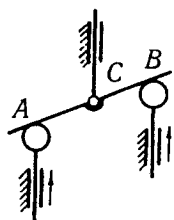


До задачі 67

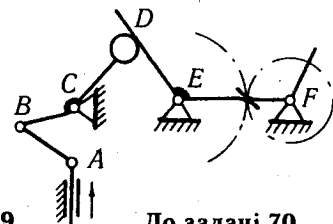
Рисунки до задач 61—67



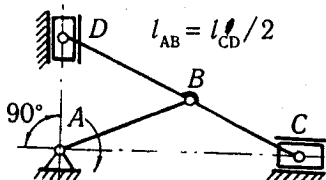
До задачі 68



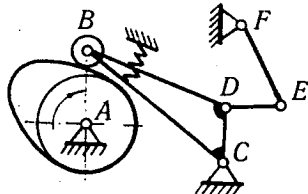
До задачі 69



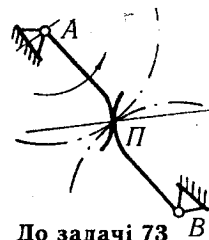
До задачі 70



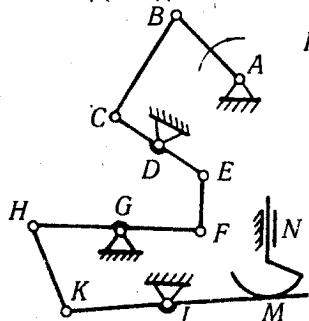
До задачі 71



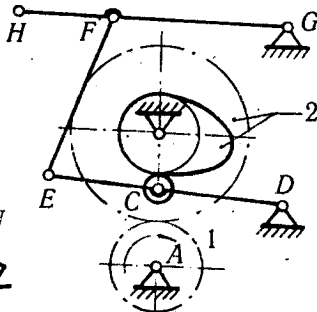
До задачі 72



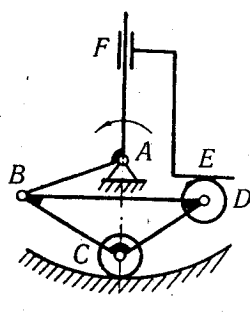
До задачі 73



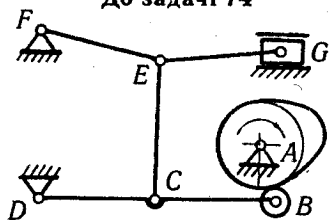
До задачі 74



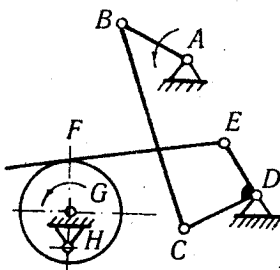
До задачі 75



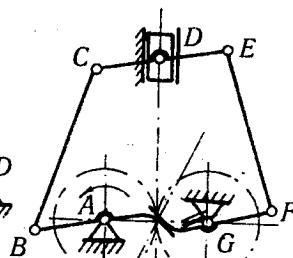
До задачі 76



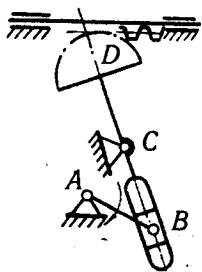
До задачі 77



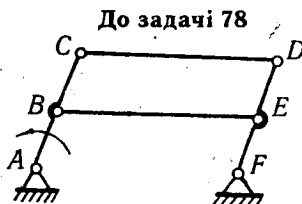
До задачі 78



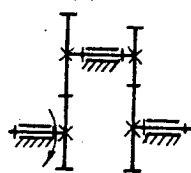
До задачі 79



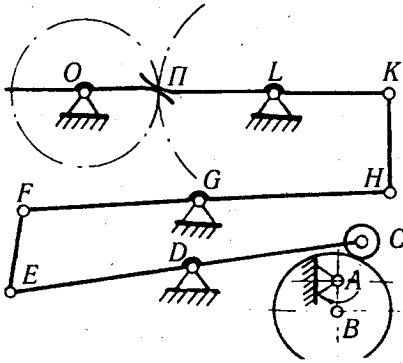
До задачі 80



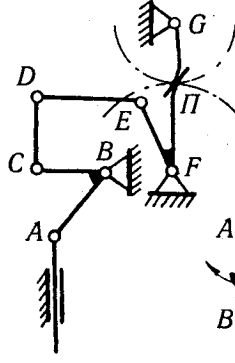
До задачі 81



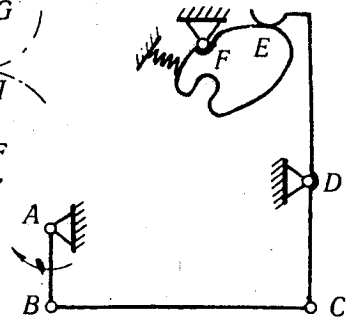
До задачі 82



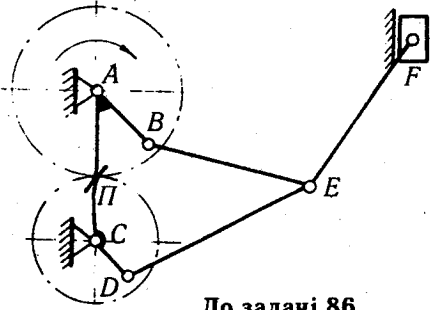
До задачі 83



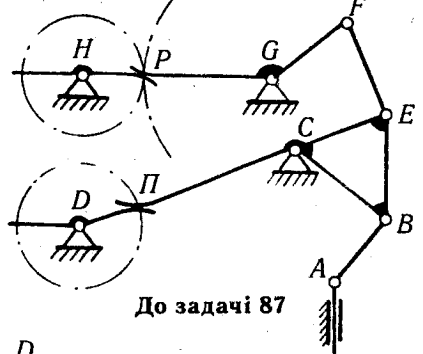
До задачі 84



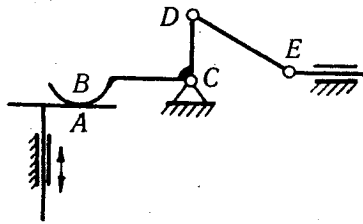
До задачі 85



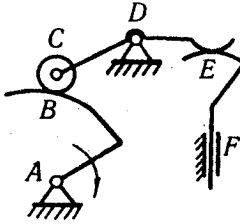
До задачі 86



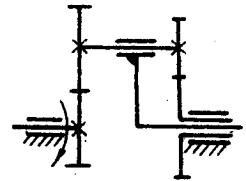
До задачі 87



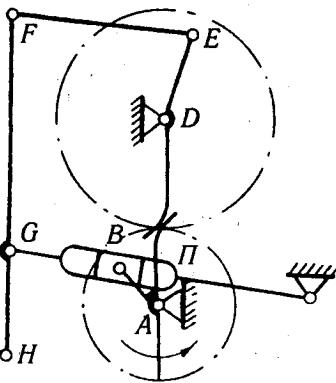
До задачі 88



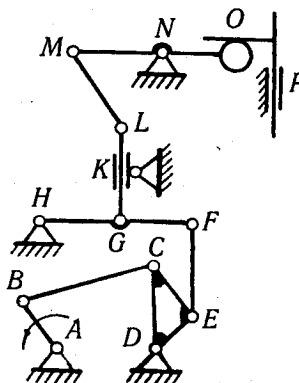
До задачі 89



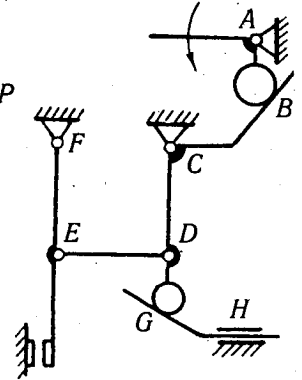
До задачі 90



До задачі 91

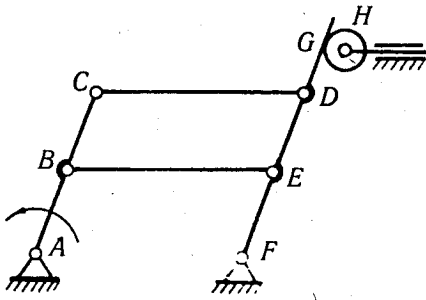


До задачі 92

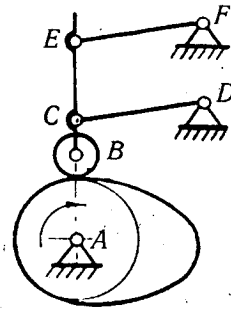


До задачі 93

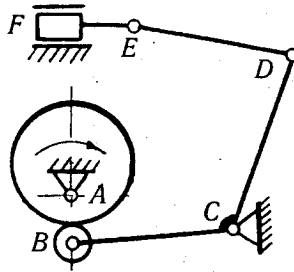
Рисунки до задач 83—93



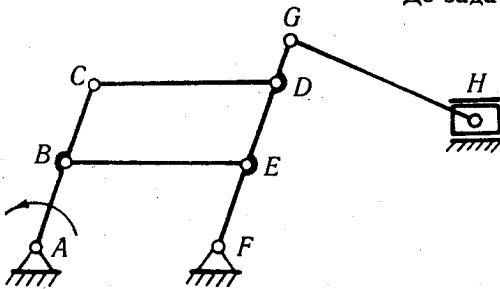
До задачі 94



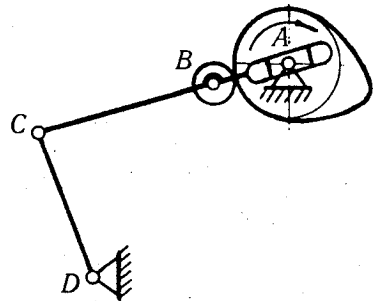
До задачі 95



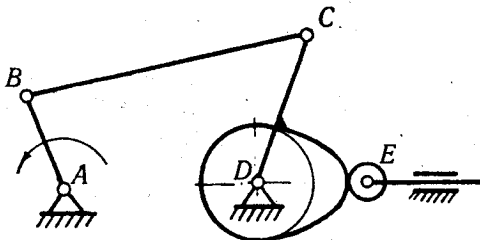
До задачі 96



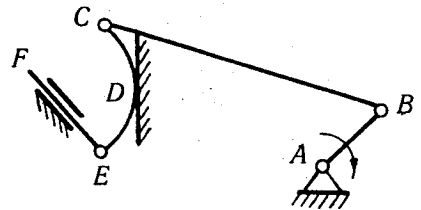
До задачі 97



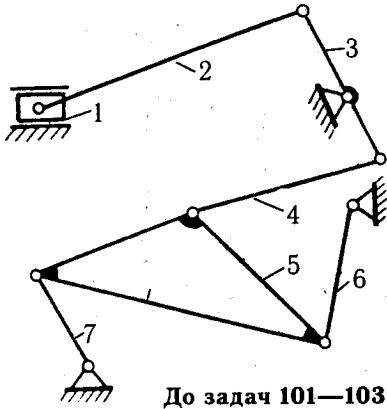
До задачі 98



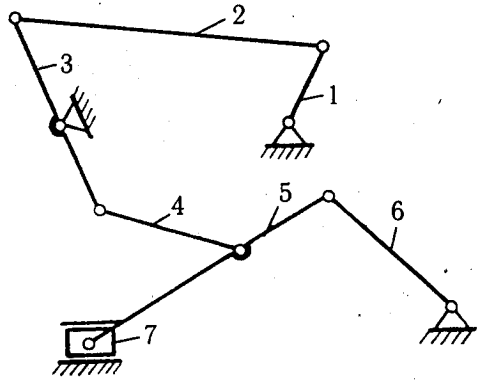
До задачі 99



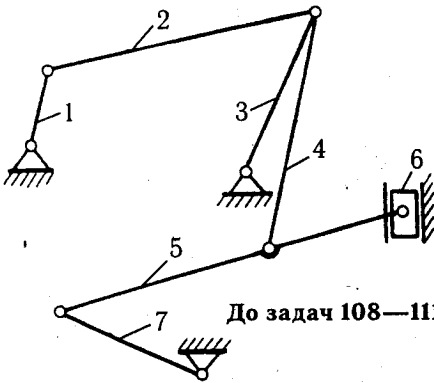
До задачі 100



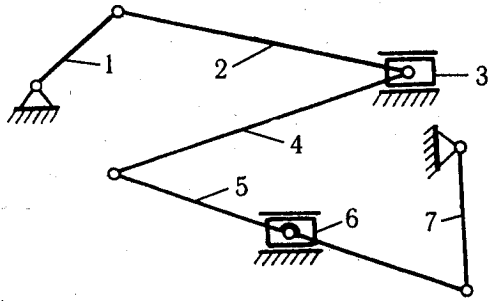
До задач 101—103



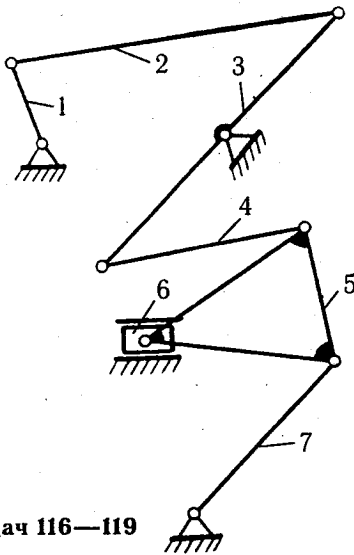
До задач 104—107



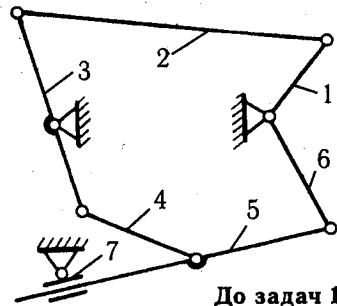
До задач 108—111



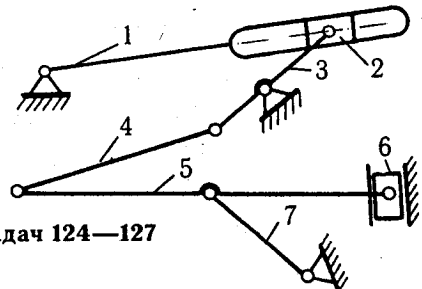
До задач 112—115



До задач 116—119

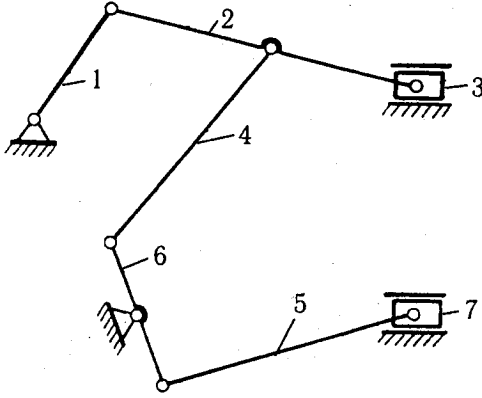


До задач 120—123

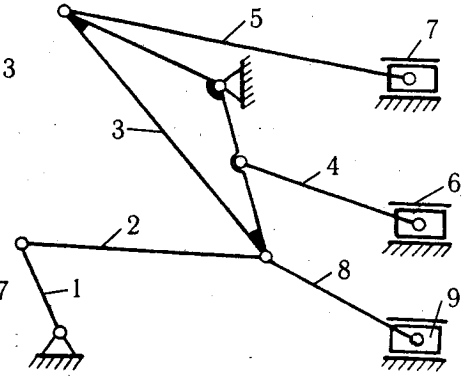


До задач 124—127

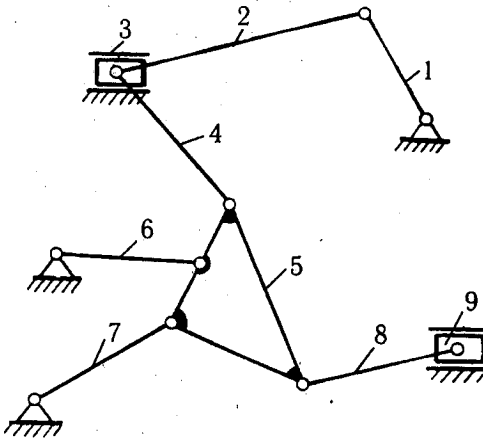
Рисунки до задач 101—127



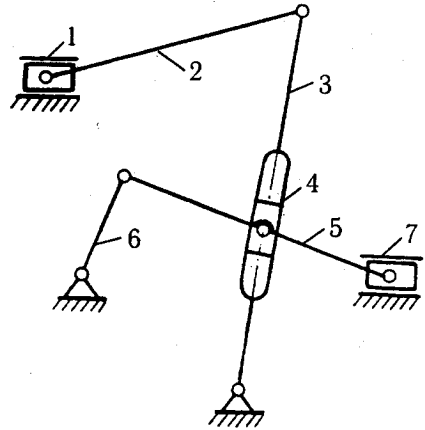
До задач 128—131



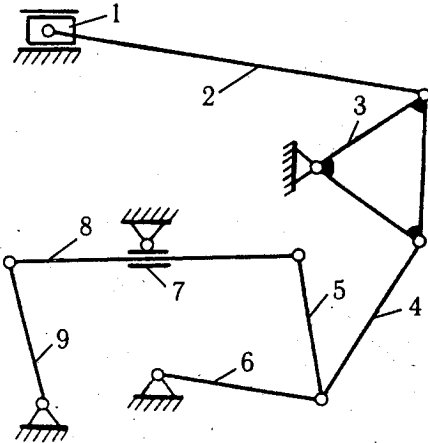
До задач 132—136



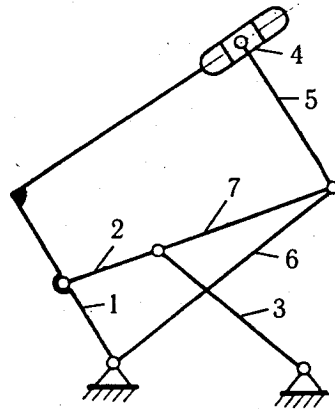
До задач 137—141



До задач 142—145

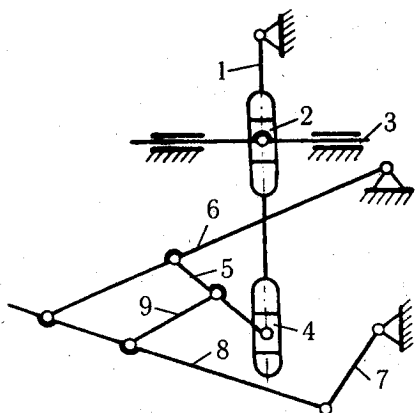


До задач 146—150

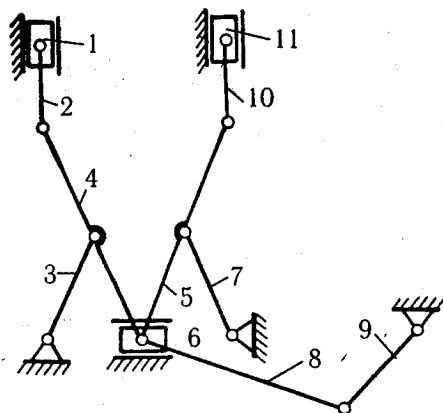


До задач 151—153

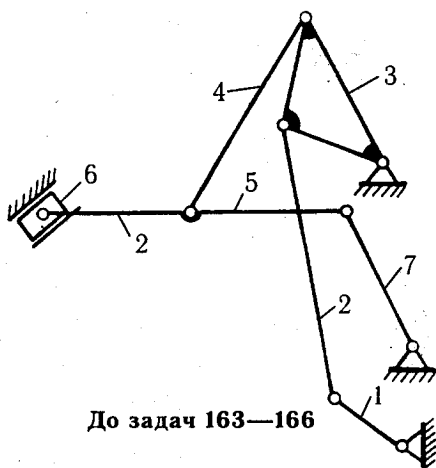
Рисунки до задач 128—153



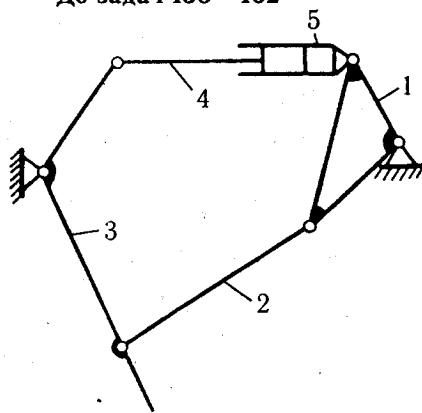
До задач 154—157



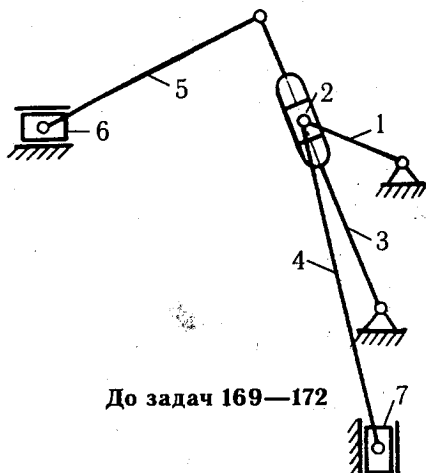
До задач 158—162



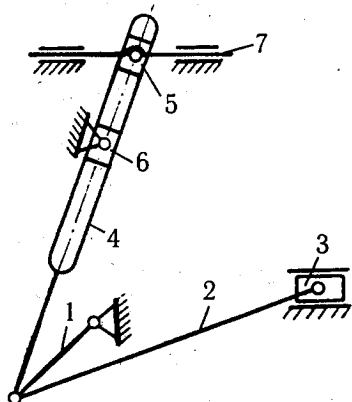
До задач 163—166



До задач 167, 168

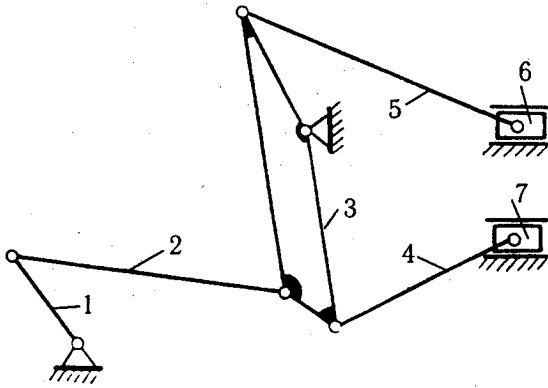


До задач 169—172

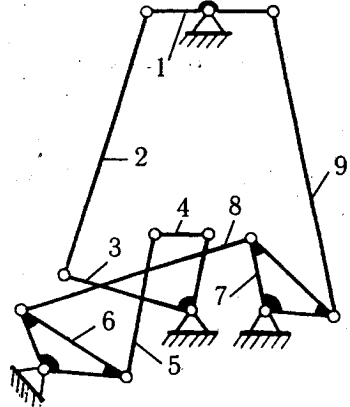


До задач 173—176

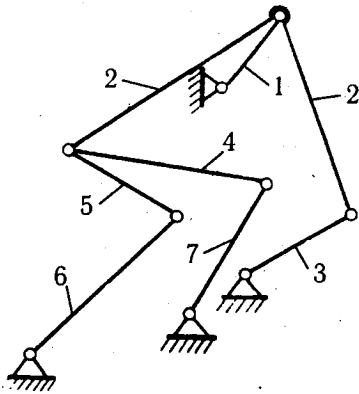
Рисунки до задач 154—176



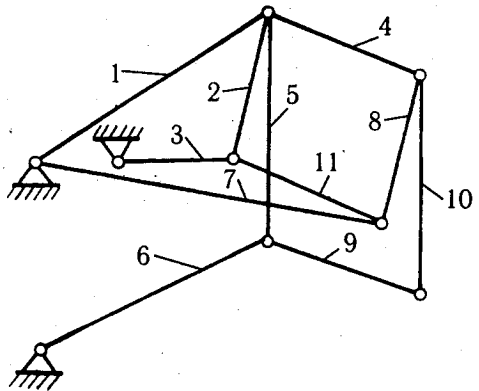
До задач 177—180



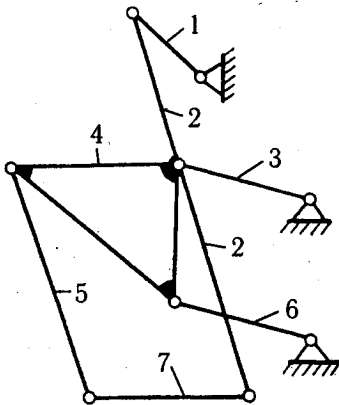
До задач 181—184



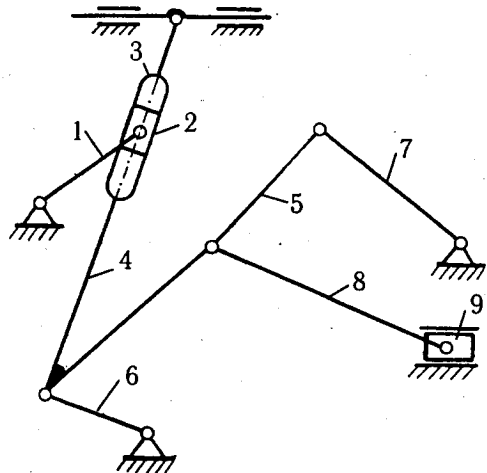
До задач 185—188



До задач 189—192



До задач 193—195



До задач 196—200

Рисунки до задач 177—200

Вибір початкової ланки механізму в задачах 101—200

Задача	Початкова ланка
101, 104, 108, 112, 116, 120, 124, 128, 132, 137, 142, 146, 151, 154, 158, 163, 167, 169, 173, 177, 181, 185, 189, 193, 196	1
102, 105, 109, 113, 117, 121, 125, 129, 133, 138, 143, 147, 152, 155, 159, 164, 168, 170, 174, 178, 182, 186, 190, 194, 197	3
103, 106, 110, 114, 118, 122, 126, 130, 134, 139, 144, 148, 153, 156, 160, 165, 171, 175, 179, 183, 187, 191, 195, 198	6
107, 111, 115, 119, 123, 127, 131, 135, 140, 145, 149, 157, 161, 166, 172, 176, 180, 184, 188, 192, 199	7
136, 141, 150, 162, 200	9

КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ

При кінематичному дослідженні механізмів розглядають рух їх ланок без врахування сил, що діють на них, тобто розглядають рух ланок з чисто геометричної точки зору, з урахуванням тільки чиннику часу. Основні задачі кінематичного дослідження такі:

1. Визначення положень ланок механізму, побудова траєкторій окремих його рухомих точок і знаходження переміщень окремих ланок.
2. Визначення швидкостей окремих точок і ланок механізму.
3. Визначення прискорень окремих точок і ланок механізму.

В результаті такого дослідження встановлюється відповідність кінематичних параметрів (переміщень, швидкостей і прискорень) заданим умовам роботи, а також одержують вихідні дані для виконання подальших розрахунків. Знання кінематичних параметрів потрібне для визначення динамічних сил (сил інерції, моментів сил інерції), кінетичної енергії, роботи, потужності, ККД механізму. Траєкторії окремих точок допомагають встановити картину взаємного положення ланок під час руху, усунути можливість їх співударів. Дані кінематичного дослідження дуже часто використовуються для розв'язання оберненої задачі — синтезу механізмів.

Існують чотири методи кінематичного дослідження механізмів: графічний, графоаналітичний, аналітичний та експериментальний.

При розв'язанні задач кінематики повинні бути задані кінематична схема механізму (розміри всіх ланок) та закон руху початкової ланки. Під кінематичною схемою механізму розуміють його умовне зображення у масштабі. Закон руху початкової ланки приймається, як правило, лінійним, тобто приймають кутову швидкість обертання кривошипа (або лінійну швидкість повзуна) сталими. Крім цього, при кінематичному дослідженні механізмів роблять ще цілий ряд допущень [1—3], які дозволяють значно спростити розв'язування задач кінематики.

3.1. ПОБУДОВА ПОЛОЖЕНЬ ЛАНОК МЕХАНІЗМУ

У теоретичному курсі [3] наведено приклади побудови положень ланок чотириланкового кривошипно-повзунного та шестиланкового механізмів. Розглянемо побудову положень ланок на іншому механізмі.

Приклад 3.1. Побудувати положення ланок шарнірного чотириланкового механізму (рис. 3.1) і траєкторію точки M , розміри ланок якого:

$$l_{AB} = 0,05 \text{ м}, l_{BC} = 0,26 \text{ м}, l_{CD} = 0,14 \text{ м}, l_{AD} = 0,24 \text{ м}, l_{BM} = 0,12 \text{ м}.$$

Початкова ланка механізму — кривошип AB , який обертається рівномірно проти годинникової стрілки, тобто, $\omega_1 = \text{const}$.

Розв'язок. Побудову положень ланок механізму здійснюють у такій послідовності.

1. Вибирають *масштаб побудови кінематичної схеми механізму*. Масштаб вибирають так, щоб одержати чіткий рисунок і найкраще використовувалось поле рисунка. Для цього, як правило, розглядають довжини відрізків, які зображають на рисунку найдовші ланки, і в залежності від їх довжини та формату паперу, на якому передбачається здійснити побудову, вибирають масштаб. Найдовшою ланкою механізму, яка у нашому випадку буде в основному визначати габарити рисунка, є шатун BC . Приймаємо довжину відрізка, який зображає шатун на рисунку, $BC = 130 \text{ мм}$. Тоді масштаб побудови знаходимо за формулою:

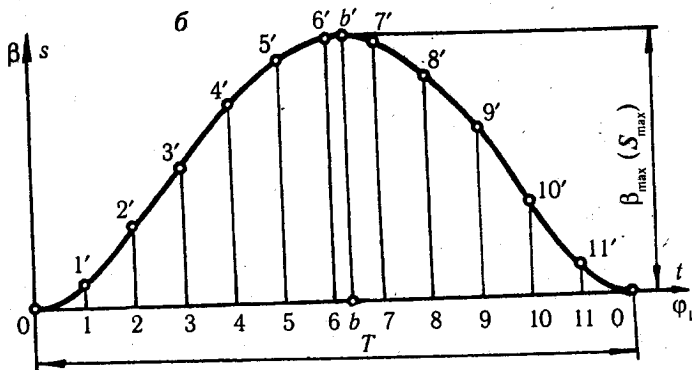
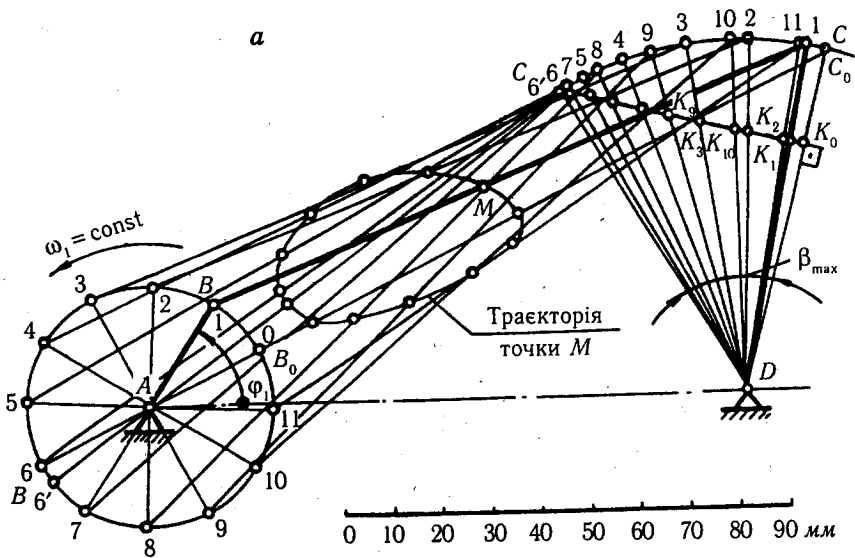


Рис. 3.1

$$\mu_l = \frac{l_{BC}}{BC} = \frac{0,26}{130} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}}, \quad (3.1)$$

де l_{BC} — дійсна довжина ланки BC яку вимірюють у метрах (м), BC — відрізок, який на рис. 3.1 відображає цю ланку і вимірюється в міліметрах (мм).

2. Визначають довжини всіх інших відрізків, які відображають відповідні розміри механізму на рисунку:

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,05}{0,002} = 25 \text{ мм}; \quad CD = \frac{l_{CD}}{\mu_l} = \frac{0,14}{0,002} = 70 \text{ мм};$$

$$AD = \frac{l_{AD}}{\mu_l} = \frac{0,24}{0,002} = 120 \text{ мм}; \quad AM = \frac{l_{AM}}{\mu_l} = \frac{0,12}{0,002} = 60 \text{ мм}.$$

3. Відмічаємо на рисунку положення нерухомих елементів кінематичних пар, у нашому випадку, центри шарнірів A і D , відклавши відрізок AD .

4. З точки A радіусом AB проводимо траєкторію точки B (коло радіусом AB), а з точки D радіусом CD — траєкторію точки C (дуга кола C_0C_6).

5. Знаходимо крайні (мертві) положення механізму. Коромисло займає крайнє праве положення (рис. 1.3, а) тоді, коли кривошип AB і шатун BC витягнуться в одну лінію, а тому з точки A роблять дугу засічку на траєкторії точки C радіусом $R = AB + BC$, одержимо точку C_0 . Точка B_0 , яка визначає положення кривошипа у крайньому правому положенні механізму, знаходиться на перетині лінії AC_0 і траєкторії точки B . З'єднавши точки C_0 і D прямою, побудуємо крайнє праве положення коромисла CD .

Друге (ліве) крайнє положення механізму буде у тому випадку, коли кривошип AB і шатун BC складаються в одну лінію B_6AC_6 , а тому, щоб знайти точку C_6 , проводимо з точки A дугу засічку на траєкторії точки C радіусом $R = BC - AB$. Точка B_6 , яка визначає положення кривошипа в крайньому лівому положенні, знаходиться на перетині лінії, що проходить через точки C_6 і A , з траєкторією точки B . З'єднавши точки C_6 і D прямою, побудуємо крайнє ліве положення коромисла CD . Кут $C_0DC_6 = \beta_{\text{max}}$ визначає максимальний кут повороту коромисла CD , його часто називають кутом розмаху коромисла.

6. Будуємо положення початкової ланки — кривошипа AB . Положення механізму можна побудувати при будь-якому положенні кривошипа AB , заданого кутом φ_1 . Проте для зручності подальшої побудови діаграм переміщень, швидкостей і прискорень вихідної ланки механізму (коромисла CD) траєкторію точки B ділять на ряд рівних частин (на рис. 3.1, а поділена на 12 рівних частин) і за початкове (нульове) положення кривошипа приймають таке положення AB_0 , при якому коромисло CD займає одне з крайніх положень (на рис. 3.1, а — крайнє праве положення DC_0).

Прийнявши за нульове положення кривошипа лінію AB_0 , ділимо траєкторію точки B на N рівних частин. Положення точки B позначаємо $0, 1, 2, \dots, N-1$ у напрямі обертання кривошипа.

7. Знаходимо положення шатуна BC і коромисла CD . Для цього необхідно у відповідних положеннях механізму з точки B_i , де $i = 0, 1, 2, \dots, 11$, провести радіусом BC дугу засічку до перетину з траєкторією точки C . З'єднавши точки B_i і C_i та C_i і D прямими, побудуємо положення шатуна BC і коромисла CD у відповідних положеннях механізму.

8. Будуємо траєкторію точки M . Для цього на стороні BC у всіх положеннях механізму відкладаємо з точки B_i відрізок B_iM_i , одержимо точки M_i , з'єднавши які плавною кривою, одержимо траєкторію точки M (шатунну криву).

Графічне зображення кінематичної схеми механізму, яке визначає взаємне розміщення його ланок при певному заданому значенні узагальненої координати φ_1 (положенню кривошипа AB), називають планом механізму.

3.2. ПОБУДОВА ДІАГРАМИ ПЕРЕМІЩЕНЬ

Побудувавши положення ланок механізму (плани механізму), легко побудувати діаграму переміщень $s = s(t)$ або $s = s(\varphi_1)$ будь-якої ланки механізму. Частіше всього будують діаграму переміщень вихідної ланки, яка, як правило, зв'язана з виконавчим органом машини. Якщо ланка здійснює обертальний рух, то звичайно будують діаграми кутових переміщень $\beta = \beta(t)$ або $\beta = \beta(\varphi_1)$, де t — час (с), φ_1 — кут повороту кривошипа AB в градусах або радіанах. Для побудови діаграми переміщень у функції часу t потрібно, щоб була задана кутова швидкість початкової ланки. Прийmemo $\omega_1 = 21 \text{ с}^{-1}$. Тоді період обертання кривошипа AB (рис. 3.1)

$$T = \frac{2\pi}{\omega_1} = \frac{2 \cdot 3,14}{21} = 0,299 \text{ с.}$$

Побудову діаграми переміщень здійснюємо у такій послідовності.

1. Будуємо осі координат, на осі ординат якої відкладаємо лінійне s або кутове переміщення β відповідної ланки (на рис. 3.1, б коромисла CD); на осі абсцис — час t або кут φ_1 повороту кривошипа AB .

2. Відкладаємо на осі абсцис відрізок $l = OO$ в мм, який зображає час одного обороту кривошипа (період T) у масштабі (приймаємо відрізок $l = 120 \text{ мм}$)

$$\mu_t = \frac{T}{l} = \frac{0,299}{120} = 0,00249 \frac{\text{с}}{\text{мм}} \quad (3.2)$$

або поворот кривошипа на кут 2π . Тоді масштаб кута

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{l} = \frac{2\pi}{120} = 0,05236 \frac{\text{рад}}{\text{мм}} \quad (3.3)$$

3. Ділимо відрізок l на N рівних частин (у нашому випадку на 12) і через одержані точки 0, 1, 2, ..., 11 проводимо лінії паралельні осі ординат, на яких будемо відкладати лінійні або кутові переміщення вихідної ланки.

4. Використовуючи раніше побудовані плани механізму (рис. 3.1, а), вимірюємо лінійні або кутові переміщення вихідної ланки CD і складаємо таблицю переміщень (табл. 3.1).

Таблиця 3.1

До побудови діаграми переміщень коромисла CD (рис. 3.1)

Позначення	Положення механізму												
	0	1	2	3	4	5	6	6'	7	8	9	10	11
K_0K_1 , мм	0	2,5	11	21	33	44	48,5	50,7	48,8	39	27,5	14	4
β_3 , град	0	2,75	12,0	22,0	32,0	40,5	43,2	44,5	43,2	35,7	27,7	15,1	4,3
y_1 , мм	0	3,5	15,0	27,5	40,0	50,6	54,0	55,6	54,0	44,6	34,6	19	5,4

5. Вибираємо масштаб побудови переміщень (μ_s або μ_p) з врахуванням величини максимального ходу вихідної ланки (S_{\max} або β_{\max}) та виділеного поля для побудови діаграми. Враховуючи, що $\beta_{\max} = 44,5^\circ$, прийнемо максимальну ординату $y_{\max} = bb' = 55,6$ мм, тоді масштаб кутових переміщень

$$\mu_p = \frac{\beta_{\max}}{y_{\max}} = \frac{44,5 \frac{\pi}{180^\circ}}{55,6} = 0,014 \frac{\text{рад}}{\text{мм}} \quad (3.4)$$

або

$$\mu_p = \frac{\beta_{\max}^\circ}{y_{\max}} = \frac{44,5}{55,6} = 0,80 \frac{\text{град}}{\text{мм}} \quad (3.5)$$

Тоді довжина відрізка y_i , яка зображає кутові переміщення на діаграмі $\beta = \beta(t)$, визначається за формулою

$$y_i = \frac{\beta_i}{\mu_p}$$

При невеликих кутах β_{\max} замість кутів β_i можна вимірювати хорди C_0C_1 , C_0C_2 , ..., C_0C_n , але краще і точніше досить з точки C_0 провести перпендикуляр до лінії C_0D (другого крайнього положення коромисла CD). Тоді відрізки K_0K_1 , K_0K_2 , ..., K_0K_n (рис 3.1, а), будуть пропорційні кутам β_i , оскільки

$$\text{tg}\beta_1 = \text{tg}\angle C_0DC_1 = \frac{K_0K_1}{K_0D}, \text{tg}\beta_2 = \text{tg}\angle C_0DC_2 = \frac{K_0K_2}{K_0D} \text{ і т.д.}$$

Обчислені за цими формулами значення кутів β_i та відрізків y_i наведені у табл. 3.1.

6. Відкладаємо відрізки y_i на відповідних ординатах діаграми переміщень, одержимо точки 0, 1, 2, ..., 0, з'єднавши які плавною кривою, одержимо діаграму переміщень коромисла $\beta = \beta(t)$ або $\beta = \beta(\varphi_1)$. Ордината bb' на цій діаграмі визначає величину кута розмаху коромисла CD у масштабі μ_p .

3.3. ПОБУДОВА ДІАГРАМ ШВИДКОСТЕЙ І ПРИСКОРЕНЬ МЕТОДОМ ГРАФІЧНОГО ДИФЕРЕНЦІУВАННЯ

Як відомо з курсів математики, фізики і теоретичної механіки швидкість є перша похідна від переміщень за часом ($v = ds/dt$). Графічною інтерпретацією похідної є тангенс кута нахилу дотичної, що проведена до кривої у відповідному положенні часу t_i (рис. 3.2), тобто

$$v = \text{tg}\alpha \frac{\mu_s}{\mu_t} \quad (3.6)$$

де μ_s і μ_t — відповідно масштаби переміщень і часу, величини яких для всіх положень механізму сталі.

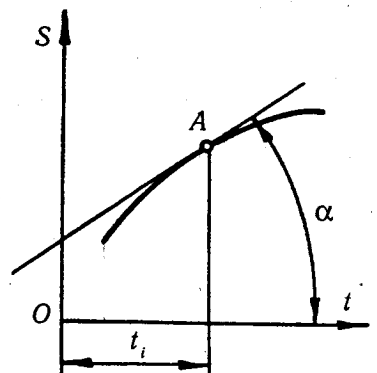


Рис. 3.2

Отже, щоб побудувати діаграму швидкостей $v = v(t)$, треба через ряд точок на діаграмі переміщень $s = s(t)$ провести дотичні, знайти кути нахилу дотичних і їх тангенси, на підставі числових значень яких будуюмо діаграму $\text{tg}\alpha_i = f(t)$. Ця діаграма одночасно буде діаграмою швидкостей у деякому масштабі μ_v , який можна знайти, використовуючи залежність (3.6).

Проте метод дотичних досить незручний, оскільки дуже важко проводити дотичні до кривих і добитися стабільних результатів диференціювання. На практиці більшого поширення набув метод хорд (рис. 3.3), який ґрунтується на відомій теоремі про кінцевий приріст функції, згідно якої, якщо функція та її перша похідна

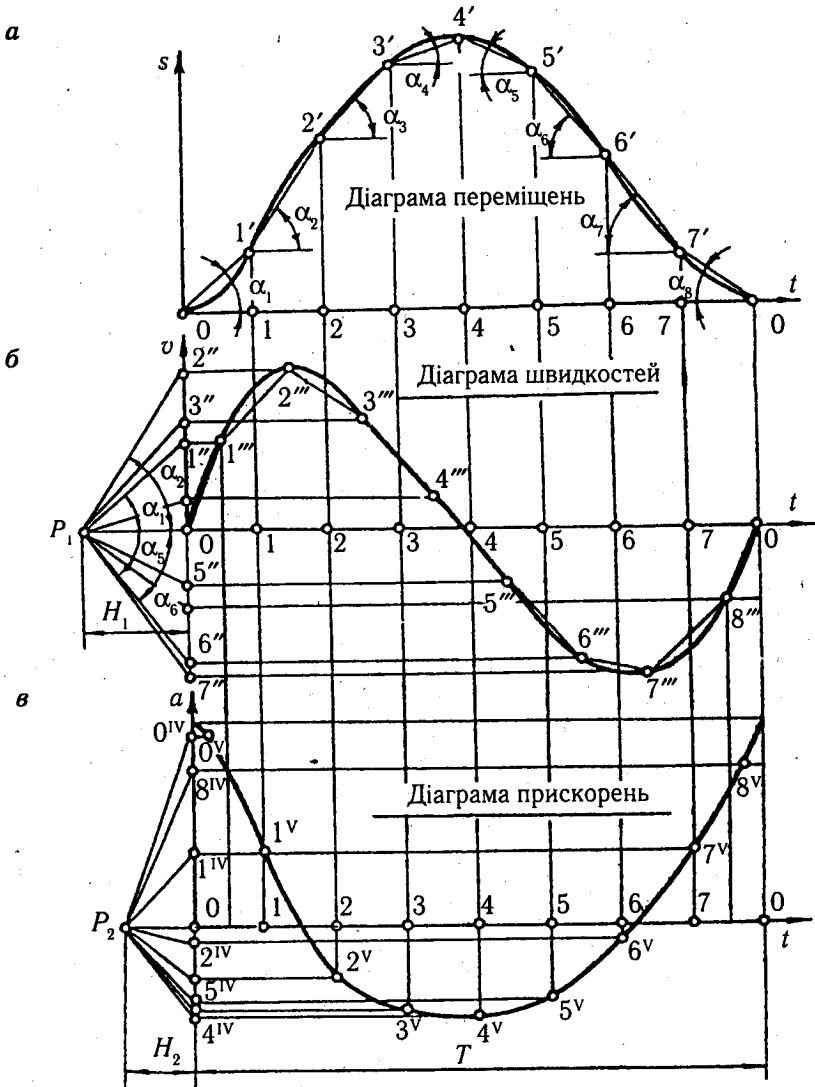


Рис. 3.3

безперервні, то на будь-якому інтервалі, наприклад 0-1 (рис. 3.3, а), хорда 0-1', яка стягує дугу, буде паралельна дотичній до кривої $s = s(t)$ хоча б в одній точці, що лежить у середині цього інтервалу. Тому при цьому методі на діаграмі $s = s(t)$ замість дотичних проводять хорди 0-1', 1'-2', 2'-3'... (рис. 3.3, а), а на діаграмі $v = v(t)$ (рис. 3.3, б) із точки P_1 (полюса) промені P_11'' , P_12'' , P_13'' ..., які паралельні відповідним хордам, до перетину з віссю ординат v . Відрізки 0-1'', 0-2'', 0-3''... у масштабі

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{H_1 \mu_t} \frac{M}{\text{мм} \cdot \text{с}} \quad (3.7)$$

визначають значення швидкостей десь посередині відповідних інтервалів часу. Для спрощення побудови діаграм відрізки 0-1'', 0-2'', 0-3''... відкладають посередині відповідних інтервалів часу. Точки 0, 1''', 2''',... з'єднують плавною кривою і одержують з певною точністю діаграму швидкостей $v = v(t)$. Чим менший інтервал часу розглядається, тобто чим більше проведено хорд, тим краще наближаються до заданої кривої. Особливо увагу треба звернути на ділянку, де крива, яку диференціюють, має екстремум. У цьому місці криву треба розділити на менші ділянки (проміжки часу).

Із залежності (3.7) видно, що за допомогою відрізка H_1 (полюсної відстані) можна вибирати масштаб побудови діаграми швидкостей. Величину цього відрізка можна знайти, задавшись відповідною висотою h поля рисунка (рис. 3.4), яке виділене для побудови діаграми $v = v(t)$. Для цього треба знайти найбільший α_{\max} і найменший α_{\min} кути нахилу дотичних (хорд) до кривої $s = s(t)$ (рис. 3.3, а). Тоді через точки a і b (рис. 3.4) проводимо промені під кутом α_{\max} і α_{\min} до перетину між собою у точці P_1 . Тоді відрізок $OP_1 = H_1$, а вісь абсцис повинна проходити через точку P_1 .

Маючи діаграму швидкостей $v = v(t)$, аналогічно будуємо діаграму прискорень $a = a(t)$, виходячи з того, що $a = dv/dt$.

Отже, щоб побудувати діаграму прискорень, необхідно продиференціювати діаграму швидкостей за часом. Така діаграма побудована на рис. 3.3, в, де промені P_20^V , P_21^V , P_22^V ... паралельні хордам, що проведені відповідно через точки 0, 1''', 2''... діаграми швидкостей $v = v(t)$. Точки 0^V , 1^V , 2^V ... на діаграмі прискорень також відкладаємо посередині відповідних інтервалів часу, для яких проведені хорди $01'''$, $1'''2'''$...

Масштаб прискорень визначається за формулою

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{H_2 \mu_t} \frac{M}{\text{мм} \cdot \text{с}^2}, \quad (3.8)$$

де $H_2 = OP_2$ — полюсна відстань на діаграмі прискорень.

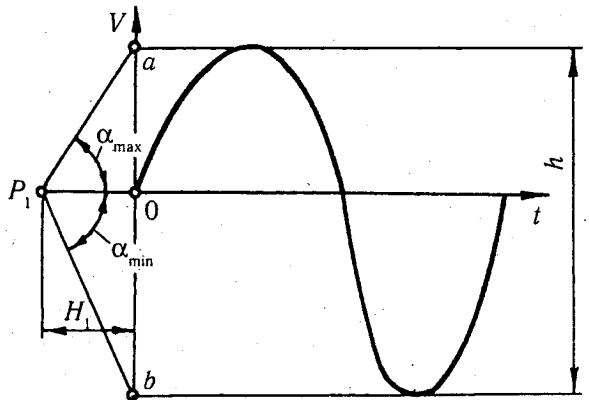


Рис. 3.4

Якщо ланка здійснює обертальний (коливальний) рух, то будують діаграми кутових переміщень, швидкостей і прискорень. Масштаби цих побудов визначаються за формулами:

$$\mu_{\omega} = \frac{\mu_{\beta}}{H_1 \mu_t} \frac{\text{рад}}{\text{мм} \cdot \text{с}}, \mu_{\epsilon} = \frac{\mu_{\omega}}{H_2 \mu_t} \frac{\text{рад}}{\text{мм} \cdot \text{с}^2}, \quad (3.9)$$

де μ_{β} — масштаб кутових переміщень (3.4);

μ_{ω} — масштаб кутових швидкостей;

μ_{ϵ} — масштаб кутових прискорень;

H_1 і H_2 відповідно відрізки на діаграмах швидкостей і прискорень, які визначають точки P_1 і P_2 (див. рис. 3.3, б, в).

Порівнюючи побудовані діаграми переміщень, швидкостей та прискорень (рис. 3.3), можна встановити між ними такі залежності:

а) зростанню ординат кривої, що диференціюється, відповідають додатні значення ординат диференціальної кривої, а зменшенню — від'ємні значення;

б) при максимумі кривої, що диференціюється, диференціальна крива переходить через нуль від додатних значень ординат до від'ємних, а при мінімумі — від від'ємних значень ординат до додатних;

в) точці перегину кривої, що диференціюється, відповідає максимум або мінімум на диференціальній кривій;

г) крива, що диференціюється, спрямована своєю угнутістю вгору, якщо значення ординат іншої диференціальної кривої додатні, і вниз, якщо вони від'ємні.

3.4. ПОБУДОВА ПЛАНІВ ШВИДКОСТЕЙ І ПРИСКОРЕНЬ

Для визначення швидкостей і прискорень на практиці широкого застосування набув графоаналітичний метод — *метод планів швидкостей та прискорень*. Перевагою цього методу є те, що він досить точний і наочний, порівняно простий у виконанні, дозволяє одержати не тільки величини (модулі), але і напрями швидкостей та прискорень заданих точок ланок, які утворюють механізм. Знання цього методу потрібні навіть тоді, коли в основному використовуються аналітичні методи дослідження, оскільки він дозволяє одержати контрольні значення кінематичних параметрів.

У теоретичному курсі [3] показана методика побудови планів швидкостей та прискорень найпростіших важільних механізмів (кривошипно-повзунного, шарнірного чотириланкового і кулісного механізмів).

Нагадаємо, що *планом швидкостей (прискорень) будь-якого тіла (ланки) є геометричне місце кінців векторів швидкостей (прискорень) крайніх точок тіла, що відкладені з однієї довільної точки, яку називають полюсом плану швидкостей (прискорень)* [19]. Плани швидкостей твердого тіла (ланки) подібні тілу і повернуті відносно нього на 90° у бік миттєвого обертання. Плани прискорень твердого тіла також подібні тілу, але повернуті відносно нього на деякий невизначений кут. Через це плани швидкостей можна

будувати як методом подібності, так і методом векторних рівнянь. Плани прискорень будують лише методом векторних рівнянь. Надалі будемо в основному використовувати метод векторних рівнянь, і лише у тих випадках, коли буде визначений кут повороту плану прискорень ланки відносно неї, метод подібності. Сукупність планів швидкостей (прискорень) ланок механізму, побудованих із спільного полюса і в єдиному масштабі, називається планом швидкостей (прискорень) механізму. Теорема подібності на плани швидкостей і прискорень механізму не розповсюджується. При побудові планів швидкостей і прискорень використовуються два види рівнянь.

1. Швидкості або прискорення однієї точки ланки виражаються через швидкості або прискорення іншої точки цієї ж ланки. Наприклад, швидкість (прискорення) точки B визначається через швидкість (прискорення) точки A (рис. 3.5, a), де швидкість \bar{v}_A точки A і її прискорення \bar{a}_A відомі. Тоді можна записати:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}, \quad \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t. \quad (3.10)$$

Відносна швидкість \bar{v}_{BA} направлена перпендикулярно відрізьку AB , так само направлене дотичне (тангенціальне) прискорення \bar{a}_{BA}^t точки B відносно точки A ; нормальне (доцентрове) прискорення \bar{a}_{BA}^n точки B відносно точки A направлене від точки B до точки A , яку умовно вважаємо центром обертання ланки AB у відносному русі.

2. Швидкості або прискорення точки однієї ланки виражають через швидкості або прискорення точки іншої ланки, але при умові, що ці точки у даний момент збігаються, наприклад, як це зображено на рис. 3.5, b , де точки A і A_3 у даний момент збігаються, причому точка A належить ланці 1 і 2, точка A_3 — ланці 3. Нехай будуть відомі швидкість \bar{v}_A точки A та її прискорення \bar{a}_A . Тоді для точки A_3 можна записати:

$$\bar{v}_{A_3} = \bar{v}_A + \bar{v}_{A_3A}, \quad \bar{a}_{A_3} = \bar{a}_A + \bar{a}_{A_3A}^k + \bar{a}_{A_3A}^r. \quad (3.11)$$

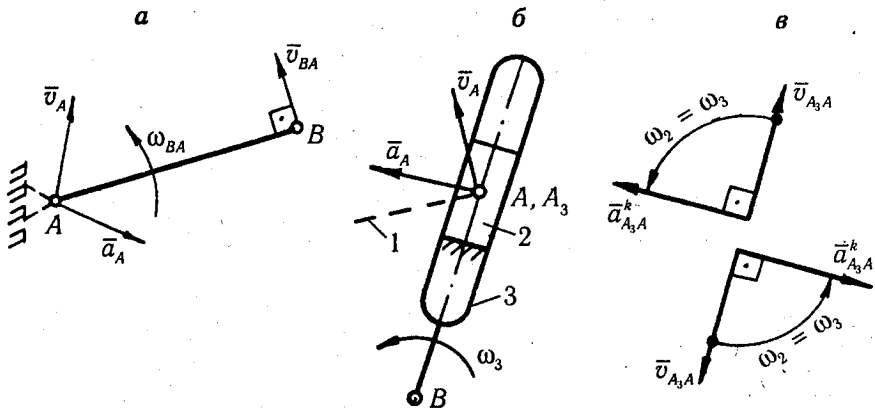


Рис. 3.5

де \bar{v}_{A_3A} — вектор відносної швидкості точки A_3 відносно точки A (рух ланки 3 відносно ланки 2, причому ланка 2 вважається нерухомою);

$\bar{a}_{A_3A}^k$ — вектор коріолісового прискорення точки A_3 відносно точки A ;

$\bar{a}_{A_3A}^r$ — вектор відносного прискорення точки A_3 відносно точки A .

Причому ці вектори мають напрями: $\bar{v}_{A_3A} \parallel \bar{a}_{A_3A}^r \parallel A_3B$, $\bar{a}_{A_3A}^k \perp A_3B$.

Перший вид рівнянь використовується, коли переносний рух тіла поступальний, а відносний обертальний (рис. 3.5, а), другий вид — коли переносний рух обертальний, а відносний поступальний (рис. 3.5, б). Отже, перший вид рівнянь використовується у механізмах, у склад яких входять лише обертальні кінематичні пари. У механізмах з поступальними парами при побудові планів швидкостей та прискорень треба використовувати обидва види векторних рівнянь.

Величина (модулі) нормальних і коріолісових прискорень обчислюються за формулами:

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}} = \frac{\omega_{BA}^2}{l_{AB}}; a_{A_3A}^k = 2\omega_2 v_{A_3A}, \quad (3.12)$$

де ω_{BA} — кутова швидкість ланки AB (рис. 3.5, а);

ω_2 — кутова швидкість у переносному русі (у нашому випадку ланка 2 має таку саму кутову швидкість як і ланка 3, тобто $\omega_2 = \omega_3$, див. рис. 3.5, б).

Напрямок коріолісового прискорення визначається за правилом М. Є. Жуковського (рис. 3.5, в), згідно якого для визначення напрямку вектора $\bar{a}_{A_3A}^k$ необхідно повернути вектор відносної швидкості \bar{v}_{A_3A} на 90° у бік переносної кутової швидкості ω .

При побудові планів швидкостей та прискорень слід дотримуватись таких правил.

1. Побудувати в масштабі схему механізму, тобто побудувати його кінематичну схему.

2. Виконати структурний аналіз механізму, тобто розбити на структурні групи, оскільки це визначає методику і порядок побудови планів швидкостей та прискорень. Їх побудову треба здійснювати у тому порядку, в якому вони приєднуються до основного механізму: спочатку розглядають механізм (механізми) I класу, потім першу приєднану до нього структурну групу, далі — другу групу і закінчують останньою приєднаною групою.

3. Розглядаючи ту чи іншу групу треба спочатку знайти швидкості та прискорення елементів кінематичних пар, якими вона приєднується до інших ланок, а потім знаходити швидкості та прискорення елементів внутрішніх кінематичних пар і лише тоді інших точок ланок, що утворюють цю структурну групу. В групах II класу є дві зовнішні і одна внутрішня кінематичні пари.

4. Для визначення швидкості (прискорення) будь-якої точки, як правило, треба скласти два векторні рівняння (3.10) або (3.11).

Складаючи векторні рівняння для знаходження швидкості (прискорення) якої-небудь точки даної ланки, треба використовувати, як правило, точки, швидкості

Тоді довжини інших ланок і сторін механізму на рис. 3.6, а:

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,3}{0,01} = 30 \text{ мм}, AC = \frac{l_{AC}}{\mu_l} = \frac{0,7}{0,01} = 70 \text{ мм},$$

$$AS_1 = \frac{l_{AS_1}}{\mu_l} = \frac{0,14}{0,01} = 14 \text{ мм}, BS_2 = \frac{l_{BS_2}}{\mu_l} = \frac{0,52}{0,01} = 52 \text{ мм}.$$

Згідно одержаних відрізків будуємо схему механізму. Спочатку відмічаємо нерухомі елементи кінематичних пар A і C , відклавши відрізок AC , потім, відклавши кут φ , будуємо задане положення кривошипа AB . І накінець, проводимо через точки B і C пряму, на якій відкладаємо з точки B відрізки BD , BS_2 . Аналогічно знаходимо положення точки S_1 , відкладавши відрізок AS_1 .

2. Виконуємо *структурний аналіз механізму*. Механізм складається з стояка і кривошипа AB , які утворюють механізм I класу, до них (стояка і кривошипа) у точках B і C приєднана структурна група II класу II порядку. Звідси впливає порядок побудови планів швидкостей і прискорень: спочатку знаходимо швидкість точки B , яка належить кривошипу AB (швидкість точки A дорівнює нулю), а потім, маючи швидкості точок B і C під'єднання групи, яка складається з ланок 2 і 3, знаходимо швидкість точки C_2 , що належить ланці 2 та збігається з точкою C (точка C належить ланкам 3 і 0, її швидкість дорівнює нулю). Визначивши швидкість (прискорення) точки C_2 знаходимо швидкість (прискорення) точки D . Знайти швидкість (прискорення) точки D , не знаючи швидкості (прискорення) точки C_2 , неможливо, оскільки для точки D не можна скласти два векторні рівняння. Для точки D можна скласти тільки одне рівняння, використавши відому швидкість (прискорення) точки B . У той же час для точки C_2 можна скласти два рівняння, використавши швидкість (прискорення) точки B (точки C_2 і B належать одній ланці) і точки C , що збігається з нею.

3. Будуємо *план швидкостей механізму* (рис. 3.6, б). Побудову починаємо з початкової ланки — кривошипа AB , швидкість точки A якого дорівнює нулю ($v_A = 0$), а швидкість точки B знаходимо за формулою

$$v_B = \omega_1 l_{AB} = 10 \cdot 0,3 = 3 \text{ м/с}.$$

Вектор швидкості \bar{v}_B направлений перпендикулярно кривошипу в бік його руху. Всі нерухомі точки механізму на плані швидкостей знаходяться у полюсі p .

Вибираємо довжину відрізка, який зображає на плані швидкість точки B , $pb = 60$ мм, і знаходимо масштаб плану швидкостей

$$\mu_v = \frac{v_B}{pb} = \frac{3,0}{60} = 0,05 \frac{\text{м}}{\text{мм} \cdot \text{с}}.$$

Для знаходження швидкості точки C_2 складаємо векторні рівняння:

$$\bar{v}_{C_2} = \bar{v}_B + \bar{v}_{C_2B}, \bar{v}_{C_2} = \bar{v}_C + \bar{v}_{C_2C}. \quad (3.13)$$

Оскільки швидкість точки C дорівнює нулю ($v_C = 0$), то з другого рівняння впливає, що швидкість точки C_2 дорівнює відносній швидкості руху ланки 2 відносно ланки 3 ($\bar{v}_{C_2} = \bar{v}_{C_2C}$). На основі рівнянь (3.13) будуємо план швидкостей механізму. Для цього з точки p , яка вибрана за полюс плану швидкостей, відкладаємо відрізок pb , який у масштабі μ_v відображає швидкість точки B , і через точку b проводимо напрям відносної швидкості точки C_2 відносно B ($\bar{v}_{C_2B} \perp BC$). Оскільки $v_C = 0$, то, згідно з другим рівнянням системи (3.13), з полюса p проводимо напрям відносної швидкості \bar{v}_{C_2C} до перетину з напрямком швидкості \bar{v}_{C_2B} , одержимо точку c_2 . Тоді відрізок bc_2 визначає у масштабі μ_v величину відносної швидкості \bar{v}_{C_2B} , а відрізок pc_2 — абсолютної швидкості $v_{C_2} = v_{c_2}$. Вимірявши відрізки $bc_2 = 43$ мм і $pc_2 = 41$ мм, знаходимо значення швидкостей:

$$v_{C_2B} = bc_2 \cdot \mu_v = 43 \cdot 0,05 = 2,15 \text{ м/с},$$

$$v_{C_2C} = v_{C_2B} = pc_2 \cdot \mu_v = 41 \cdot 0,05 = 2,05 \text{ м/с}.$$

Для знаходження швидкості точки D використаємо теорему подібності, на основі якої складаємо пропорцію:

$$\frac{bd}{bc_2} = \frac{BD}{BC_2}, \quad (3.14)$$

звідки знаходимо довжину відрізка

$$bd = bc_2 \frac{BD}{BC_2} = 43 \cdot \frac{125}{89} = 60,4 \text{ мм},$$

де відрізок BC_2 знаходимо з рис. 3.6, а, bs_2 — з рис. 3.6, б.

Оскільки точка D на механізмі лежить на ланці 2, то на плані швидкостей вона буде лежати на продовженні відрізка bc_2 . Відклавши з точки b відрізок bd , знаходимо точку d . Тоді абсолютна швидкість точки D визначається відрізком pd і обчислюється за формулою

$$v_D = pd \cdot \mu_v = 45,5 \cdot 0,05 = 2,275 \text{ м/с}.$$

Швидкість центрів мас S_1 і S_2 також знаходимо методом подібності, склавши пропорції:

$$\frac{ps_1}{pb} = \frac{AS_1}{AB}, \quad \frac{bs_2}{bd} = \frac{BS_2}{BD},$$

звідки

$$ps_1 = pb \frac{AS_1}{AB} = 60 \frac{14}{30} = 28 \text{ мм},$$

$$bs_2 = bd \frac{BS_2}{BD} = 60,4 \frac{52}{125} = 25,1 \text{ мм}.$$

Тоді, з'єднавши точку s_2 з полюсом, знаходимо відрізок $ps_2 = 45 \text{ мм}$, який у масштабі μ_v визначає швидкість точки S_2 :

$$v_{S_2} = ps_2 \cdot \mu_v = 45,5 \cdot 0,05 = 2,25 \text{ м/с}.$$

Аналогічно знаходимо величину швидкості точки S_1 :

$$v_{S_1} = ps_1 \cdot \mu_v = 28 \cdot 0,05 = 1,4 \text{ м/с}.$$

4. Знаходимо величину кутової швидкості ланки 2

$$\omega_2 = \frac{v_{C_2B}}{l_{C_2B}} = \frac{2,15}{0,89} = 2,42 \text{ с}^{-1},$$

де $l_{C_2B} = C_2B \cdot \mu_l = 89 \cdot 0,01 = 0,89 \text{ м}$.

Для визначення напрямку ω_2 переносимо вектор відносної швидкості \vec{v}_{C_2B} у точку C_2 і розглядаємо обертальний рух ланки 2 відносно точки B , тобто кутова швидкість ω_2 буде направлена проти руху годинникової стрілки. Кутова швидкість ланки 3 $\omega_3 = \omega_2$.

5. Будуємо план прискорень механізму (рис. 3.6, в), послідовність побудови якого аналогічна побудові плану швидкостей. Оскільки $\omega_1 = \text{const}$, то прискорення точки B

$$a_B = \omega_1^2 l_{AB} = 10^2 \cdot 0,3 = 30 \text{ м/с}^2.$$

Вектор прискорення точки B направлений від точки B до центра обертання A кривошипа AB ($\vec{a}_B = \vec{a}_{BA}^n, \vec{a}_{BA}^t = 0$).

Приймаємо відрізок, який зображає на плані прискорення точки B , $\pi b = 75$ мм і знаходимо масштаб плану прискорень

$$\mu_a = \frac{a_B}{\pi b} = \frac{30}{75} = 0,4 \frac{\text{м}}{\text{мм} \cdot \text{с}^2}.$$

Для знаходження прискорення точки складаємо два векторні рівняння:

$$\bar{a}_{C_2} = \bar{a}_B + \bar{a}_{C_2B}^n + \bar{a}_{C_2B}^r, \quad \bar{a}_{C_2} = \bar{a}_c + \bar{a}_{C_2c}^k + \bar{a}_{C_2c}^r. \quad (3.15)$$

Обчислюємо значення нормального $a_{C_2B}^n$ і коріолісового $a_{C_2c}^k$ прискорень:

$$a_{C_2B}^n = \frac{v_{C_2B}^2}{l_{C_2B}} = \frac{2,15^2}{0,89} = 5,19 \text{ м/с}^2; \quad a_{C_2c}^k = 2\omega_2 v_{C_2c} = 2 \cdot 2,42 \cdot 2,05 = 9,92 \text{ м/с}^2.$$

Тоді відрізки, які відображають ці прискорення на плані, будуть рівні:

$$bn_1 = \frac{a_{C_2B}^n}{\mu_a} = \frac{5,19}{0,4} = 13,0 \text{ мм}; \quad \pi k = \frac{a_{C_2c}^k}{\mu_a} = \frac{9,92}{0,4} = 24,8 \text{ мм}.$$

У відповідності з рівняннями (3.15) будуємо план прискорень. Для цього з полюса π відкладаємо у масштабі μ_a прискорення точки B (див. перше рівняння), до кінця якого прикладаємо вектор нормального прискорення $\bar{a}_{C_2B}^n$ (відрізок bn_1), який направлений вздовж лінії C_2B від точки C_2 до точки B , і через кінець якого (точку n_1) проводимо напрям дотичного прискорення $\bar{a}_{C_2B}^r$ (перпендикулярно до лінії C_2B). З другого рівняння системи (3.15), оскільки $a_c = 0$, з полюса π відкладаємо коріолісове прискорення $\bar{a}_{C_2c}^k$ (відрізок πk), яке направлено вниз перпендикулярно ланці 2 (рис. 3.6, ε). З кінця вектора коріолісового прискорення (точки k) проводимо напрям відносного прискорення $\bar{a}_{C_2c}^r$, яке направлено паралельно лінії C_2B , до перетину у точці C_2 з напрямком дотичного прискорення $\bar{a}_{C_2B}^r$. З'єднавши точку C_2 з полюсом π , визначимо абсолютне прискорення точки C_2 . Виміривши відрізки $\pi c_2 = 27$ мм, $kc_2 = 41,5$ мм, $\pi c_2 = 43$ мм, знаходимо значення прискорень:

$$\begin{aligned} a_{C_2B}^r &= n_1 c_2 \cdot \mu_a = 27 \cdot 0,4 = 10,8 \text{ м/с}^2; \\ a_{C_2c}^r &= k c_2 \cdot \mu_a = 41,5 \cdot 0,4 = 16,6 \text{ м/с}^2; \\ a_{C_2} &= \pi c_2 \cdot \mu_a = 43 \cdot 0,4 = 17,2 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

Напрями цих прискорень визначаються за правилом додавання векторів (3.15).

Для знаходження прискорення точки D використаємо пропорцію (3.14), з якої знаходимо

$$bd = bc_2 \frac{BD}{BC_2} = 30 \frac{125}{89} = 42,1 \text{ мм}.$$

Відклавши відрізок bd на лінії bc_2 , знайдемо точку d . Тоді абсолютне прискорення точки D визначається відрізком πd і обчислюється за формулою

$$a_D = \pi d \cdot \mu_a = 38,5 \cdot 0,4 = 15,4 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення центрів мас S_1 і S_2 також знаходимо за теоремою подібності, склавши пропорції

$$\frac{\pi s_1}{\pi b} = \frac{AS_1}{AB}, \quad \frac{bs_2}{bd} = \frac{BS_2}{BD},$$

звідки

$$\pi s_1 = \pi b \frac{AS_1}{AB} = 75 \frac{14}{30} = 35 \text{ мм}, \quad bs_2 = bd \frac{BS_2}{BD} = 42,1 \frac{52}{125} = 17,5 \text{ мм}.$$

Тоді, з'єднавши точку s_2 (рис. 3.6, в) з полюсом π , знаходимо відрізок $\pi s_2 = 58$ мм, який у масштабі μ_a визначає прискорення точки S_2 :

$$a_{S_2} = \pi s_2 \cdot \mu_a = 58 \cdot 0,4 = 23,2 \text{ м/с}^2.$$

Аналогічно знаходимо величину прискорення точки S_1 :

$$a_{S_1} = \pi s_1 \cdot \mu_a = 35 \cdot 0,4 = 14 \text{ м/с}^2.$$

6. Визначаємо величину *кутового прискорення ланки 2*

$$\epsilon_2 = \frac{a_{C_2B}^t}{l_{C_2B}} = \frac{10,8}{0,89} = 12,13 \text{ с}^{-2}.$$

Для визначення напрямку ϵ_2 переносимо вектор $\bar{a}_{C_2B}^t$ у точку C_2 і розглядаємо обертальний рух ланки 2 навколо точки B . У нашому випадку ϵ_2 направлене проти руху годинникової стрілки. Кутове прискорення ланки 3 $\epsilon_3 = \epsilon_2$, а ланки 1 $-\epsilon_1 = 0$.

Приклад 3.3. Побудувати плани швидкостей і прискорень для механізму, який зображений на рис. 3.6, а, до якого приєднана група II класу II порядку, що складається з ланок 4 і 5 (на рис. 3.6, а ця група зображена штриховими лініями). Розміри для додаткової групи: $l_{DE} = 0,66$ м, $e = 0,21$ м.

Розв'язок. Для того, щоб побудувати плани швидкостей і прискорень такого шести-ланкового механізму, треба спочатку побудувати плани швидкостей для механізму I класу, першої приєднаної групи, яка складається з ланок 2 і 3, і знайти швидкість та прискорення точки D , у якій приєднується структурна група 4—5. Вся ця робота виконана у попередньому прикладі, а тому залишається лише задача визначення швидкості та прискорення точки E .

Для визначення швидкості точки E запишемо два векторні рівняння:

$$\bar{v}_E = \bar{v}_D + \bar{v}_{ED}, \quad \bar{v}_E = \bar{v}_{E_0} + \bar{v}_{EE_0}. \quad (3.16)$$

Швидкість точки \bar{v}_{ED} направлена перпендикулярно ланці 4, \bar{v}_{EE_0} — направлена вздовж напрямної повзуна E . Оскільки швидкість точки E_0 , що належить стояку O , дорівнює нулю, то $\bar{v}_E = \bar{v}_{EE_0}$, а тому друге рівняння системи (3.16) можна не складати.

У відповідності до рівнянь (3.16) будуюмо план швидкостей ланок групи 4—5. Для цього з кінця вектора \bar{v}_D (точка d) проводимо напрям відносної швидкості $\bar{v}_{ED} \perp ED$, а з полюса p — напрям швидкості повзуна E (паралельно напрямній xx). Точка перетину цих напрямів визначає точку e (на рис. 3.6, б швидкості \bar{v}_{ED} і \bar{v}_E зображені штриховою лінією).

Вимірявши відрізки de і pe знаходимо значення швидкостей:

$$v_{ED} = de \cdot \mu_v = 30,0 \cdot 0,05 = 1,5 \text{ м/с},$$

$$v_E = pe \cdot \mu_v = 30,0 \cdot 0,05 = 1,5 \text{ м/с}.$$

Кутова швидкість ланки 4

$$\omega_4 = \frac{v_{ED}}{l_{ED}} = \frac{1,5}{0,66} = 2,27 \text{ с}^{-1}$$

і направлена проти руху годинникової стрілки.

Для визначення прискорення точки E запишемо векторне рівняння

$$\bar{a}_E = \bar{a}_D + \bar{a}_{ED}^n + \bar{a}_{ED}^t, \quad (3.17)$$

де \bar{a}_{ED}^n — нормальне прискорення точки E відносно точки D , величину якого знаходимо за формулою

$$a_{ED}^n = \frac{v_{ED}^2}{l_{ED}} = \frac{1,5^2}{0,66} = 3,41 \text{ м/с}^2.$$

Нормальне прискорення \bar{a}_{ED}^n направлене від точки E до точки D , дотичне прискорення \bar{a}_{ED}^t перпендикулярно ланці ED , прискорення \bar{a}_E — паралельно напрямній xx .

Згідно з рівнянням (3.17) будуємо план прискорень групи 4—5 (рис. 3.6, в). Для цього з кінця вектора \bar{a}_D (точки d) відкладаємо відрізок

$$dn_2 = \frac{a_{DE}^n}{\mu_a} = \frac{3,14}{0,4} = 8,5 \text{ мм,}$$

який зображає на плані вектор нормального прискорення \bar{a}_{ED}^n і через його кінець (точку n_2) проводимо напрям дотичного прискорення \bar{a}_{ED}^t до перетину з напрямом прискорення точки E , проведеного з полюса π . Точка перетину цих напрямів визначає точку e (на рис. 3.5, в прискорення \bar{a}_{ED}^n і \bar{a}_{ED}^t зображені штриховими лініями). Виміривши відрізки n_2e і πe знаходимо значення прискорень:

$$a_{ED}^t = n_2e \cdot \mu_a = 23 \cdot 0,4 \text{ м/с}^2,$$

$$a_E = \pi e \cdot \mu_a = 35 \cdot 0,44 \text{ м/с}^2.$$

Кутове прискорення ланки 4

$$\epsilon_4 = \frac{a_{DE}^t}{l_{DE}} = \frac{9,2}{0,66} = 13,94 \text{ с}^{-2}$$

і направлена за рухом годинникової стрілки (рис. 3.6, а, в). Отже, рух ланки 4 у даному положенні механізму буде сповільнений.

3.5. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ПЛОСКИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ МЕТОДОМ ЗАМКНУТИХ ВЕКТОРНИХ КОНТУРІВ

Останнім часом набули широкого поширення аналітичні методи дослідження механізмів. Це дозволяє, з одного боку, широко використовувати сучасні ЕОМ, з іншого, проводити багатоваріантні дослідження механізмів і, тим самим, здійснювати їх оптимальний синтез.

При дослідженні кінематики плоских механізмів, як правило, використовують метод замкнутих векторних контурів. При цьому методі аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів можна одержати, якщо умовно уявити механізм замкнутим векторним контуром, утвореним ланками цього механізму. В підручнику [3] наведено методику одержання розрахункових залежностей на прикладі шарнірного чотириланкового механізму.

Аналітичне дослідження кінематики механізмів зручно вести з використанням *аналогів швидкостей і прискорень*, які залежать тільки від узагальненої координати і не залежать від швидкості руху початкової ланки. Крім цього, що дуже важливо, аналоги швидкостей і прискорень дозволяють порівнювати закони руху ланок, а звідси й вибирати оптимальний варіант механізму для забезпечення заданих умов роботи. Узагальненою координатою, як правило, вибирають переміщення початкової ланки (кут φ , повороту кривошипа або лінійне переміщення повзуна s_1).

Як відомо, швидкість будь-якої точки M ланки, що має поступальний рух, є перша похідна від переміщення цієї точки по часу:

$$v_i = \frac{ds_i}{dt} \quad (3.18)$$

Якщо помножити і поділити (3.18) на $d\varphi_1$, одержимо

$$v_i = \frac{ds_i}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} \quad (3.19)$$

де $d\varphi_1/dt = \omega_1$, а $ds_i/d\varphi_1 = s'_i$ — аналог лінійної швидкості точки M ;
 ω_1 — кутова швидкість початкової ланки (кривошипа).

Тоді рівняння (3.19) можна записати так:

$$v_i = s'_i \omega_1 \quad (3.20)$$

Отже, **аналогом швидкостей** називають першу похідну від переміщень по узагальненій координаті (φ_1 або s_1).

Аналогічно можна записати рівняння (3.20) для кутової швидкості ланки i :

$$\omega_i = \frac{d\varphi_i}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} = \varphi'_i \omega_1 \quad (3.21)$$

де $\varphi'_i = d\varphi_i/d\varphi_1$ — аналог кутової швидкості ланки i .

Аналогом прискорення називають другу похідну від переміщень по узагальненій координаті:

$$s'' = \frac{ds'_i}{d\varphi_1} \cdot \frac{d^2 s_i}{d\varphi_1^2} \text{ або } \varphi''_i = \frac{d\varphi'_i}{dt} \cdot \frac{d^2 \varphi_i}{d\varphi_1^2} \quad (3.22)$$

Тоді лінійне прискорення точки M або кутове прискорення ланки i можна визначити за формулами:

$$a_i = s''_i \omega_1^2 + s'_i \epsilon_1; \epsilon_i = \varphi''_i \omega_1^2 + \varphi'_i \epsilon_1 \quad (3.23)$$

де $s''_i = d^2 s_i / d\varphi_1^2$, $\varphi''_i = d^2 \varphi_i / d\varphi_1^2$ — аналоги лінійного і кутового прискорення.

Якщо початкова ланка обертається із сталою швидкістю ($\omega_1 = \text{const}$), то $\epsilon_1 = 0$ і залежності (3.23) приймають вигляд:

$$a_i = s''_i \omega_1^2; \epsilon_i = \varphi''_i \omega_1^2 \quad (3.24)$$

Приклад 3.4. Задано кінематичну схему кривошипно-повзунного механізму і закон руху початкової ланки ($\omega_1 = \text{const}$). Одержати методом замкнутих векторних контурів аналітичні залежності для визначення кінематичних параметрів руху ланок кривошипно-повзунного механізму (рис. 3.7).

Розв'язок. Цей механізм можна зобразити у вигляді замкнутого векторного контуру $OABV'$, для якого можна записати таке векторне рівняння:

$$\vec{r} + \vec{l} = \vec{x}_B + \vec{e}, \quad (3.25)$$

де $r = l_{OA}$ — довжина кривошипа; $l = l_{AB}$ — довжина шатуна AB .

Спроектуємо одержаний векторний контур на координатні осі x і y та запишемо рівняння проєкцій на ці осі:

$$\left. \begin{aligned} r \cos \varphi_1 + l \cos \varphi_2 &= x_B; \\ r \sin \varphi_1 + l \sin \varphi_2 &= e, \end{aligned} \right\} \quad (3.26)$$

де φ_1 — узагальнена координата (кут повороту кривошипа 1, яким задаємося).

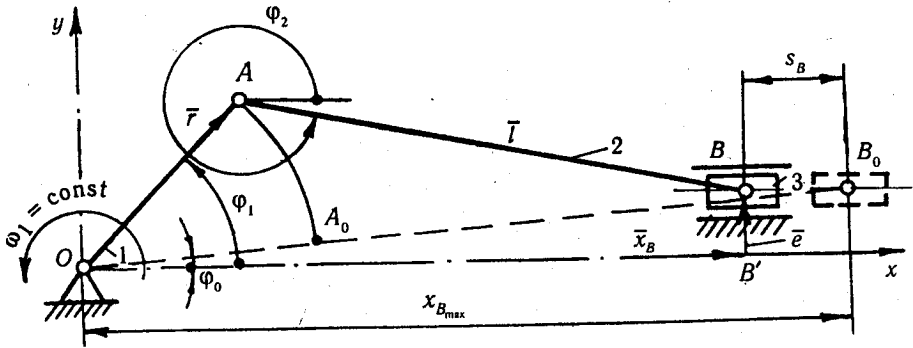


Рис. 3.7

За допомогою рівнянь (3.26) можна знайти положення ланок: шатуна 2, яке визначається кутом φ_2 , і повзуна 3, яке визначається вектором \bar{x}_B , а саме:

$$x_B = r \cos \varphi_1 + l \cos \varphi_2; \quad \varphi_2 = \arcsin \frac{e - r \sin \varphi_1}{l}, \quad (3.27)$$

де кут φ_2 може змінюватися в межах від $-\pi/2$ до $\pi/2$.

Для визначення аналогів швидкостей продиференціюємо рівняння (3.26) по узагальненій координаті:

$$x'_B = -r \sin \varphi_1 - l \varphi'_2 \cos \varphi_2; \quad r \cos \varphi_1 + l \varphi'_2 \cos \varphi_2 = 0, \quad (3.28)$$

де $x'_B = dx_B / d\varphi_1$, $\varphi'_2 = d\varphi_2 / d\varphi_1$ — відповідно аналоги лінійних швидкостей повзуна B і кутової швидкості шатуна 2, $d\varphi_1 / d\varphi_1 = 1$.

Тоді з першого рівняння системи (3.28) знаходимо аналог швидкостей повзуна B, з другого — аналог швидкостей шатуна 2:

$$\varphi'_2 = \frac{r \cos \varphi_1}{l \cos \varphi_2}. \quad (3.29)$$

Аналогічно, продиференціювавши рівняння (3.28) по узагальненій координаті, одержимо аналоги прискорень, а саме:

$$\left. \begin{aligned} x''_B &= -r \cos \varphi_1 - l \varphi''_2 \sin \varphi_2 - l (\varphi'_2)^2 \cos \varphi_2, \\ -r \sin \varphi_1 + l \varphi''_2 \cos \varphi_2 - l (\varphi'_2)^2 \sin \varphi_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.30)$$

Тоді з першого рівняння (3.30) визначаємо аналог прискорень повзуна B

$$x''_B = d^2 x_B / d\varphi_1^2,$$

а з другого — інваріант кутового прискорення шатуна 2:

$$\varphi''_2 = \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} = \frac{r \sin \varphi_1 + l (\varphi'_2)^2 \sin \varphi_2}{l \cos \varphi_2}. \quad (3.31)$$

Дійсні швидкості і прискорення ланки знаходимо, використавши залежності (3.20)—(3.24):

$$\left. \begin{aligned} \omega_2 &= \varphi'_2 \omega_1, & v_B &= x'_B \omega_1, \\ \varepsilon_2 &= \varphi''_2 \omega_1^2, & a_B &= x''_B \omega_1^2. \end{aligned} \right\} \quad (3.32)$$

При обчисленні кінематичних параметрів зручно початковим значенням кута φ_1 приймати таке його положення φ_0 , при якому вихідна ланка (повзун 3) займає одне із крайніх положень, наприклад, крайнє праве B_0 . Тоді із трикутника $AB_0B'_0$ маємо відношення:

$$\frac{e}{r+l} = \sin \varphi_0,$$

з якого знаходимо

$$\varphi_0 = \arcsin \frac{e}{r+l}. \quad (3.33)$$

Переміщення s_B повзуна B (рис. 3.7), виміряне від крайнього правого положення B_0 , визначається за такою формулою

$$s_B = x_{B_{\max}} - x_B,$$

де $x_{B_{\max}} = (r+l) \cos \varphi_0$.

Тоді

$$s_B = (r+l) \cos \varphi_0 - x_B. \quad (3.34)$$

На підставі одержаних залежностей можна скласти програму отримання кінематичних параметрів механізму на ЕОМ.

Приклад 3.5. Для заданого шести-ланкового кулісного механізму поперечно-стругального верстату (рис. 3.8) одержати аналітичні залежності для визначення кінематичних параметрів руху його ланок. Кутову швидкість кривошипа прийняти $\omega_1 = \text{const}$.

Розв'язок. При кінематичному дослідженні такого механізму аналітичним методом треба розглянути два векторні контури: OAB і $BCDF$, для яких запишемо векторні рівняння:

$$\vec{a} + \vec{r} = \vec{l}_{k_3}; \quad (3.35)$$

$$\vec{a} + \vec{b} + \vec{x}_D = \vec{l}_3 + \vec{l}_{k_4}, \quad (3.36)$$

де $a = l_{OB}$, $r = l_{OA}$, $b = l_{OF}$, $l_{k_3} = l_{AB}$,

$$x_D = l_{FD}, \quad l_3 = l_{BC}, \quad l_{k_4} = l_{CD}.$$

Параметри a , r , b , l_3 — сталі і задані, l_{k_3} , l_{k_4} і φ_3 , x_D — змінні і підлягають визначенню.

Розглянемо спочатку перший векторний контур OAB і запишемо рівняння (3.35) у проєкціях на координатні осі x і y :

$$\left. \begin{aligned} r \cos \varphi_1 &= l_{k_3} \cos \varphi_3; \\ a + r \sin \varphi_1 &= l_{k_3} \sin \varphi_3. \end{aligned} \right\} \quad (3.37)$$

Поділивши друге рівняння системи (3.37) на перше, визначимо кут φ_3 з рівняння:

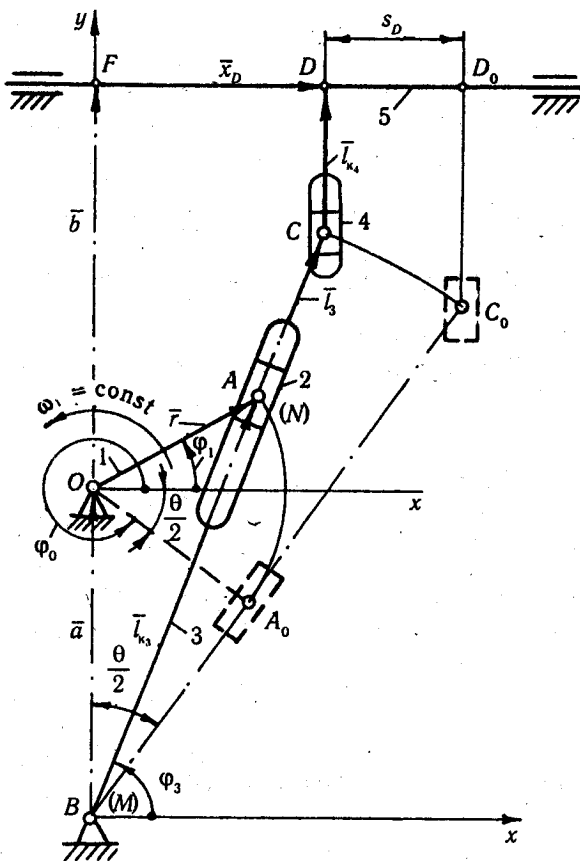


Рис. 3.8

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{a + r \sin \varphi_1}{r \cos \varphi_1}. \quad (3.38)$$

Кут φ_3 може змінюватись у межах — $0 < \varphi_3 < \pi$, якщо $r < a$, і $0 \leq \varphi_3 \leq 2\pi$, якщо $r > a$. Положення ланки 2 знаходимо із першого рівняння системи (3.37) за формулою

$$l_{\kappa_3} = \frac{r \cos \varphi_1}{\cos \varphi_3}. \quad (3.39)$$

Продиференціюємо рівняння (3.37) по узагальненій координаті φ_1 :

$$\left. \begin{aligned} -r \sin \varphi_1 &= l'_{\kappa_3} \cos \varphi_1 - l_{\kappa_3} \varphi'_3 \sin \varphi_3; \\ r \cos \varphi_1 &= l'_{\kappa_3} \sin \varphi_3 + l_{\kappa_3} \varphi'_3 \cos \varphi_3. \end{aligned} \right\} \quad (3.40)$$

де $l'_{\kappa_3} = dl_{\kappa_3} / d\varphi_1$ — аналог відносної швидкості повзуна 2 відносно куліси 3;
 $\varphi'_3 = d\varphi_3 / d\varphi_1$ — аналог кутової швидкості куліси 3.

Повернувши систему координат на кут $(-\varphi_3)$, з першого рівняння системи (3.40) знайдемо:

$$l'_{\kappa_3} = -r \sin(\varphi_1 - \varphi_3); \quad (3.41)$$

з другого рівняння:

$$\varphi'_3 = \frac{r \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_{\kappa_3}}. \quad (3.42)$$

Для визначення аналогів прискорень диференціюємо рівняння (3.40) по узагальненій координаті φ_1 :

$$\left. \begin{aligned} -r \cos \varphi_1 &= l''_{\kappa_3} \cos \varphi_3 - 2l'_{\kappa_3} \varphi'_3 \sin \varphi_3 - l_{\kappa_3} \varphi''_3 \sin \varphi_3 - l_{\kappa_3} (\varphi'_3)^2 \cos \varphi_3; \\ -r \sin \varphi_1 &= l''_{\kappa_3} \sin \varphi_3 + 2l'_{\kappa_3} \varphi'_3 \cos \varphi_3 + l_{\kappa_3} \varphi''_3 \cos \varphi_3 - l_{\kappa_3} (\varphi'_3)^2 \sin \varphi_3. \end{aligned} \right\} \quad (3.43)$$

де $l''_{\kappa_3} = d^2 l_{\kappa_3} / d\varphi_1^2$ — аналог відносного прискорення повзуна 2 відносно куліси 3;

$\varphi''_3 = d^2 \varphi_3 / d\varphi_1^2$ — аналог кутового прискорення куліси 3.

Повернувши систему координат на кут $(-\varphi_3)$, з першого рівняння системи (3.43) знайдемо:

$$l''_{\kappa_3} = -r \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + l_{\kappa_3} (\varphi'_3)^2; \quad (3.44)$$

з другого рівняння:

$$\varphi''_3 = \frac{r \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + 2l'_{\kappa_3} \varphi'_3}{l_{\kappa_3}}. \quad (3.45)$$

Розглянемо другий векторний контур $BCDF$ (рис. 3.9). Запишемо рівняння (3.36) у проекціях на координатні осі xBy :

$$\left. \begin{aligned} x_D &= l_3 \cos \varphi_3 \\ a + b &= l_3 \cos \varphi_3 + l_{\kappa_4} \end{aligned} \right\} \quad (3.46)$$

З першого рівняння системи (3.46) знаходимо положення ланки 5, яке визначається параметром x_D , а з другого відрізок

$$l_{\kappa_4} = a + b - l_3 \sin \varphi_3. \quad (3.47)$$

Продиференціюємо рівняння (3.46) по узагальненій координаті φ_1 :

$$\left. \begin{aligned} x'_D &= -l_3 \varphi'_3 \sin \varphi_3; \\ l'_{k_4} &= -l_3 \varphi'_3 \cos \varphi_3, \end{aligned} \right\} \quad (3.48)$$

де $x'_D = dx_D / d\varphi_1$, $l'_{k_4} = dl_{k_4} / d\varphi_1$ — аналоги лінійних швидкостей відповідно точки D (ланки 5) і відносної швидкості ланки 5 відносно ланки 4.

Для визначення аналогів прискорень диференціюємо рівняння (3.46) по узагальненій координаті φ_1 :

$$\left. \begin{aligned} x''_D &= -l_3 \varphi''_3 \sin \varphi_3 - l_3 (\varphi'_3)^2 \cos \varphi_3; \\ l''_{k_4} &= -l_3 \varphi''_3 \cos \varphi_3 + l_3 (\varphi'_3)^2 \sin \varphi_3, \end{aligned} \right\} \quad (3.49)$$

де $x''_D = d^2 x_D / d\varphi_1^2$, $l''_{k_4} = d^2 l_{k_4} / d\varphi_1^2$ — аналоги лінійних прискорень відповідно точки D і ланки 5 відносно ланки 4.

Для визначення дійсних швидкостей і прискорень використаємо залежності (3.20)—(3.24), згідно яких

$$\left\{ \begin{aligned} \omega_3 &= \varphi'_3 \omega_1; v_D = x'_D \omega_1; \\ v_{AA_3} &= l'_{k_3} \omega_1; v_{C_5C} = l'_{k_4} \omega_1; \\ \epsilon_3 &= \varphi''_3 \omega_1^2; a_D = x''_D \omega_1^2; \\ a'_{AA_3} &= l''_{k_3} \omega_1^2; a'_{C_5C} = l''_{k_4} \omega_1^2, \end{aligned} \right\} \quad (3.50)$$

де ω_3, ϵ_3 — відповідно кутова швидкість і кутове прискорення куліси 3; v_D, a_D — швидкість і прискорення точки D (ланки 5); v_{AA_3}, a'_{AA_3} — відносна швидкість і прискорення ланки 2 відносно ланки 3; v_{C_5C}, a'_{C_5C} — відносна швидкість і прискорення ланки 5 відносно ланки 4 (точка A_3 належить кулісі 3 і збігається з точкою A , яка належить ланкам 1 і 2; точка C_5 — належить ланці 5 і збігається з точкою C , яка належить ланкам 3 і 4).

Початковим (нульовим) значенням кута φ , можна вибрати випадок, коли ланка 5 займає крайнє праве положення (рис. 3.8). Тоді кривошип OA перпендикулярний до куліси 3 ($OA \perp A_0B$), а значить

$$\varphi_0 = 2\pi - \theta / 2, \quad (3.51)$$

де кут $\theta / 2$ — половина кута розмаху куліси, визначається з трикутника за формулою

$$\theta = 2 \arcsin(r / a) \quad (3.52)$$

Переміщення s_D повзуна 5 (точки D), виміряне від крайнього правого положення D_0 , визначається за формулою

$$s_D = x_{D_{\max}} - x_D, \quad (3.53)$$

де $x_{D_{\max}} = x_{C_{\max}} = l_3 \sin \theta / 2$.

На підставі одержаних залежностей (3.37)—(3.53) можна скласти програму обчислення кінематичних параметрів механізму на ЕОМ.

Таку програму можна значно простіше скласти, використавши уніфіковані алгоритми і підпрограми, які складені для окремих структурних груп і наведені в додатку В.

Даний механізм складається з механізму I класу (стояк і кривошип 1), структурної групи II класу III виду (камінь 2 і куліса 3) та структурної групи II класу V виду (рис. 3.8).

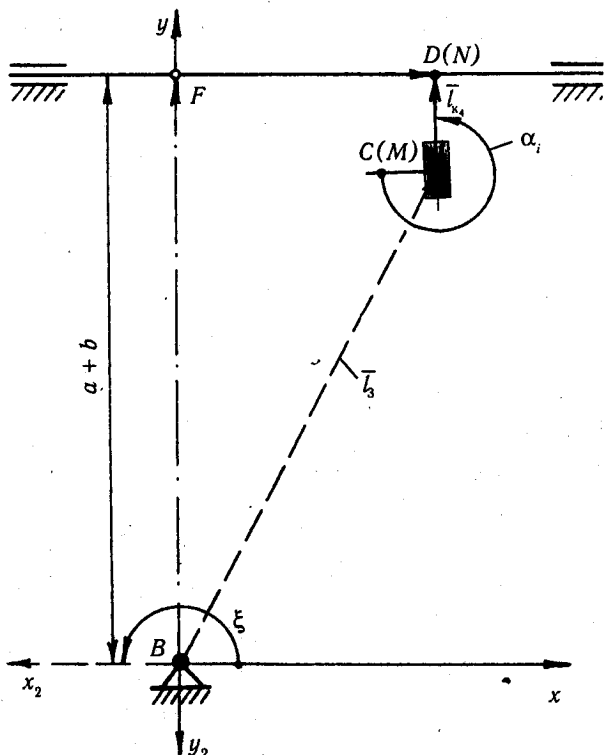


Рис. 3.9

Кінематика механізму I класу. Вибравши систему координат xOy , можна визначити координати точки A :

$$x_A = r \cos \varphi_1, y_A = a + r \sin \varphi_1 \quad (3.54)$$

Тоді проекції аналогів швидкостей і прискорень цієї ж точки на координатні осі x і y мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} x'_A &= -r \sin \varphi_1, y'_A = r \cos \varphi_1; \\ x''_A &= r \cos \varphi_1, y''_A = -r \sin \varphi_1, \end{aligned} \right\} \quad (3.55)$$

де $x'_A = dx_A / d\varphi_1$, $y'_A = dy_A / d\varphi_1$, $x''_A = d^2 x_A / d\varphi_1^2$, $y''_A = d^2 y_A / d\varphi_1^2$ — перші і другі похідні від координати точки A по узагальненій координаті φ_1 .

На основі залежностей (3.54), (3.55) можна скласти окрему підпрограму

$$KM1(X0, Y0, R, F1, XA, YA, AXA, AYA, WXA, WYA).$$

У нашому випадку: $X0 = 0$, $Y0 = a$, $F1 = \varphi_1$, $XA = x_A$, $YA = y_A$, $AXA = x'_A$, $AYA = y'_A$, $WXA = x''_A$, $WYA = y''_A$. Причому перші чотири параметри вхідні (відомі), останні — вихідні (треба обчислити). Звертаючись до цієї підпрограми треба замість формальних параметрів $X0$, $Y0$ і т. д. підставити фактичні параметри x_0 , y_0 і т. д. Отже, складаючи основну програму кінематичного дослідження механізму, оператор обчислення кінематичних параметрів руху кривошипа запишемо так:

$$KM1(0, A, R, F1, XA, YA, AXA, AYA, WXA, WYA).$$

Кінематика групи 2—3. Підпрограма для дослідження групи II класу III виду (додаток В) має назву $KG3$ і записується

$$KG3(XM, YM, AXM, AYM, WXM, WYM, XN, YN, AXN, AYN, WXN, WYN, MT, FK, LK, AFK, ALK, WFK, WLK),$$

де $XM = x_M$, $YM = y_M$, $AXM = x'_M$, $AYM = y'_M$, $WXM = x''_M$, $WYM = y''_M$, $FK = \varphi_{k_3}$, $LK = l_k$ і т. д.

У нашому випадку (рис. 3.8) точки M , N відповідають точці B і A кут $\varphi_k = \varphi_3$, $l_k = l_{BA}$, $MT = l = 0$. Оператор обчислення кінематичних параметрів запишемо так:

$$KG3(0, 0, 0, 0, 0, 0, XA, YA, AXA, AYA, WXA, WYA, 0, F3, LK, AF3, ALK, WF3, WLK).$$

Тут $F3 = \varphi_3$, $LK = l_{k_3}$, $AF3 = \varphi'_3$, $ALK = l'_{k_3}$, $WF3 = \varphi''_3$, $WLK = l''_{k_3}$.

Для визначення кінематичних параметрів точки C використовуємо підпрограму

$$KDT(XM, YM, AXM, AYM, WXM, WYM, MSI, GSI, FI, AFI, WFI, XSI, YSI, AXSI, AYSI, WXFI, WYSI),$$

де замість точки M приймаємо точку B , точки S_i — точку C , відстань $MSI = l_{BC} = l_3$, кут $GSI = \gamma_s = 0$.

У нашому випадку оператор обчислення кінематичних параметрів запишемо так:

$$KDT(0, 0, 0, 0, 0, 0, L3, 0, F3, AF3, WF3, XC, YC, AXC, AYC, WXC, WYC),$$

де $XC = x_C$, $YC = y_C$, $AXC = x'_C$, $AYC = y'_C$, $WXC = x''_C$, $WYC = y''_C$ — координати і проекції швидкостей і прискорень точки C .

Кінематика групи 4—5. При розгляді цієї групи систему координат зручно повернути на кут $\xi = \pi$ (рис. 3.9). Підпрограма для визначення кінематичних параметрів руху ланок має вигляд:

$$KG5(XF, YF, XM, YM, AXF, AYF, AXM, AYM, WXF, WYF, WXM, WYM, KSI, AKSI, WKSI, LJ, ALI, ALJ, LXN, LKI, ALXN, ALKI, WLXN, WLKI, XN2, AXN2, WXN2).$$

Тут замість параметрів точки M і N треба підставляти відповідно параметри точки C і D , $LJ = 0$, кути $ALI = 3\pi/2$, $ALJ = 0$, індекс 2 означає, що параметри вимірюються у системі координат $x_2 y_2$.

Тоді оператор звернення до цієї підпрограми має вигляд:

$$KG5(0, A + B, XC, YC, 0, 0, AXC, AYC, 0, 0, WXC, WYC, PI, 0, 0, \\ 0, 3 \times PI / 2, 0, XD, LK4, AXD, ALK4, WXD, WLK4, XD2, AXD2, WXD2).$$

Тут

$$A = a, B = b, PI = \pi, XD = x_D, LK4 = l_{k_4}, AXD = x'_D, ALK4 = l'_{k_4}, WXD = x''_D, \\ WLK4 = l''_{k_4}, XD2 = x_{D_2}, AXD2 = x'_{D_2}, WXD2 = x''_{D_2}.$$

3.6. ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Задачі 201—230. Для механізму, розміри якого визначаються з кінематичної схеми, яка наведена нижче (масштаб $\mu_r = 0,004$ м/мм), виконати наступні роботи:

1. Визначити крайні (мертві) положення механізму. Якщо такі положення відсутні, то цей пункт не виконується.
2. Одне із крайніх положень прийняти за нульове і побудувати 8 рівновіддалених положень механізму і траєкторію точки M . Якщо мертві положення механізму відсутні, то за нульове положення механізму прийняти довільне положення.

3. Побудувати діаграму переміщень (лінійних або кутових) для ланки 3.

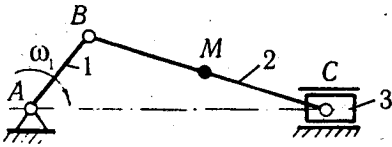
Задачі 231—262. Для механізму (див. рис. до задач 201—230), для якого задані розміри і кутова швидкість обертання кривошипа $\omega_1 = \text{const}$, виконати:

1. Скласти векторні рівняння, які необхідні для побудови планів швидкостей та прискорень механізму.
2. Для показаного на рисунку положення механізму побудувати в довільному масштабі плани швидкостей і прискорень.
3. Записати залежності для визначення кутових швидкостей і прискорень всіх ланок механізму і показати їх напрямки на кінематичній схемі механізму.

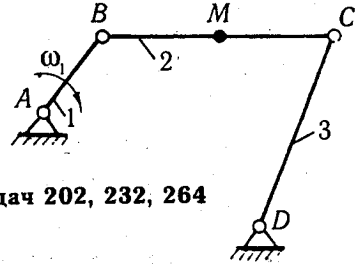
Задачі 263—280. Для механізму (див. рис. до задач 201—230) для якого задані розміри ланок і кутова швидкість $\omega_1 = \text{const}$, методом замкнутого векторного контуру скласти залежності для аналітичного визначення переміщень, аналогів швидкостей та прискорень (кутових або лінійних) усіх ланок.

Задачі 281—300. Для шестиланкового механізму, який зображений нижче, скласти програму для обчислення кінематичних параметрів усіх ланок механізму (лінійних і кутових переміщень, швидкостей та прискорень), використавши підпрограми, які наведені у додатку В.

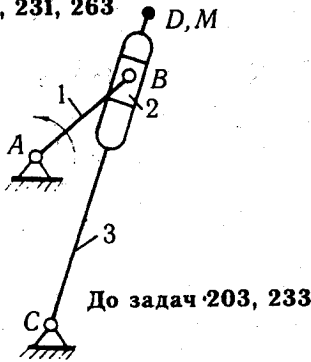
Примітка. На основі задач 201—262 можна виконати 1-у розрахунково-графічну роботу на тему: «Кінематичне дослідження важільних механізмів», або використати наведені нижче завдання. Остаточне рішення про тему, зміст і обсяг розрахунково-графічної роботи приймає кафедра.



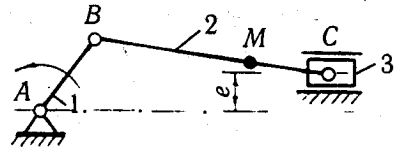
До задач 201, 231, 263



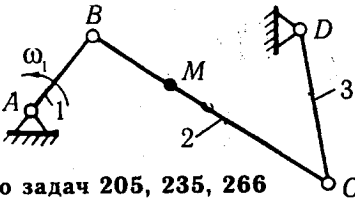
До задач 202, 232, 264



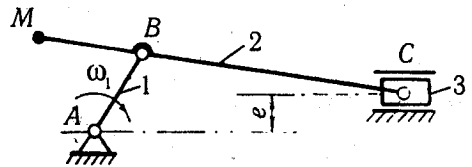
До задач 203, 233



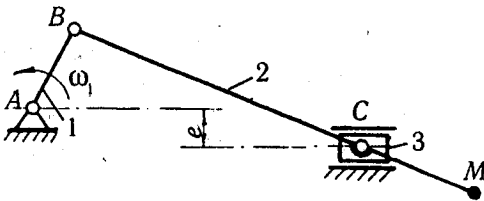
До задач 204, 234



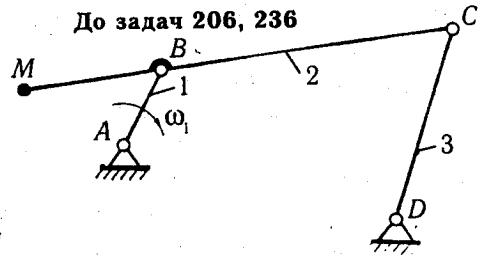
До задач 205, 235, 266



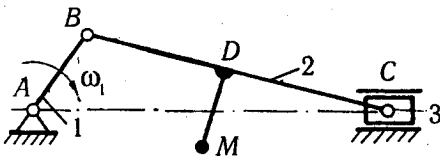
До задач 206, 236



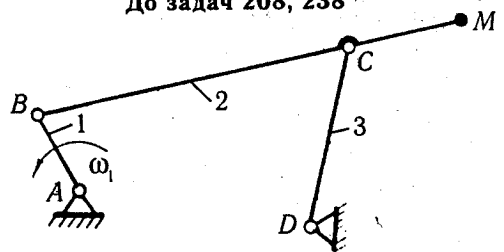
До задач 207, 237, 267



До задач 208, 238

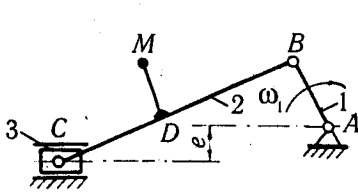


До задач 209, 239

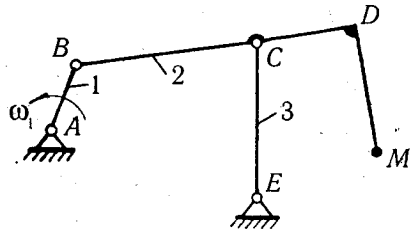


До задач 210, 240

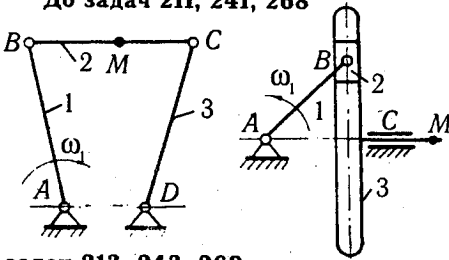
Рисунки до задач 201—210, 231—240, 263, 264, 266, 267



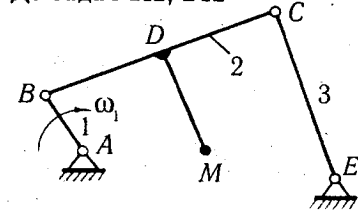
До задач 211, 241, 268



До задач 212, 242

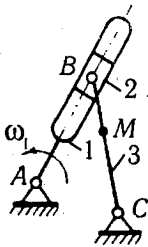


До задач 213, 243, 269

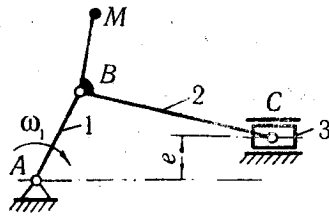


До задач 215, 245

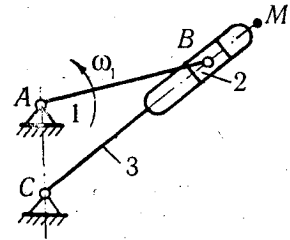
До задач 214, 244, 270



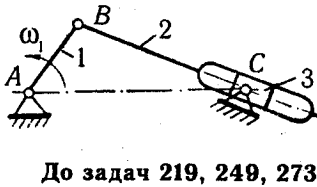
До задач 216, 246, 271



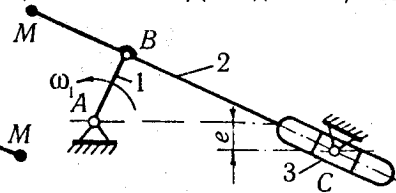
До задач 217, 247



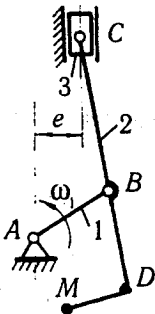
До задач 218, 248, 272



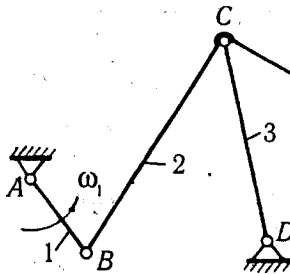
До задач 219, 249, 273



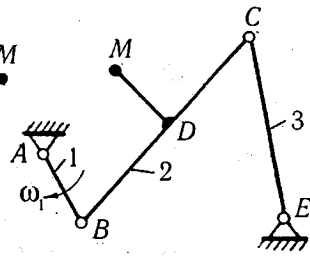
До задач 220, 250



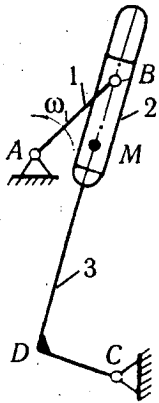
До задач 221, 251, 274



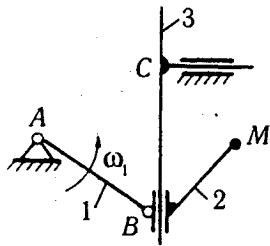
До задач 222, 252



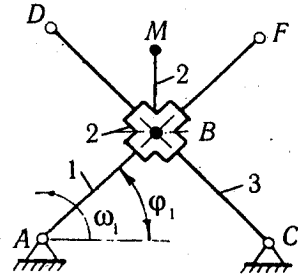
До задач 223, 253



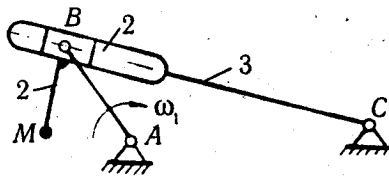
До задач 224, 254, 275



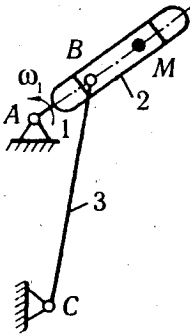
До задач 225, 255



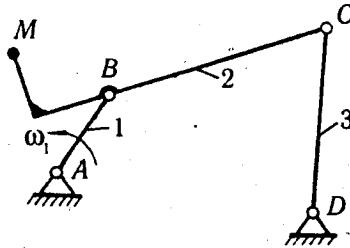
До задач 226, 256, 276



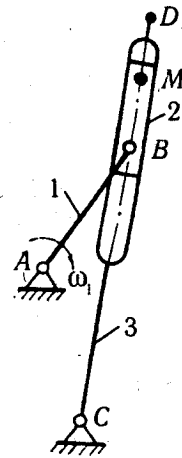
До задач 227, 257, 277



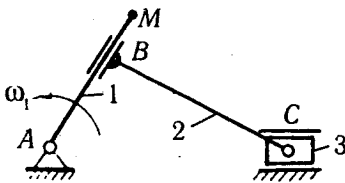
До задач 228, 258, 278



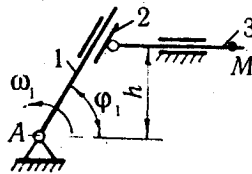
До задач 229, 259



До задач 230, 260

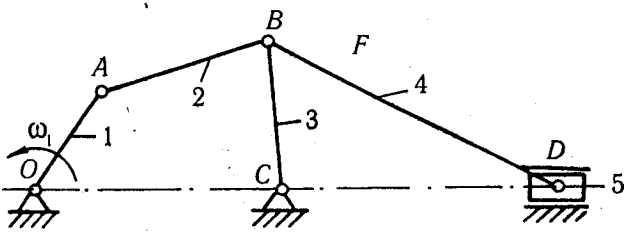


До задач 261, 279

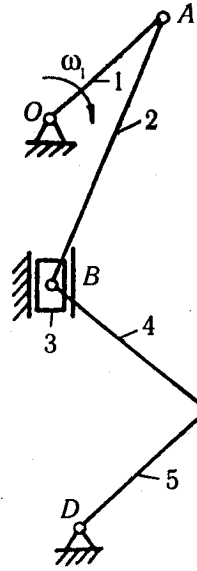


До задач 262, 280

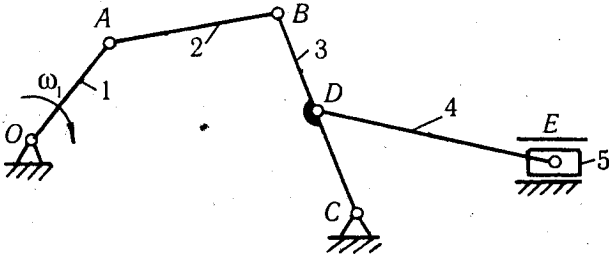
Рисунки до задач 224—230, 254—260, 275—280



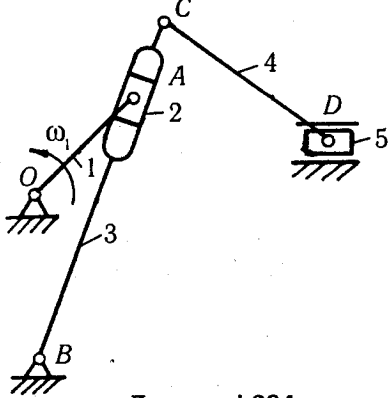
До задачі 281



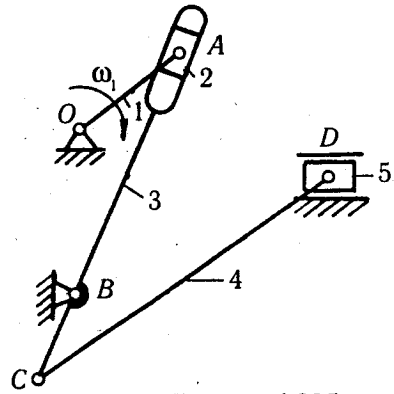
До задачі 283



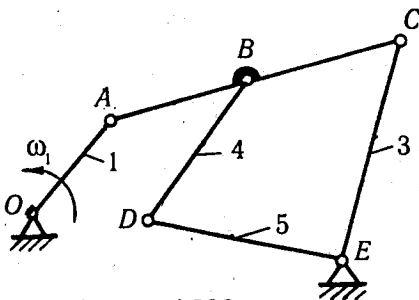
До задачі 282



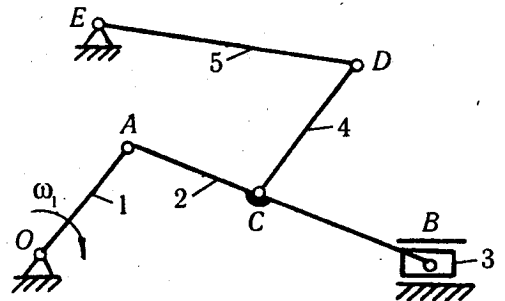
До задачі 284



До задачі 285

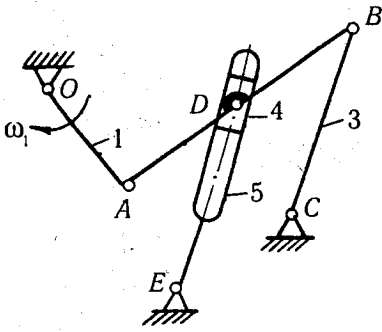


До задачі 286

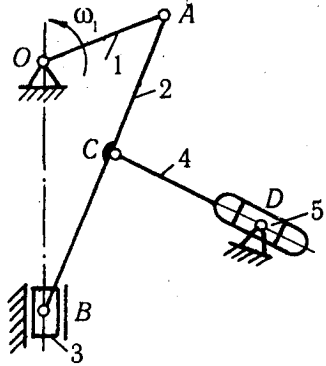


До задачі 287

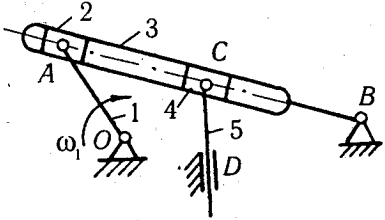
Рисунки до задач 281—287



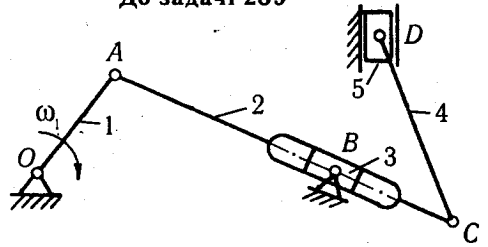
До задачі 288



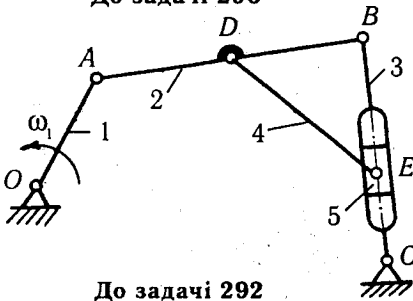
До задачі 289



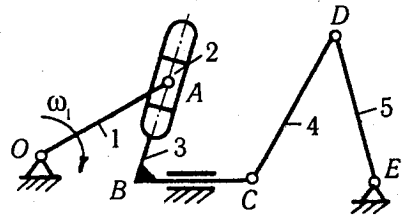
До задачі 290



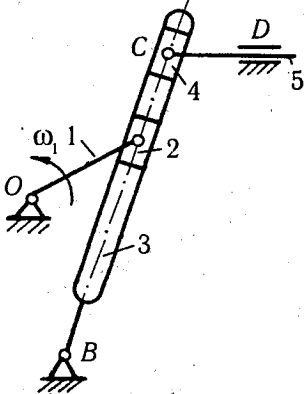
До задачі 291



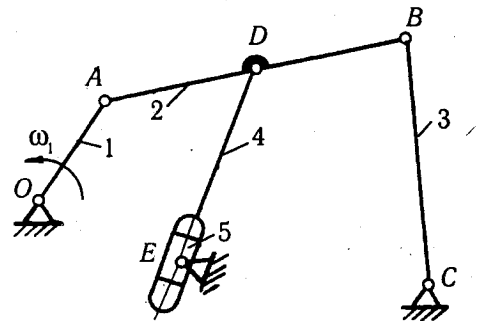
До задачі 292



До задачі 293

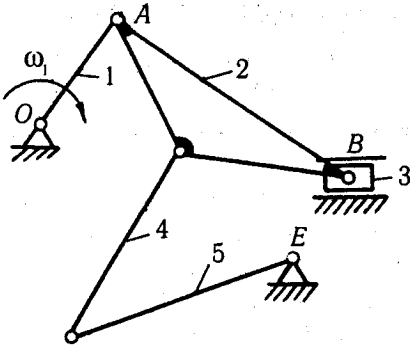


До задачі 294

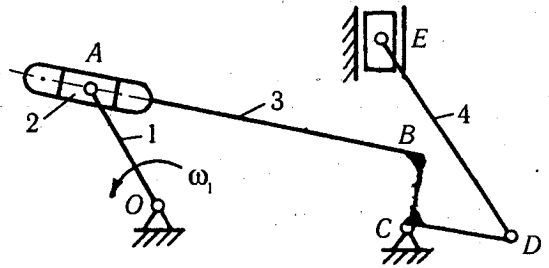


До задачі 295

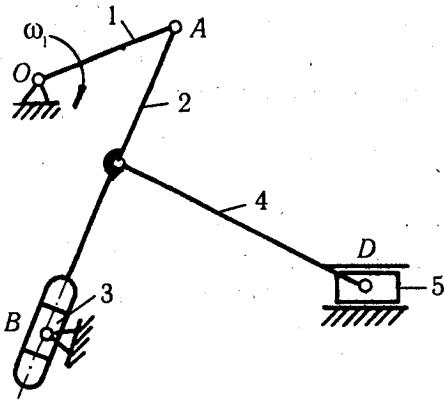
Рисунки до задач 288—295



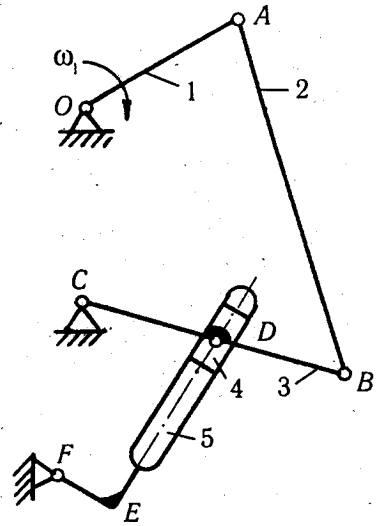
До задачі 296



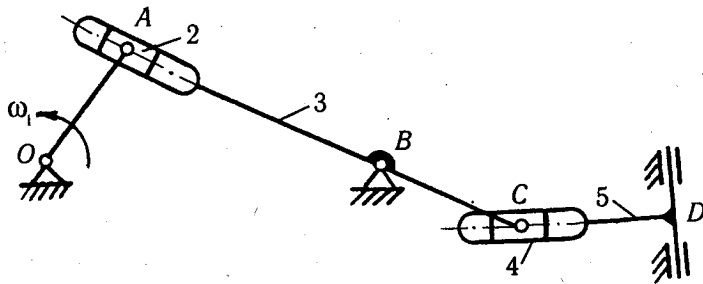
До задачі 297



До задачі 298



До задачі 299



До задачі 300

Рисунки до задач 296—300

3.7. ПЕРША РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

Для механізмів, схеми яких зображені на рис. 3.10—3.19, а їх розміри наведені в табл. 3.2—3.11, виконати наступні роботи:

1. Визначити крайні (мертві) положення механізму. Якщо такі положення відсутні, то цей пункт не виконується.
2. Одне із крайніх положень прийняти за нульове і побудувати 12 рівновіддалених положень механізму. Якщо мертві положення механізму відсутні, то за нульове положення механізму прийняти довільне положення.
3. Побудувати діаграму переміщень (лінійних або кутових) для ланки 3.
4. Скласти векторні рівняння, які необхідні для побудови планів швидкостей та прискорень механізму.
5. Для довільно вибраного (або заданого викладачем) положення механізму побудувати в масштабі плани швидкостей і прискорень.
6. Записати залежності для визначення кутових швидкостей і прискорень всіх ланок механізму і показати їх напрямки на кінематичній схемі механізму.
7. Методом замкнутого векторного контуру скласти залежності для аналітичного визначення переміщень, аналогів швидкостей та прискорень (кутових або лінійних) усіх ланок.
8. Скласти програму для обчислення кінематичних параметрів усіх ланок механізму (лінійних і кутових переміщень, швидкостей та прискорень), при цьому можна використати підпрограми, які наведені у додатку В.
9. За допомогою ЕОМ обчислити кінематичні параметри усіх ланок механізму (лінійних і кутових переміщень, швидкостей та прискорень). Результати обчислень порівняти зі значеннями, одержаними за допомогою планів.

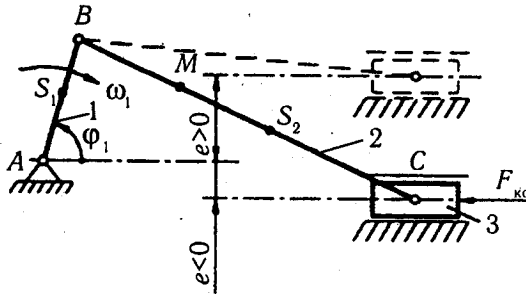


Рис. 3.10

Таблиця 3.2

Вихідні дані для аналізу кривошипно-повзунного механізму

Параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0,05	0,10	0,06	0,12	0,08	0,16	0,02	0,04	0,03	0,13
$l_{BC}, \text{м}$	0,16	0,30	0,20	0,40	0,25	0,50	0,06	0,12	0,10	0,35
$e, \text{м}$	0,01	0,03	-0,02	0,05	0,025	0,06	-0,008	0,015	0,012	0,04
$l_{BM}, \text{м}$	0,10	0,35	0,05	0,30	-0,10	0,60	0,03	0,15	0,04	0,28
$l_{AS_1}, \text{м}$	0	0,05	0,04	0,05	0,02	0,10	0,01	0,03	0,02	0,09
$l_{BS_2}, \text{м}$	0,10	0,20	0,10	0,10	0,15	0,20	0,04	0,08	0,06	0,25
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	15	30	77	150	250	180	300	40	50	70
$\phi_1, \text{град}$	30	45	60	120	200	150	235	300	100	330
$m_1, \text{кг}$	0,5	2,0	0,6	2,5	1,0	3,0	0,4	0,8	1,0	5,0
$m_2, \text{кг}$	2,5	10	3	8	4	15	2	4	5	25
$m_3, \text{кг}$	2	6	2,5	5	5	10	3	6	7	12
$J_{S_1}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,01	0,04	0,02	0,06	0,03	0,08	0,015	0,012	0,016	0,10
$J_{S_2}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,05	0,09	0,10	0,30	0,25	0,40	0,08	0,06	0,09	0,40
$F_{\text{ко}}, \text{Н}$	50	60	70	80	90	100	110	120	130	250

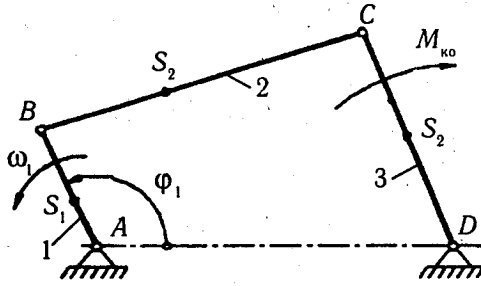


Рис. 3.11

Таблиця 3.3

Вихідні дані для аналізу кривошипно-коромислового механізму

Параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0,06	0,058	0,08	0,075	0,10	0,105	0,12	0,125	0,014	0,140
$l_{BC}, \text{м}$	0,15	0,18	0,20	0,20	0,25	0,30	0,30	0,36	0,034	0,40
$l_{CD}, \text{м}$	0,10	0,16	0,12	0,14	0,15	0,22	0,185	0,20	0,025	0,25
$l_{AD}, \text{м}$	0,10	0,16	0,12	0,14	0,15	0,22	0,185	0,20	0,025	0,25
$l_{AM}, \text{м}$	0,10	0,10	-0,10	0,30	0,15	0,15	0,10	0,30	0,02	0,50
$l_{AS_1}, \text{м}$	0,03	0	0,03	0,04	0,05	0	0,08	0,05	0,01	0,06
$l_{BS_2}, \text{м}$	0,10	0,10	0,10	0,08	0,10	0,15	0,20	0,20	0,02	0,20
$l_{DS_3}, \text{м}$	0,05	0,06	0,10	0	0,15	0,20	0,20	0,20	0,01	0,15
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	25	50	170	150	200	250	300	35	40	50
$\varphi_1, \text{град}$	30	60	90	120	150	180	210	235	270	300
$m_1, \text{кг}$	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	5,0	6,0	10
$m_2, \text{кг}$	2	4	6	8	10	15	20	16	12	30
$m_3, \text{кг}$	3	5	6	10	8	12	10	20	25	20
$J_{S_1}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,01	0,02	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,05	0,04
$J_{S_2}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,04	0,06	0,10	0,15	0,02	0,08	0,08	0,05	0,045	0,40
$J_{S_3}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,05	0,08	0,08	0,10	0,05	0,10	0,06	0,04	0,04	0,50
$M_{\text{ко}}, \text{Н} \cdot \text{м}$	50	60	70	80	90	100	120	150	200	300

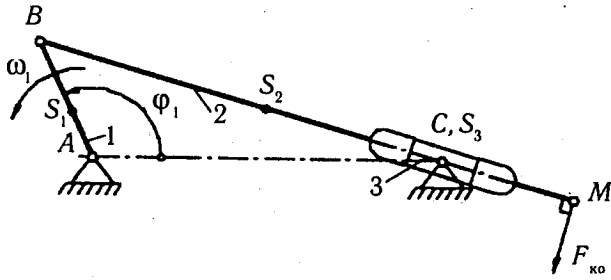


Рис. 3.12

Таблиця 3.4

Вихідні дані для аналізу кривошипно-кулісного механізму

Параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0,05	0,10	0,20	0,25	0,30	0,40	0,08	0,12	0,18	0,21
$l_{AC}, \text{м}$	0,20	0,25	0,60	0,80	0,90	1,20	0,40	0,36	0,40	0,65
$l_{BM}, \text{м}$	0,30	0,40	0,20	0,60	1,50	2,40	-0,20	-0,30	0,80	1,00
$l_{AS_1}, \text{м}$	0	0,05	0,10	0,20	0,20	0,20	0,04	0,06	0,10	0,10
$l_{BS_2}, \text{м}$	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,10	0,16	0,25	0,25
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	58	150	245	135	180	315	225	34	60	75
$\varphi_1, \text{град}$	20	40	60	90	120	150	135	270	210	180
$m_1, \text{кг}$	4	8	10	12	15	16	7	8	5	8
$m_2, \text{кг}$	12	16	14	36	40	50	12	16	25	30
$m_3, \text{кг}$	0	1	2	1,5	0	0	3	0	2	0
$J_{S_1}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,011	0,015	0,016	0,012	0,016	0,020	0,010	0,014	0,012	0,018
$J_{S_2}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,110	0,120	0,130	0,080	0,076	0,080	0,050	0,065	0,070	0,050
$J_{S_3}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0	0,008	0,006	0,010	0,011	0	0	0	0	0
$F_{\text{ко}}, \text{Н}$	100	120	150	180	200	220	250	280	300	400

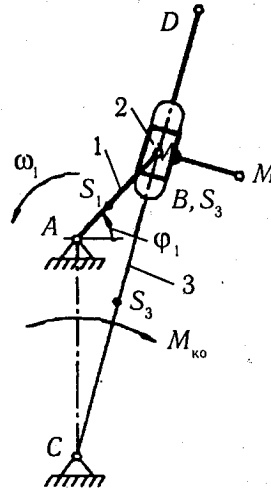


Рис. 3.13

Таблиця 3.5

Вихідні дані для аналізу кулісного механізму

Параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0,05	0,13	0,02	0,045	0,22	0,16	0,06	0,10	0,08	0,30
$l_{AC}, \text{м}$	0,08	0,40	0,10	0,15	0,10	0,40	0,20	0,30	0,25	0,80
$l_{CD}, \text{м}$	0,15	0,50	0,15	0,22	0,30	0,50	0,30	0,45	0,35	1,25
$l_{BM}, \text{м}$	0,01	0,05	0,02	0,03	0,04	0,025	0,02	0,05	0,025	0,1
$l_{AS_1}, \text{м}$	0	0,10	0	0,02	0,12	0,06	0,02	0	0,06	0,18
$l_{CS_3}, \text{м}$	0,06	0,70	0,05	0,12	0,04	0,40	0,025	0,03	0,018	0,10
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	50	120	160	150	300	240	270	90	100	120
$\varphi_1, \text{град}$	0	215	30	245	60	75	300	120	135	180
$m_1, \text{кг}$	1,5	4	1	3	12	14	4	10	8	16
$m_2, \text{кг}$	0	0	0	0	0	2	0,24	0,4	3	1,5
$m_3, \text{кг}$	9	20	6	15	38	40	24	40	30	50
$J_{S_1}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,08	0,16	0,06	0,15	0,11	0,12	0,011	0,12	0,20	0,21
$J_{S_2}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,16	0,38	0,12	0,41	0,52	0,18	0,11	0,48	0,28	0,38
$M_{\text{ко}}, \text{Н} \cdot \text{м}$	100	150	200	250	300	350	400	350	450	500

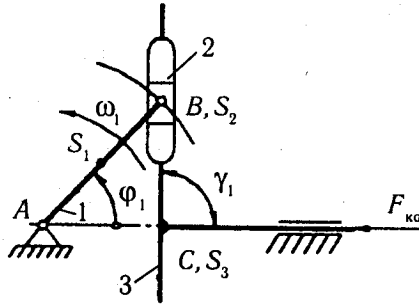


Рис. 3.14

Таблиця 3.6

Вихідні дані для аналізу синусного механізму

Параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0,10	0,30	0,25	0,05	0,08	0,20	0,28	0,45	0,50	0,60
$l_{AS_1}, \text{м}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,08	0,2	0	0,3	0,4
$\gamma, \text{град}$	90	85	70	75	95	100	105	110	90	100
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	120	160	280	212	186	318	240	30	32	45
$\phi_1, \text{град}$	30	45	60	120	135	150	200	235	220	300
$m_1, \text{кг}$	5,5	5,0	2,5	4,0	3,5	13	9,5	12	15	18
$m_2, \text{кг}$	2	2,5	1,5	1,0	1,8	4,0	3,0	3,5	5,0	6,0
$m_3, \text{кг}$	10	12	8	12	10	26	30	25	40	8
$J_{S_1}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,11	0,12	0,14	0,16	0,18	0,07	0,14	0,22	0,25	0,18
$F_{\text{ко}}, \text{Н}$	100	120	140	160	180	200	220	240	300	400

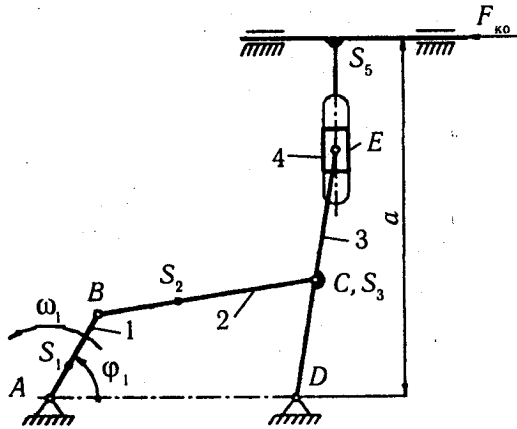


Рис. 3.15

Таблиця 3.7

Вихідні дані для аналізу механізму коливального конвеєра

Параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$a, \text{м}$	1,50	1,25	1,40	1,20	1,20	1,10	1,20	1,30	1,60	1,45
$l_{AB}, \text{м}$	0,070	0,080	0,090	0,100	0,110	0,120	0,125	0,130	0,140	0,145
$l_{AS_1}, \text{м}$	0,035	0,040	0,040	0,050	0,050	0,060	0,060	0,060	0,070	0,080
$l_{BC}, \text{м}$	0,80	0,72	0,78	0,75	0,70	1,50	0,80	0,77	0,99	1,10
$l_{BS_2}, \text{м}$	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	1,00	0,40	0,50	0,60	0,70
$l_{CD}, \text{м}$	0,50	0,55	0,60	0,55	0,53	0,65	0,68	0,70	0,60	0,70
$l_{DE}, \text{м}$	1,40	1,20	1,30	1,00	1,25	1,00	1,00	1,20	1,50	1,60
$l_{AD}, \text{м}$	0,55	0,40	0,52	0,60	0,50	0,70	0,65	0,68	0,70	0,75
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
$\phi_1, \text{град}$	20	60	80	120	160	200	240	250	300	320
$m_1, \text{кг}$	10	12	11	8	7	6	13	14	15	16
$m_2, \text{кг}$	40	35	42	48	26	28	30	34	45	32
$m_3, \text{кг}$	50	45	40	40	36	32	37	40	45	38
$m_5, \text{кг}$	60	62	50	55	40	40	45	50	52	60
$J_{S_1}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,15	0,18	0,24	0,26	0,25	0,28
$J_{S_2}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,65	0,55	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	0,92	0,88
$J_{S_3}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,80	0,85	0,87	0,90	0,92	0,94	0,95	0,96	0,98	1,00
$F_{\text{ко}}, \text{Н}$	500	700	900	1000	1100	1200	1400	1500	1800	1600

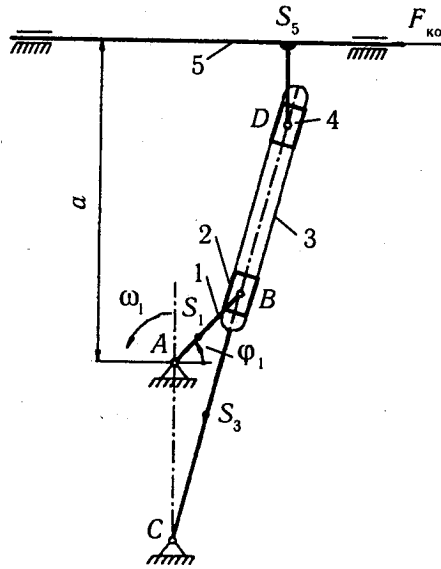


Рис. 3.16

Таблиця 3.8

Вихідні дані для аналізу механізму поперечно-стругального верстата

Параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$a, \text{ м}$	0,26	0,16	0,17	0,30	0,10	0,25	0,10	0,07	0,25	0,11
$l_{AB}, \text{ м}$	0,100	0,050	0,120	0,200	0,025	0,180	0,065	0,030	0,160	0,040
$l_{AS_1}, \text{ м}$	0,05	0,02	0,07	0,08	0,07	0,08	0,03	0	0,08	0,02
$l_{AC}, \text{ м}$	0,22	0,09	0,48	0,62	0,10	0,65	0,20	0,08	0,40	0,10
$l_{CS_3}, \text{ м}$	0,150	0,045	0,200	0,230	0,040	0,600	0,100	0,040	0,150	0,050
$l_{DS_5}, \text{ м}$	0,020	0	0,025	0,030	0,010	0,040	0,015	0,030	0,030	0
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	20	10	25	16	40	12	30	150	16	50
$\varphi_1, \text{ град}$	30	45	60	75	180	135	210	240	300	330
$m_1, \text{ кг}$	10,0	5,0	12,0	20,0	25,0	18,0	6,5	30,0	16,0	4,0
$m_3, \text{ кг}$	25	15	30	40	45	50	18	60	38	12
$m_5, \text{ кг}$	30	23	28	25	35	40	18	40	30	20
$J_{S_1}, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	0,010	0,020	0,030	0,040	0,050	0,045	0,060	0,028	0,020	0,015
$J_{S_3}, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	0,32	0,40	0,25	0,48	0,18	0,60	0,44	0,90	0,60	0,25
$F_{ко}, \text{ Н}$	600	3000	2200	8000	200	7000	500	50	5000	1500

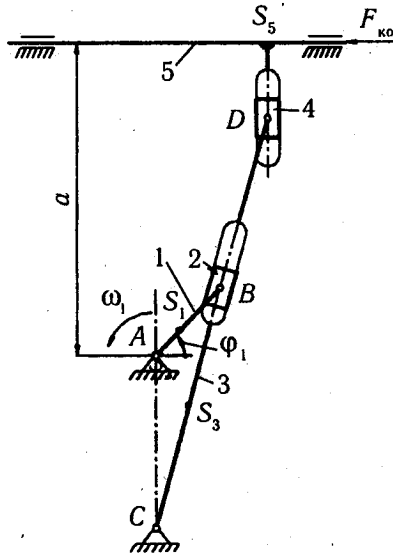


Рис. 3.17

Таблиця 3.9

Вихідні дані для аналізу механізму поперечно-стругального верстата

Параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0,12	0,07	0,07	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,11
$l_{AS_1}, \text{м}$	0,06	0,03	0,04	0,05	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07
$a, \text{м}$	0,19	0,29	0,25	0,21	0,25	0,20	0,28	0,20	0,28	0,24
$l_{AC}, \text{м}$	0,27	0,35	0,30	0,27	0,30	0,27	0,35	0,27	0,35	0,30
$l_{CD}, \text{м}$	0,50	0,65	0,60	0,52	0,58	0,50	0,66	0,50	0,67	0,59
$l_{CS_3}, \text{м}$	0,20	0,30	0,35	0,30	0,32	0,22	0,32	0,22	0,30	0,28
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	10,0	11,0	12,0	13,0	12,5	13,5	10,5	14,0	14,5	15,0
$\varphi_1, \text{град}$	30	60	45	120	135	170	230	250	300	320
$m_1, \text{кг}$	3,0	4,0	5,0	6,0	4,5	5,0	3,8	4,2	6,1	5,6
$m_3, \text{кг}$	18	20	19	18	20	18	20	17	16	21
$m_5, \text{кг}$	40	60	50	4	50	38	45	55	65	60
$J_{S_1}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	2,0	3,5	3,0	2,5	2,0	2,1	1,8	3,5	3,2	2,7
$J_{S_3}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,43	0,82	0,60	0,48	0,75	0,50	0,65	0,55	0,58	0,68
$F_{\text{кo}}, \text{Н}$	1800	2000	1600	1700	1900	2200	2400	2600	2100	2500

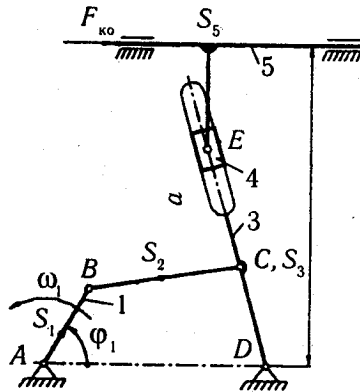


Рис. 3.18

Таблиця 3.10

Вихідні дані для аналізу механізму коливального конвеєра

Параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0,035	0,040	0,030	0,050	0,025	0,080	0,040	0,070	0,042	0,022
$l_{AS_1}, \text{м}$	0,020	0,025	0,015	0,020	0,010	0,050	0,020	0,040	0,021	0,010
$l_{BC}, \text{м}$	0,200	0,190	0,170	0,270	0,150	0,320	0,205	0,290	0,230	0,170
$l_{BS_2}, \text{м}$	0,090	0,060	0,065	0,120	0,050	0,160	0,090	0,100	0,060	0,060
$l_{AD}, \text{м}$	0,150	0,130	0,115	0,180	0,110	0,230	0,140	0,195	0,160	0,120
$l_{CD}, \text{м}$	0,150	0,140	0,130	0,205	0,105	0,255	0,160	0,215	0,180	0,115
$a, \text{м}$	0,290	0,250	0,250	0,280	0,180	0,365	0,270	0,290	0,250	0,200
$l_{ES_5}, \text{м}$	0,020	0,030	0,025	0,035	0,040	0,045	0,020	0,030	0,015	0
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	10	25	15	30	20	80	40	60	100	140
$\phi_1, \text{град}$	15	45	60	75	90	120	160	180	240	300
$m_1, \text{кг}$	5,0	4,2	3,5	6,0	3,3	8,0	4,8	6,5	5,3	4,2
$m_2, \text{кг}$	10,0	8,0	7,0	12,0	6,6	16,0	9,5	11,0	12,5	10,8
$m_3, \text{кг}$	20,0	16,0	14,0	24,0	12,0	30,0	19,0	20,5	25,0	22,0
$m_5, \text{кг}$	50,0	100,0	80,0	120,0	90,0	200,0	75,0	80,0	110,0	60,0
$J_{S_1}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,030	0,035	0,020	0,025	0,010	0,070	0,040	0,080	0,032	0,025
$J_{S_2}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,12	0,09	0,11	0,12	0,08	0,18	0,09	0,16	0,07	0,10
$J_{S_3}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,10	0,08	0,11	0,19	0,09	0,22	0,12	0,20	0,09	0,12
$F_{\text{кю}}, \text{Н}$	500	1000	875	1200	900	2000	750	800	1100	600

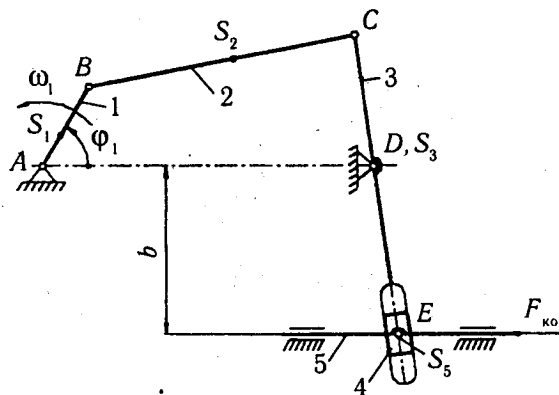


Рис. 3.19

Таблиця 3.11

Вихідні дані для аналізу механізму подачі

Параметри	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}, \text{м}$	0,034	0,027	0,021	0,025	0,028	0,033	0,035	0,040	0,045	0,050
$l_{AS_1}, \text{м}$	0,017	0,017	0,010	0,020	0,015	0,016	0,020	0,020	0,025	0,025
$l_{BC}, \text{м}$	0,123	0,142	0,136	0,235	0,142	0,203	0,255	0,270	0,305	0,310
$l_{BS_2}, \text{м}$	0,060	0,070	0,080	0,100	0,085	0,120	0,150	0,170	0,150	0,160
$l_{CD}, \text{м}$	0,195	0,145	0,145	0,175	0,160	0,180	0,200	0,210	0,240	0,250
$l_{AD}, \text{м}$	0,200	0,240	0,244	0,210	0,220	0,260	0,280	0,300	0,320	0,350
$b, \text{м}$	0,180	0,100	0,120	0,150	0,160	0,170	0,180	0,190	0,200	0,150
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	10	15	18	20	25	30	35	40	45	50
$\phi_1, \text{град}$	30	60	90	120	135	180	210	240	270	300
$m_1, \text{кг}$	1,5	3,0	2,0	2,5	4,0	4,5	3,5	3,8	4,2	2,2
$m_2, \text{кг}$	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	9,5	11,0	12,0	12,5
$m_3, \text{кг}$	8,0	10,0	12,0	11,0	12,5	11,8	10,5	13,0	14,0	15,0
$m_5, \text{кг}$	16,0	14,0	18,0	20,0	25,0	24,0	23,0	28,0	30,0	40,0
$J_{S_1}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,35	0,36	0,48	0,20	0,25	0,16	0,25	0,26	0,30	0,32
$J_{S_2}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,49	0,50	0,60	0,70	0,75	0,71	0,90	0,80	1,00	1,05
$J_{S_3}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,90	0,95	1,00	1,10	1,20	1,15	1,05	1,25	1,20	1,15
$F_{ko}, \text{Н}$	400	420	450	600	500	650	520	700	680	800

СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ

При динамічному дослідженні механізмів розглядають рух їх ланок з врахуванням сил, що діють на них.

Розрізняють дві основні задачі динаміки механізмів і машин:

1. Заданий закон руху початкової ланки механізму, — треба визначити зовнішні сили, які забезпечують цей рух.
2. Задані зовнішні сили, що діють на ланки механізму, — треба визначити закон руху початкової ланки.

Перша задача має назву *силового аналізу механізмів*, друга — *динаміки механізмів (машин)*.

Сили, що діють у машинах, поділяють на дві основні групи: *рушійні сили* \bar{F}_p , що діють у бік руху тіла, тобто намагаються прискорити його рух, і *сили опору* \bar{F}_o , які діють проти руху тіла, тобто намагаються сповільнити його рух. У свою чергу сили опору поділяються на сили корисного опору $\bar{F}_{ко}$ та сили шкідливого опору $\bar{F}_{шo}$. До сил корисного опору відносять технологічні опори руху, на подолання яких при виконанні технологічного процесу витрачається робота, тобто для здійснення якого і призначено машину або механізм. До сил шкідливого опору належать сили тертя у кінематичних парах, а також опір середовища. Відрізняють також *сили тяжіння* \bar{G} , *сили інерції* $\bar{F}_{ин}$ і *сили реакції* \bar{R} у кінематичних парах. Сили тяжіння є результатом взаємодії ланок із Землею. Сили інерції з'являються при зміні швидкості руху ланок як за величиною, так і за напрямком. Сили реакцій виникають при взаємодії ланок у місцях їх стикання, тобто в кінематичних парах.

Проте ці сили не утворюють будь-якого нового класу сил. Залежно від напрямку їх дії ці сили треба віднести до рушійних сил або сил опору.

4.1. ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ІНЕРЦІЇ

Відомості про сили інерції, що діють у механізмах, має надзвичайно важливе значення, оскільки їх значення бувають досить великими і змінними як за величиною так і за напрямком. Це часто приводить до руйнування ланок механізмів, появи у них коливань і вібрацій, ударів і шуму, збільшення втрат енергії, погіршення умов виконання технологічного процесу.

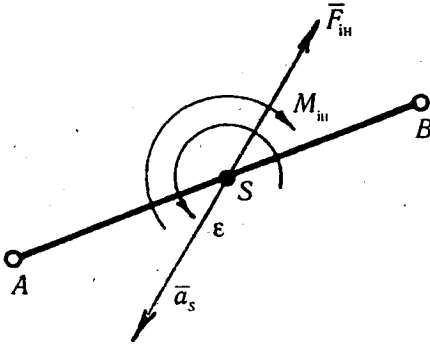


Рис. 4.1

Як відомо з теоретичної механіки, у загальному випадку всі сили інерції елементарних мас будь-якої ланки [1—6], яка здійснює плоский складний рух і має площину симетрії (рис. 4.1), паралельну площині руху, можуть бути зведені до головного вектора сил інерції (скорочено — сила інерції)

$$\bar{F}_{\text{ін}} = -m\bar{a}_s \quad (4.1)$$

і до головного моменту пари сил інерції (скорочено — момент)

$$\bar{M}_{\text{ін}} = -J_S \bar{\epsilon}, \quad (4.2)$$

де m — маса ланки, кг; a_s — прискорення центра мас, $\text{м}/\text{с}^2$; J_S — момент інерції ланки відносно осі, що проходить через центр мас і перпендикулярна до площини руху ланки, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ϵ — кутове прискорення ланки, с^{-2} . Знаки мінус у формулах (4.1) і (4.2) означають, що вектор сили інерції $\bar{F}_{\text{ін}}$ направлений протилежно вектору прискорення центра мас \bar{a}_s , а момент $\bar{M}_{\text{ін}}$ пар сил інерції направлений протилежно кутовому прискоренню $\bar{\epsilon}$.

Розглянемо приклади знаходження сил інерції, що діють у механізмах.

Приклад 4.1. Визначити сили інерції, що діють на ланки механізму, який зображений на рис. 3.6, а. Вихідні дані для розв'язання задачі взяті з прикладу 3.2. Маса ланок: $m_1 = 2$ кг, $m_2 = 10$ кг, $m_3 = 12$ кг, їх моменти інерції $J_{S_1} = 0,02$ $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, $J_{S_2} = 0,08$ $\text{кг} \cdot \text{м}^2$. Моментом інерції ланки 3 знехтувати.

Розв'язок. Використовуючи формули (4.1) і (4.2), обчислюємо величини (модулі) сил інерції і моментів сил інерції, що діють на ланки механізму ($i = 1, 2, 3$):

$$F_{\text{ін},1} = m_1 a_{S_1} = 2 \cdot 14 = 28 \text{ Н};$$

$$F_{\text{ін},2} = m_2 a_{S_2} = 10 \cdot 23,2 = 232 \text{ Н};$$

$$F_{\text{ін},3} = m_3 a_{S_3} = 12 \cdot 0 = 0, \text{ оскільки } a_{S_3} = 0.$$

$$M_{\text{ін},1} = J_{S_1} \epsilon_1 = 0,02 \cdot 0 = 0, \text{ оскільки кутове прискорення } \epsilon_1 = 0;$$

$$M_{\text{ін},2} = J_{S_2} \epsilon_2 = 0,08 \cdot 12,3 = 0,97 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ін},3} = J_{S_3} \epsilon_3 = 0 \cdot 12,3 = 0, \text{ оскільки } J_{S_3} = 0.$$

Сили інерції прикладаємо в центрах мас відповідних ланок і направляємо їх у протилежний бік прискоренню центра мас (рис. 4.2). Отже, сила інерції $\bar{F}_{\text{ін},1}$ направлена протилежно прискоренню \bar{a}_{S_1} , $\bar{F}_{\text{ін},2}$ — протилежно прискоренню \bar{a}_{S_2} .

Момент сил інерції $M_{\text{ін},2}$ направлений протилежно кутовому прискоренню ланки 2 ϵ_2 .

4.2. МЕТОДИКА І ПОРЯДОК СИЛОВОГО РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЗМІВ

Найпростішим випадком силового розрахунку механізмів є рівновага, тобто випадок, коли ланки механізму знаходяться у стані спокою або поступальному рівномірному прямолінійному русі. У цих випадках не виникають динамічні сили (сили інерції). Тому для розв'язання такої задачі досить звичайних рівнянь статички. У загальному випадку, коли є прискорення, виникають сили інерції і рівнянь статички тут замало. Щоб розв'язати задачу про знаходження сил, використовують *принцип Даламбера*, згідно з яким *рухома система тіл перебуває у кожний момент часу в рівновазі під дією зовнішніх сил, включаючи сили інерції*. Користуючись принципом Даламбера, можна задачу динаміки розв'язати методами статички, якщо умовно віднести до зовнішніх сил і сили (моменти сил) інерції, які виникають при русі ланок і діють на елементи кінематичних пар як додаткові сили.

Задача про знаходження сил легко розв'язується для статично визначених систем. Нагадаємо, що *статично визначеною системою називають таку систему, в якій кількість невідомих дорівнює числу рівнянь рівноваги, які можна скласти для їх знаходження*. У механізмах статично визначеними системами є структурні групи [1—4]. А тому при силовому розрахунку механізм розбивають на структурні групи, тобто на статично визначені кінематичні ланцюги, до яких прикладають усі зовнішні сили, включаючи сили (моменти сил) інерції, а дію основного механізму на ланки групи замінюють реакціями. Під дією усіх цих сил група знаходиться у рівновазі, а тому можна скласти відповідну кількість рівнянь рівноваги, розв'язуючи які відносно невідомих складових реакцій, знаходимо ці реакції. Причому на відміну від кінематичного дослідження механізмів, силовий розрахунок треба починати з останньої від початкової ланки приєднаної групи і закінчувати силовим розрахунком початкової ланки (ланок).

Послідовність силового розрахунку структурних груп II класу різних видів наведена у табл. 4.1 [10].

Приклад 4.2. Для механізму, який зображений на рис. 4.2, використовуючи вихідні дані, які наведені у прикладах 3.2 і 4.1, виконати силовий розрахунок, тобто визначити реакції у кінематичних парах і зрівноважувану силу $\vec{F}_{зр}$, яку прикласти у точці B перпендикулярно кривошипу AB . Силу корисного опору $\vec{F}_{ко} = 200$ Н прикласти у точці D , паралельно лінії AC .

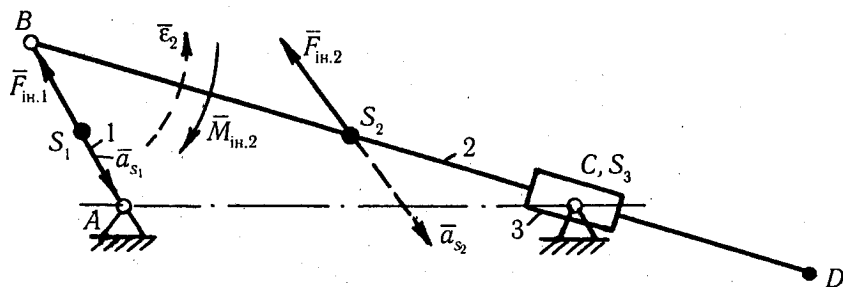


Рис. 4.2

Послідовність силового розрахунку структурних груп

Вид групи	Розрахункова схема структурної групи	Скласти рівняння		Визначити
1		$\sum M_B(F_i) = 0$ $\sum M_B(F_i) = 0$ $\sum \bar{F}_i = 0$ $\sum \bar{F}_i = 0$	для ланки 2 для ланки 3 для групи для ланки 2	R_{21}^i R_{34}^i R_{21}^n, R_{34}^n R_{23} (значення і напрямки)
2		$\sum M_B(F_i) = 0$ $\sum \bar{F}_i = 0$ $\sum \bar{F}_i = 0$ $\sum M_B(F_i) = 0$	для ланки 2 для групи для ланки 2 для ланки 3	R_{21}^i R_{21}^n, R_{34}^n R_{23} (значення і напрямки) h_3
3		$\sum M_C(F_i) = 0$ $\sum \bar{F}_i = 0$ $\sum \bar{F}_i = 0$ $\sum M_C(F_i) = 0$	для групи для ланки 2 для ланки 3 для ланки 3	R_{21}^i R_{21}^n, R_{23}^n R_{34} (значення і напрямки) h_{32}
4		$\sum \bar{F}_i = 0$ $\sum \bar{F}_i = 0$ $\sum M_B(F_i) = 0$ $\sum M_B(F_i) = 0$	для групи для ланки 2 для ланки 2 для ланки 3	R_{21}, R_{34} R_{23} (значення і напрямки) h_{21} h_{34}
5		$\sum \bar{F}_i = 0$ $\sum \bar{F}_i = 0$ $\sum M_A(F_i) = 0$ $\sum M_A(F_i) = 0$	для ланки 3 для ланки 2 для ланки 2 для групи	R_{34}, R_{21} R_{21} (значення і напрямки) h_{23} h_{34}

Розв'язок. 1. Складаємо розрахункову схему механізму. Для цього викреслюємо у заданому положенні кінематичну схему механізму (рис. 4.3, а) і у відповідних точках прикладаємо всі зовнішні сили, включаючи сили (моменти сил) інерції. До зовнішніх сил відносяться сила корисного опору $\bar{F}_{\text{ко}}$ і сили ваги \bar{G}_1, \bar{G}_2 і \bar{G}_3 відповідних ланок 1, 2, 3, які дорівнюють:

$$G_1 = m_1 g = 2 \cdot 9,81 = 12,6 \text{ Н}; \quad G_2 = m_2 g = 10 \cdot 9,81 = 98,1 \text{ Н}; \\ G_3 = m_3 g = 12 \cdot 9,81 = 117,7 \text{ Н}.$$

Сили ваги і інерції прикладаємо у центрах мас відповідних ланок (див. приклад 4.1).

2. Розбиваємо механізм на структурні групи. Заданий механізм складається з механізму I класу (кривошип і стояк) і однієї групи II класу II порядку, яка складається з ланок 2 і 3. Силовий розрахунок починаємо з групи 2—3.

3. Викреслюємо окремо структурну групу 2—3 (рис. 4.3, б) у цьому ж положенні і масштабі, що і кінематична схема (рис. 4.3, а), та прикладаємо до неї усі зовнішні сили ($\bar{F}_{\text{ко}}, \bar{G}_2, \bar{G}_3$), включаючи силу інерції $\bar{F}_{\text{ін.2}}$ ($\bar{F}_{\text{ін.3}} = 0$) і момент сили інерції $M_{\text{ін.2}}$, дію основного механізму (стояка 0 і кривошипа АВ) у точках під'єднання групи А і С замінюємо реакціями відповідно \bar{R}_{21} і \bar{R}_{30} . Оскільки кінематичні пари В(1,2) і С(3,0) обертальні, то вказані реакції направляємо довільно.

4. Згідно з принципом Даламбера складаємо векторне рівняння рівноваги структурної групи, що складається з ланок 2 і 3,

$$\bar{R}_{21} + \bar{F}_{\text{ін.2}} + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \bar{F}_{\text{ко}} + \bar{R}_{30} = 0. \quad (4.3)$$

У цьому рівнянні маємо чотири невідомі. Невідомими вважаються величина і напрям кожної з реакцій \bar{R}_{21} і \bar{R}_{30} . План сил можна побудувати, якщо у рівнянні (4.3) буде два невідомі параметри. Домовимось тут і далі відомі вектори за величиною і напрямком підкреслювати двома рисками, відомі за величиною або напрямком — одною рисою, і, нарешті, не підкреслювати зовсім, якщо вектор невідомий ні за величиною, ні за напрямком.

5. Для структурної групи такого виду зручно спочатку розглянути рівновагу лише ланки 2 (рис. 4.3, в), оскільки реакція з боку ланки 3 \bar{R}_{23} направлена перпендикулярно напрямній, тобто лінії ВD, то у рівнянні рівноваги, яке має вигляд

$$\bar{R}_{21} + \bar{F}_{\text{ін.2}} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{23} = 0, \quad (4.4)$$

буде лише три невідомі: величина і напрям реакції \bar{R}_{21} і величина реакції \bar{R}_{23} . Точка прикладання реакції \bar{R}_{23} відома, це буде точка C_2 , яка збігається з точкою С, оскільки на ланку 3 діють лише сили, що проходять через точку С.

6. Розкладемо реакцію \bar{R}_{21} на дві складові \bar{R}_{21}^n і \bar{R}_{21}^t , тобто

$$\bar{R}_{21} = \bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^t. \quad (4.5)$$

Нормальну складову \bar{R}_{21}^n направимо вздовж ланки ВD, а дотичну \bar{R}_{21}^t — перпендикулярно цій же ланці. **Величину дотичної складової** можна знайти з рівняння рівноваги ланки 2 відносно точки C_2 , тобто з рівняння моментів

$$\sum_{i=1}^n M_{C_2}(\bar{F}_i) = 0, \quad R_{21}^t l_{BC_2} - M_{\text{ін.2}} - F_{\text{ін.2}} h_2 + G_2 h_2' + F_{\text{ко}} h_2'' = 0. \quad (4.6)$$

Звідки маємо

$$R_{21}^t = \frac{M_{\text{ін.2}} + F_{\text{ін.2}} h_2 - G_2 h_2' - F_{\text{ко}} h_2''}{l_{BC_2}} = \frac{0,97 + 232 \cdot 0,022 - 98,1 \cdot 0,036 - 200 \cdot 0,01}{0,089} = 6,1 \text{ Н},$$

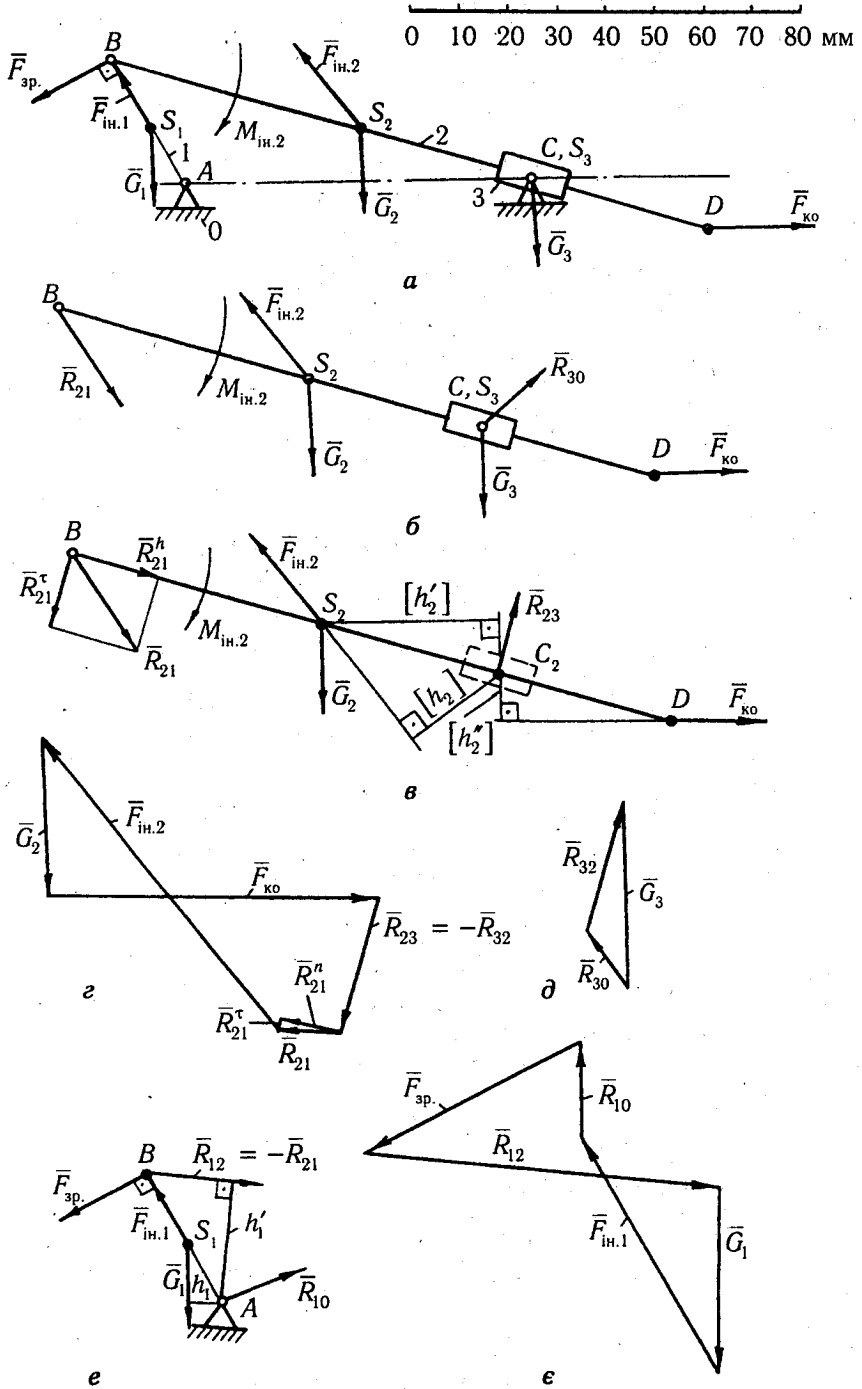


Рис. 4.3

де

$$h_2 = [h_2] \mu_l = 22 \cdot 0,001 = 0,029 \text{ м}; \quad h_2' = [h_2'] \mu_l = 36 \cdot 0,001 = 0,036 \text{ м};$$

$$h_2'' = [h_2''] \mu_l = 10 \cdot 0,001 = 0,01 \text{ м}$$

— дійсна довжина плеч відповідно сил $\bar{F}_{\text{ін.2}}$, G_2 і $\bar{F}_{\text{ко}}$ відносно точки C_2 (їх відрізки на рис. 4.3, в позначені в квадратних дужках).

Якщо при обчисленні одержимо величину реакції \bar{R}_{21}^x із знаком мінус, то це означає, що її треба направити у протилежний бік, як це показано на рис. 4.3, в.

Підставивши (4.4) у (4.5), одержимо векторне рівняння, у якому буде тільки два невідомі: значення реакцій R_{21}^n і R_{23} :

$$\bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^x + \bar{F}_{\text{ін.2}} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{\text{ко}} + \bar{R}_{23} = 0. \quad (4.7)$$

7. На підставі рівняння (4.7) **будуємо план сил** (рис. 4.3, з), вибравши масштаб $\mu_F = 3 \text{ Н/мм}$. Тоді відрізки, які зображують відповідні сили на плані дорівнюють:

$$[R_{21}^x] = R_{21}^x / \mu_F = 6,1 / 3 = 2 \text{ мм}; \quad [F_{\text{ін.2}}] = F_{\text{ін.2}} / \mu_F = 232 / 3 = 77,3 \text{ мм};$$

$$[G_2] = G_2 / \mu_F = 99,8 / 3 = 32,7 \text{ мм}; \quad [F_{\text{ко}}] = F_{\text{ко}} / \mu_F = 200 / 3 = 66,7 \text{ мм}.$$

План сил будуємо у такій послідовності (рис. 4.3, з). Проводимо напрям нормальної складової реакції \bar{R}_{21} (паралельно ланці BD), з будь-якої точки цієї лінії відкладаємо вектор дотичної складової R_{21}^x (відрізок $[R_{21}^x]$), а далі, згідно з правилом додавання векторів, будуємо вектори сили інерції $\bar{F}_{\text{ін.2}}$, сили ваги \bar{G}_2 і корисного опору $\bar{F}_{\text{ко}}$. Через кінець вектора $\bar{F}_{\text{ко}}$ проводимо напрям реакції \bar{R}_{23} (перпендикулярно BD) до перетину з напрямком реакції R_{21}^n , точка перетину яких визначить величину і напрям невідомих реакцій R_{21}^n і R_{23} . Напрями цих векторів повинні бути такими, щоб при обході контуру плану сил всі сили були направлені в напрямі обходу.

Вимірявши на плані відрізки $[R_{23}^n]$, $[R_{21}^n]$, $[R_{23}]$, які відображують відповідні реакції, знаходимо

$$R_{21}^n = [R_{21}^n] \mu_F = 12 \cdot 3 = 36 \text{ Н};$$

$$R_{23} = [R_{23}] \mu_F = 29 \cdot 3 = 87 \text{ Н};$$

$$R_{21} = [R_{21}] \mu_F = 12 \cdot 3 = 36 \text{ Н}.$$

8. **Визначаємо реакцію в парі С.** Для цього запишемо рівняння рівноваги ланки 3:

$$\bar{R}_{32} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{30} = 0. \quad (4.8)$$

У цьому рівнянні маємо два невідомих параметри: величина і напрям реакції \bar{R}_{30} . Реакція $\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{23}$ (дія рівна протидії).

Згідно з рівнянням (4.8) будуємо план сил (рис. 4.3, д), прийнявши масштаб $\mu_F = 3 \text{ Н/мм}$. Тоді відрізок $[G_3] = G_3 / \mu_F = 117,7 / 3 = 39,2 \text{ м}$.

Вимірявши відрізок $[R_{30}]$, знаходимо величину реакції у оберտальній парі С:

$$R_{30} = [R_{30}] \mu_F = 15 \cdot 3 = 45 \text{ Н}.$$

На цьому силовий розрахунок структурної групи 2—3 закінчується. Переходимо до силового розрахунку механізму I класу.

9. Викреслюємо у вибраному масштабі $\mu_1 = 0,001 \text{ м/мм}$ механізм I класу (рис. 4.3, e) і прикладаємо до кривошипа AB всі зовнішні сили ($\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}$, \bar{G}_1) і силу інерції $\bar{F}_{\text{ін.1}}$ (невідомі реакції зі сторони стояка для механізму I класу є внутрішні сили, її визначимо пізніше).

10. Знаходимо зрівноважену силу $F_{\text{сп}}$, яку прикладають до кривошипа AB для того, щоб він знаходився у рівновазі під дією всіх прикладених до механізму сил. Величину $F_{\text{сп}}$ можна визначити з умови рівноваги кривошипа відносно центра обертання A:

$$\sum_{i=1}^n M_A(F_i) = 0, \quad G_1 h_1 - R_{12} h'_1 + F_{\text{сп}} \cdot AB = 0 \quad (4.9)$$

де відрізки h_1, h'_1, AB вимірюємо безпосередньо з рис. 4.3, e в мм (на ланку не діють моменти пар сил).

З рівняння (4.9) знаходимо величину зрівноваженої сили

$$F_{\text{сп}} = \frac{-G_1 h_1 + R_{12} h'_1}{AB} = \frac{-12,6 \cdot 7 + 36 \cdot 25}{30} = 25,4 \text{ Н.}$$

11. Для визначення реакції у парі A запишемо векторне рівняння рівноваги кривошипа AB:

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_1 + \bar{F}_{\text{ін.1}} + \bar{F}_{10} = 0. \quad (4.10)$$

У цьому рівнянні два параметри невідомі: величина і напрям реакції \bar{R}_{10} .

Вибираємо масштаб $\mu'_F = 0,5 \text{ Н/мм}$ і будуємо план сил (рис. 4.3, e) для кривошипа у відповідності з рівнянням (4.10), попередньо обчисливши відрізки, які зображують відповідні сили на плані:

$$\begin{aligned} [F_{\text{сп}}] &= F_{\text{сп}} / \mu'_F = 25,4 / 0,5 = 50,8 \text{ мм}; & [R_{12}] &= R_{12} / \mu'_F = 36 / 0,5 = 72 \text{ мм}; \\ [G_1] &= G_1 / \mu'_F = 19,2 / 0,5 = 38,4 \text{ мм}; & [F_{\text{ін.1}}] &= F_{\text{ін.1}} / \mu'_F = 28 / 0,5 = 56 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Вимірюємо на плані відрізок $[R_{10}]$, який з'єднує кінець вектора $\bar{F}_{\text{ін.1}}$ з початком вектора $\bar{F}_{\text{сп}}$ і знаходимо величину реакції у кінематичній парі A

$$R_{10} = [R_{10}] \mu'_F = 20 \cdot 0,5 = 10 \text{ Н.}$$

4.3. ВИЗНАЧЕННЯ ЗРІВНОВАЖУВАНОЇ СИЛИ МЕТОДОМ М. Є. ЖУКОВСЬКОГО

У тих випадках, коли немає потреби робити повний силовий розрахунок механізмів, у результаті якого визначаються реакції у кінематичних парах (наприклад, треба розрахувати потужність двигуна), задача зводиться лише до визначення зрівноваженої сили або зрівноваженого моменту, який прикладають до початкової ланки. Реакції у кінематичних парах можуть залишатися невідомими як внутрішні сили для всього механізму в цілому. В таких випадках для визначення зрівноваженої сили користуються так званим правилом М. Є. Жуковського, згідно з яким можна знайти будь-яку силу, якщо задано точку прикладання і напрям цієї сили, а також задано величини, напрямки і точки прикладання усіх інших сил, що діють на механізм. Для цього необхідно вектори всіх сил, що прикладені у різних точках ланок механізму (включаючи сили інерції та зрівно-

важувану силу або момент), перенести паралельно самим собі в однойменні точки повернутого на 90° проти миттєвого обертання плану швидкостей. Узнявши фігуру плану швидкостей за жорсткий важіль, який знаходиться у рівновазі відносно полюса плану швидкостей, складемо рівняння рівноваги цього важеля у вигляді суми моментів усіх сил відносно полюса плану. В математичній формі це записується так:

$$\sum_{i=1}^n M_p(\bar{F}_i) = \sum_{i=1}^n F_i h_i = 0, \quad (4.11)$$

де h_i — плече сили \bar{F}_i відносно полюса повернутого плану швидкостей.

Якщо на ланки механізму, крім сил, діють ще пари сил, моменти яких є M_i , то при використанні важеля Жуковського кожний момент M_i розкладають на пару сил $F'_i = M_i / l_i$, де l_i — плече сил \bar{F}'_i , на які розкладають заданий момент [1—5].

Приклад 4.3. Для механізму, який зображено на рис. 4.4, а, знайти методом М. Є. Жуковського зрівноважувану силу, яку прикласти до кривошипа AB у точці B , перпендикулярно лінії AB . Вихідні дані взяти з прикладів 3.2, 4.1, 4.2.

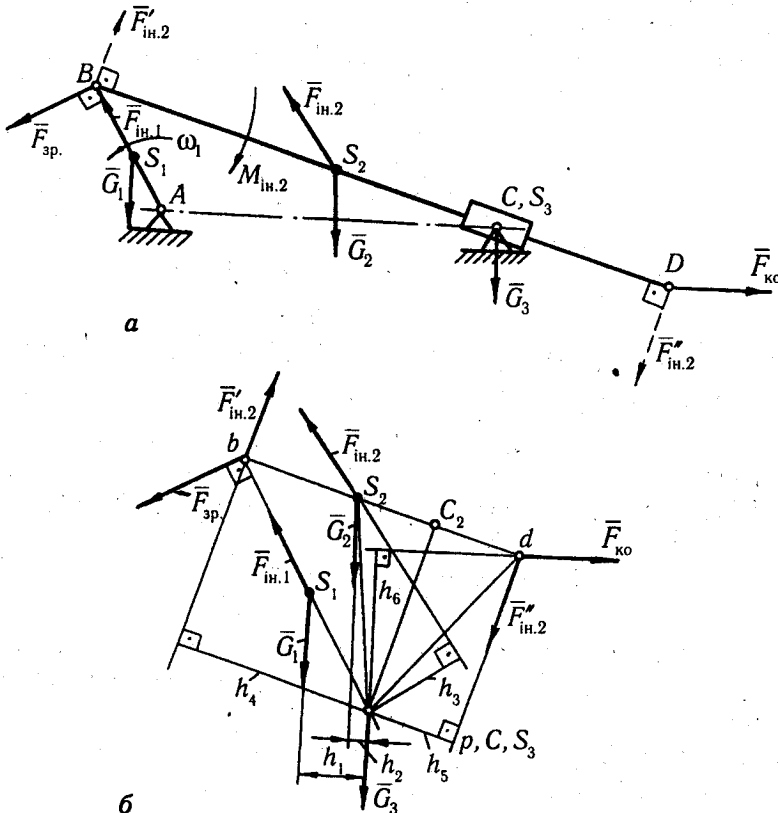


Рис. 4.4

Розв'язок. 1. Будуємо повернутий на 90° проти миттєвого обертання план швидкостей механізму (рис. 4.4, б).

2. У відповідних точках *прикладаємо сили*, що діють на ланки механізму, а саме: у точці s_1 прикладаємо силу ваги \bar{G}_1 і силу інерції $\bar{F}_{ін.1}$, у точці s_2 — G_2 і $F_{ін.2}$, у точці p — \bar{G}_3 і т. д. Момент сили інерції $M_{ін.2}$ замінюємо парою сил ($\bar{F}'_{ін.2}$, $\bar{F}''_{ін.2}$), які прикладаємо у точках B і D (не змінюючи напрямку моменту, рис. 4.4, а), а величину знаходимо за формулою

$$\bar{F}'_{ін.2} = \bar{F}''_{ін.2} = \frac{M_{ін.2}}{l_{BD}} = \frac{0,97}{0,125} = 7,76 \text{ Н.}$$

Сили $\bar{F}'_{ін.2}$ і $\bar{F}''_{ін.2}$ на плані швидкостей прикладаємо відповідно у точках b і d . У точці b прикладаємо також зрівноважувану силу $F_{зр.}$.

3. Складаємо *рівняння моментів* усіх вказаних сил відносно полюса p повернутого плану швидкостей:

$$\sum_{i=1}^n M_p(\bar{F}_i) = 0; \quad G_1 h_1 + G_2 h_2 + F_{ін.2} h_3 - F'_{ін.2} h_4 + F_{зр.} \cdot pb - F''_{ін.2} h_5 - F_{ко} h_6 = 0,$$

звідки

$$F_{зр.} = (-G_1 h_1 + G_2 h_2 + F_{ін.2} h_3 - F'_{ін.2} h_4 + F_{ін.} \cdot pb - F''_{ін.2} h_5 - F_{ко} h_6) / pb =$$

$$= (-19,6 \cdot 13,5 - 98,1 \cdot 4 - 232 \cdot 22,5 - 7,76 \cdot 43 + 7,76 \cdot 17,4 - 200 \cdot 34,5) / 60 = 24,86 \text{ Н.}$$

Відрізки h_1, h_2, \dots, h_6, pb вимірюємо на рис. 4.3, б (мм).

4. *Порівнюємо результати* знаходження зрівноважуваної сили двома методами: методом планів сил (приклад 4.2) і методом важеля Жуковського, обчисливши відносну похибку:

$$\Delta F_{зр.} = \left| \frac{F_{зр.} - F'_{зр.}}{F_{зр.}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{24,86 - 25,4}{24,86} \right| \cdot 100\% = 2,2\%,$$

де $F'_{зр.}$ — величина зрівноважуваної сили, визначеної методом планів сил.

4.4. ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

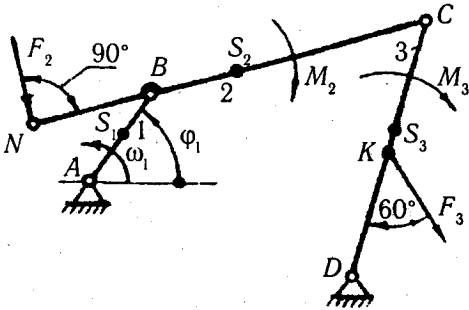
Задачі 301—400. Для механізму, схема якого наведена нижче, у заданому положенні (положення механізму задається кутами φ_1 або $\beta = \angle ABC$ необхідно виконати наступне:

- 1) побудувати плани швидкостей та прискорень механізму, прийнявши $\omega_1 = \text{const}$;
- 2) визначити сили інерції та моменти сил інерції і прикласти їх до відповідних ланок;
- 3) методом планів сил визначити реакції в усіх кінематичних парах і зрівноважуючу силу, яку прикласти до початкової ланки у точці B перпендикулярно до ланки AB ;
- 4) визначити зрівноважуючу силу методом М. Є. Жуковського.

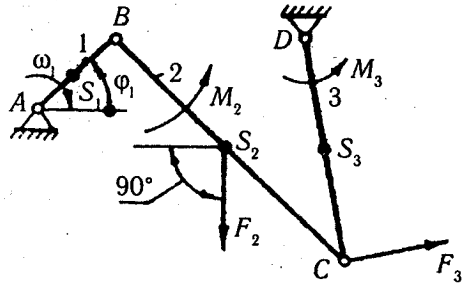
Вихідні дані вибирати з табл. 4.2.

Задачу розв'язувати в загальному вигляді. При цьому враховувати лише ті дані, які у табл. 4.2 позначені знаком «+». Наприклад, у задачі 301 положення

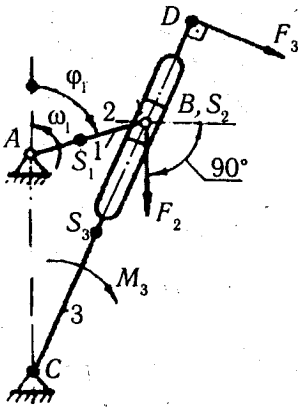
механізму визначається кутом $\beta = 0$, на ланки механізму діють лише сила F_2 і момент сили M_2 , відомими є маси ланок m_1, m_2, m_3 і їх моменти інерції відносно осей, які проходять через центри мас $J_{S_1}, J_{S_2}, J_{S_3}$. Відповідно, у цій задачі необхідно прийняти $F_3 = 0, M_3 = 0$, кут φ_1 буде залежати від значення кута β і визначатися з побудови.



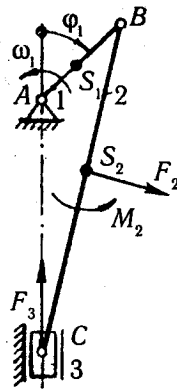
До задач 301—305



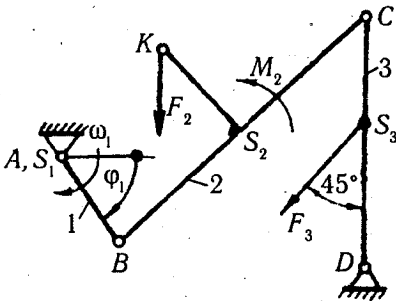
До задач 306—310



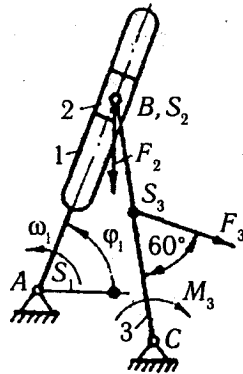
До задач 311—315



До задач 316—320

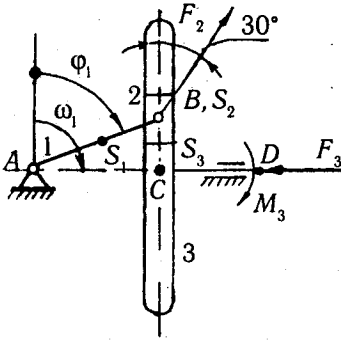


До задач 321—355

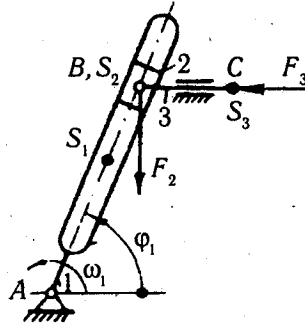


До задач 326—330

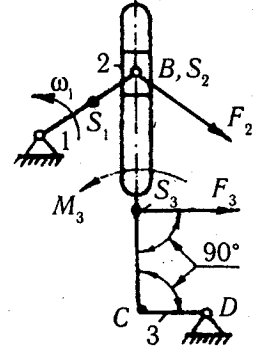
Рисунки до задач 301—330



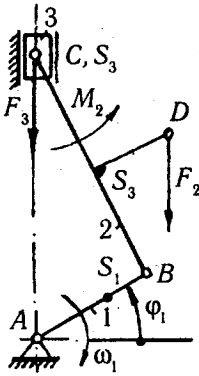
До задач 331—333



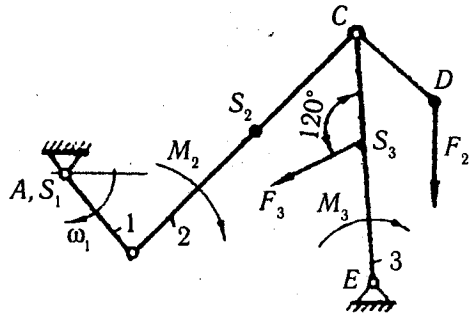
До задач 334—335



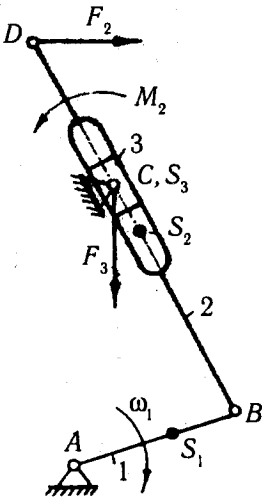
До задач 336—340



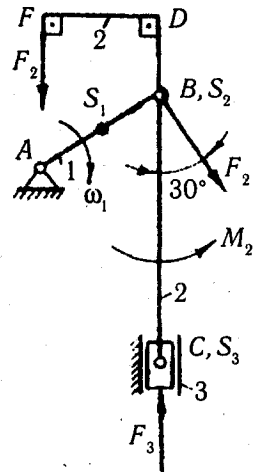
До задач 341—345



До задач 346—350

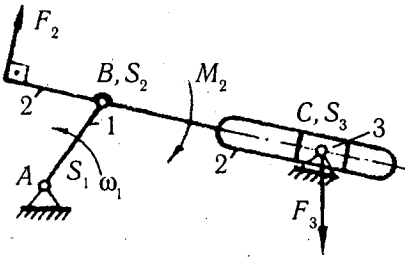


До задач 351—355

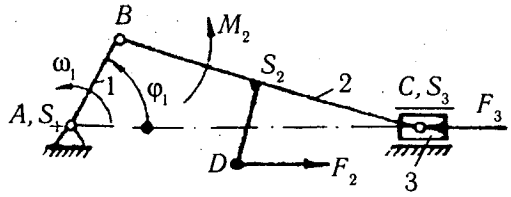


До задач 356—360

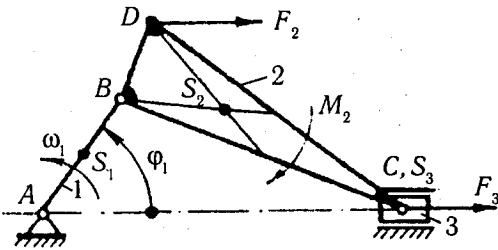
Рисунки до задач 331—360



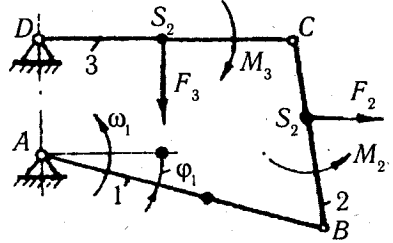
До задач 361—365



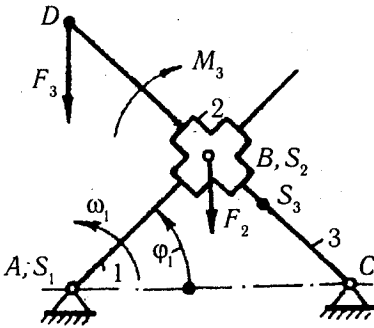
До задач 366—370



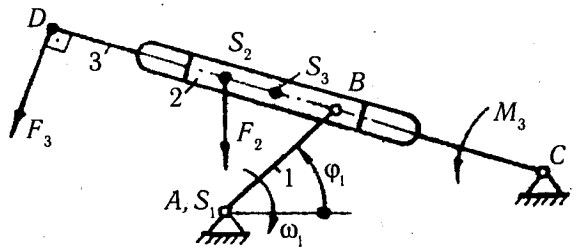
До задач 371—375



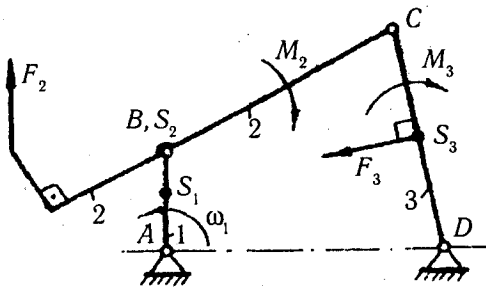
До задач 376—380



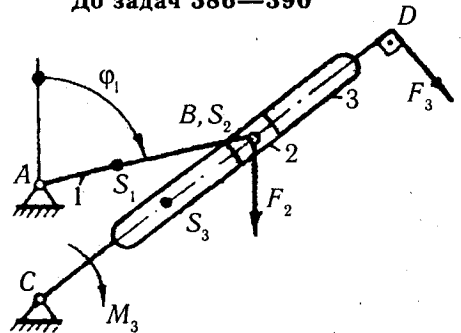
До задач 381—385



До задач 386—390



До задач 391—395



До задач 396—400

Вихідні дані до задач 301—500

Задачі	Φ_1 , град	β , град	F_2	F_3	M_2	M_3	m_1	m_2	m_3	J_{S_1}	J_{S_2}	J_{S_3}
301, 401	-	0	+	-	+	-	+	+	+	+	+	+
302, 402	-	90	-	+	+	-	-	+	+	-	+	+
303, 403	-	180	+	+	-	-	-	+	+	-	+	+
304, 404	0	-	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+
305, 405	90	-	+	-	-	+	-	+	+	-	+	+
306, 406	-	0	+	-	-	+	+	+	+	+	+	+
307, 407	-	90	-	+	+	-	-	+	+	-	+	+
308, 408	-	180	+	+	-	-	+	+	+	+	+	+
309, 409	0	-	-	+	-	+	-	+	+	-	+	+
310, 410	90	-	+	-	+	-	+	+	+	+	+	+
311, 411	-	90	+	+	-	+	+	+	+	+	+	+
312, 412	-	0	-	+	-	+	-	+	+	-	+	+
313, 413	-	180	-	-	-	+	+	-	+	+	-	+
314, 414	0	-	-	-	-	+	+	-	+	+	-	+
315, 415	90	-	+	+	-	-	+	-	+	+	-	+
316, 416	180	-	+	+	+	-	+	+	-	+	+	-
317, 417	90	-	-	+	+	-	-	+	+	-	+	+
318, 418	0	-	+	-	+	-	+	+	-	+	+	-
319, 419	270	-	-	+	-	-	-	+	+	-	+	+
320, 420	45	-	+	-	-	-	+	+	-	+	+	-
321, 421	-	0	+	+	-	+	+	+	+	+	+	+
322, 422	-	90	+	-	-	+	+	+	+	+	+	+
323, 423	-	180	-	+	+	-	-	+	+	-	+	+
324, 424	0	-	-	+	-	-	-	+	+	-	+	+
325, 425	180	-	-	-	-	+	-	+	+	-	+	+
326, 426	-	0	+	+	-	-	+	-	+	+	-	+
327, 427	0	-	+	-	-	+	+	-	+	+	-	+
328, 428	90	-	-	+	-	+	+	-	+	+	-	+
329, 429	180	-	+	-	-	+	+	-	+	+	-	+
330, 430	270	-	-	-	-	+	+	-	+	+	-	+
331, 431	0	-	+	+	-	+	+	-	+	+	-	+
332, 432	90	-	-	+	-	+	+	-	+	+	-	+

Продовження табл. 4.2

Задачі	φ_1 , град	β , град	F_2	F_3	M_2	M_3	m_1	m_2	m_3	J_{S_1}	J_{S_2}	J_{S_3}
333, 433	120	-	-	-	-	+	+	-	+	+	-	+
334, 434	90	-	+	+	-	-	+	-	+	+	-	+
335, 435	45	-	-	+	-	-	+	-	+	+	-	+
336, 436	-	90	+	+	-	+	+	-	+	+	-	+
337, 437	-	0	+	+	-	-	+	-	+	+	-	+
338, 438	-	180	-	+	-	-	-	+	+	-	+	+
339, 439	-	30	+	-	-	+	+	-	+	+	-	+
340, 440	-	135	-	+	-	+	-	+	+	-	+	+
341, 441	0	-	-	+	-	-	+	+	-	+	+	-
342, 442	90	-	+	+	-	-	+	+	-	+	+	-
343, 443	180	-	-	-	+	-	+	+	-	+	+	-
344, 444	270	-	-	+	-	-	-	+	+	-	+	+
345, 445	150	-	+	-	-	-	-	+	+	-	+	+
346, 446	-	180	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
347, 447	-	0	-	+	+	-	+	+	+	+	+	+
348, 448	-	90	+	-	+	+	+	+	+	+	+	+
349, 449	-	30	-	-	-	+	-	+	+	-	+	+
350, 450	-	150	+	-	-	-	+	+	+	+	+	+
351, 451	-	0	+	+	-	+	-	+	+	-	+	+
352, 452	-	90	+	+	-	-	+	+	+	+	+	+
353, 453	-	180	+	-	+	-	+	+	+	+	+	+
354, 454	-	45	+	-	-	-	-	+	+	-	+	+
355, 455	-	120	-	-	+	-	+	+	+	+	+	+
356, 456	-	0	+	-	+	-	+	+	+	+	+	+
357, 457	-	90	+	+	-	-	-	+	+	-	+	+
358, 458	-	180	+	+	+	-	-	+	+	-	+	+
359, 459	-	45	-	+	-	-	+	+	+	+	+	+
360, 460	-	150	-	-	+	-	+	+	+	+	+	+
361, 461	-	0	+	+	+	-	-	+	+	-	+	+
362, 462	-	90	+	+	-	-	+	+	-	+	+	-
363, 463	-	180	-	+	+	-	-	+	+	-	+	+
364, 464	-	30	+	-	-	-	-	+	+	-	+	+
365, 465	-	150	-	-	+	-	+	+	-	+	+	-
366, 466	0	-	+	+	+	-	-	+	+	-	+	+

Задачі	φ_1 , град	β , град	F_2	F_3	M_2	M_3	m_1	m_2	m_3	J_{S_1}	J_{S_2}	J_{S_3}
367, 467	90	-	+	+	-	-	-	+	+	-	+	+
368, 468	180	-	-	+	+	-	+	+	-	+	+	-
369, 469	270	-	+	-	-	-	-	+	+	-	+	-
370, 470	300	-	-	+	-	-	+	+	-	+	+	-
371, 471	0	-	+	+	+	-	-	+	+	-	+	-
372, 472	90	-	+	-	+	-	+	+	-	+	+	-
373, 473	180	-	-	+	+	-	-	+	+	-	+	-
374, 474	270	-	-	+	-	-	+	+	-	+	+	-
375, 475	150	-	+	-	-	-	+	+	-	+	+	-
376, 476	0	-	+	-	-	+	+	+	+	+	+	+
377, 477	90	-	-	+	-	+	+	+	+	+	+	+
378, 478	180	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+	+
379, 479	270	-	+	-	+	-	-	+	+	-	+	+
380, 480	225	-	-	+	+	-	+	+	+	+	+	+
381, 481	30	-	+	+	-	-	+	-	+	+	-	+
382, 482	90	-	+	-	-	+	+	-	+	+	-	+
383, 483	120	-	-	+	-	+	+	-	+	+	-	+
384, 484	180	-	+	-	-	+	+	+	+	+	+	+
385, 485	300	-	-	+	-	-	+	-	+	+	-	+
386, 486	-	0	+	-	-	+	+	+	+	+	+	+
387, 487	-	90	-	+	-	+	+	-	+	+	-	+
388, 488	-	180	+	+	-	-	+	-	+	+	-	+
389, 489	0	-	-	+	-	-	+	-	+	+	-	+
390, 490	90	-	-	-	-	+	-	+	+	-	+	+
391, 491	-	0	+	-	-	+	+	+	+	+	+	+
392, 492	-	90	-	+	+	-	-	+	+	-	+	+
393, 493	-	180	+	+	-	-	+	+	+	+	+	+
394, 494	-	45	-	-	+	+	-	+	+	-	+	+
395, 495	-	150	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+
396, 496	0	-	+	-	-	+	+	-	+	+	-	+
397, 497	90	-	-	+	-	+	-	+	+	-	+	+
398, 498	180	-	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+
399, 499	270	-	-	+	-	+	+	-	+	+	-	+
400, 500	45	-	+	+	-	-	+	-	+	+	-	+

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ

Другою важливою задачею динаміки механізмів і машин (зворотною до силового розрахунку) є дослідження закону руху ланок під дією зовнішніх сил, що прикладені до них. Практичне значення динамічного розрахунку надзвичайно важливе при проектуванні механізмів, оскільки лише динамічний аналіз може виявити дійсну картину взаємодії ланок механізму і закону їх руху. Майже завжди, і особливо в швидкохідних машинах, картина силової взаємодії ланок механізмів значно відрізняється від оцінки схеми статичними і динамічними методами.

При теоретичному дослідженні та інженерних розрахунках реальної механічної системи складають її фізичну модель, оскільки повний опис процесів, які проходять у реальній механічній системі, як правило, не можливий і разом з тим недоцільний. У механізмах (машинах) з одним ступенем вільності досить визначити закон руху лише однієї ланки, яку називають початковою, щоб можна було встановити закон руху будь-якої іншої ланки. Така постановка задачі приводить до думки, замінити весь складний багатоланковий механізм однією умовною ланкою, до якої прикласти відповідні сили і маси, при яких його закон руху буде повністю збігатися з законом руху початкової ланки механізму. Отже, при побудові динамічної моделі механізму всі сили і моменти, прикладені до його ланок, виявляються зведеними до однієї ланки і замінені зведеним моментом $M_{зв}$ або зведеною силою $\bar{F}_{зв}$, тобто розрахунковою величиною, яка у теоретичній механіці має назву узагальнена сила. Зведений момент (сила) є еквівалентом всього заданого навантаження, яке прикладене до ланок механізму. Так само маси всіх ланок і їх моменти інерції замінюються одним умовним зведеним моментом інерції $J_{зв}$ або зведеною масою $m_{зв}$, які є еквівалентами всієї інертності механізму.

Таким чином, побудова динамічної моделі полягає у зведенні сил (визначення $M_{зв}$ або $\bar{F}_{зв}$) і зведенні мас (визначення $J_{зв}$ або $m_{зв}$).

Математичний опис динамічної моделі машин здійснюється шляхом складання відповідних рівнянь руху (див. [1—4]), розв'язуючи які графічними чи аналітичними методами, встановлюємо закони руху ланки зведення. Ці методи розглядаються у теоретичному курсі ТММ. Тут ми розглянемо лише питання зведення сил і мас та визначення моменту інерції маховика (див. розд. 6).

5.1. ЗВЕДЕННЯ СИЛ І МОМЕНТІВ СИЛ

Як уже говорилось, при динамічному дослідженні руху механізмів зручно всі сили, що діють на різні ланки механізму, замінити однією силою або одним моментом сил, які прикладають до однієї з ланок механізму. Таку ланку називають ланкою зведення, замінюючи силу — *зведеною силою* $\bar{F}_{зв}$, а момент — зведеним моментом $M_{зв}$. Заміна сил буде еквівалентною за умови, що *миттєва потужність (робота) зведеної сили (моменту) в деякому положенні механізму дорівнює сумі миттєвих потужностей усіх сил, що діють на ланки механізму, у цьому ж положенні*. Ця умова виражається рівнянням

$$P_{зв} = \sum_{i=1}^n P_i, \quad (5.1)$$

де $P_{зв}$ — потужність, яку розвиває зведена сила $\bar{F}_{зв}$ або зведений момент пари сил $M_{зв}$;

P_i — потужність, що розвивають сили та моменти пар сил, що прикладені до відповідної ланки ($i = 1, 2, 3, \dots, n$).

Ці потужності можна записати у такому вигляді :

$$\left. \begin{aligned} P_{зв} &= F_{зв} v_B \cos \alpha = M_{зв} \omega_1; \\ \sum_{i=1}^n P_i &= \sum_{i=1}^n F_i v_i \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^n M_i \omega_i, \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

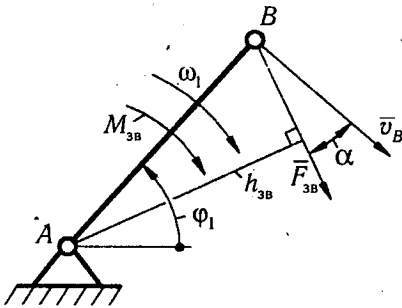


Рис. 5.1.

де v_B — швидкість точки зведення B (рис. 5.1);

α — кут між напрямком зведеної сили і швидкістю точки зведення;

ω_1 — кутова швидкість ланки зведення;

F_i, M_i — сила або момент сили, які прикладені до i ланки;

v_i — швидкість точки прикладання сили F_i ;

α_i — кут між напрямком векторів \bar{F}_i і \bar{v}_i ;

ω_i — кутова швидкість ланки i .

Підставляючи вирази (5.2) у рівняння (5.1), дістанемо

$$\left. \begin{aligned} F_{зв} &= \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{v_B \cos \alpha} = \frac{1}{\cos \alpha} \left[\sum_{i=1}^n F_i \frac{v_i}{v_B} \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^n M_i \frac{\omega_i}{v_B} \right]; \\ M_{зв} &= \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{\omega_1} = \sum_{i=1}^n F_i \frac{v_i}{\omega_1} \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^n M_i \frac{\omega_i}{\omega_1}. \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

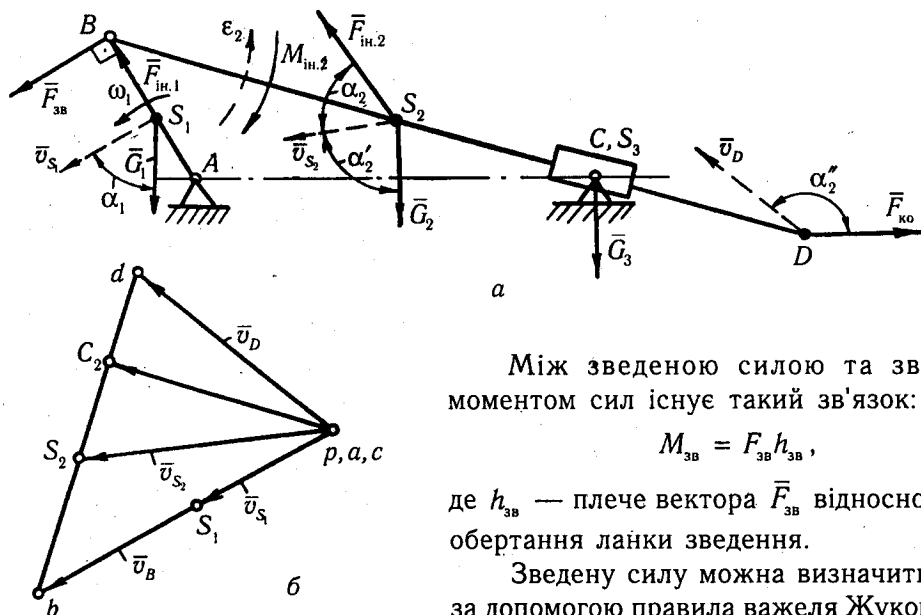


Рис. 5.2.

Між зведеною силою та зведеним моментом сил існує такий зв'язок:

$$M_{зв} = F_{зв} h_{зв},$$

де $h_{зв}$ — плече вектора $\bar{F}_{зв}$ відносно центра обертання ланки зведення.

Зведену силу можна визначити також за допомогою правила важеля Жуковського, враховуючи, що $\bar{F}_{зп} = -\bar{F}_{зв}$. Це пояснюється третім законом Ньютона, оскільки зведена сила замінює дію всіх сил, що діють на ланки

механізму, а зрівноважувана сила забезпечує рівновагу механізму під дією цих сил ($\bar{F}_{зп} = -\bar{F}_{зв}$ — дія рівна протидії).

Отже, для визначення зведеної сили (моменту) необхідно знати у відповідному положенні механізму величину і напрям сил (моментів), що діють на його ланки та швидкості точок прикладання сил і кутові швидкості ланок, до яких прикладені пари сил.

Приклад 5.1. Для механізму, зображеного на рис 5.2, а, визначити величину зведеної сили $\bar{F}_{зв}$, яку необхідно прикласти у точці B до кривошипа AB. Вихідні дані взяти з прикладів 3.2, 4.1, 4.2.

Розв'язок. 1. Використовуючи раніше побудований (приклад 3.2) план швидкостей (рис. 5.2, б) і знайдені напрямки сил інерції ланок (приклад 4.1), знаходимо кути між напрямками сил, що діють на ланки механізму, та швидкостями точок прикладання цих сил (див. рис. 5.2, а):

$$\alpha_1 = 60^\circ, \alpha_2 = 64^\circ, \alpha_2' = 84^\circ, \alpha_2'' = 137^\circ.$$

2. Запишемо вирази для визначення потужності сил, що прикладені до кожної ланки. На ланку 1 діють сили $\bar{F}_{ін.1}$ і G_1 , на ланку 2 — сили $\bar{F}_{ін.2}$, G_2 , $\bar{F}_{ко}$ і момент $M_{ін.2}$. Потужність сил, що діють на ланку 3 дорівнюють нулю, оскільки швидкість точки прикладання сили G_3 дорівнює нулю і $M_{ін.3} = 0$. Тоді:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= G_1 v_s \cos \alpha_1 + \bar{F}_{ін.1} v_s \cos 90^\circ; \\ P_2 &= \bar{F}_{ін.2} v_{s_2} \cos \alpha_2 + G_2 v_{s_2} \cos \alpha_2' + \bar{F}_{ко} v_D \cos \alpha_2'' - M_{ін.2} \omega_2. \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

У другій формулі знак « \rightarrow » ставиться тоді, коли напрямки ω_2 і $M_{ин.2}$ не збігаються. Потужність зведеної сили при $\alpha_{зв} = 0$ має вигляд:

$$P_{зв} = F_{зв} v_B. \quad (5.5)$$

Підставляючи (5.4) і (5.5) у загальну формулу (5.1), знаходимо

$$\begin{aligned} F_{зв} &= (G_1 v_{S_1} \cos \alpha_1 + \bar{F}_{зв.2} v_{S_2} \cos \alpha_2 + G_2 v_{S_2} \cos \alpha'_2 + \bar{F}_{ко} v_D \cos \alpha'_2 - M_{ин.2} \omega_2) / v_B = \\ &= (12,62 \cdot 1,4 \cdot \cos 60^\circ + 232 \cdot 2,25 \cdot \cos 64^\circ + 98,1 \cdot 2,25 \cdot \cos 84^\circ + 200 \cdot 2,275 \cdot \cos 137^\circ - \\ &\quad - 0,97 \cdot 2,42) / 3 = -24,8 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Знак « \rightarrow » означає, що вектор зведеної сили $\bar{F}_{зв}$ повинен бути напрямлений у протилежний бік, як це показано на рис. 5.2, а, тобто $\bar{F}_{зв} = -\bar{F}_{зп}$ (див. рис. 4.3, е, є).

5.2. ЗВЕДЕННЯ МАС І МОМЕНТІВ ІНЕРЦІЇ

При зведенні мас необхідно, щоб *кінетична енергія зведеної маси (моменту інерції) у відповідних положеннях механізму дорівнювала сумі кінетичних енергій всіх ланок цього механізму*, тобто

$$T_{зв} = \sum_{i=1}^n T_i, \quad (5.6)$$

де $T_{зв}$ — кінетична енергія ланки зведення;
 T_i — кінетична енергія ланки i ($i = 1, 2, 3, \dots, n$).

Якщо, наприклад, вибрати за ланку зведення кривошип (рис. 5.2, а), а точку зведення — центр шарніра B , то кінетична енергія ланки зведення визначається за формулою

$$T_{зв} = \frac{m_{зв} v_B^2}{2} \quad \text{або} \quad T_{зв} = \frac{J_{зв} \omega_1^2}{2}. \quad (5.7)$$

Тут $m_{зв}$, $J_{зв}$ — зведена маса або зведений момент інерції механізму; $v_B = v_{зв}$ — швидкість точки зведення B ; ω_1 — кутова швидкість ланки зведення (у нашому випадку кривошипа AB).

Кінетична енергія всіх ланок механізму може бути виражена як сума кінетичних енергій мас, які здійснюють поступальний і обертовий рух, тобто

$$\sum_{i=1}^n T_i = \sum_{i=1}^n \frac{m_i v_{S_i}^2}{2} + \sum_{i=1}^n \frac{J_{S_i} \omega_i^2}{2}. \quad (5.8)$$

Підставляючи (5.7), (5.8) у загальну рівність (5.6), знаходимо

$$\left. \begin{aligned} m_{зв} &= \frac{2 \sum_{i=1}^n T_i}{v_B^2} = \sum_{i=1}^n m_i \left(\frac{v_{S_i}}{v_B} \right)^2 + \sum_{i=1}^n J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{v_B} \right)^2; \\ J_{зв} &= \frac{2 \sum_{i=1}^n T_i}{\omega_1^2} = \sum_{i=1}^n m_i \left(\frac{v_{S_i}}{\omega_1} \right)^2 + \sum_{i=1}^n J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2. \end{aligned} \right\} \quad (5.9)$$

У формулах (5.8) і (5.9) m_i і J_{S_i} — це відповідно маси ланки i та її момент інерції відносно осі, що проходить через центр маси S_i ; v_{S_i} — швидкість центра мас ланки i ; ω_i — її кутова швидкість.

Звичайно, буде зберігатись залежність $J_{зв} = m_{зв} l_{AB}^2$.

Приклад 5.2. Для механізму, кінематичну схему якого зображено на рис. 5.2, а, визначити зведений момент інерції. Вихідні дані взяті з прикладів 3.2, 4.1. Ланкою зведення прийняти кривошип AB .

Розв'язок. 1. Кінетична енергія ланки визначається за формулою

$$T_{зв} = J_{зв} \omega_1^2 / 2. \quad (5.10)$$

2. Записуємо формули кінетичної енергії усіх ланок механізму: кривошипа AB (здійснює обертальний рух)

$$T_1 = J_A \omega_1^2 / 2 = (J_{S_1} + m_1 l_{AS_1}^2) \frac{\omega_1^2}{2}, \quad (5.11)$$

де $J_A = J_{S_1} + m_1 l_{AS_1}^2$ — момент інерції кривошипа відносно осі обертання A ; ланки 2 (здійснює складний рух)

$$T_2 = m_2 v_{S_2}^2 / 2 + J_{S_2} \omega_2^2 / 2; \quad (5.12)$$

кінетична енергія ланки 3 $E_3 = 0$, оскільки центр мас S_3 нерухомий, а моментом інерції нехтуємо (приклад 4.1).

Підставляючи (5.10) — (5.12) у загальну формулу (5.6), знаходимо

$$\begin{aligned} J_{зв} &= J_{S_1} + m_1 l_{AS_1}^2 + m_2 \left(\frac{v_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 = \\ &= 0,02 + 2 \cdot 0,14^2 + 10 \left(\frac{2,25}{10} \right)^2 + 0,08 \left(\frac{2,42}{10} \right)^2 = 0,570 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

5.3. ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Задачі 401—500. Використовуючи вихідні дані відповідно задач 301—400 (див. табл. 4.2) та результати їх розв'язків знайти:

1. Зведений до кривошипа AB момент від дії усіх прикладених до механізму сил.
 2. Зведений до кривошипа момент інерції заданого механізму.
- Задачу розв'язати у загальному вигляді.

5.4. ДРУГА РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

Для одного із механізмів, схеми яких наведені на рис. 3.10...3.19, а вихідні дані в табл. 3.2—3.11, у заданому або вибраному положенні механізму необхідно виконати такі роботи:

- 1) побудувати плани швидкостей та прискорень механізму, прийнявши $\omega_1 = \text{const}$ (тут можна використати результати 1-ої розрахунково-графічної роботи);

2) визначити сили інерції та моменти сил інерції і прикласти їх до відповідних ланок;

3) методом планів сил визначити реакції в усіх кінематичних парах і зрівноважену силу, яку прикласти у точці B перпендикулярно до кривошипа AB ;

4) визначити зрівноважену силу методом М. Є. Жуковського;

5) визначити зведену силу, яку прикласти у точці B перпендикулярно до кривошипа AB , та порівняти результати обчислень пп. 4 і 5;

6) визначити зведений до кривошипа AB момент інерції механізму.

Графічну частину роботи виконати на аркуші формату А3, пояснювальну записку — на папері формату А4.

НЕРІВНОМІРНІСТЬ ТА РЕГУЛЮВАННЯ ХОДУ МАШИН

6.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Однією з важливих задач динаміки механізмів і машин є задача про найвигідніші співвідношення між силами, масами і швидкостями ланок механізму, які забезпечують заданий режим руху механізму або машини.

Як відомо з теоретичного курсу [1—4], у загальному випадку швидкості руху початкової ланки механізму при усталеному русі механізму є величини змінні, причому вони можуть змінюватись періодично і неперіодично. Нерівномірність руху механізму характеризується *коефіцієнтом нерівномірності руху* δ , під яким розуміють відношення різниці кутових швидкостей ($\omega_{\max} - \omega_{\min}$) ланки до її середньої швидкості ω_c . Тобто

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_c}, \quad (6.1)$$

де $\omega_{\max}, \omega_{\min}$ — відповідно найбільша і найменша швидкість ланки,
 ω_c — її середня швидкість.

При високій рівномірності руху ланки, її середню швидкість можна виразити як середню арифметичну

$$\omega_c = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}. \quad (6.2)$$

Коефіцієнт нерівномірності руху δ можна виразити за допомогою кривої Віттенбауера (рис. 6.1), провівши з початку координат O до неї дві дотичні: під найбільшим кутом ψ_{\max} і найменшим кутом ψ_{\min} . Тоді

$$\delta = \frac{\mu_T \operatorname{tg} \psi_{\max} - \operatorname{tg} \psi_{\min}}{\mu_J \omega_c^2}, \quad (6.3)$$

де μ_T, μ_J — відповідно масштаби кінетичної енергії і зведеного моменту інерції діаграми $T = T(J_{зв})$.

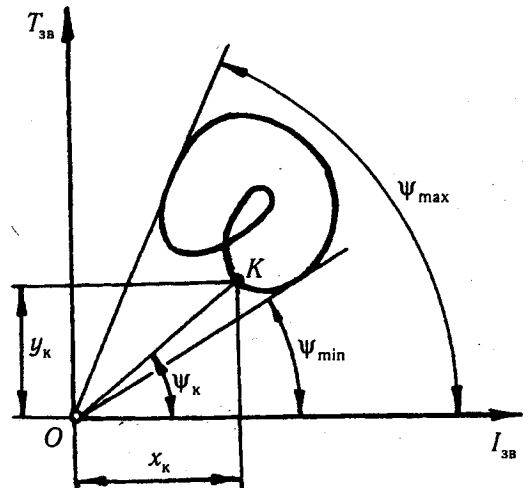


Рис. 6.1

Задача регулювання руху механізмів або машин у період їх усталеного руху зводиться до підбору такого співвідношення між масами ланок і діючими на них силами, при якому коефіцієнт нерівномірності руху δ не перевищував би наперед заданого значення.

Регулювання руху механізмів здійснюється за допомогою додаткових обертових мас — маховиків, які встановлюють на валах машин, або регуляторів швидкості. Перші використовуються при періодичних або короткочасних неперіодичних коливаннях швидкостей, другі — при довгочасних, як правило неперіодичних коливаннях.

Існує багато точних і наближених методів знаходження моменту інерції маховика, зокрема, точні методи — Ф. Віттенбауера, Є. М. Гут'яра, наближені методи — М. І. Мерцалова, середніх потужностей. Надалі розглянемо метод Ф. Віттенбауера.

6.2. ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ МАХОВИКА МЕТОДОМ ВІТТЕНБАУЕРА

Цей метод впливає з відомої залежності кінетичної енергії, записаної для ланки зведення

$$T_{зв} = J_{зв} \omega_1^2 / 2, \quad (6.4)$$

де $J_{зв}$ — зведений момент інерції механізму,
 ω_1 — кутова швидкість ланки зведення механізму (машини).
 Залежність (6.4) можна записати у такому вигляді

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2T_{зв}}{J_{зв}}}. \quad (6.5)$$

Отже, кутову швидкість ланки зведення у кожному положенні механізму можна визначити, знаючи відношення його кінетичної енергії до зведеного моменту інерції, взятих для цього ж положення. Інакше кажучи, треба мати залежність $T_{зв} = T_{зв}(J_{зв})$. Цю задачу зручно розв'язувати графічно. Спочатку будують діаграми кінетичної енергії $T_{зв} = T_{зв}(\varphi)$ і зведеного моменту інерції $J_{зв} = J_{зв}(\varphi)$ залежно від кута повороту ланки зведення. Надалі на підставі цих діаграм, будують діаграму $T_{зв} = T_{зв}(J_{зв})$, виключивши спільний параметр φ . Діаграму $T_{зв} = T_{зв}(J_{зв})$ називають *кривою Віттенбауера*. Якщо побудова діаграми $J_{зв} = J_{зв}(\varphi)$ не складає труднощів і її досить побудувати лише для одного циклу усталеного руху (методика визначення зведеного моменту інерції розглядається в п. 5.2), то для побудови діаграми $T_{зв} = T_{зв}(\varphi)$ необхідно мати діаграми зведених моментів рушійних сил $M_p = M_p(\varphi)$ і сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ за весь час роботи машини. Такі діаграми будують на підставі механічних характеристик двигунів і робочих машин. Практично порівняно легко вдається побудувати: для робочих машин — діаграму зведених моментів сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ для періоду усталеного руху, при цьому як правило враховують лише сили корисного опору, а зведений момент

рушійних сил приймають сталим $M_p = \text{const}$; для машин-двигунів, навпаки, вдається побудувати діаграму зведених моментів рушійних сил, а зведений момент сил опору приймають сталим.

Маючи діаграму $T_{зв} = T_{зв}(J_{зв})$, можна визначити кутову швидкість ланки зведення у будь-якому положенні механізму. На рис. 6.1 зображена діаграма $T_{зв} = T_{зв}(J_{зв})$, яка для одного циклу усталеного руху буде замкнутою кривою, оскільки зміна кінетичної енергії за цикл такого руху дорівнює нулю ($\Delta T = 0$). У будь-якому положенні механізму, яке визначається точкою K , кутова швидкість ланки зведення

$$\omega_K = \sqrt{\frac{2T_K}{J_{зв.K}}},$$

де $T_K = y_K \mu_T$, $J_{зв.K} = x_K \mu_J$, μ_T і μ_J — масштаби відповідно кінетичної енергії і зведеного моменту інерції механізму (див. рис. 6.1).

Тоді

$$\omega_K = \sqrt{\frac{2y_K \mu_T}{x_K \mu_J}} = \sqrt{2 \frac{\mu_T}{\mu_J} \text{tg } \psi_K}. \quad (6.6)$$

Отже кутова швидкість у точці K визначається тангенсом кута ψ_K нахилу відрізка, який з'єднує цю точку на діаграмі $T_{зв} = T_{зв}(J_{зв})$ з початком координат O . Таким способом можна визначити кутову швидкість ω_1 у будь-якому положенні механізму.

Оскільки значення кута ψ_K у різних положеннях механізму різні, то і кутова швидкість ланки зведення (6.6) є, як правило, величина змінна.

Методику знаходження моменту інерції маховика методом Віттенбауера розглянемо на прикладі кривошипно-повзунного механізму насоса, кінематична схема якого наведена на рис. 6.2, *а*. Крім цього, задані середня кутова швидкість ω_1 і коефіцієнт нерівномірності руху δ кривошипа OA та діаграма сил тиску на поршень $p = p(s)$, де s — переміщення поршня B (рис. 6.2, *б*). Зведений момент рушійних сил приймаємо сталим ($M_p = \text{const}$).

Порядок розв'язання задачі такий.

1. Будуємо n положень механізму (на рис. 6.2, *а* побудовано 12 положень механізму) і план швидкостей для цих положень (рис. 6.2, *в*).

2. Користуючись планами механізмів (рис. 6.2, *а*) та діаграмою сил тиску $p = p(s)$ (рис. 6.2, *б*) визначаємо величину сили опору F_o , для простоти нехтуючи іншими силами опору,

$$F_o = \pi p_i D^2 / 4,$$

де D — діаметр поршня насоса, p_i — тиск повітря на поршень, який визначається відповідною ординатою y_i на діаграмі з врахуванням масштабу μ_p :

$$p_i = y_i \mu_p.$$

3. Користуючись залежностями (5.1) і (5.3), знаходимо значення зведеного моменту сил опору прийнявши кривошип OA ланкою зведення. У нашому випадку

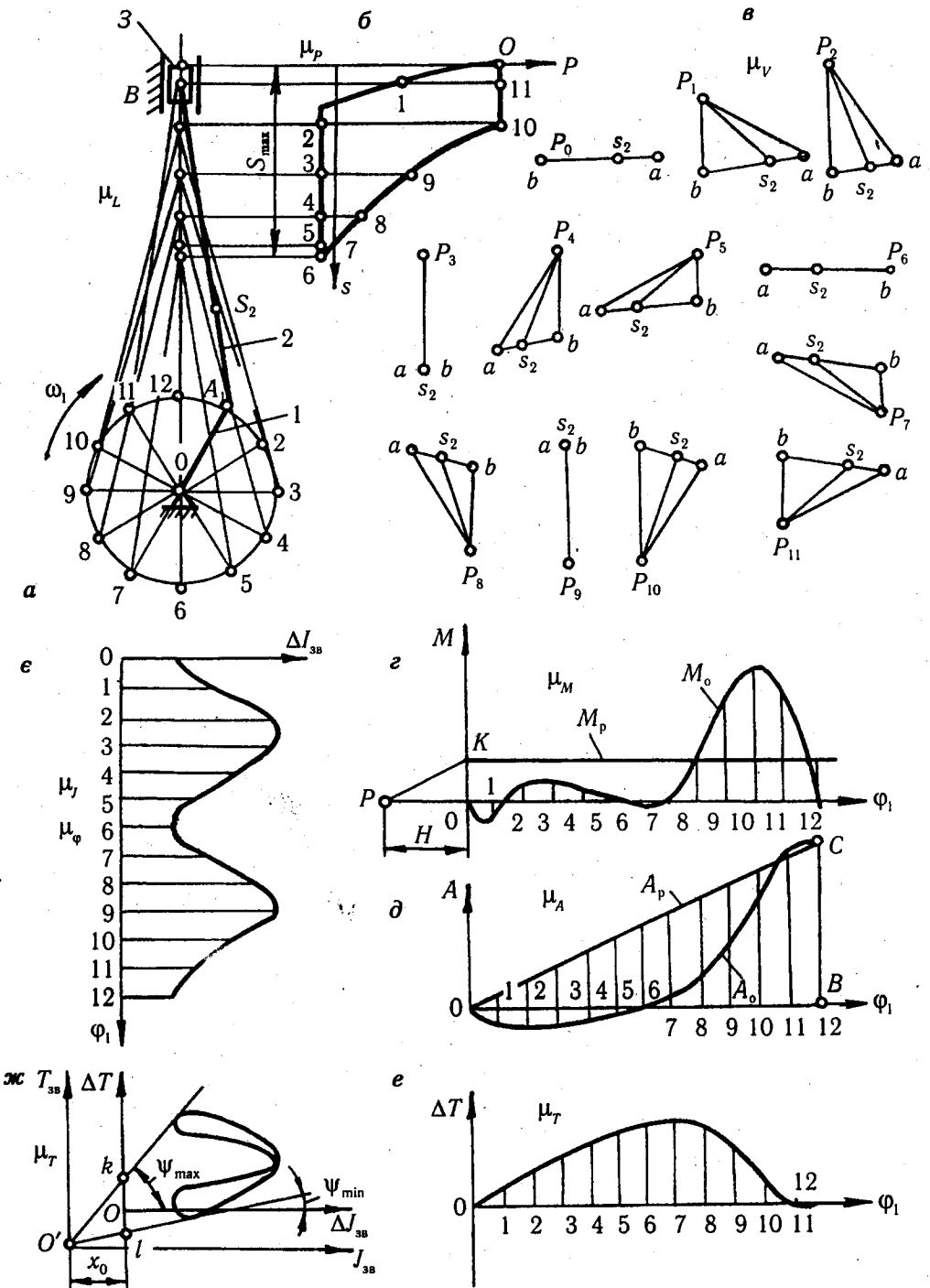


Рис. 6.2

$$M_o \omega_1 = F_o v_A \cos \alpha,$$

де α — кут між напрямом сили \vec{F}_o і швидкістю точки A ($\alpha = 0$ або 180°).

Тоді

$$M_o = F_o \frac{v_A}{\omega_1} \cos \alpha$$

На основі одержаних значень M_o , вибравши масштаби μ_ϕ і μ_M , будемо діаграму зведених моментів сил опору $M_o = M_o(\phi_1)$, як функцію кута ϕ_1 повороту кривошипа (рис. 6.2, з).

4. Графічним інтегруванням діаграми $M_o = M_o(\phi_1)$ будемо діаграму робіт сил опору $A_o = A_o(\phi_1)$ (рис. 6.2, д). Масштаб роботи знаходимо за формулою $\mu_A = \mu_\phi \mu_M H$, де $H = PO$ — полюсна відстань. Графічне інтегрування є зворотна дія диференціювання (див. п. 3.3).

5. Оскільки зведений момент рушійних сил M_p прийнято сталим, то його робота пропорційна куту повороту $\phi_1 (A = M\phi)$. З іншого боку, його робота за період усталеного руху повинна чисельно дорівнювати сумі робіт сил опору, яка зображена на рис. 6.2, д відрізком BC , тому з'єднавши точку O з точкою C прямою, одержимо діаграму $A_p = A_p(\phi_1)$.

6. Графічним диференціюванням діаграми $A_p = A_p(\phi_1)$ будемо діаграму зведених моментів рушійних сил $M_p = M(\phi_1)$. Для цього досить провести з полюса P промінь PK (рис. 6.2, з), паралельний лінії OC , до перетину з віссю ординат M і через точку K провести лінію паралельну осі ϕ_1 .

7. Будемо діаграму зміни (перепаду) кінетичної енергії механізму без маховика $\Delta T = \Delta T(\phi_1)$, враховуючи, що $\Delta T = A_p - A_o$ (рис. 6.2, д). Тобто, відкладаємо різницю ординат діаграми робіт вверх або вниз від осі абсцис залежно від знаку ΔT (рис. 6.2, е).

8. Користуючись залежностями (5.6)—(5.9), знаходимо значення зведеного моменту інерції механізму без маховика і будемо діаграму $\Delta J_{зв} = \Delta J_{зв}(\phi_1)$ для одного циклу руху (рис. 6.2, е).

9. На підставі двох діаграм $\Delta T = \Delta T(\phi_1)$ і $\Delta J_{зв} = \Delta J_{зв}(\phi_1)$, виключивши спільний член ϕ_1 , будемо діаграму $\Delta T = \Delta T(\Delta J_{зв})$ (рис. 6.2, ж).

10. Підраховуємо кути ψ_{\max} і ψ_{\min} , які визначають на діаграмі $T = T(J_{зв})$ найбільші і найменші значення кутової швидкості ланки зведення (6.6), за формулами:

$$\operatorname{tg} \psi_{\max} = \frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_c^2 (1 + \delta); \operatorname{tg} \psi_{\min} = \frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_c^2 (1 - \delta) \quad (6.8)$$

11. Проводимо дотичні до кривої $\Delta T = \Delta T(\Delta J_{зв})$ відповідно під кутами ψ_{\max} і ψ_{\min} до осі $J_{зв}$. Ці дотичні перетинаються у точці O' . Отже, для того щоб забезпечити заданий коефіцієнт нерівномірності ходу δ необхідно розмістити початок координат діаграми $T_{зв} = T_{зв}(J_{зв})$ у точці O' . Тоді відрізок x_o визначає у масштабі μ_J момент інерції маховика, тобто

$$J_M = x_0 \mu_f. \quad (6.9)$$

Проте, при малому значенні коефіцієнта нерівномірності ходу δ точка перетину O_1 дотичних внаслідок незначної різниці між кутами ψ_{\max} і ψ_{\min} знаходяться за межами рисунка. У такому разі можна використати точки k і l перетину дотичних з віссю ординат ΔT (рис. 6.2, ж). Тоді момент інерції маховика визначають за формулою

$$J_M = \frac{kl \cdot \mu_T}{\delta \omega_c^2}. \quad (6.10)$$

І нарешті, якщо точки перетину дотичних з віссю ΔT будуть знаходитись за межами рисунка (це буває при великих значеннях кутів ψ_{\max} і ψ_{\min}), то положення точок k і l визначають, використавши точки перетину цих дотичних з віссю абсцис.

12. Визначаємо маховий момент маховика, яким називають добуток mD^2 , де m — маса маховика; D — середній діаметр ободу маховика (рис. 6.3). Оскільки маса спиць або диска і втулки маховика мала відносно його ободу, то можна записати

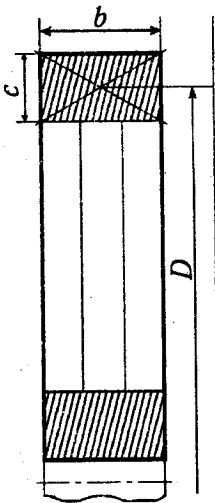


Рис. 6.3

$$J_M = \frac{mD^2}{4}. \quad (6.11)$$

Тоді

$$mD^2 = 4J_M.$$

Знаючи маховий момент, можна, виходячи із конструктивних міркувань, задатися діаметром D і визначити масу маховика або, навпаки, задатися вагою маховика, визначити його діаметр.

Визначаємо ширину ободу маховика за формулою

$$b \cong 0,01\sqrt{m/D}, \text{ м.} \quad (6.12)$$

Товщину ободу звичайно приймають $c \cong 0,4b$.

Якщо в процесі проектування маховика одержимо неконструктивні розміри (великі значення b , D) або велику масу m , то маховик доцільно поставити на більш швидкохідний вал, кутова швидкість якого $\omega_2 > \omega_1$.

Тоді момент інерції маховика можна зменшити на i_{21}^2 , де $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$, тобто

$$J_M^* = J_M / i_{21}^2 \quad (6.13)$$

6.3. ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ [5, 29, 35]

Задачі 501—530. Визначити величину зведеного моменту рушійних сил, прийнявши $M_p = \text{const}$, якщо задана діаграма зведеного моменту сил опору $M_o = f(\varphi)$ (див. рис.). Кут φ , який відповідає періоду усталеного руху, дорівнює 2π , максимальне значення зведеного моменту сил опору $M_{om} = 1000$ Нм.

Задачі 531—560. Зберігаючи умову задач 501—530, побудувати діаграми робіт сил опору і рушійних сил.

Задачі 561—590. Зберігаючи умову задач 501—530, побудувати діаграму зміни кінетичної енергії механізму.

Задача 591. Побудувати діаграму кутової швидкості ланки зведення залежно від її кута повороту, якщо задана крива Віттенбауера.

Задача 592. Визначити за допомогою кривої Віттенбауера коефіцієнт нерівномірності руху машини.

Задача 593. Визначити момент інерції маховика, якщо задані крива Віттенбауера, коефіцієнт нерівномірності руху і середня швидкість обертання головного вала машини.

Задача 594. Визначити масу і розміри маховика, якщо задані момент інерції маховика і середній діаметр його обода.

Задача 595. Визначити момент інерції маховика, який встановлений на валу кривошипа, якщо задані зведений до вала кривошипа (див. рис. до задачі 502), коефіцієнт нерівномірності руху $\delta = 0,05$ і середня кутова швидкість кривошипа $\omega_c = 25 \text{ c}^{-1}$. Зведений момент рушійних сил і зведений момент інерції механізму сталі ($I_{zb} = 0,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$). Рух механізму усталений. Цикл руху відповідає куту $\varphi = 2\pi$.

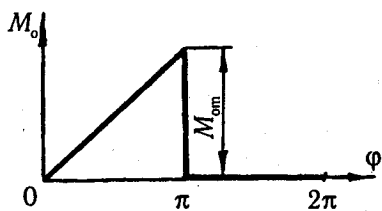
Задача 596. Розв'язати задачу 595, якщо $I_{zb} = 0,1(2 - \cos \varphi) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Задача 597. Використовуючи вихідні дані задачі 595, визначити коефіцієнт нерівномірності руху механізму без маховика.

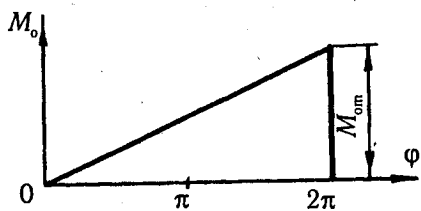
Задача 598. Розв'язати задачу 597, якщо $I_{zb} = 0,1(2 - \cos \varphi) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Задача 599. Розв'язати задачу 595, якщо діаграма зведеного моменту сил опору має вигляд як і в задачі 503, коефіцієнт нерівномірності руху $\delta = 0,02$ і середня кутова швидкість кривошипа $\omega_c = 50 \text{ c}^{-1}$.

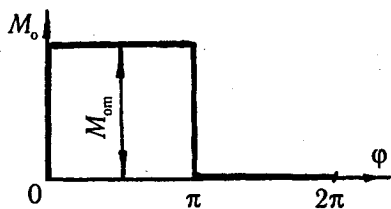
Задача 600. Розв'язати задачу 599, якщо $I_{zb} = 0,1(2 - \cos \varphi) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.



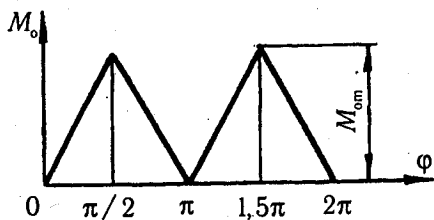
До задач 501, 531, 561



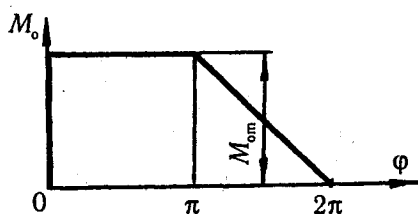
До задач 502, 532, 562



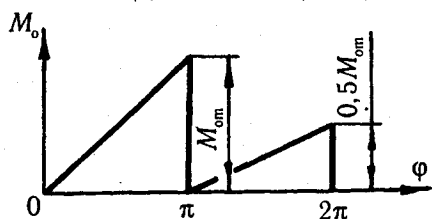
До задач 503, 533, 563



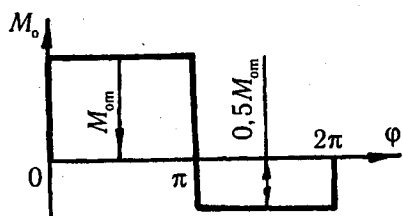
До задач 504, 534, 564



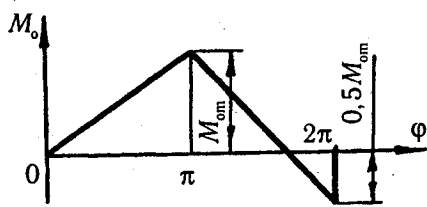
До задач 505, 535, 565



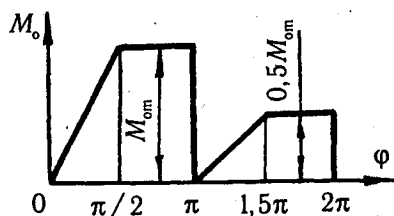
До задач 506, 564, 566



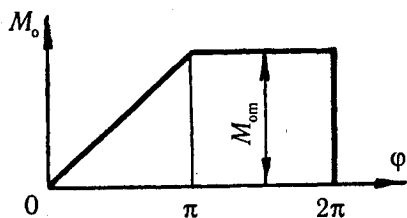
До задач 507, 537, 567



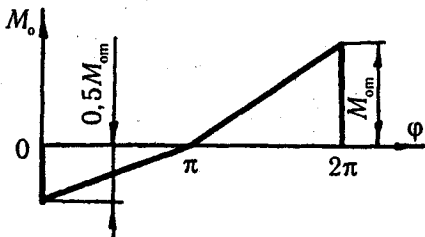
До задач 508, 538, 568



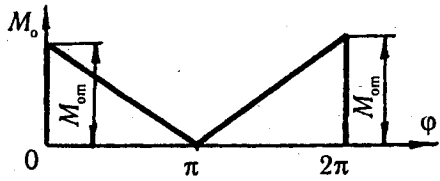
До задач 509, 539, 569



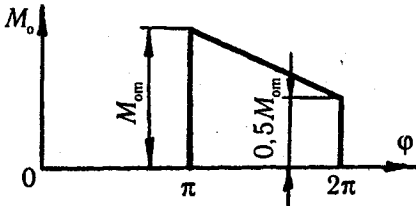
До задач 510, 540, 570



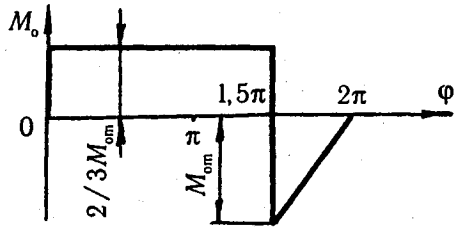
До задач 511, 541, 571



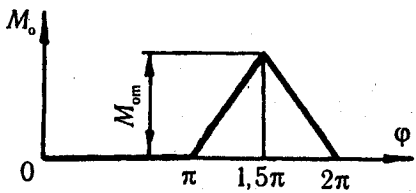
До задач 512, 542, 572



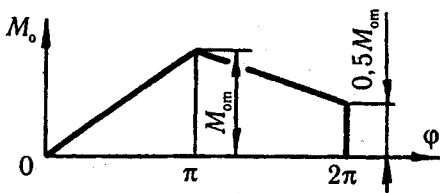
До задач 513, 543, 573



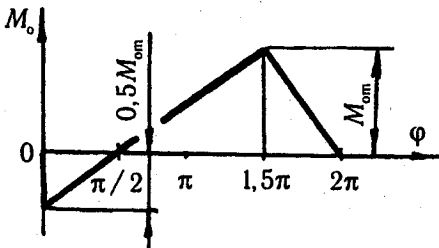
До задач 514, 544, 574



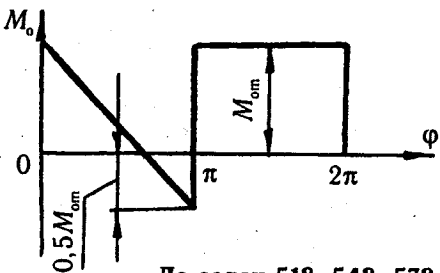
До задач 515, 545, 575



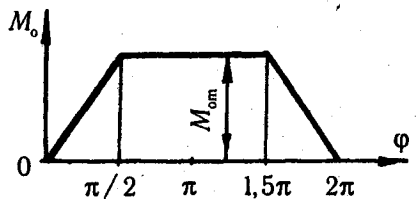
До задач 516, 546, 576



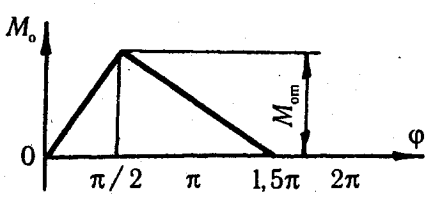
До задач 517, 547, 577



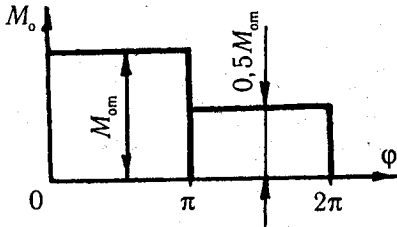
До задач 518, 548, 578



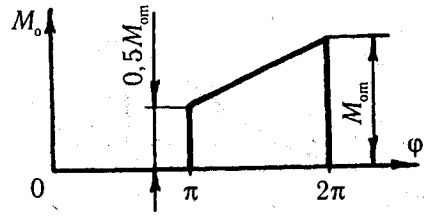
До задач 519, 549, 579



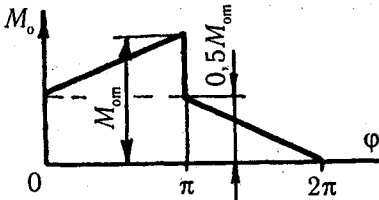
До задач 520, 559, 580



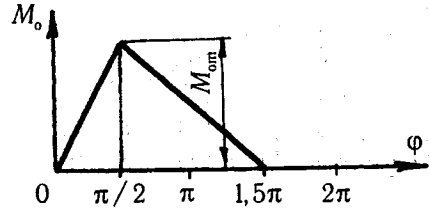
До задач 521, 561, 581



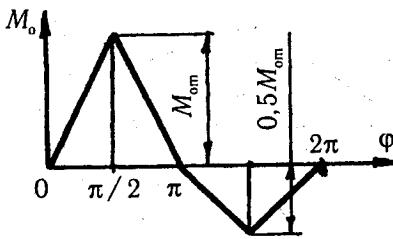
До задач 522, 562, 582



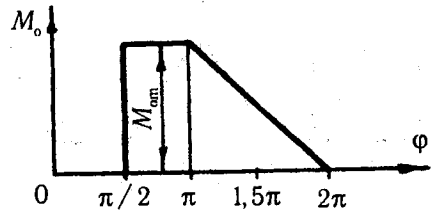
До задач 523, 563, 583



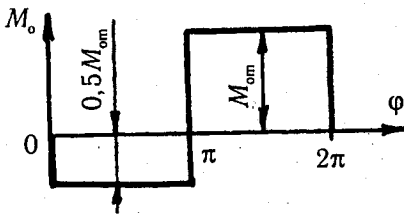
До задач 524, 564, 584



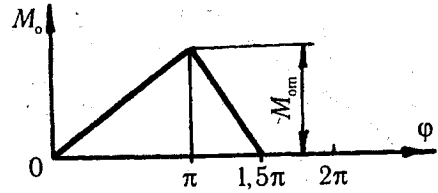
До задач 525, 565, 585



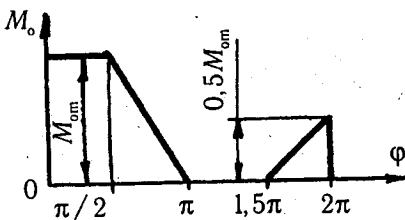
До задач 526, 566, 586



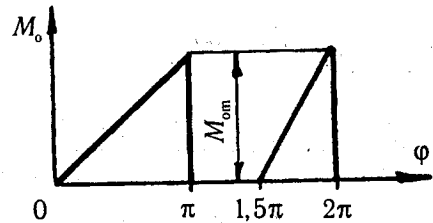
До задач 527, 567, 587



До задач 528, 568, 588



До задач 529, 569, 589



До задач 530, 570, 590

Рисунки до задач 521—530, 561—570, 581—590

ТЕРТЯ В МАШИНАХ

Під час руху одного тіла відносно іншого між поверхнями, що стикаються, виникає сила тертя. Залежно від характеру відносного переміщення тіл відрізняють два види тертя: *ковзання і кочення*.

7.1. ТЕРТЯ КОВЗАННЯ

При терті ковзання виникає сила тертя ковзання F_f (рис. 7.1), яку можна наближено визначити за допомогою формули Амонтона-Кулона

$$F_f = fN, \quad (7.1)$$

де f — коефіцієнт тертя ковзання; N — нормальна реакція, у нашому випадку нормальна реакція N дорівнює силі, яка притискає тіло 1 до поверхні 2 ($N = Q$).

Під коефіцієнтом тертя ковзання розуміють відношення сили тертя до нормальної реакції:

$$f = \frac{F_f}{N}. \quad (7.2)$$

Розрізняють силу і коефіцієнт тертя спокою і руху. Сила тертя під час руху менша сили тертя спокою. Це ж відноситься і до коефіцієнта тертя. Сила тертя завжди направлена у бік, протилежний відносним швидкостям.

Кут φ , на який через тертя відхиляється від нормалі N повна реакція \bar{R} опорної поверхні (рис. 7.1), називається кутом тертя. З рис. 7.1 видно, що

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_f}{N} = f. \quad (7.3)$$

Отже, $\operatorname{tg} \varphi = f$ або

$$\varphi = \operatorname{arctg} f. \quad (7.4)$$

Інакше кажучи, *кутом тертя* називається кут, тангенс якого дорівнює коефіцієнту тертя ковзання.

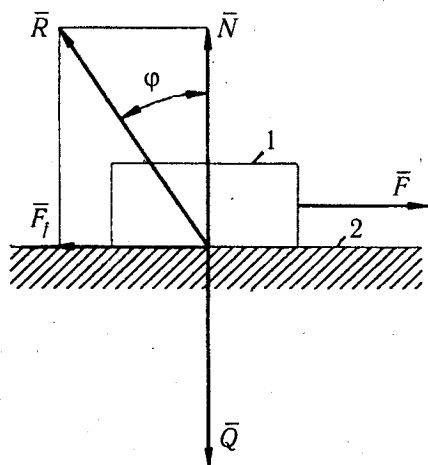


Рис. 7.1

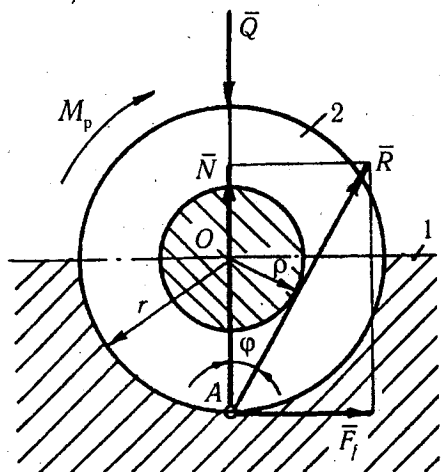


Рис. 7.2

Момент M_f , який необхідно прикладати для повороту вала 2 в підшипнику 1, буде дорівнювати

$$M_f = R\rho = Rrf. \quad (7.6)$$

Приклад 7.1. По похилій площині 1 рухається рівномірно вгору повзун 2 (рис. 7.3), якій знаходиться під дією сил F і Q . Сила Q направлена перпендикулярно до осі x_0 і дорівнює 200 Н, кут нахилу площини $\alpha = 30^\circ$ коефіцієнт тертя повзуна 2 з площиною 1 дорівнює $f = 0,25$. Треба знайти величину сили F , яка направлена під кутом $\beta = 60^\circ$ до нормалі $n-n$ і підтримує заданий рівномірний рух повзуна 2.

Розв'язок. На повзун 2 діє три сили \bar{Q} , \bar{F} і \bar{R} . Умова рівноваги повзуна під дією цих сил, записана у векторній формі, має вигляд:

$$\underline{\bar{Q}} + \underline{\bar{F}} + \underline{\bar{R}} = 0 \quad (7.7)$$

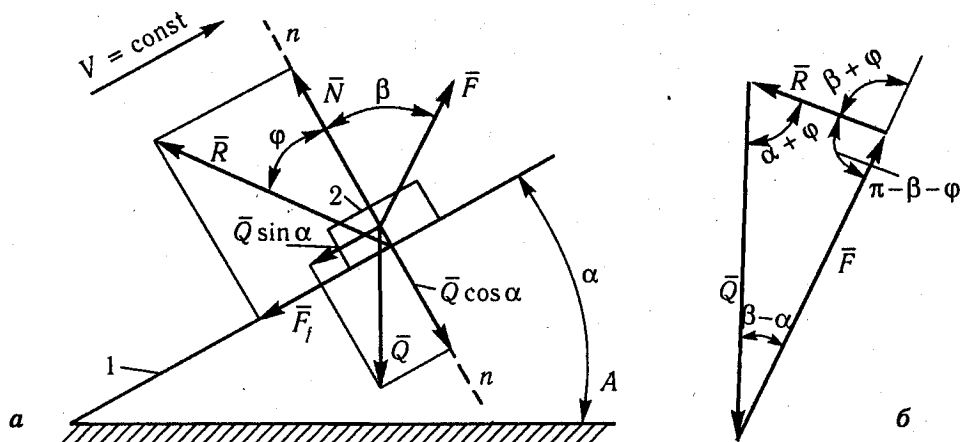


Рис. 7.3

Якщо тіло будемо пересувати відносно опорної поверхні у різні боки, то лінія реакції \bar{R} опише конічну поверхню (рис. 7.1), яка називається конусом тертя.

В обертовій парі (рис. 7.2) лінія дії результуючої реакції R з боку ланки 1 на ланку 2 (вал) не проходить через центр O цапфи ланки 2, а буде дотичною до круга тертя (на рис. 7.2 заштрихований) і відхиленою від нормальної реакції N на кут тертя φ .

Радіус круга тертя дорівнює

$$\rho = r \sin \varphi \approx r \operatorname{tg} \varphi = rf, \quad (7.5)$$

де r — радіус цапфи вала 2, f — коефіцієнт тертя ковзання.

Для того, щоб побудувати план сил, необхідно визначити напрямок реакції R , тобто знайти кут φ , який визначається за формулою (7.5):

$$\varphi = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0,25 = 14^{\circ}2'$$

На рис. 7.3, б побудований силовий трикутник, який відповідає векторному рівнянню (7.7). Використовуючи теорему синусів, запишемо пропорцію

$$\frac{F}{\sin(\alpha + \varphi)} = \frac{Q}{\sin(\pi - \beta - \varphi)}$$

звідки маємо

$$F = Q \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)} = 200 \frac{\sin(30^{\circ} + 14^{\circ}2')}{\sin(60^{\circ} + 14^{\circ}2')} = 144,59 \text{ Н.}$$

Цю задачу можна розв'язати *аналітичним шляхом*, проектуючи всі сили, що діють на повзун, на координатні осі x і y :

$$\left. \begin{aligned} \sum F_x &= -Q \sin \alpha + F \sin \beta - F_f = 0; \\ \sum F_y &= -Q \cos \alpha + F \cos \beta + N = 0. \end{aligned} \right\} \quad (7.8)$$

З другого рівняння системи (7.8) знаходимо величину нормальної реакції

$$N = Q \cos \alpha - F \cos \beta$$

і підставляємо її значення у перше рівняння системи (7.8), враховуючи, що сила тертя дорівнює $F_f = fN$, одержимо

$$-Q \sin \alpha + F \sin \beta - Qf \cos \alpha + Ff \cos \beta = 0. \quad (7.9)$$

Підставимо замість коефіцієнта тертя його значення, виражене через тангенс кута тертя (7.3), який можна вивести через синус і косинус кута φ , тобто

$$f = \operatorname{tg} \varphi = \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi}$$

Тоді, використовуючи формули зведення, одержимо

$$F = Q \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)}. \quad (7.10)$$

Приклад 7.2. Штовхач 1 (рис. 7.4), який навантажений силою $Q = 10 \text{ Н}$, піднімається рівномірно вгору силою \bar{F} . Кут між напрямком сили \bar{F} і напрямком руху штанги $\alpha = 30^{\circ}$. Визначити найменшу силу F , при якій штовхач буде рухатись рівномірно вгору, якщо коефіцієнт тертя між штовхачем 1 і напрямною 2 $f = 0,2$, а відстані $l = 0,05 \text{ м}$, $x = 0,06 \text{ м}$.

Розв'язок. Розкладемо силу \bar{F} на дві складові: горизонтальну \bar{F}_1 і вертикальну \bar{F}_2 . Складова \bar{F}_1 притискає штовхач 1 до напрямної 2 і викликає появу сил тертя в точках дотику A і B :

$$F_{fA} = fR_A \text{ і } F_{fB} = fR_B, \quad (7.11)$$

де R_A, R_B — відповідно реакції в цих точках, які можна визначити, якщо розглянути штовхач як балку на двох опорах A і B . Тоді

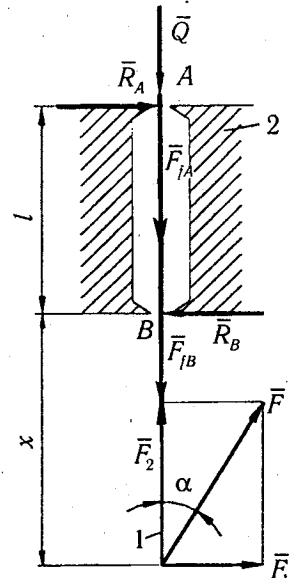


Рис. 7.4

$$\left. \begin{aligned} \sum M_B(\bar{F}_i) &= -R_A l + F_1 x = 0; \\ \sum F_x &= F_1 - R_B + R_A = 0. \end{aligned} \right\} \quad (7.12)$$

З цих рівнянь знаходимо:

$$R_A = \frac{F_1 x}{l} = \frac{x F \sin \alpha}{l}, \quad (7.13)$$

де $F_1 = F \sin \alpha$;

$$R_B = F_1 + R_A = F \sin \alpha + \frac{x F \sin \alpha}{l} = \left(1 + \frac{x}{l}\right) F \sin \alpha. \quad (7.14)$$

Величину сили F визначимо з умови рівноваги штовхача 1 під дією сили F_2 і сил тертя, яку можна записати у вигляді рівняння:

$$\sum F_y = F_2 - F_{fB} - F_{fA} - Q = 0; \quad (7.15)$$

де $F_2 = F \cos \alpha$.

Тоді рівняння (7.15) запишемо у такому вигляді:

$$F \cos \alpha - \left(1 + \frac{x}{l}\right) f F \sin \alpha - \frac{x f F \sin \alpha}{l} - Q = 0,$$

звідки

$$F = \frac{Ql}{l \cos \alpha - f(l - 2x) \sin \alpha} = \frac{10 \cdot 0,05}{0,05 \cos 30^\circ - 0,2(0,05 - 2 \cdot 0,06) \sin 30^\circ} = 9,94 \text{ Н.}$$

7.2. ТЕРТЯ КОЧЕННЯ

При терті кочення (рис. 7.5) нормальна реакція $N = Q$ буде зміщена в бік руху котка на величину k , яка називається *коефіцієнтом тертя ковзання* і має розмірність довжини.

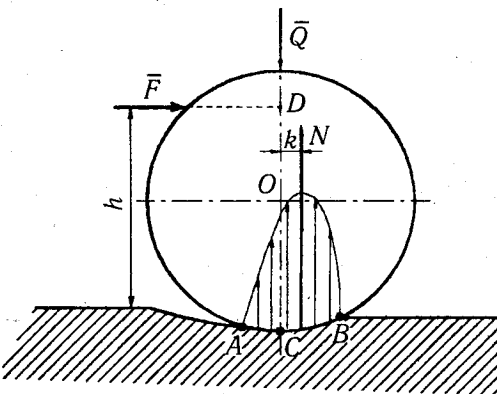


Рис. 7.5

Величина $M_f = Nk$ називається *моментом тертя*. Очевидно, що пересування котка відносно площини буде здійснюватися при умові, що момент від рушійної сили $M_p = Fh$ буде дорівнювати моменту тертя, тобто

$$Fh = Nk, \quad (7.16)$$

тоді

$$F = \frac{k}{h} Q. \quad (7.17)$$

Деколи відношення $\frac{k}{h} = f'$ називають *зведеним коефіцієнтом тертя*

кочення. Якщо зведений коефіцієнт тертя f' менший від коефіцієнта тертя ковзання f ($f' < f$), то має місце тертя кочення. І навпаки, при $f' > f$ має місце тертя ковзання. При рівності $f' = f$ має місце спільне кочення і ковзання.

Приклад 7.3. Сталевий циліндр 1 (рис. 7.6) вагою $G = 15$ кН і діаметром $d = 40$ мм переміщується рівномірно по сталевій горизонтальній площині силою F . Коефіцієнт тертя кочення дорівнює $k = 0,05$ мм.

Розв'язок. При русі тіла 1 відносно тіла 2 момент сили F повинен дорівнювати моменту тертя кочення, тобто

$$F \frac{d}{2} = Gk,$$

звідки

$$F = G \frac{2k}{d} = 15 \frac{2 \cdot 0,05}{0,04} = 37 \text{ кН.}$$

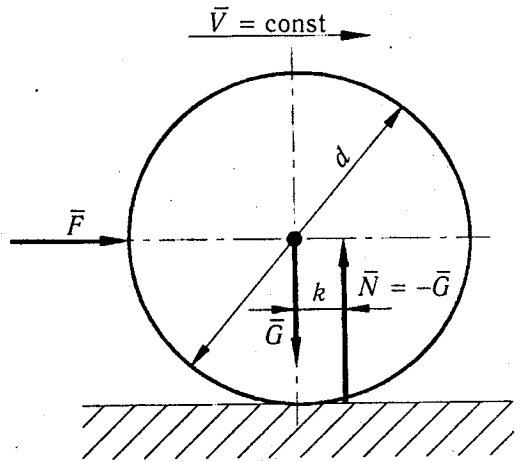


Рис. 7.6

7.3. ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ МЕХАНІЗМУ

Механічним *коефіцієнтом корисної дії* (ККД) називають відношення роботи сил корисного опору до роботи рушійних сил за цикл усталеного руху, тобто

$$\eta = \frac{A_{\text{ко}}}{A_{\text{р}}} < 1. \quad (7.18)$$

Механічний ККД є важливою енергетичною характеристикою механізму і вказує на ефективність використання енергії у машині.

Для визначення механічного ККД важільних механізмів зручно користуватися відношенням потужностей

$$\eta = \frac{P_{\text{ко}}}{P_{\text{р}}}, \quad (7.19)$$

де $P_{\text{ко}}$ — потужність, яка витрачається на подолання сил корисного опору;
 $P_{\text{р}}$ — потужність, яку розвивають рушійні сили.

Виходячи з рівняння руху для періоду усталеного руху, можна записати, що

$$P_{\text{р}} = P_{\text{ко}} + P_{\text{шо}}, \quad (7.20)$$

де $P_{\text{шо}}$ — потужність, яка витрачається на подолання сил шкідливого опору. Тоді

$$\eta = \frac{P_{\text{ко}}}{P_{\text{ко}} + P_{\text{шо}}} \quad (7.21)$$

або

$$\eta = \frac{P_p - P_{\text{шо}}}{P_p} = 1 - \frac{P_{\text{шо}}}{P_p} = 1 - \psi, \quad (7.22)$$

де $\frac{P_{\text{шо}}}{P_p} = \psi$ — коефіцієнт втрат ($\psi = 1 - \eta$).

Для визначення ККД механізму, як правило, обчислюють роботу або потужність, які витрачаються на подолання усіх сил опорів за один цикл усталеного руху. На подолання сил тертя в кінематичних парах витрачається деяка частина потужності приводного двигуна. Для різних кінематичних пар ця потужність визначається так:

у поступальній парі

$$P = Nfv_r; \quad (7.23)$$

у обертовій парі

$$P = Nfr\omega_r. \quad (7.24)$$

У вищій парі потужність, яка витрачається на подолання тертя ковзання, дорівнює

$$P_{\text{ков}} = Nfv_r. \quad (7.25)$$

Потужність, яка витрачається на подолання тертя кочення в цій же самій парі, дорівнює

$$P_{\text{коч}} = Nk\omega_r. \quad (7.26)$$

У формулах (7.23) — (7.26): N — нормальна складова реакції в кінематичній парі; f — коефіцієнт тертя ковзання; k — коефіцієнт тертя кочення; r — радіус цапфи в обертовій парі; v_r, ω_r — відповідно лінійна та кутова швидкості ланки k відносно ланки l :

$$v_r = v_{kl} = |v_k - v_l|; \quad \omega_r = \omega_{kl} = |\omega_k - \omega_l|. \quad (7.27)$$

Миттєвий коефіцієнт корисної дії механізму визначається за формулою (7.18), (7.19) або (7.22).

Приклад 7.4. Горизонтальний вал (рис. 7.7) обертається зі швидкістю $n = 1500$ об/хв і знаходиться під дією сили $Q = 900$ Н. Коефіцієнт тертя між цапфою вала і підшипниками $f = 0,1$, діаметр цапфи $d = 50$ мм. Визначити потужність P , яка необхідна на подолання тертя в опорах вала.

Розв'язок. Визначаємо реакції в опорах вала. Для цього складаємо систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \sum M_A(\bar{F}) &= -Qa + R_B \cdot 3a = 0; \\ \sum F_y &= R_A - Q + R_B = 0. \end{aligned} \right\} \quad (7.28)$$

З першого рівняння системи (7.28) знаходимо реакцію опори B

$$R_B = \frac{Q}{3} = \frac{900}{3} = 300 \text{ Н.}$$

З другого рівняння системи знаходимо реакцію в опорі А:

$$R_A = Q - R_B = 900 - 300 = 600 \text{ Н.}$$

Тоді потужність, яка витрачається на подолання сил тертя в опорах вала А і В, знаходиться за формулою (7.24).

$$P = R_A f r \omega + R_B f r \omega = (R_A + R_B) f r \omega, \quad (7.29)$$

де $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1};$

$$r = \frac{d}{2} = 0,025 \text{ м.}$$

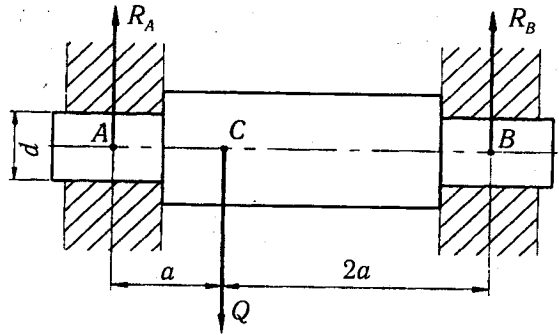


Рис. 7.7

Підставивши числові значення у формулу (7.29), одержимо

$$P = (600 + 300) \cdot 0,1 \cdot 0,025 \cdot 157 = 353,25 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{с}}$$

Приклад 7.5. Для важільного механізму, кінематична схема якого зображена на рис. 7.8, визначити миттєвий ККД у заданому положенні механізму. Величини відносних швидкостей і реакцій у кінематичних парах визначені попередньо, наприклад планами швидкостей і сил. Задані радіуси цапф шарнірів $r_O, r_A, r_B, r_C, r_D, r_E$ і коефіцієнти тертя в них $f_O, f_A, f_B, f_C, f_D, f_E, f_F$, а також сила корисного опору $F_{ко}$.

Розв'язок. Для визначення миттєвих потужностей, що витрачаються на тертя у різних кінематичних парах, використовуємо залежності (7.23) і (7.24). Тоді

$$\begin{aligned} P_O &= R_O r_O f_O |\omega_{10}|, & P_A &= R_A r_A f_A |\omega_{21}|, & P_B &= R_B r_B f_B |\omega_{32}|, \\ P_C &= R_C r_C f_C |\omega_{30}|, & P_D &= R_D r_D f_D |\omega_{43}|, & P_E &= R_E r_E f_E |\omega_{45}|, \\ P_5 &= R_F f_F v_F, \end{aligned} \quad (7.30)$$

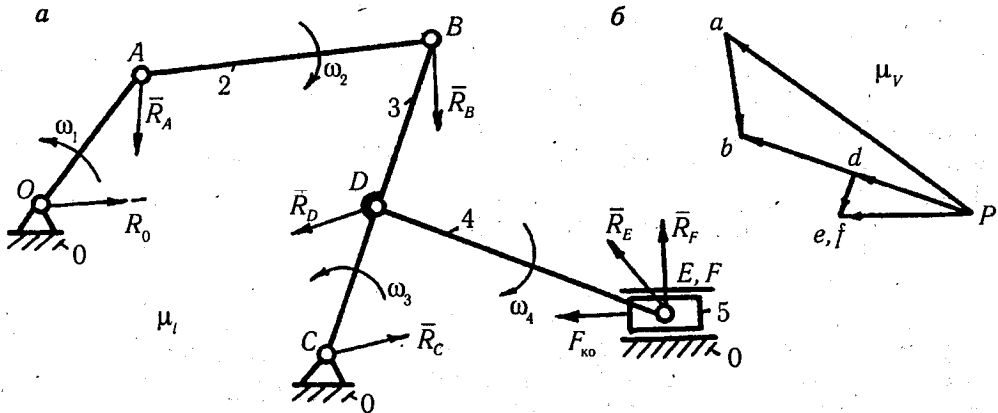


Рис. 7.8

де відносні швидкості відповідно дорівнюють:

$$\omega_{10} = |\omega_1|, \quad \omega_{21} = |\omega_2 - \omega_1|, \quad \omega_{32} = |\omega_3 - \omega_2|,$$

$$\omega_{30} = |\omega_3|, \quad \omega_{43} = |\omega_4 - \omega_3|, \quad \omega_{45} = |\omega_4|.$$

Тут кутові швидкості ω_i несуть у собі знак.

Загальна потужність $P_{\text{шо}}$ сил тертя у кожен момент часу дорівнює:

$$P_{\text{шо}} = P_O + P_A + P_B + P_C + P_D + P_E + P_F.$$

Потужність сил корисного опору $P_{\text{ко}} = F_{\text{ко}} v_F$, де v_F — швидкість точки F (точки прикладання сили корисного опору).

Потужність рушійних сил визначається за формулою

$$P_p = P_{\text{ко}} + P_{\text{шо}}.$$

Тоді миттєвий ККД механізму (7.19), (7.22)

$$\eta = \frac{P_{\text{ко}}}{P_p} = 1 - \frac{P_{\text{шо}}}{P_p}.$$

7.4. ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ [5, 29, 35]

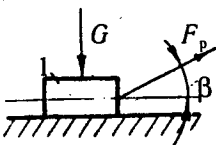
Задача 601. Тіло 1 рухається рівномірно на площині (див. рис.). Визначити, при якому куті β рушійна сила F_p досягне свого найменшого значення, якщо вага тіла дорівнює G , а коефіцієнт тертя між тілом 1 і площиною $f = 0,3$.

Задача 602. Тіло 1 рухається рівномірно на площині зі сталою швидкістю (див. рис.). Визначити величину рушійної сили F_p , якщо сила корисного опору $F_o = 1$ кН, вага тіла 1 дорівнює $G = 0,5$ кН, коефіцієнт тертя між тілом 1 і площиною $f = 0,1$, кут $\beta = 30^\circ$.

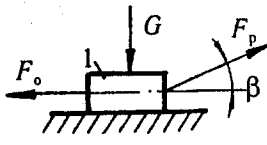
Задача 603. Тіло вагою $G_1 = 1$ кН знаходиться на похилій площині і утримується у стані рівноваги за допомогою вантажу G_2 , який зв'язаний з тілом 1 гнучкою ниткою 3, що перекинута через блок A (див. рис.). Нехтуючи тертям в опорах блоку і жорсткістю нитки, визначити максимальну вагу вантажу G_2 , при якому зберігається рівновага усієї системи, якщо кут нахилу площини $\alpha = 30^\circ$, а коефіцієнт тертя між тілом 1 і площиною $f = 0,5$.

Задача 604. За умовою до задачі 603, визначити мінімальну вагу вантажу G_2 , при якому зберігається рівновага усієї системи.

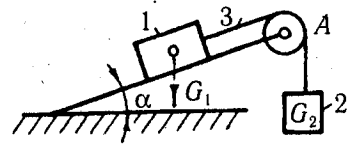
Задача 605. Навести класифікацію видів тертя залежно від характеру відносного руху тіл і наявності мастила між ними.



До задачі 601



До задачі 602



До задач 603, 604

Задача 606. Два тіла знаходяться на похилих площинах і зв'язані між собою гнучкою ниткою 3, яка перекинута через блок А (див. рис.). Нехтуючи тертям в опорах блоку і жорсткістю нитки, визначити максимальну вагу вантажу G_2 , при якому зберігається рівновага усієї системи, якщо вага вантажу 1 $G_1 = 1$ кН, кути нахилу площин $\alpha_1 = 45^\circ$ і $\alpha_2 = 30^\circ$, а коефіцієнти тертя між тілами і площиною $f_1 = f_2 = 0,2$.

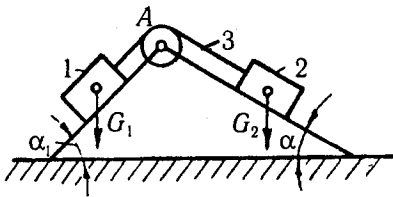
Задача 607. За умовою до задачі 606, визначити мінімальну вагу вантажу G_2 , при якому зберігається рівновага усієї системи.

Задача 608. Клиноподібний повзун 1 рухається по горизонтальних напрямних 2 зі сталою швидкістю (див. рис.). Визначити величину рушійної сили F_p , якщо сила корисного опору $F_0 = 1$ кН, вага повзуна $G = 0,5$ кН, коефіцієнт тертя між повзуном і напрямними $f = 0,1$, кут $\beta = 30^\circ$.

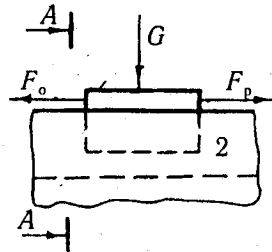
Задача 609. Клиноподібний повзун 1 рухається по горизонтальних напрямних 2 зі сталою швидкістю $v = 0,5$ м/с під впливом рушійної сили F_p ($F_0 = 0$) (див. рис.). Визначити потужність N , що витрачається на тертя в опорах повзуна, якщо його вага $G = 1$ кН, кут $\beta = 30^\circ$ і коефіцієнт тертя між повзуном і напрямними $f = 0,1$.

Задача 610. Записати залежності між нормальною реакцією і силою тертя ковзання, коефіцієнтом тертя ковзання та кутом тертя.

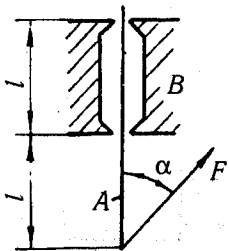
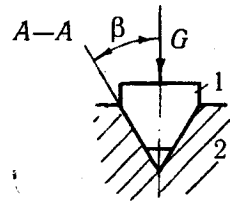
Задача 611. Штанга вагою $G = 50$ Н піднімається рівномірно нагору силою $F = 100$ Н (див. рис.). Визначити найбільшу величину кута α , при якому можливий рух штанги, якщо коефіцієнт тертя між штангою і напрямною $f = 0,1$.



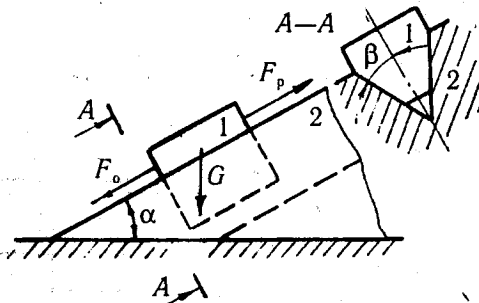
До задач 606, 607



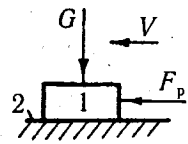
До задач 608, 609



До задачі 611



До задач 612—615



До задачі 616

Задача 612. Клиноподібний повзун 1 рухається догори зі сталою швидкістю під впливом сили F_p (див. рис.). Визначити величину сили F_p , якщо сила опору $F_0 = 1$ кН, вага повзуна $G = 2,4$ кН, кути $\alpha = 30^\circ$ і $\beta = 20^\circ$, коефіцієнт тертя між повзуном і напрямною $f = 0,1$.

Задача 613. За умовою задачі 612 визначити величину сили F_p , якщо вона діє горизонтально і сила опору $F_0 = 0$.

Задача 614. Клиноподібний повзун 1 вагою G під впливом горизонтальної сили $F_0 = 1,1$ кН рухається рівномірно вгору по похилих напрямних 2 (див. рис.). Визначити вагу повзуна G , якщо коефіцієнт тертя між повзуном і напрямною $f = 0,13$, кути $\alpha = 8^\circ$ і $\beta = 60^\circ$, сила опору $F_0 = 0$.

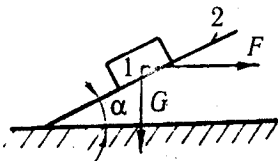
Задача 615. Клиноподібний повзун 1 рухається вниз зі сталою швидкістю під впливом сили F_p , яка діє паралельно напрямним 2 (див. рис.). Визначити величину сили F_p , якщо вага повзуна $G = 0,5$ кН, сила опору $F_0 = 0$, кути $\alpha = 20^\circ$ і $\beta = 30^\circ$, коефіцієнт тертя між повзуном і напрямною $f = 0,15$.

Задача 616. Повзун 1 рухається по горизонтальних напрямних 2 зі сталою швидкістю $v = 0,5$ м/с під впливом рушійної сили F_p (див. рис.). Визначити потужність N , яка витрачається на тертя, якщо вага повзуна $G = 1$ кН, коефіцієнт тертя між повзуном і напрямною $f = 0,1$.

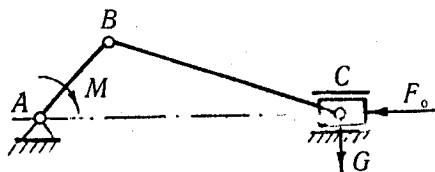
Задача 617. Повзун 1 вагою $G = 10$ кН знаходиться на похилій площині 2 з кутом підйому $\alpha = 16^\circ$. Коефіцієнт тертя між повзуном та площиною $f = 0,12$ (див. рис.). Визначити величину горизонтальної сили, при якій можливий рівномірний рух повзуна вгору.

Задача 618. За умовою задачі 617 визначити величину сили F , при якій можливий рівномірний рух повзуна вниз.

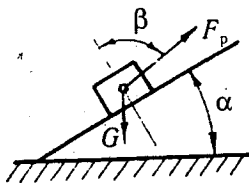
Задача 619. До повзуна кривошипно-шатунного механізму, вага якого $0,5$ кН, прикладена сила опору $F_0 = 10$ кН (див. рис.). Коефіцієнт тертя між повзуном і площиною $f = 0,12$ (тертям в обертальних парах знехтувати).



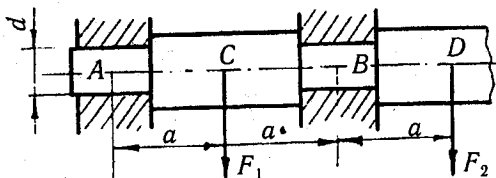
До задач 617, 618



До задачі 619



До задач 620—623



До задач 624—626

Визначити обертовий момент M , який необхідно прикласти до вала кривошипа AB для подолання сили тертя і сили опору F_0 , якщо кут $\angle ABC = 90^\circ$ і розміри ланок механізму дорівнюють $l_{AB} = 100$ мм, $l_{BC} = 400$ мм.

Задача 620. Вивести формулу для визначення рушійної сили F_p при рівномірному русі тіла вгору по похилій площині при значеннях кутів (див. рис.): $\beta < 90^\circ$, $\beta = 90^\circ$, $\beta = 90^\circ + \alpha$.

Задача 621. Вивести формулу для визначення рушійної сили F_p при рівномірному русі тіла вниз по похилій площині при значеннях кутів: $\beta < 90^\circ$, $\beta = 90^\circ$, $\beta = 90^\circ + \alpha$. Сформулювати умову самогальмування на похилій площині (див. рис.).

Задача 622. Вивести формулу для визначення ККД при русі тіла вгору по похилій площині. Кут β прийняти рівним $90^\circ + \alpha$ (див. рис.).

Задача 623. Вивести формулу для визначення ККД при русі тіла вниз по похилій площині. Кут β прийняти рівним $90^\circ + \alpha$ (див. рис.).

Задача 624. Горизонтальний вал, частота обертання якого $n = 700$ об/хв, навантажений двома паралельними радіальними силами $F_1 = 3$ кН і $F_2 = 6$ кН (див. рис.). Коефіцієнт тертя між цапфами та підшипниками $f = 0,08$, діаметр цапф $d = 60$ мм. Визначити втрати потужності N на тертя в опорах вала.

Задача 625. Розв'язати задачу 624 для випадку, коли $F_1 = 0$.

Задача 626. Розв'язати задачу 624 для випадку, коли $F_2 = 0$.

Задача 627. Визначити вантажопідйомність G гвинтового домкрата (див. рис.). Нарізка гвинта квадратна; зовнішній діаметр різьби $d_0 = 24$ мм; внутрішній — $d_1 = 21$ мм; довжина держака $2l = 300$ мм; сила, яка прикладена до кінця держака, $F_0 = 100$ Н; коефіцієнт тертя між гвинтом 1 і гайкою 3 $f = 0,1$ (тертям в площині ab знехтувати).

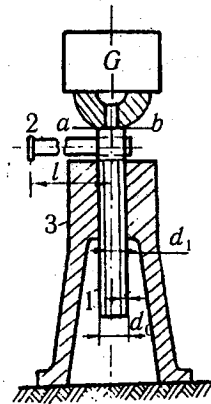
Задача 628. Розв'язати задачу 627 для випадку трикутної однозахідної нарізки гвинта, прийнявши кут профілю різьби $\beta = 60^\circ$, крок різьби $p = 2$ мм.

Задача 629. Вивести формулу для визначення рушійної сили F_p при русі тіла в клиновій напрямній.

Задача 630. Вивести формулу для визначення моменту тертя в обертовій парі, яка утворена цапфою і підшипником.

Задача 631. Вивести формулу для визначення моменту тертя п'яти з під'ятником, прийнявши питомий тиск $q = \text{const}$.

Задача 632. Прямолінійний важіль 1 (див. рис.), який обертається з кутовою швидкістю ω , діє на кінець B штанги 2 вагою $G = 0,1$ кН. Коефіцієнт тертя між штангою 2 та напрямними C $f = 0,1$ (тертям між кінцем штанги та важелем нехтувати). Визначити при якому куті α рух штанги 2 буде можливим.



До задач 627, 628

Задача 633. Вивести формулу для визначення сили тертя між шківом та гнучкою ланкою (формула Ейлера).

Задача 634. Вивести формулу для визначення коефіцієнта корисної дії машини при послідовному під'єднанні механізмів. Дати визначення ККД і коефіцієнта втрат.

Задача 635. Вивести формулу для визначення коефіцієнта корисної дії машини при паралельному під'єднанні механізмів. Зробити аналіз отриманої формули для випадків рівномірного розподілу між механізмами роботи рушійних сил та рівності ККД окремих механізмів.

Задача 636. Вертикальний вал 1, частота обертання якого $n = 500$ об/хв, спирається на під'ятник суцільною п'ятою (див. рис.). Вага вала $G = 0,5$ кН, радіальне навантаження $F = 2$ кН, коефіцієнт тертя у опорах вала $f = 0,06$, діаметри цапф і п'яти $d = 40$ мм. Визначити втрати потужності N в опорах вала (питомий тиск q в п'яти вважати сталим — $q = \text{const}$).

Задача 637. За умовою задачі 636 розв'язати задачу для кільцевої п'яти, прийнявши діаметри п'яти — внутрішній $d_1 = 20$ мм, зовнішній $d_2 = 40$ мм, а радіальне зусилля — $F = 0$.

Задача 638. З веденого вала O_2 фрикційної циліндричної передачі з гладкими колесами знімається потужність $N = 2$ кВт (див. рис.). Визначити необхідну силу натиску F_0 вхідного колеса 1 на колесо 2, якщо діаметри коліс $D_1 = 200$ мм, $D_2 = 400$ мм; ККД передачі $\eta = 0,9$; колесо 1 має частоту обертання $n_1 = 400$ об/хв; коефіцієнт тертя між катками $f = 0,2$.

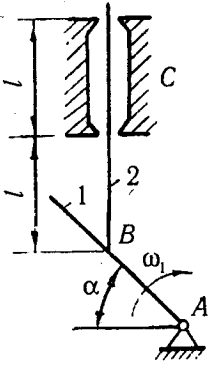
Задача 639. За умовою задачі 638 вирішити задачу для коліс з клиновими ободами. Половина кута загострення обода $\beta = 30^\circ$ (див. рис.).

Задача 640. З веденого вала O_2 лобової фрикційної циліндричної передачі з гладкими колесами знімається потужність $N = 2$ кВт (див. рис.). Визначити необхідну силу натиску F_0 вхідного колеса 1 на колесо 2, якщо передаточне відношення i_{12} змінюється від 1 до 3. Діаметр колеса 1, яке має частоту обертання $n_1 = 400$ об/хв, $D_1 = 80$ мм, коефіцієнт тертя між ободами коліс $f = 0,2$, ККД механізму $\eta = 0,9$.

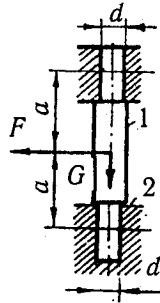
Задача 641. З веденого вала O_2 конічної фрикційної передачі знімається потужність $N = 2$ кВт (див. рис.). Визначити діючі вздовж осей коліс сили F_1 і F_2 , які виникають у разі притискання ободів коліс один до одного. Середні діаметри коліс дорівнюють $D_1 = 200$ мм, $D_2 = 400$ мм, ККД передачі $\eta = 0,9$, коефіцієнт тертя між колесами $f = 0,2$, частота обертання колеса 1 $n_1 = 200$ об/хв.

Задача 642. Ланка 1 триланкового клинового механізму з поступальними парами переміщує з сталою швидкістю ланку 2 вгору (див. рис.). Визначити величину рушійної сили F , яка прикладена до ланки 1, якщо вага ланки $G_2 = 50$ кН, коефіцієнт тертя в поступальних парах $f = 0,3$, кут $\alpha = 30^\circ$.

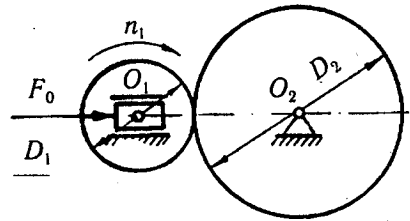
Задача 643. Сталевий циліндр 1 діаметром $d = 20$ мм рухається рівномірно по сталевій горизонтальній площині силою F (див. рис.). Коефіцієнт тертя кочення $k = 0,05$. Визначити величину коефіцієнта тертя ковзання f , при якому циліндр під дією заданої сили буде ковзати по площині.



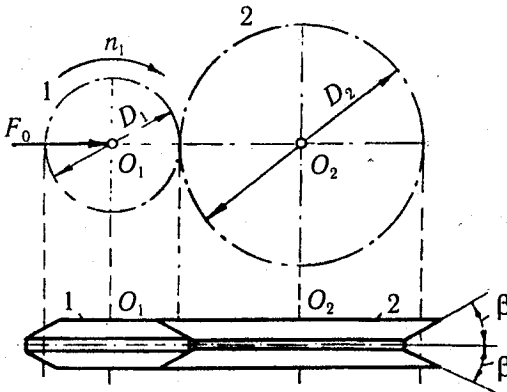
До задачі 632



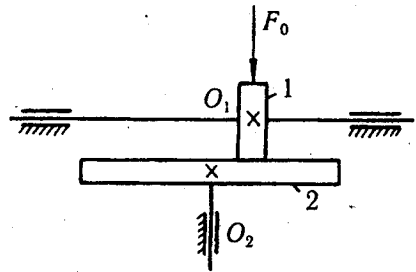
До задач 636, 637



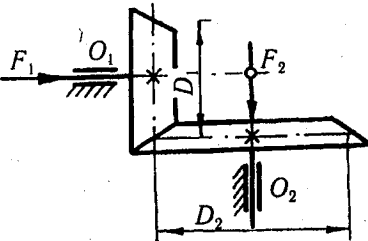
До задачі 638



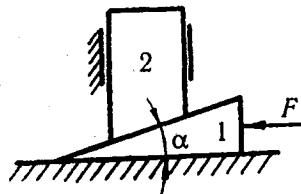
До задачі 639



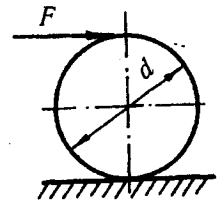
До задачі 640



До задачі 641



До задачі 642



До задачі 643

Задача 644. Вантаж вагою $G = 1$ кН притиснутий до вертикальної стіни силою $N = 0,2$ кН. Коефіцієнт тертя $f = 0,3$. Визначити рушійну силу, яка необхідна для рівномірного переміщення вантажу вгору і вниз, а також, щоб утримувати його в спокої.

Задача 645. Брусок A вагою $G = 50$ Н затиснутий між двома колодками (див. рис.). Сили тиску $N = 150$ Н, а коефіцієнт тертя $f = 0,2$. Визначити рушійну силу, яка є необхідною для рівномірного руху бруска вгору і вниз, а також, щоб утримувати його у спокої.

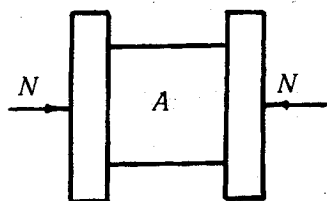
Задача 646. На яку висоту по триметровій драбині може піднятися людина вагою $G_1 = 0,6$ кН, якщо драбина стоїть під кутом $\alpha = 60^\circ$ до ідеально гладкої стіни. Вага драбини $G_2 = 0,2$ кН, коефіцієнт тертя ковзання між підлогою і драбиною $f = 0,5$.

Задача 647. Куля висить на нитці AB і спирається на стіну, як це вказано на рисунку. Визначити при якому мінімальному коефіцієнті тертя між кулею і стіною точка підвісу A буде знаходитися на одній вертикалі із центром ваги O кулі.

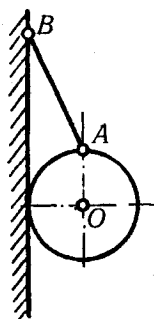
Задача 648. Визначити довжину нитки, на якій можна підвісити біля стіни кубик з ребром a , як це показано на рисунку. Коефіцієнт тертя між стінкою і кубиком дорівнював f .

Задача 649. На землі лежать впритул одна до одної дві однакові циліндричні деревини. Зверху на них кладуть таку ж саму деревину. Визначити при якому мінімальному коефіцієнті тертя між деревинами вони не розкотяться. По землі деревини не ковзають.

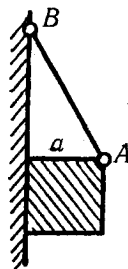
Задача 650. До верхнього ребра прямокутного ящика довжиною l , висотою h і вагою G прикладена під кутом β до горизонту рушійна сила. Коефіцієнт тертя



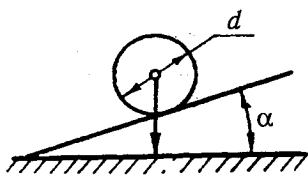
До задачі 645



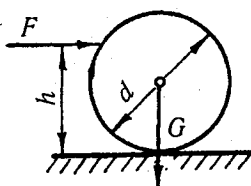
До задачі 647



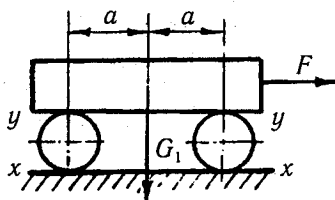
До задачі 648



До задачі 651



До задач 652—654



До задач 655, 656

між ящиком і підлогою дорівнює f . Визначити величину рушійної сили і мінімальне значення кута β , при якому ящик рухається рівномірно і не перевертається.

Задача 651. На похилу площину покладений циліндр вагою G (див. рис.). Визначити, як буде рухатися циліндр по площині — котитися чи ковзати, якщо коефіцієнт тертя кочення $k = 0,05$ мм, коефіцієнт тертя ковзання $f = 0,04$, діаметр циліндру $d = 20$ мм, кут нахилу поверхні $\alpha = 10^\circ$.

Задача 652. Циліндр вагою G покладений на горизонтальну площину (див. рис.). Визначити, як він буде рухатися під дією сили F — котитися чи ковзати, якщо коефіцієнт тертя кочення $k = 0,05$ мм, коефіцієнт тертя ковзання $f = 0,01$, діаметр циліндра $d = 40$ мм, $h = 20$ мм.

Задача 653. Розв'язати задачу 652, якщо $h = d$.

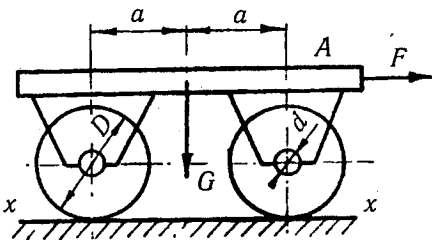
Задача 654. Розв'язати задачу 652, якщо $k = 0,1$ мм, $f = 0,01$, $h = 20$ мм.

Задача 655. Вантаж вагою $G_1 = 40$ кН, який встановлений на котки діаметром $d = 200$ мм, рухається рівномірно під дією сили F (див. рис.). Коефіцієнти тертя кочення $k = 0,06$ мм. Вага одного котка $G_2 = 0,4$ кН. Визначити силу F , якщо ковзання площин по котках відсутнє.

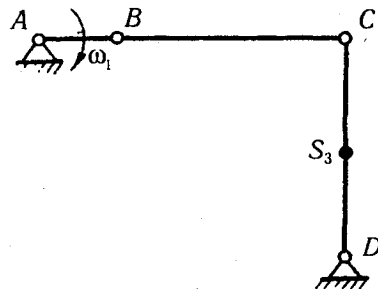
Задача 656. Розв'язати задачу 655, прийнявши коефіцієнт тертя кочення між котками і площиною $y - y$ $k_1 = 0,08$ мм, а площиною $x - x$ $k_2 = 0,06$ мм.

Задача 657. Визначити величину горизонтальної сили F , під дією якої візок A вагою $G = 30$ кН рухається рівномірно по рейковому шляху $x - x$ (див. рис.). Діаметри шипів осей коліс $d = 40$ мм, коефіцієнт тертя ковзання у підшипниках осей $f = 0,1$, діаметр коліс $D = 250$ мм, коефіцієнт тертя кочення коліс по рейках $k = 0,1$ мм.

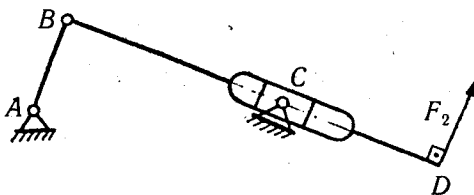
Задача 658. На похилу площину з кутом підйому $\alpha = 10^\circ$ покладений циліндр вагою G . Коефіцієнт тертя ковзання $f = 0,08$, коефіцієнт тертя кочення $k = 0,08$ мм. Визначити мінімальний діаметр d циліндра, при якому кочення буде відбуватися без ковзання.



До задачі 657



До задачі 659



До задачі 660

Задача 659. Визначити витрати потужності на тертя в шарнірі B шарнірного чотириланкового механізму в положенні, яке показане на рисунку. При розв'язанні задачі необхідно врахувати сили (моменти) інерції ланки CD . Кутова швидкість кривошипу AB $\omega_1 = 50 \text{ с}^{-1}$, масштаб довжини $\mu_l = 0,01 \text{ м/мм}$, вага ланки CD $m = 40 \text{ кг}$, момент інерції відносно центра ваги $J_S = 0,2 \text{ кгм}^2$, діаметр цапфи шарніра B $d = 40 \text{ мм}$, коефіцієнт тертя $f = 0,1$.

Задача 660. Визначити витрати потужності на тертя в поступальній парі C (див. рис.), якщо до шатуна прикладена сила $F_2 = 5 \text{ кН}$. Кутова швидкість кривошипу AB є сталою і дорівнює $\omega_1 = 40 \text{ с}^{-1}$, кут $\angle ABC = 90^\circ$, масштаб довжини $\mu_l = 0,004 \text{ м/мм}$, коефіцієнт тертя в поступальній парі $f = 0,1$.

Задача 661. За умовою задачі 660 визначити витрати потужності в обертальній парі C , діаметр цапфи якої $d = 40 \text{ мм}$, коефіцієнт тертя $f = 0,05$.

Задача 662. Визначити в заданому положенні механізму (див. рис.) витрати потужності на тертя в поступальній парі C , якщо кривошип AB обертається рівномірно з кутовою швидкістю $\omega_1 = 90 \text{ с}^{-1}$, сила $F = 10 \text{ кН}$, коефіцієнт тертя $f = 0,05$, довжина кривошипу $l_{AB} = 100 \text{ мм}$, довжина шатуна $l_{BC} = 400 \text{ мм}$, діаметри цапф $d = 30 \text{ мм}$.

Задача 663. За умовою задачі 662 визначити витрати потужності на тертя в усіх кінематичних парах механізму.

Задача 664. За умовою задачі 662 визначити витрати потужності на тертя в обертальній парі A .

Задача 665. Через нерухомий барабан перекинутий канат, до одного кінця якого підвішений вантаж G вагою $m = 10 \text{ кг}$ (див. рис.). Визначити, яка сила F необхідна, щоб утримати вантаж G у рівновазі і для рівномірного підняття його, якщо коефіцієнт тертя $f = 0,2$.

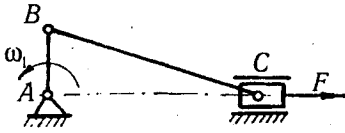
Задача 666. Скільки разів необхідно обмотати канат навколо нерухомого шківa, щоб утримати силою $F = 10 \text{ Н}$ вантаж вагою $G = 5 \text{ кН}$, якщо коефіцієнт тертя $f = 0,2$ (див. рис.).

Задача 667. Визначити, яку силу можна зрівноважити, якщо діяти силою $F = 100 \text{ Н}$ на канат, обмотаний навколо причальної тумби чотири рази. Коефіцієнт тертя між канатом і тумбою $f = 0,3$.

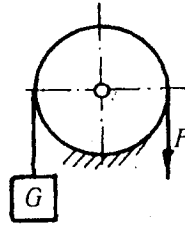
Задача 668. Приводний шків пасової передачі має діаметр $D = 400 \text{ мм}$ і робить $n = 1200 \text{ об/хв}$. Визначити натяг ведучої і веденої віток передачі, якщо потужність, яка передається, $N = 15 \text{ кВт}$, кут обхвату $\alpha = 240^\circ$ і коефіцієнт тертя $f = 0,3$.

Задача 669. Визначити зусилля F , яке необхідно прикласти до кінця вазеля механізму гальма для зупинки вала O_3 (див. рис.), якщо радіус гальмівного диску $R = 150 \text{ мм}$, $l_{O_3A} = 80 \text{ мм}$, $l_{O_3B} = 500 \text{ мм}$, кут обхвату $\alpha = 240^\circ$, коефіцієнт тертя $f = 0,25$, потужність $N = 7,5 \text{ кВт}$, число обертів $n = 600 \text{ об/хв}$, коефіцієнт запасу $k = 1,2$.

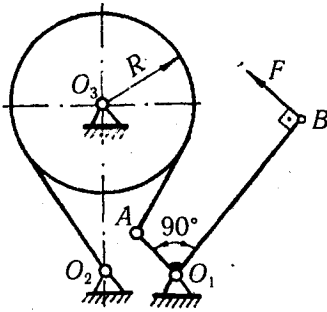
Задача 670. Пливу вагою $m = 500 \text{ кг}$ необхідно підняти на висоту $h = 1 \text{ м}$ по дерев'яному помосту довжиною 6 м . Скільки знадобиться для цього робітників, якщо прийняти зусилля кожного рівним 400 Н , а коефіцієнт тертя



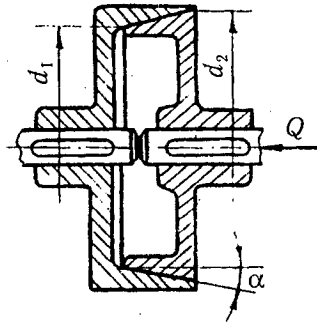
До задачі 662



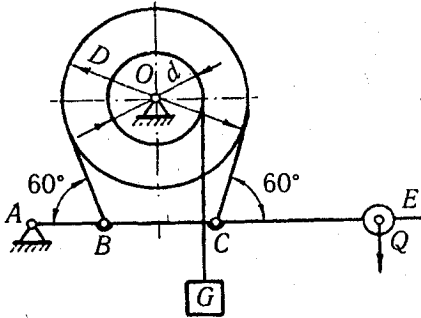
До задач 665, 666



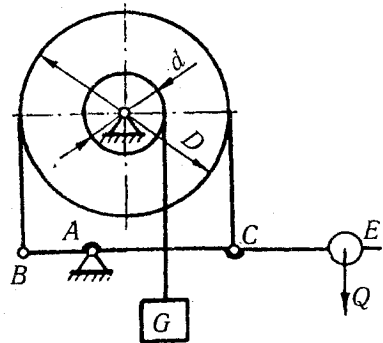
До задачі 669



До задачі 671



До задачі 672



До задачі 673

$f = 0,25$. Канат при переміщенні напрямлений паралельно помосту. З'ясувати, що трапиться у випадку розриву канату.

Задача 671. За допомогою фрикційної конічної муфти передається обертовий момент $M = 18$ Нм (див. рис.). Визначити величину осьового зусилля Q притискування конічних дисків, якщо кут $\alpha = 10^\circ$, $d_1 = 160$ мм, $d_2 = 120$ мм, коефіцієнт тертя $f = 0,2$.

Задача 672. Вантаж вагою $G = 1$ кН утримується в рівновазі за допомогою стрічкового гальма (див. рис.). Визначити величину натягу ниток стрічки

і вагу вантажу Q , якщо відомо, що кут обхвату $\alpha = 240^\circ$, коефіцієнт тертя $f = 0,37$, $e^{f\alpha} = 4$, $D = 300$ мм, $d = 200$ мм, $l_{AB} = 150$ мм, $l_{AC} = 230$ мм, $l_{AE} = 1$ м.

Задача 673. Вантаж вагою $G = 10$ кН утримується в рівновазі за допомогою стрічкового гальма, зображеного на рисунку. Визначити величину натягу ниток стрічки і вагу вантажу Q , якщо відомо, що коефіцієнт тертя $f = 0,35$, $e^{f\alpha} = 3$, $D = 1,2$ м, $d = 0,6$ м, $l_{AB} = 0,15$ м, $l_{AE} = 3,6$ м.

Задача 674. Розв'язати задачу 672, якщо $l_{BC} = 0$.

Задача 675. Розв'язати задачу 673, якщо $l_{AB} = 0$.

Задачі 676—681. Повзун 1 вагою G пересувається силою F рівномірно по похилій площині 2 (див. рис.). Коефіцієнт тертя між повзуном і площиною f . Визначити величину сили F . Вихідні дані для розв'язку задач наведені у таблиці 7.1.

Задачі 682—687. Визначити величину ККД при рівномірному русі повзуна 1 по похилій площині 2 (див. рис.). Вихідні дані наведені у таблиці 7.1.

Задача 688. Визначити потужність двигуна N черв'ячної лебідки вантажопідйомністю $G = 5$ кН (див. рис.), якщо двигун безпосередньо з'єднаний з валом черв'яка 1 і має частоту обертання $n_1 = 1440$ об/хв. Діаметр барабану лебідки $D = 100$ мм, число заходів різьби черв'яка $z_1 = 1$, число зубів колеса $z_2 = 40$, кут підйому гвинтової лінії черв'яка $\alpha = 4^\circ$, коефіцієнт тертя у черв'ячній парі $f = 0,1$ (витратами на тертя у підшипниках і жорсткістю тросу знехтувати).

Задача 689. Визначити момент M_H , який знімається з вала водила H планетарного механізму (див. рис.), якщо до вала колеса 1 підводиться потужність $N = 10$ кВт. Колесо 1 має частоту обертання $n_1 = 700$ об/хв, числа зубів коліс $z_1 = z_2' = 40$, $z_2 = z_3 = 30$, ККД кожної пари коліс $\eta = 0,9$.

Задача 690. Визначити ККД η гвинтового домкрата, який має однозахідний гвинт з квадратною нарізкою (див. рис.). Зовнішній діаметр різьби $d_0 = 24$ мм, внутрішній діаметр різьби $d_1 = 22$ мм, середній діаметр опорної головки домкрата $D = 22$ мм, коефіцієнт тертя у різьбі $f_1 = 0,1$, між головкою і тілом $f_2 = 0,2$.

Задача 691. За умовою задачі 690, визначити ККД η для випадку трикутної різьби $M24$.

Задача 692. Визначити момент M_H , який знімається з вала водила H планетарного механізму (див. рис.), якщо до вала його колеса 1 підводиться потужність $N = 10$ кВт. Колесо 1 має частоту обертання $n_1 = 400$ об/хв, числа зубів коліс $z_1 = z_2 = 20$, $z_3 = 60$, ККД кожної пари коліс $\eta = 0,9$.

Задача 693. Визначити витрати потужності на тертя у поступальній парі E , якщо до ланки EF прикладена сила $F_5 = 4$ кН (див. рис.). Кутова швидкість кривошипа стала і дорівнює $\omega_1 = 50$ с⁻¹. Коефіцієнт тертя у поступальній парі $f = 0,1$, $l_{AB} = 50$ мм, $l_{BC} = 200$ мм, $l_{CD} = l_{DE} = 100$ мм, $\varphi_1 = \varphi_{12} = 90^\circ$, $\varphi_3 = 45^\circ$.

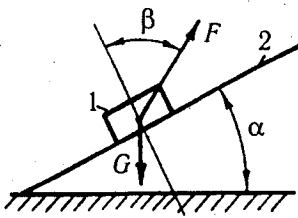
Задача 694. Визначити витрати потужності на тертя у поступальній парі B , якщо до ланки 3 прикладена сила $F_3 = 1$ кН (див. рис.). Кутова швидкість кривошипа стала і дорівнює $\omega_1 = 31,4$ с⁻¹. Коефіцієнт тертя у поступальній парі $f = 0,1$, $l_{AB} = 60$ мм, кут $\varphi_1 = 45^\circ$.

Задача 695. За умовою задачі 694 визначити витрати потужності на тертя в обертальних парах, якщо коефіцієнт тертя $f = 0,08$, а діаметри цапф шарнірів $d = 40$ мм.

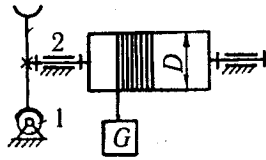
Задача 696. За умовою задачі 694 і з урахуванням даних задачі 695 визначити витрати потужності на тертя в усіх кінематичних парах механізму.

Задача 697. Визначити загальний ККД зубчастого механізму, зображеного на рисунку, якщо ККД кожної пари зубчастих коліс $\eta = 0,96$.

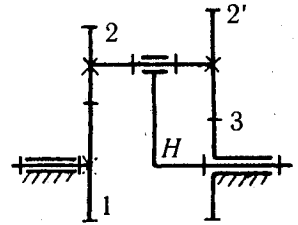
Задача 698. Вантаж вагою $G = 10$ кН (див. рис.) піднімається з сталюю швидкістю $v = 0,1$ м/с, загальний ККД механізмів лебідки $\eta = 0,7$. Визначити потужність корисних опорів і потужність електродвигуна 1.



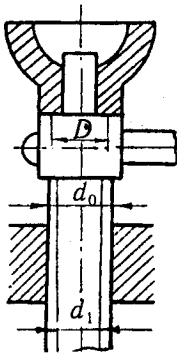
До задач 676—687



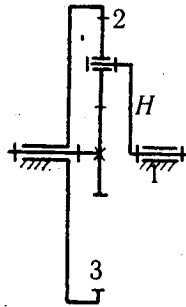
До задачі 688



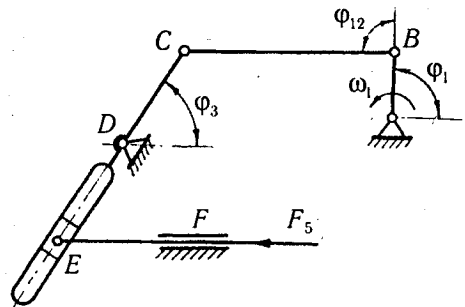
До задачі 689



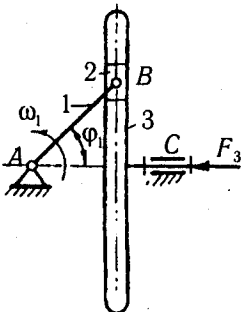
До задач 690, 691



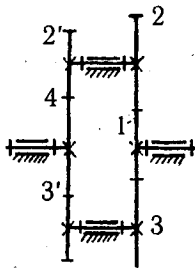
До задачі 692



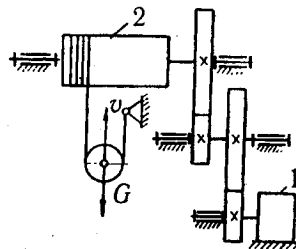
До задачі 693



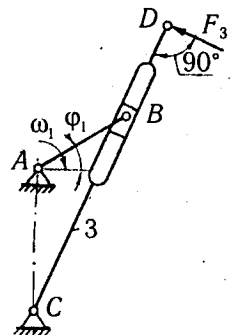
До задач 694—696



До задачі 697



До задачі 698



До задач 699, 700

Задача 699. Визначити витрати потужності на тертя у поступальній парі B , якщо до ланки 3 прикладена сила $F_3 \eta = 1,5$ кН (див. рис.). Кутова швидкість кривошипа стала і дорівнює $\omega_1 = 10$ с⁻¹. Коефіцієнт тертя у поступальній парі $f = 0,1$, $l_{AB} = 50$ мм, $l_{CD} = 400$ мм, $l_{AC} = 300$ мм, $\varphi_1 = 30^\circ$.

Задача 700. За умовою задачі 699 визначити витрати потужності на тертя в усіх кінематичних парах, якщо коефіцієнти тертя $f = 0,1$, а діаметри цапф шарнірів $d = 30$ мм.

Таблиця 7.1

Вихідні дані до задач 676—687

Вихідні дані	З а д а ч і					
	676 682	677 683	678 684	679 685	680 686	681 687
Вага повзуна G , кН	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	1,0
Кут нахилу α , град	15	20	30	10	20	25
Кут β , град	60	90	120	60	90	115
Коефіцієнт тертя f	0,10	0,20	0,15	0,25	0,30	0,05
Напрямок руху повзуна l	вгору			вниз		

КУЛАЧКОВІ МЕХАНІЗМИ

8.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Кулачковими називають механізми (КМ), до складу яких входить вища кінематична пара, одним з елементів якої є поверхня змінної кривизни (рис. 8.1). Ланку, якій належить елемент вищої кінематичної пари і виконаній у вигляді поверхні змінної кривизни, називають **кулачком**.

Кулачкові механізми широко використовуються в техніці. Основною перевагою кулачкових механізмів є те, що за допомогою них можна забезпечити майже будь-який закон руху вихідної ланки. Основними **недоліками** КМ є:

- 1) наявність у них вищої кінематичної пари, в яких дотик між ланками відбувається в точці або по лінії, що призводить до швидкого зносу стичних деталей;
- 2) необхідність забезпечувати постійне замикання ланок, які утворюють вищу кінематичну пару.

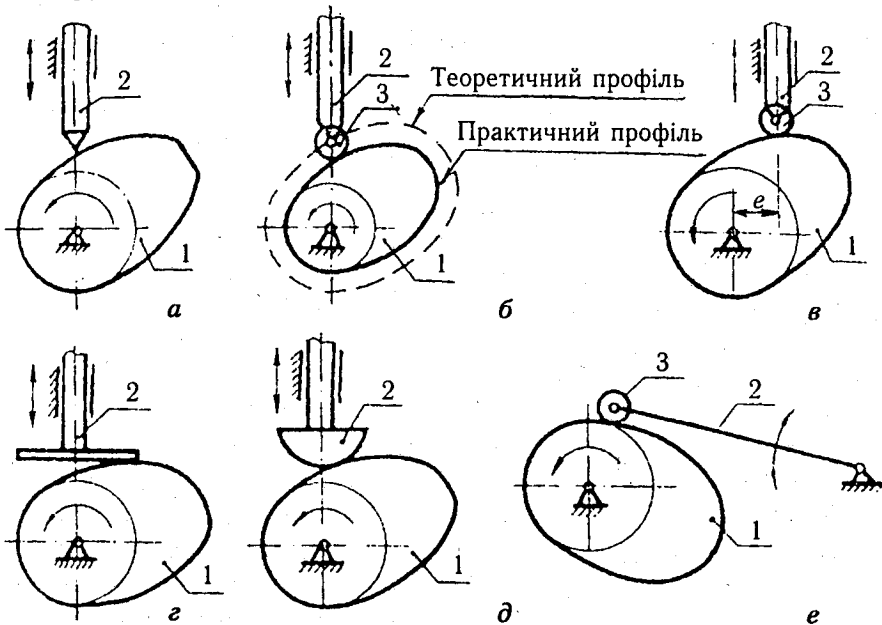


Рис. 8.1

Кулачкові механізми бувають *плоскими* і *просторовими*. Крім цього, їх поділяють на види залежно від: а) руху вхідної ланки (кулачка); б) руху вихідної ланки; в) форми стичних елементів вихідної ланки. Кулачок може здійснювати обертовий, зворотно-поступальний, коливальний або складний рух. Вихідна ланка КМ може здійснювати: зворотно-поступальний рух, тоді її називають штовхачем, коливальний (коромисло), складний, деколи обертовий, рухи. За формою елементів вищої пари вихідної ланки КМ бувають: із *загостреною, плоскою, циліндричною або сферичною формою штовхача (коромисла)*.

Для зменшення втрат на тертя і зносу поверхні кулачка на штовхачі або коромислі встановлюють ролик. У цьому випадку відрізняють *теоретичний (центровий)* і *дійсний (робочий) профілі* кулачка (рис. 8.1, б). Ці два профілі утворюють *еквідистантні криві*, оскільки відстань між цими кривими (профілями) вздовж спільної нормалі стала (дорівнює радіусу ролика).

Тип кулачкового механізму вибирають залежно від задачі синтезу, яка, звичайно, містить дані про бажаний вид руху вихідної ланки (поступальний, коливальний, складний), закони руху кулачка, а також деякі розміри ланок кулачкового механізму.

Для забезпечення постійного дотику вихідної ланки і кулачка використовується *силове* або *геометричне* замикання.

Основні параметри КМ. Не дивлячись на те, що профіль кулачка може бути обкреслений по-різному, в більшості випадків на ньому можна знайти чотири характерні ділянки, які викреслені (рис. 8.2, а): на ділянці ab — зростаючим радіусом-вектором, bc — дугою кола максимального радіуса r_{\max} , cd — спадним радіусом-вектором, da — дугою кола мінімального радіуса r_0 , яке називають *основним*. Кожній з цих ділянок відповідає центральний *кут профілю кулачка* ($\varphi'_b, \varphi'_{д.с.}, \varphi'_н, \varphi'_{б.с.}$), а при обертанні кулачка у напрямі, показаному на рис. 8.2, а — певний період руху штовхача 2: ділянці ab відповідає період віддалення t_b ; bc — період дальнього (верхнього) стояння $t_{д.с.}$, cd — період наближення t_n ; da — період ближнього (нижнього) стояння $t_{б.с.}$.

Положення радіуса-вектора профілю кулачка на початку віддалення вихідної ланки (лінія Aa) визначає положення так званої *початкової лінії кулачка*, яка є базою для установки кулачка на валу.

Кути повороту кулачка, що визначають відповідні періоди руху штовхача, називають *фазовими кутами*. На рис. 8.2 вони позначені: φ_b — кут віддалення, $\varphi_{д.с.}$ — кут дальнього стояння, φ_n — кут наближення, $\varphi_{б.с.}$ — кут ближнього стояння. У центральних кулачкових механізмах (рис. 8.2, а) фазові кути та кути профілю кулачка відповідно рівні між собою ($\varphi_b = \varphi'_b, \varphi_{д.с.} = \varphi'_{д.с.}, \varphi_n = \varphi'_н, \varphi_{б.с.} = \varphi'_{б.с.}$). У кулачкових механізмах зі зміщенням такі рівності не зберігаються, тобто фазові кути й кути профілю кулачка не рівні між собою. Це можна побачити, розглянувши роботу зміщеного кулачкового механізму, зображеного на рис. 8.2, б, у якому, наприклад, кут aAb є кутом профілю φ'_b , фазовий же кут віддалення $\varphi_b = \angle a'Ab$ оскільки за час переміщення вістря штовхача вздовж ділянки ab трикутник $Aa''b$, жорстко зв'язаний з кулачком, повернеться на кут φ_b і буде

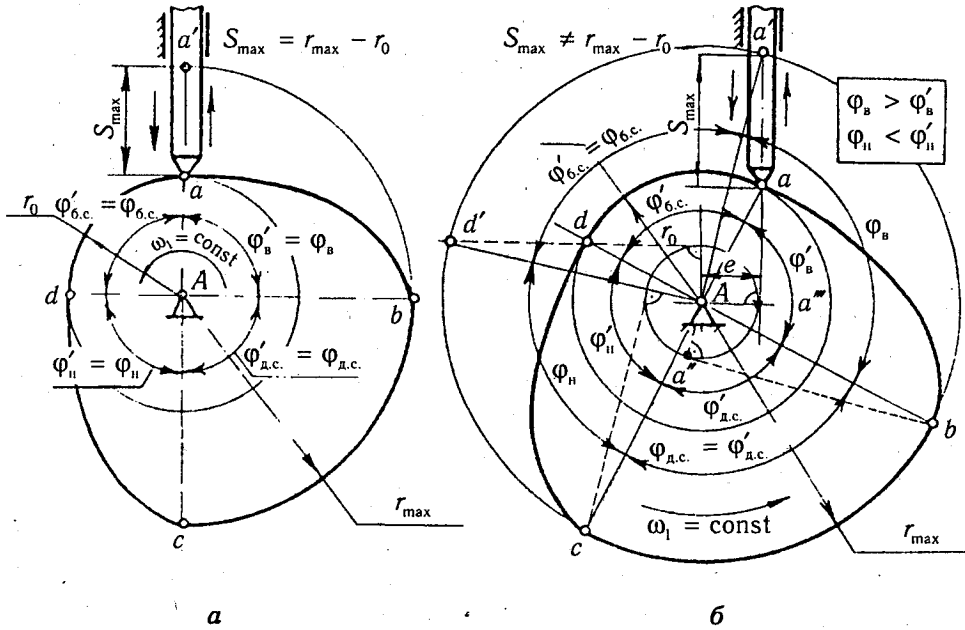


Рис. 8.2

збігтися в кінці періоду віддалення з трикутником $Aa''a'$. Отже, у даному випадку $\varphi_b > \varphi'_b$, $\varphi_n < \varphi'_n$. Якщо траєкторія руху штовхача зміщена вліво від осі обертання кулачка, то будуть мати місце зворотні нерівності ($\varphi_b < \varphi'_b$, $\varphi_n > \varphi'_n$).

Тривалість періодів руху штовхача, яка визначається технологічними умовами роботи кулачкового механізму, а відповідно і значення фазових кутів можуть бути різними, причому періоди вистою можуть бути відсутні, проте в будь-якому кулачковому механізмі обов'язково повинні бути періоди віддалення та наближення. Очевидно, що сума періодів руху вихідної ланки (штовхача або коромисла) дорівнює періоду обертання кулачка T , тобто

$$t_b + t_{d.c.} + t_n + t_{6.c.} = T, \quad (8.1)$$

а сума фазових кутів

$$\varphi_b + \varphi_{d.c.} + \varphi_n + \varphi_{6.c.} = 360^\circ. \quad (8.2)$$

Максимальний хід штовхача для центрального кулачкового механізму визначається різницею найбільшого і найменшого радіусів кулачка:

$$S_{\max} = r_{\max} - r_0. \quad (8.3)$$

В зміщених кулачкових механізмах ($e \neq 0$) ця рівність не зберігається ($S_{\max} > r_{\max} - r_0$).

У техніці використовуються і більш складні кулачки, які можуть забезпечувати за один оберт кулачка декілька подвійних ходів вихідної ланки однакової або різної величин.

8.2. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

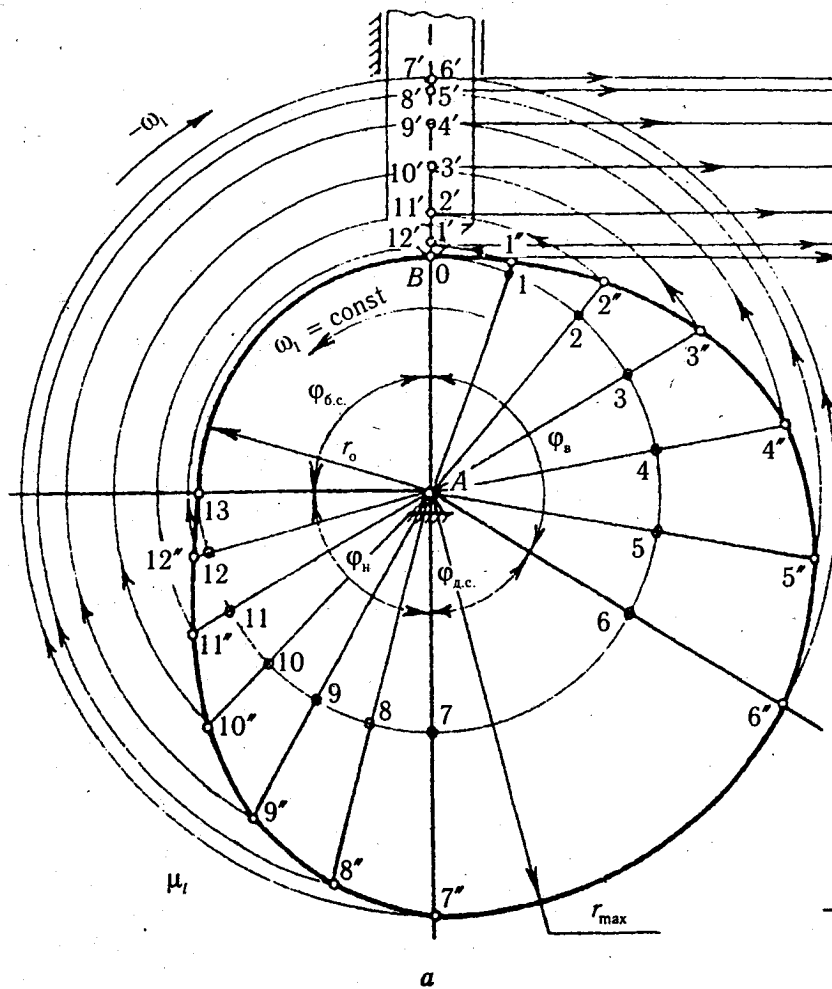
Задача кінематичного дослідження КМ полягає в тому, щоб при заданих профілю кулачка та розмірах інших ланок механізму встановити закон руху вихідної ланки (штовхача або коромисла), тобто залежність переміщень, швидкостей і прискорень вихідної ланки від часу або кута повороту кулачка. При цьому можуть використовуватись графічні, графоаналітичні, аналітичні або експериментальні методи. Простим є графічний метод, який розглянемо далі.

При графічному методі кінематичного аналізу використовується так званий *метод оберненого руху (метод інверсії)*, який дозволяє досить просто визначити відносне переміщення ланок механізму без додаткового викреслення кулачка. Для цього всьому кулачковому механізму разом зі стояком (рис. 8.3) умовно надаємо обертання навколо осі A з кутовою швидкістю ω_1 кулачка 1, тільки в напрямку, протилежному його власному обертанню, тобто з швидкістю $(-\omega_1)$. Відносний рух ланок від цього не зміниться, але тоді кулачок відносно нерухомих осей координат стане нерухомим, а штовхач здійснить два рухи: 1) разом зі стояком (напряжними штовхача) буде обертатися навколо осі обертання кулачка A ; 2) поступальний у своїх напрямних, за характером такий самий, як і був у дійсному русі, оскільки вістря штовхача рухається по цьому самому профілю кулачка.

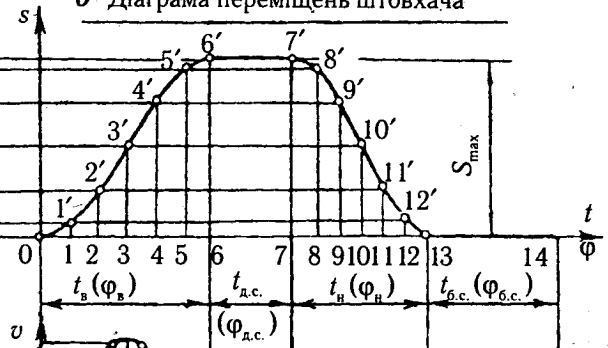
Отже, для побудови діаграми переміщень $s = s(t)$ або $s = s(\varphi)$ (рис. 8.3, б) приймаємо швидкість обертання кулачка $\omega_1 = \text{const}$ і будуємо ряд положень штовхача в оберненому русі (на рис. 8.3, а — це шість положень для періоду віддалення і шість — для періоду наближення), поділивши фазові кути φ_6 і φ_6 на рівні частини, у даному випадку на шість рівних частин, одержуємо точки 1, 2, 3 і т. д. Провівши через ці точки з центра обертання кулачка прямі до перетину з профілем кулачка, одержимо положення осі штовхача ($A1''$, $A2''$, $A3''$ і т. д.) та його вістря (точки $1''$, $2''$, $3''$ і т. д.) у відповідних положеннях оберненого руху, а тоді, користуючись залежністю

$$s_i = \rho_i - r_0, \quad (8.4)$$

знайдемо дійсні переміщення штовхача, де $\rho_i = AB'_i$ — відстань точки дотику вістря штовхача з профілем кулачка в оберненому русі від центра обертання кулачка. Це можна зробити графічно, провівши дуги $1''1'$, $2''2'$, $3''3'$ і т. д. Залишається перенести ці переміщення на відповідні ординати діаграми переміщень $s = s(t)$ або $s = s(\varphi)$ (рис. 8.3, б). При побудові цієї діаграми на осі ординат відкладають у масштабі переміщення s , на осі абсцис — час t або кут повороту кулачка φ . Для простоти побудови можна зберегти масштаб довжини μ_t і на діаграмі переміщень, прийнявши $\mu_s = \mu_t$, тоді ординати $11'$, $22'$, $33'$ і т. д. будуть відповідно рівні відріzkам $01'$, $02'$, $03'$ і т. д. на схемі кулачкового механізму. Відрізки на осі абсцис, які відображають періоди віддалення та наближення, так само як на кулачку ділять на шість рівних частин. Для зручності побудови вісь абсцис діаграми $s = s(t)$ проводять так, щоб її напрямок проходив через початкове



б Диаграма переміщень штовхача



в Диаграма швидкостей



г Диаграма прискорень

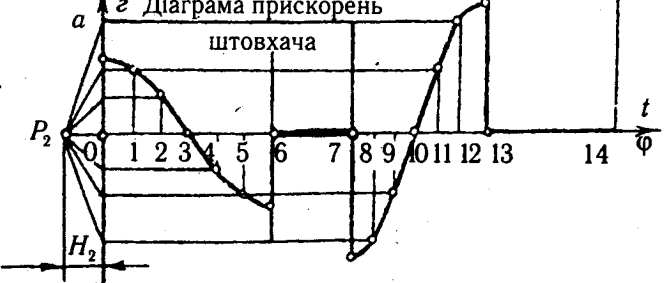


Рис. 8.3

положення 0 вістря штовхача. Відрізок 0—14, який позначимо через L , відображає період руху кулачка T або 360° . Тоді масштаб діаграм: переміщень, м/мм:

$$\mu_s = \frac{S_{\max}}{y_{\max}}; \quad (8.5)$$

часу, с/мм:

$$\mu_t = \frac{T}{L}; \quad (8.6)$$

кута, рад/мм:

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{L}; \quad (8.7)$$

де S_{\max} — максимальний хід штовхача, $S_{\max} = (06')\mu_t$; $y_{\max} = (06')$ — максимальна ордината на діаграмі переміщень.

З'єднавши неперервною плавною кривою кінці всіх ординат, одержимо діаграму переміщень $s = s(t)$ або $s = s(\varphi)$. Перша частина кривої 0—6', яка зростає, характеризує період віддалення, друга — 6'—7', паралельна осі абсцис, — період дальнього стояння, третя — 7'—13', яка спадає, — період наближення і, нарешті, четверта 13—14, що збігається з віссю абсцис, — період ближнього стояння. Як уже відзначалось, існування другої і четвертої ділянок на профілі кулачка не обов'язкове.

Діаграми швидкостей $v(t)$ чи $v(\varphi)$ (рис. 8.3, в), прискорень $a = a(t)$ чи $a = a(\varphi)$ (рис. 8.3, г) можна одержати методом графічного диференціювання (див. п. 3.3). Для аналітичного визначення швидкості та прискорення руху штовхача треба мати аналітичну залежність переміщень $s = s(t)$ або $s = s(\varphi)$.

У кулачкових механізмах зі зміщенням напрямом траєкторії руху штовхача зміщений відносно осі на величину e (див. рис. 8.2, в). Побудову положень штовхача в оберненому русі такого механізму розглянемо далі, при синтезі кулачкових механізмів. Це відноситься і до інших типів кулачкових механізмів.

З аналізу рис. 8.3, а, б можна сформулювати порядок розв'язання оберненої задачі — синтезу кулачкового механізму за заданим законом руху кулачка. Очевидно, що побудова профілю кулачка, а це основна задача кінематичного синтезу механізму, буде виконуватись у зворотному напрямку.

8.3. ЗАКОНИ РУХУ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

Під законом руху вихідної ланки механізму розуміють залежність між переміщеннями вихідної ланки та часом. В КМ закон руху вихідної ланки частіше всього задають залежністю прискорення цієї ланки від часу. Якщо закон руху вихідної ланки задають залежностями швидкості або прискоренням цієї ланки від часу, то, інтегруючи останні, можна перейти до залежності переміщень від часу.

При рівномірному обертанні кулачка ($\omega_1 = \text{const}$) закон руху вихідної ланки можна виразити у функції кута φ повороту кулачка, оскільки $\varphi = \omega_1 t$. Надалі, для простоти викладу, будемо вважати $\omega_1 = \text{const}$, хоч це не впливає на спільність методів синтезу.

Відрізняють три основні види законів руху вихідної ланки: безударні, з «м'якими» та «жорсткими» ударами. Закони руху, в яких прискорення вихідної ланки змінюється поступово (без стрибків), є *безударними*. Закони в яких прискорення вихідної ланки змінюються миттєво на скінчену величину, викликають «м'які» удари. І накінець, закони в яких прискорення вихідної ланки змінюються миттєво на нескінченну величину, викликають «жорсткі» удари.

Для порівняння (якісної оцінки) законів руху вихідної ланки КМ використовують *безрозмірні коефіцієнти (інваріанти)*:
переміщення

$$a_k = s_i / S, \quad (8.8)$$

швидкості

$$b_k = v_i / (ST^{-1}), \quad (8.9)$$

прискорення

$$c_k = a_i / (ST^{-2}), \quad (8.10)$$

кінетичної (динамічної) потужності

$$d_k = b_k c_k, \quad (8.11)$$

де s_i — біжуче переміщення вихідної ланки у функції відносного часу $k = t_i / T$ (t_i — біжучий час); T — період однозначного руху штовхача (віддалення або наближення); S — максимальний хід штовхача; v_i і a_i — відповідно швидкість або прискорення вихідної ланки.

Максимальні значення інваріантів b_k , c_k і d_k є сталими величинами для відповідних законів і є якісними характеристиками цих законів. Наприклад, константа піку прискорення $C = |c_k|_{\max}$ визначає найбільші сили або моменти сил інерції, що діють на штовхач.

Перехід до фактичних переміщень вихідної ланки, їх аналогів швидкостей та прискорень можна здійснити за допомогою залежностей:

а) для штовхача

$$s_i = a_k S; \quad s'_i = b_k S / \varphi_B; \quad s''_i = c_k S / \varphi_B^2; \quad (8.12)$$

б) коромисла

$$\beta_i = a_k \beta_{\max}; \quad \beta'_i = b_k \beta_{\max} / \varphi_B; \quad \beta''_i = c_k \beta_{\max} / \varphi_B^2, \quad (8.13)$$

де β_i — кутові переміщення коромисла; β_{\max} — його кут розмаху; β'_i , β''_i — відповідно аналоги кутових швидкостей та прискорень коромисла; i — положення штовхача або коромисла.

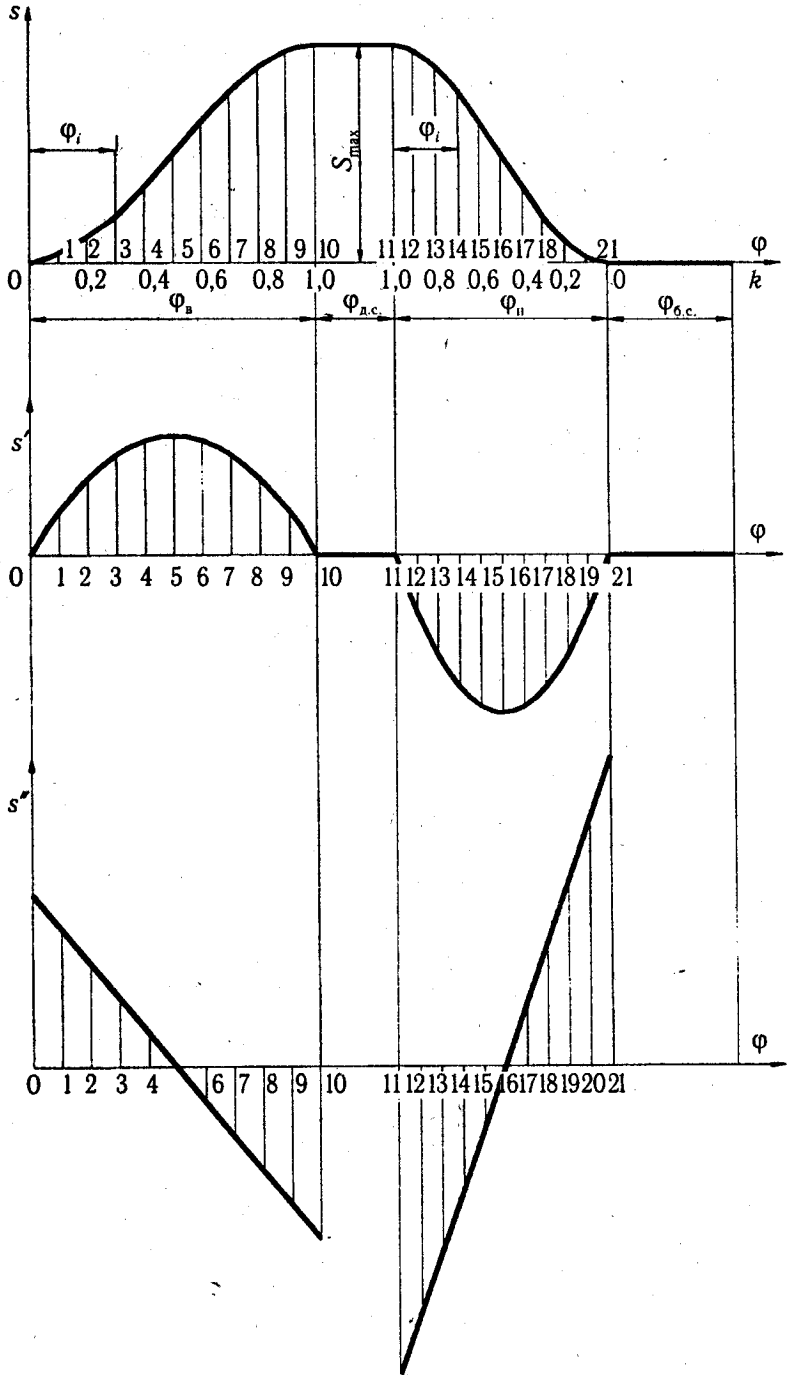


Рис. 8.4

Для періоду наближення в залежностях (8.12) і (8.13) замість кута віддалення φ_v необхідно підставляти φ_n — кут наближення, а значення s'_i або β'_i помножити на -1 , k змінюється від 1 до 0.

У підручнику [3] наведені для деяких законів руху веденої ланки КМ діаграми інваріантів прискорення $a = a(k)$, умовні позначення цих законів та формули для визначення інваріантів переміщення $a_k = a_k(k)$, швидкості $b_k = b_k(k)$ і прискорень $c_k = c_k(k)$ та їх максимальні значення, а в додатку Д — числові значення цих інваріантів.

Вибір закону руху вихідної ланки є одним із найвідповідальніших і, як правило, найскладніших етапів при проектуванні кулачкових механізмів, оскільки він (закон руху) визначає динаміку роботи механізму, а деколи і всієї машини, якість виконання технологічного процесу. Теоретично кулачкові механізми можуть забезпечувати різноманітні закони руху, але на практиці користуються лише тими, які забезпечують більш просту технологію обробки профілю кулачка та відповідають кінематичним і динамічним вимогам до кулачкових механізмів.

Для побудови діаграм перемішень, аналогів швидкостей та прискорень вихідної ланки використовуються залежності (8.12) і (8.13). Позиційні інваріанти a_k, b_k, c_k обчислюються за формулами, які наведені в табл. 8.1 [3] або з таблиць додатку Д. На рис. 8.4 побудовано приклади таких діаграм для закону 0000 (рівноспадного прискорення) при заданих $S, \varphi_v, \varphi_{д.с.}, \varphi_n$. Значення кута φ_i повороту кулачка від початку відповідного періоду руху штовхача (коромисла) визначається за формулами:

для періоду віддалення

$$\varphi_i = k_i \varphi_v; \quad (8.14)$$

для періоду наближення

$$\varphi_i = (1 - k_i) \varphi_n, \quad (8.15)$$

де k_i — відносний час (змінюється від 0 до 1, $i = 0, 1, \dots, N$ — положення механізму (для періоду віддалення або наближення)).

8.4. КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Синтез кулачкових механізмів можна розділити на два етапи. На першому етапі, який називають *динамічним синтезом*, необхідно визначити основні розміри механізму, зокрема мінімальний радіус кулачка, міжосьову відстань (для коромислових кулачкових механізмів). На другому етапі, який називають *кінематичним синтезом*, необхідно за заданими законами руху вхідної (кулачка) і вихідної (штовхача або коромисла) ланок побудувати профіль кулачка.

Проте для кращого розуміння кулачкових механізмів, у тому числі методики динамічного синтезу, спочатку розглянемо *кінематичний синтез* деяких кулачкових механізмів. Тут, так само як і при аналізі кулачкових механізмів, використовують метод оберненого руху.

При кінематичному синтезі кулачкових механізмів повинні бути задані або вибрані з технологічних і конструктивних міркувань такі вихідні дані:

- 1) закон руху кулачка (як правило, приймають, що кулачок обертається рівномірно, тобто $\omega_1 = \text{const}$);
- 2) закон руху вихідної ланки (див. п. 8.3);
- 3) максимальний хід штовхача S_{max} або максимальний кут розмаху коромисла β_{max} ;
- 4) фазові кути $\varphi_b, \varphi_{\text{д.с.}}, \varphi_n$;
- 5) мінімальний радіус кулачка r_0 ;
- 6) радіус ролика $r_{\text{рол.}}$;
- 7) інші розміри (ексцентриситет e , довжина коромисла l_k тощо).

Задачу можна розв'язувати графічним або аналітичним способом. Аналітичні методи дозволяють, використовуючи ЕОМ, досить швидко і з високою точністю здійснити громіздкі розрахунки параметрів кулачкових механізмів, підготовляючи необхідні дані для складання програм для верстатів з числовим програмним керуванням (ЧПК). Методика складання програм розрахунків кулачкових механізмів за допомогою ЕОМ розглядається у навчальних посібниках з курсового проектування з ТММ [6, 8, 19, 35].

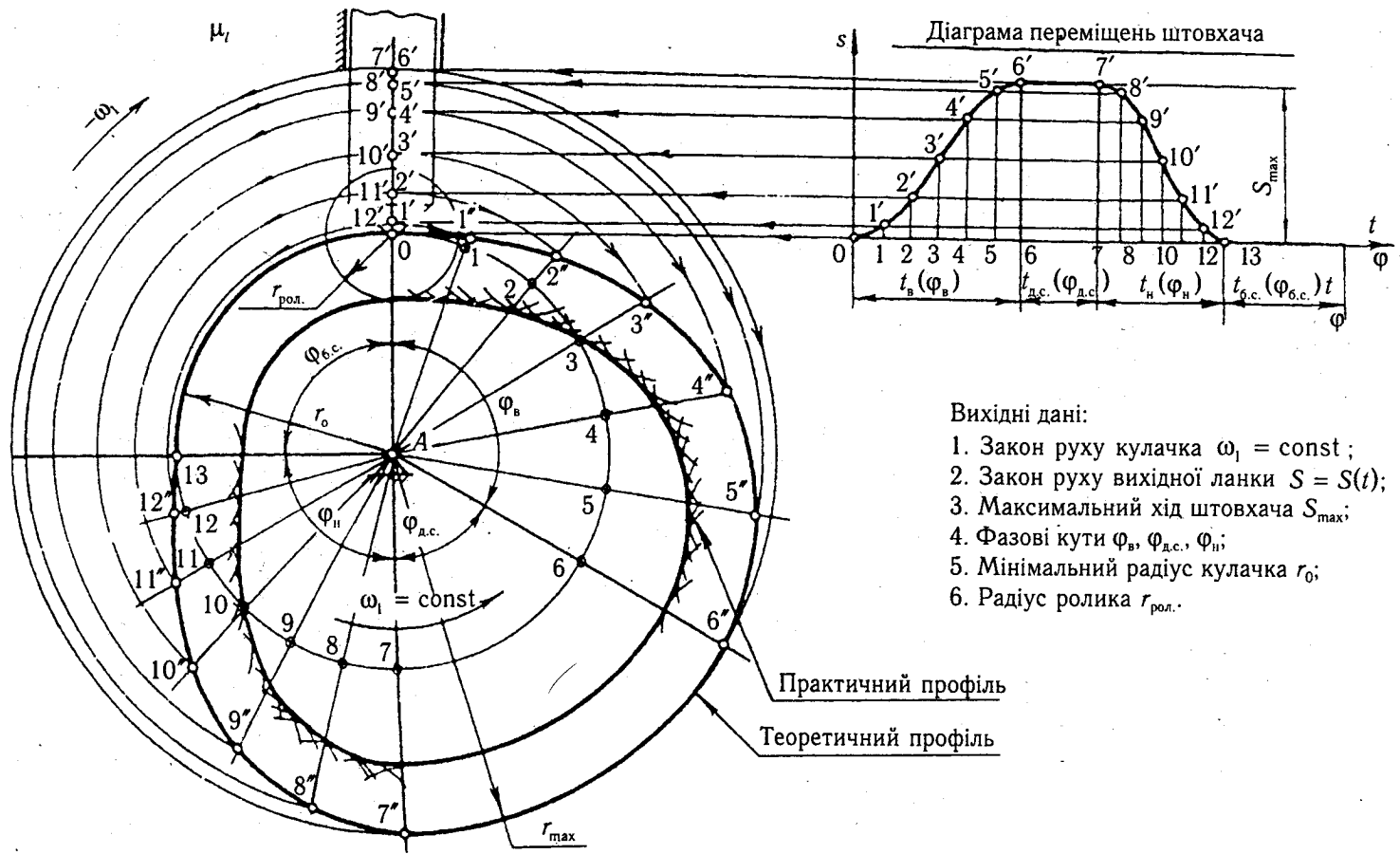
8.4.1. ЦЕНТРАЛЬНИЙ КУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ З РОЛИКОВИМ ШТОВХАЧЕМ

Графічний спосіб. Побудова профілю кулачка здійснюється у такій послідовності (рис. 8.5):

1. З центра обертання кулачка A проводимо основне коло радіусом r_0 .
2. З точки O перетину основного кола з лінією руху штовхача відкладаємо вверх максимальний хід штовхача S_{max} . У даному випадку S_{max} визначається у масштабі побудови μ_s відрізком $06'$.
3. Радіусом $r_{\text{max}} = A6'$ проводимо коло максимального радіуса теоретичного профілю.
4. Від лінії AO відкладаємо проти руху кулачка фазові кути: $\varphi_b = \angle O A 6$, $\varphi_{\text{д.с.}} = \angle 6 A 7$, $\varphi_n = \angle 7 A 13$, $\varphi_{\text{б.с.}} = \angle 13 A 0$.
5. Згідно із заданим законом руху штовхача будуємо в масштабі діаграму переміщень штовхача $s = s(\varphi)$. Для зручності побудови профілю кулачка бажано, щоб масштаби $\mu_s = \mu_i$ і вісь абсцис φ проходила через точку O , яка визначає положення вістря штовхача на початку періоду віддалення, тоді ординати $11', 22', 33'$ і т. д. безпосередньо визначають положення вістря штовхача у відповідних положеннях кулачкового механізму ($01', 02', 03'$ і т. д.). Залежно від необхідної точності побудови кулачка періоди віддалення і наближення на діаграмі $s = s(\varphi)$ ділять на відповідну кількість проміжків часу (на рис. 8.5 ці періоди розділено на шість рівних частин).

6. Ділимо кути віддалення і наближення на таку ж кількість рівних частин, як і на діаграмі $s = s(\varphi)$. Через одержані точки 1, 2, 3 і т. д. проводимо промені, які в оберненому русі будуть визначати положення осі штовхача.

7. Знаючи дійсні положення вістря штовхача (точки $0, 1', 2'$ і т. д.), дуговими засічками з центра A обертання кулачка знаходимо відповідні положення вістря штовхача в оберненому русі (точки $0, 1'', 2'', 3''$ і т. д.). З'єднавши ці точки плавною



Вихідні дані:

1. Закон руху кулачка $\omega_1 = \text{const}$;
2. Закон руху вихідної ланки $S = S(t)$;
3. Максимальний хід штовхача S_{max} ;
4. Фазові кути $\varphi_B, \varphi_{д.с.}, \varphi_H$;
5. Мінімальний радіус кулачка r_0 ;
6. Радіус ролика $r_{рол.}$.

Практичний профіль
 Теоретичний профіль

Рис. 8.4

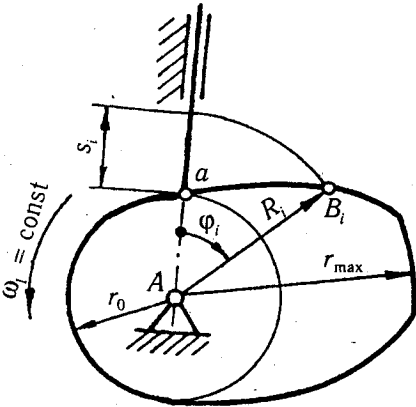


Рис. 8.6

кривою, одержимо теоретичний (центровий) профіль кулачка для періодів віддалення і наближення. Профілі кулачка для періодів дальнього і ближнього стояння будуються дугами кола відповідно радіусами r_{\max} і r_0 .

8. Для побудови практичного (дійсного) профілю кулачка з різних точок теоретичного профілю кулачка (чим більше точок, тим точніше побудуємо профіль) проводимо дуги кола радіусом ролика $r_{\text{рол.}}$. Ці дуги показують положення ролика в оберненому русі. Тоді, провівши огинаючу дотичну криву до цих положень ролика, одержимо практичний профіль кулачка. Для періодів вистою практичний профіль кулачка описується дугами кола, радіуси яких: $(r_{\max} - r_{\text{рол.}})$ — для періоду дальнього стояння і $(r_0 - r_{\text{рол.}})$ — для періоду ближнього стояння.

Аналітичний спосіб. Для побудови теоретичного профілю кулачка аналітичним способом необхідно визначити полярні координати точки B профілю кулачка (рис. 8.6), тобто радіус $R_i = AB_i$ і кут φ_i . Кут φ_i задають, а радіус R_i визначають за такою очевидною формулою:

$$R_i = r_0 + s_i, \quad (8.16)$$

де $s_i = a_{ki} S_{\max}$ і визначається законом руху штовхача; для визначення інваріантів переміщень використовують залежності, наведені в табл. 7.1 [3], або числові значення, наведені у дод. Д.

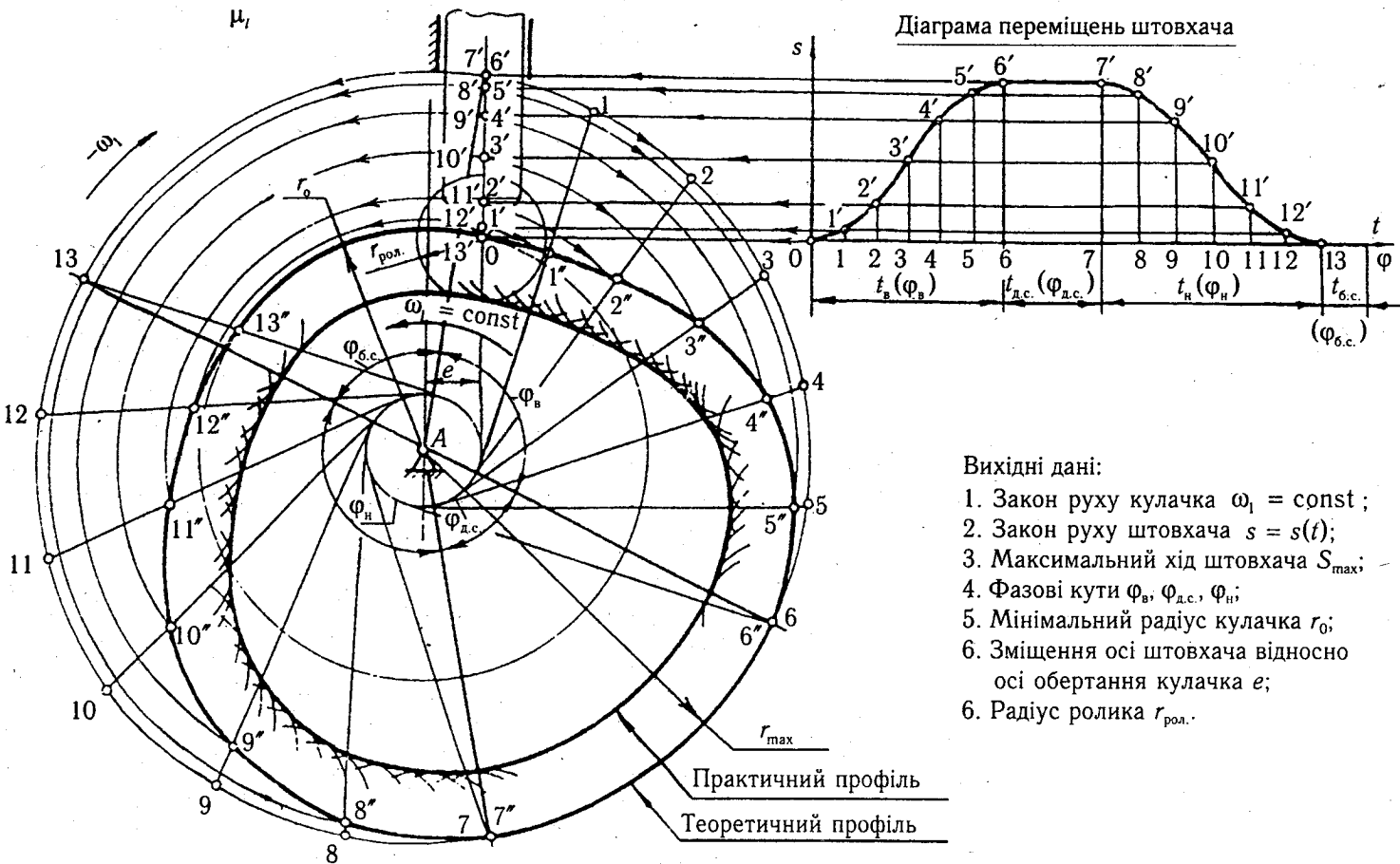
При обробці профілю кулачка часто приймають радіус ріжучого інструменту (фрези чи шліфувального круга) таким, що дорівнює радіусу ролика. Тоді для виготовлення кулачка досить знати координати теоретичного (центрового) профілю кулачка. Якщо ж радіуси ролика та ріжучого інструменту не збігаються, то за звичайними правилами обчислення координат огинаючої кривої знаходимо траєкторію центра інструменту, яка знаходиться від центрового профілю на відстані, що дорівнює різниці радіуса ролика й інструмента.

8.4.2. ЗМІЩЕНИЙ КУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ З РОЛИКОВИМ ШТОВХАЧЕМ

Графічний спосіб. Послідовність побудови теоретичного профілю кулачка таких механізмів аналогічна. Різниця лише в тому, що:

1) лінія руху штовхача (рис. 8.7) зміщена відносно центра обертання кулачка на величину e , а тому всі положення штовхача в оберненому русі будуть дотичні до кола радіуса e ;

2) фазові кути треба відкладати від лінії $A6'$, оскільки вони не рівні кутам профілю ($\varphi_b = \angle 6'A6''$, $\varphi_n = \angle 7A13$, а $\varphi'_b = \angle 0A6''$ і $\varphi''_n = \angle 7A13''$).



Вихідні дані:

1. Закон руху кулачка $\omega_1 = \text{const}$;
2. Закон руху штовхача $s = s(t)$;
3. Максимальний хід штовхача S_{max} ;
4. Фазові кути $\varphi_{\text{в}}$, $\varphi_{\text{д.с.}}$, $\varphi_{\text{н}}$;
5. Мінімальний радіус кулачка r_0 ;
6. Зміщення осі штовхача відносно осі обертання кулачка e ;
6. Радіус ролика $r_{\text{рол.}}$.

Рис. 8.7

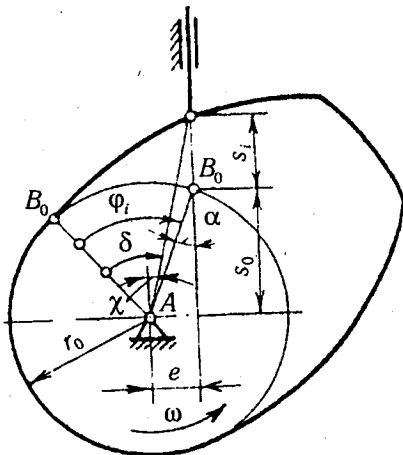


Рис. 8.8

Аналитичний спосіб. Полярні координати теоретичного (центрового) профілю кулачка обчислюються за формулами, які впливають з рис. 8.8:

$$R = \sqrt{e^2 + (s_0 + s_i)^2}; \quad (8.17)$$

$$\delta = \varphi_i - \alpha + \chi, \quad (8.18)$$

де

$$s_0 = \sqrt{r_0^2 - e^2}, \quad \alpha = \arctg \frac{e}{s_0}, \quad \chi = \arctg \frac{e}{\sqrt{R^2 - e^2}}.$$

Знак зміщення e вважається додатним, якщо напрямок швидкості штовхача при його віддаленні утворює гострий кут з напрямком швидкості точки контакту на кулачку.

8.4.3. КУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ З РОЛИКОВИМ КОРОМИСЛОМ

Графічний спосіб. Побудова теоретичного (центрового) профілю такого механізму здійснюється, як і в попередніх випадках, на основі методу оберненого руху. Послідовність побудови така (рис. 8.9, *в*).

1. Будуємо ΔAC_0B_0 , сторони якого повинні бути задані ($l_{AB_0} = r_0$ — мінімальний радіус теоретичного профілю кулачка, l_{AC_0} — міжосьова відстань, $l_{B_0C_0} = l_k$ — довжина коромисла).

2. З центра A будуємо мінімальним радіусом r_0 основне коло, а радіусом AC_0 — траєкторію точки C в оберненому русі.

3. Від лінії AC_0 у протилежному напрямку обертання кулачка відкладаємо фазові кути руху коромисла:

$$\varphi_b = \angle C_0AC_6, \quad \varphi_{д.с.} = \angle C_6AC_7, \quad \varphi_n = \angle C_7AC_{13}, \quad \varphi_{с.} = \angle C_{13}AC_0.$$

4. Від лінії B_0C_0 відкладаємо максимальний кут розмаху β_{\max} коромисла і проводимо траєкторію точки B у дійсному русі.

5. Розмічаємо дугу B_0B_6 відповідно до заданої діаграми кутових переміщень $\beta = \beta(\varphi)$ (рис. 8.9, *а*), тобто ділимо її на шість частин, пропорційно до значенням кутів $\beta_1 = 11' \cdot \mu_\beta$, $\beta_2 = 22' \cdot \mu_\beta$, $\beta_3 = 33' \cdot \mu_\beta$ і т. д., де відрізки $11'$, $22'$, $33'$ і т. д. — ординати на діаграмі переміщень $\beta = \beta(\varphi)$, μ_β — масштаб, у якому відкладені на діаграмі $\beta = \beta(\varphi)$ кути повороту коромисла. Такий спосіб знаходження положення точки B досить незручний, оскільки треба, по-перше, обчислити всі кути β_i , а по-друге, малі кути важко відкладати.

Для спрощення розмітки траєкторії точки B зручно виконати таку побудову. На продовженні лінії CB_0 (рис. 8.9, *б*) беремо довільну точку K_0 , через яку проводимо перпендикуляр до лінії B_0C . Відклавши кут β_{\max} , проводимо лінію CB_6 до перетину з перпендикуляром, що проведений через точку K_0 , одержимо точку K_6 .

На лінії K_0K_6 можна відкласти відрізки K_0K_i , які будуть пропорційні відповідним кутам повороту коромисла BC , оскільки $K_0K_i = CK_0 \operatorname{tg} \beta_i$, де $CK_0 = \text{const}$, $\beta_i = y_i \mu_\beta$, а y_i — ордината діаграми переміщень ($i = 0, 1, 2, \dots$).

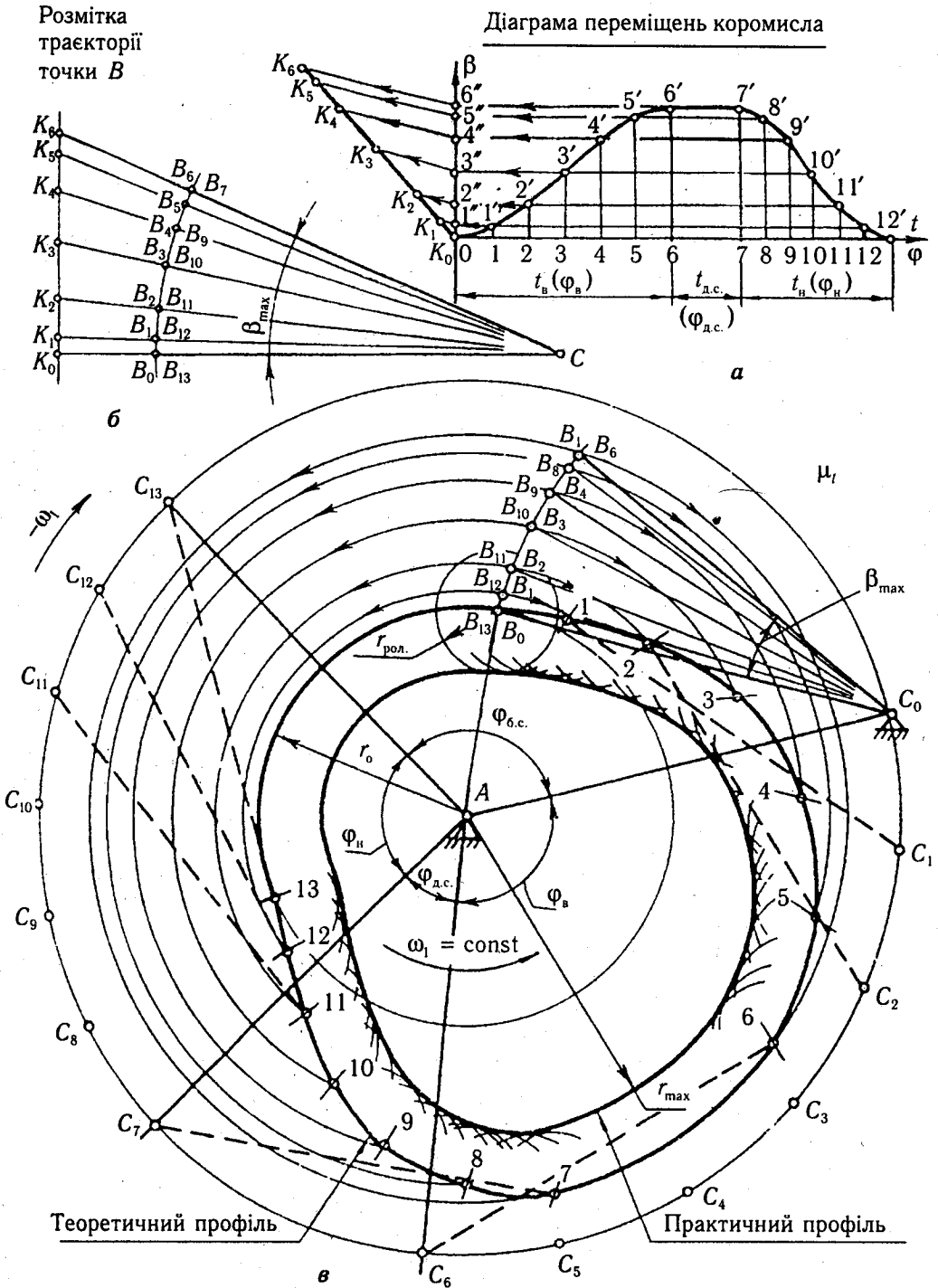


Рис. 8.9

Промені SK_i зображують миттєві положення коромисла, які відповідають заданому закону руху, а точка перетину B_i цих променів з дугою визначають положення центра ролика. Довжину відрізків можна визначити також графічно методом пропорційного ділення, як це зображено на рис. 8.9, а.

6. Будуємо положення коромисла BC в оберненому русі. Для цього надаємо всьому кулачковому механізму кутову швидкість $(-\omega_1)$, при цьому кулачок стане нерухомим, а коромисло BC разом із стояком буде обертатися навколо кулачка. Щоб знайти положення коромисла у цьому русі, ділимо кути віддалення і наближення на стільки частин, на скільки вони поділені на діаграмі $\beta = \beta(\varphi)$ (на рис. 8.9, в поділено на шість рівних частин кожній). Центр обертання коромисла в оберненому русі буде займати відповідно положення C_1, C_2, C_3 і т. д.

7. Знаходимо положення центра ролика B в оберненому русі методом засічок, оскільки відстані від точки B до центрів обертання кулачка і коромисла визначаються відповідно відрізками AB_i і $B_iC_i = \text{const}$. Отже, з центра обертання кулачка A проводимо дугу, наприклад, радіусом AB_1 , а з точки C_1 — дугу радіусом $C_1I = BC$. Тоді точка I буде визначати положення центра ролика B у першому положенні оберненого руху. Аналогічно знаходимо положення точки B в інших положеннях механізму. Положення коромисла в оберненому русі зображені штриховими лініями. Максимальний радіус r_{max} центрального профілю кулачка визначається радіусом AB_6 .

8. Так само, як і раніше, будуємо практичний профіль кулачка, побудувавши положення ролика в оберненому русі.

Аналітичний спосіб. Полярні координати центрального профілю кулачка (рис. 8.10) обчислюються за формулами:

$$\delta = \varphi_i \pm (\gamma_0 - \gamma); \quad (8.19)$$

$$R = AB'_i = \sqrt{l_k^2 + l_0^2 - 2l_k l_0 \cos(\beta_0 + \beta_i)}, \quad (8.20)$$

де $\beta_0 = \arccos \frac{l_k^2 + l_0^2 - r_0^2}{2l_k l_0};$

$$\gamma_0 = \arccos \frac{r_0^2 + l_0^2 - l_k^2}{2r_0 l_0};$$

$$\gamma = \arccos \frac{R^2 + l_0^2 - l_k^2}{2Rl_0}.$$

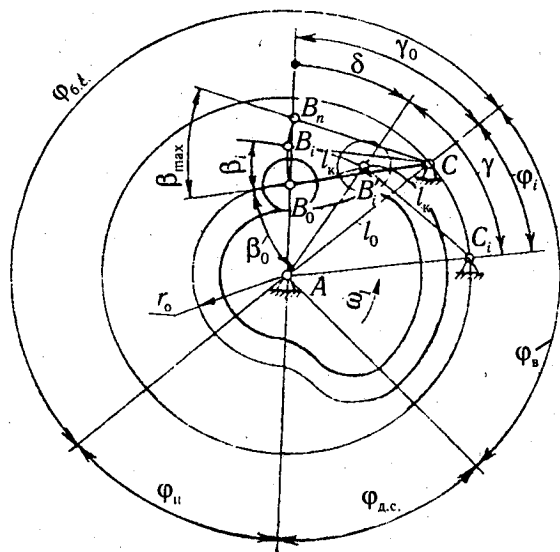


Рис. 8.10

У формулі (8.19) береться знак «+», якщо на фазі віддалення напрямки обертання кулачка і коромисла протилежні, і знак «-», якщо ці напрямки однакові.

8.4.4. КУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ З ПЛОСКИМ ШТОВХАЧЕМ

Графічний спосіб. При побудові профілю кулачка так само використовується метод оберненого руху. Послідовність побудови така (рис. 8.11).

1. Радіусом r_0 будуюмо основне коло.
2. Від точки O' відкладаємо максимальний хід штовхача S_{\max} .
3. Від лінії AO' у протилежний бік обертання кулачка відкладаємо фазові кути $\varphi_a, \varphi_{д.с.}, \varphi_n$.
4. Ділимо кути φ_a і φ_n на декілька частин відповідно до заданої діаграми $s = s(\varphi)$; одержуємо точки 1, 2, 3 і т. д., які будуть визначати положення осі штовхача в оберненому русі. Відзначимо, що положення напрямку руху штовхача може не збігатися з лінією AO' , проте це не впливає на положення площини тарілки штовхача. При русі площина тарілки штовхача у будь-якому положенні повинна торкатися профілю кулачка. Отже відстань від центра кулачка до площини тарілки визначається відстанню $r_0 + s_i$, де s_i — переміщення тарілки штовхача. Сам же штовхач буде мати переміщення $s_{ши} = s_i / \sin \gamma$ (рис. 8.12). Така сама картина має місце і в оберненому русі. Звідси витікає подальше розв'язування задачі.

5. Радіусами $A1', A2', A3'$ і т. д. з центра обертання кулачка проводимо дуги до перетину з променями $A1, A2, A3$ і т. д., одержимо точки $1'', 2'', 3''$ і т. д., які показують віддалення площини тарілки від центра кулачка в оберненому русі.

6. Через одержані точки $1'', 2'', 3''$ і т. д. проводимо перпендикуляри відповідно до променів $A1'', A2'', A3''$ і т. д. Ці перпендикуляри визначають положення площини тарілки в оберненому русі. Огинаюча дотична крива до цих положень тарілки і буде практичним профілем кулачка.

Аналітичний спосіб. Для знаходження координат профілю кулачка побудуємо повернутий на 90° план швидкостей механізму (рис. 8.12), вибравши відрізок pb_1 , який зображує швидкість точки B_1 , що належить кулачку 1 і в даний момент збігається з точкою B , рівний радіусу $R = AB$. Тоді масштаб плану швидкостей

$$\mu_v = \frac{v_{B_1}}{R} = \frac{\omega_1 l_{AB}}{R} = \frac{\omega_1 R \mu_l}{R} = \omega_1 \mu_l, \quad (8.21)$$

де $\mu_l = l_{AB} / R$ — масштаб побудови схеми механізму (масштаб довжини).

Для знаходження швидкості точки B_2 , яка належить площині тарілки 2 і в даний момент збігається з точкою B , запишемо векторне рівняння:

$$\vec{v}_{B_2} = \vec{v}_B + \vec{v}_{B_2B}.$$

Відносна швидкість \vec{v}_{B_2B} у дійсному русі направлена вздовж площини тарілки (лінії BC), абсолютна швидкість \vec{v}_{B_2} — перпендикулярно до BC (у загальному випадку під кутом γ), а тому на повернутому плані вони будуть відповідно направлені: $\vec{v}_{B_2B} \perp BC$, $\vec{v}_{B_2} \parallel BC$. Отже, трикутник pb_1b_2 , дорівнює трикутнику ABC , є повернутим на 90° планом швидкостей механізму. Відрізок $b_1b_2 = AC$ зображує у масштабі μ_v вектор відносної швидкості $v_{B_2B} = (b_1b_2)\mu_v$, а відрізок pb_2 — вектор абсолютної швидкості штовхача

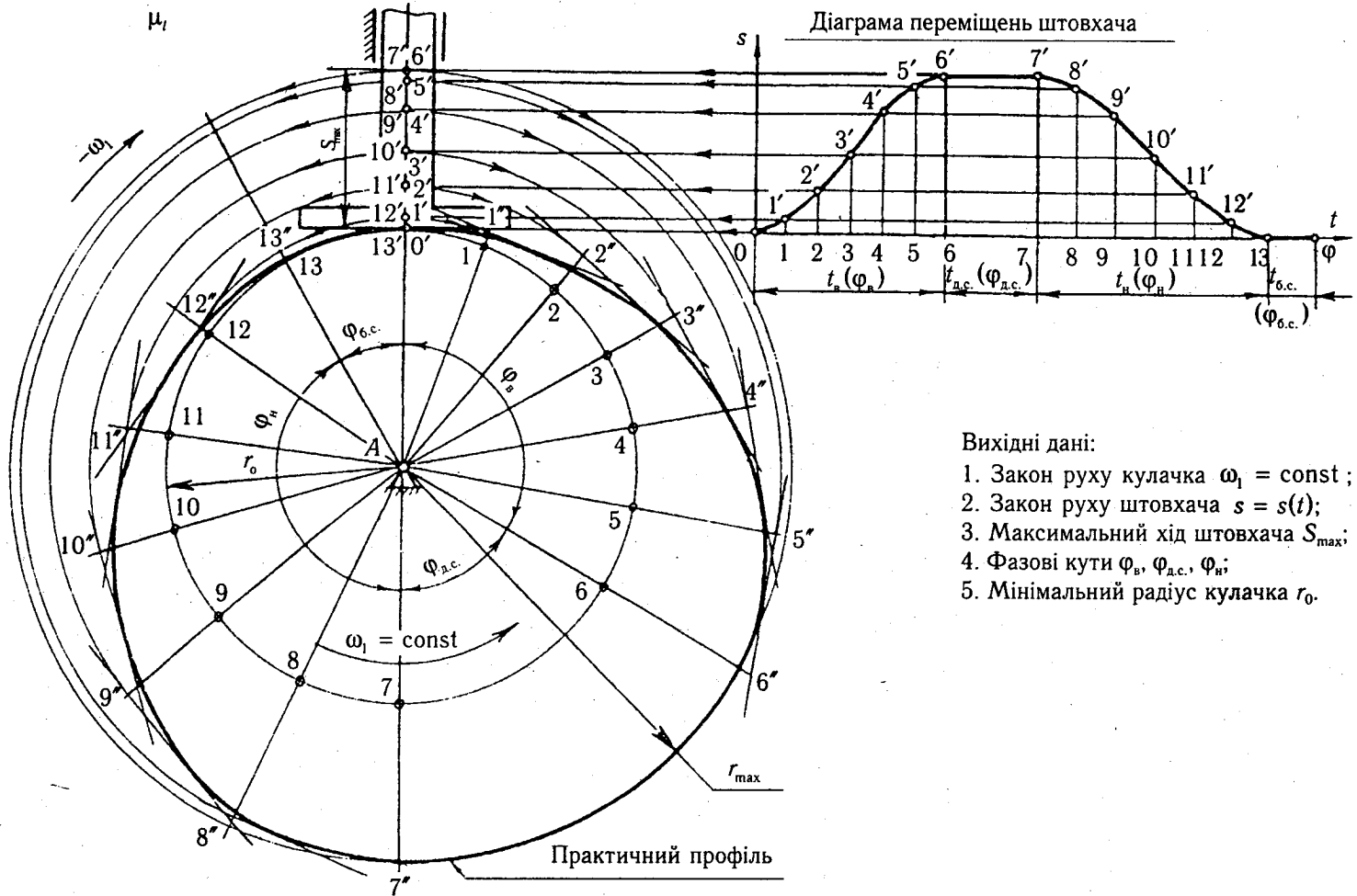


Рис. 8.11

$$v_{B_2} = (pb_2)\mu_v = (pb_2)\omega_1\mu_l. \quad (8.22)$$

У масштабі довжини μ_l відрізок pb_2 визначає величину аналога швидкості цієї точки (штовхача), оскільки з (8.22) маємо

$$pb_2 = \frac{v_{B_2}}{\omega_1\mu_l} = \frac{ds_{B_2}}{dt} \frac{d\varphi}{d\varphi} \frac{1}{\omega_1\mu_l} = \frac{s'_i}{\mu_l}, \quad (8.23)$$

де $v_{B_2} = ds_2/dt$, $\omega_1 = d\varphi/dt$,

$$s'_i = ds_{B_2}/d\varphi.$$

З трикутника ABC можна знайти полярні координати точки B профілю кулачка:

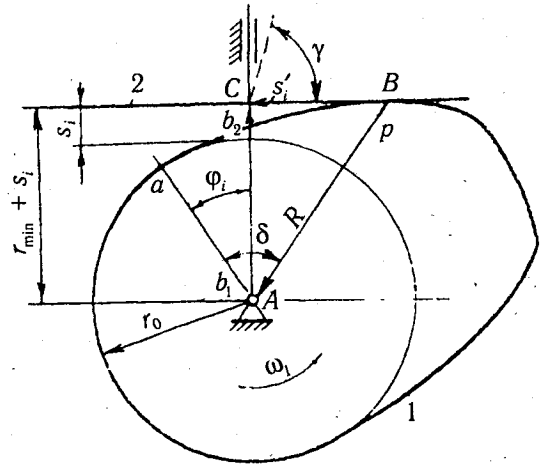


Рис. 8.12

$$R = \sqrt{(r_0 + s_i)^2 + (s'_i)^2}, \quad \delta = \varphi_i + \arcsin(s'_i/R), \quad (8.24)$$

де φ_i — кут, який визначає відповідне положення осі AC штовхача в оберненому русі; s'_i — аналог швидкостей штовхача в цьому положенні (при $\gamma = 90^\circ$).

Як видно з рис. 8.12, точка B контакту площини тарілки і кулачка під час руху змінює своє положення. Очевидно, що найбільше значення відрізка BC буде визначати мінімальний радіус тарілки, а оскільки відрізок $BC = pb_2 = s'_i/\mu_l$, то діаметр d_τ або довжина l_τ тарілки повинні бути більшим за подвійне максимальне зміщення точки контакту від осі штовхача. Тобто

$$d_\tau = 2|l_{BC}|_{\max} = 2|BC|_{\max} \cdot \mu_l = 2|s'_i|_{\max}. \quad (8.25)$$

8.5. КУТИ ТИСКУ І ПЕРЕДАЧІ

При проектуванні кінематичних схем механізмів треба враховувати можливість руху проектного механізму під дією прикладених сил з можливо більшим ККД. Використання цих умов значною мірою залежить від вибраних розмірів та форм ланок механізму. Працездатність кулачкового механізму в значній мірі залежить від мінімального радіуса кулачка. Так, при досить малому радіусі r_0 кулачка може наступити заклинювання штовхача в напрямній або на кулачку. Це пояснюється невідповідними співвідношеннями сил, що діють між кулачком й штовхачем. При іншій крайності, тобто при занадто великих розмірах кулачка, може цього не бути, але весь механізм буде мати більші габарити і вагу, чим це викликається необхідністю. Тому слід у всіх випадках поєднувати кінематичний синтез механізмів з динамічним, тобто з урахуванням сил, що діють на ланки.

Розглянемо кулачковий механізм із загостреним штовхачем (рис. 8.13, а). Якщо не враховувати тертя у вищій парі B , то під час роботи з боку кулачка 1 на

штовхач 2 діє сила (реакція) \bar{R}_{21} , яка буде збігатися з нормаллю nn , проведеною до профілю кулачка в точці B . Ця сила повинна подолати всі зовнішні сили \bar{F}_Σ , що діють на штовхач, включаючи сили тертя, які виникають у напрямних штовхача. Розкладемо силу R_{21} на дві складові: R'_{21} — напрямлену вздовж осі штовхача, R''_{21} — перпендикулярно до цієї осі. Складова R'_{21} приводить штовхач у рух, складова R''_{21} відхиляє штовхач від його осі і притискає до напрямних, викликаючи сили тертя \bar{F}_{lc} і \bar{F}_{lb} , які будуть також напрямлені проти руху штовхача.

Як відомо, робота рушійної сили на деякому шляху s_i становитиме

$$A = \int_0^3 F_p ds_i \cos \vartheta, \quad (8.26)$$

де ϑ — кут між напрямком сили \bar{F}_p і напрямком переміщення точки прикладання цієї сили.

З рівняння (8.26) випливає, що чим менший кут ϑ , тим більша робота виконується силою $\bar{F}_p = \bar{R}_{21}$, яка, очевидно, буде максимальною при $\vartheta = 0$. Звичайно, в механізмах кут ϑ не дорівнює нулю, внаслідок чого рушійна сила F_p зменшується і дорівнює складовій $R'_{21} = R_{21} \cos \vartheta$. При великих значеннях кута ϑ друга складова $R''_{21} = R_{21} \sin \vartheta$ може викликати такі сили тертя в напрямній, що наступить заклинювання.

Гострий кут ϑ між напрямком дії сили і напрямком переміщення штовхача називають *кутом тиску*. Для забезпечення нормальної роботи кулачкового механізму необхідно, щоб кут тиску в будь-якому положенні механізму був меншим за допустиме значення $\vartheta_{\text{доп.}}$, тобто витримувалась умова

$$\vartheta_{\text{макс}} \leq \vartheta_{\text{доп.}} \quad (8.27)$$

Дуже часто користуються іншим поняттям — *кутом передачі руху* або просто *кутом передачі*. В кулачкових механізмах під *кутом передачі* μ розуміють гострий кут між напрямком абсолютної $\bar{v}_{\text{абс.}}$ і відносної $\bar{v}_{\text{відн.}}$ швидкості штовхача. Абсолютна швидкість штовхача напрямлена вздовж лінії

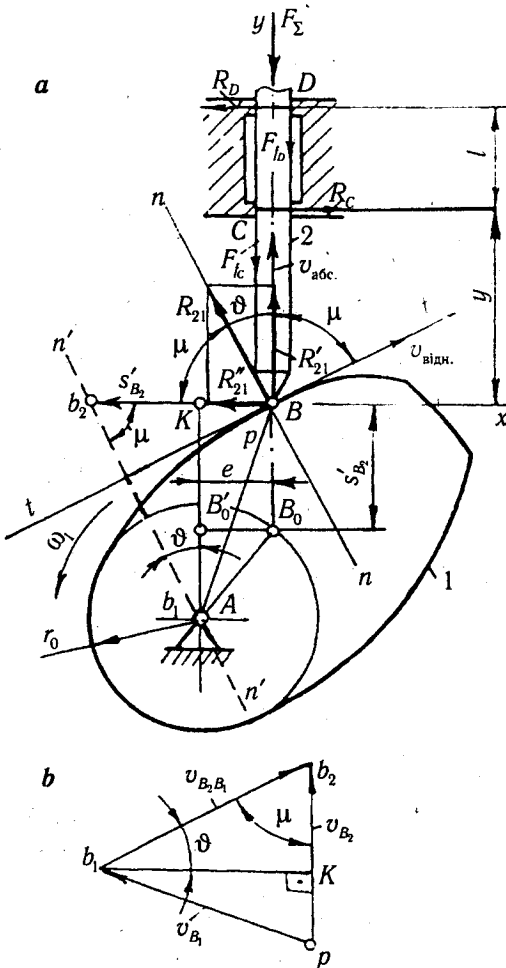


Рис. 8.13

його руху, відносна — по дотичній tt , що проведена до профілю кулачка у точці дотику B . Легко перекопатися, що цей кут μ дорівнює куту, який утворюють між собою сила \bar{R}_{21} та її складова \bar{R}_{21}^* . Отже, кут передачі

$$\mu = 90^\circ - \vartheta, \quad (8.28)$$

оскільки $\mu + \vartheta = 90^\circ$ (див. рис. 8.13, *a*).

Для виводу залежності кута тиску ϑ від геометричних параметрів кулачкового механізму побудуємо повернутий на 90° у бік обертання кулачка план швидкостей механізму в заданому положенні. Швидкість точки B_1 , яка належить кулачку 1 і даний момент збігається з точкою B , дорівнює $v_{B_1} = \omega_1 l_{AB}$ і напрямлена перпендикулярно до радіуса AB . Швидкість точки B_2 , яка належить штовхачу 2 і в даний момент також збігається з точкою B , напрямлена вздовж осі штовхача і визначається із такого векторного рівняння:

$$\bar{v}_{B_2} = \bar{v}_{B_1} + \bar{v}_{B_2, B_1}, \quad (8.29)$$

де \bar{v}_{B_2, B_1} — відносна швидкість вістря штовхача відносно профілю кулачка, напрямлена вздовж дотичної tt .

Повернутий план швидкостей будуюмо безпосередньо на схемі механізму (рис. 8.13, *a*), сумістивши полюс плану p з точкою B , а точку b_1 плану — з центром обертання кулачка A (дійсний план швидкостей зображено на рис. 8.13, *b*). Тоді масштаб плану швидкостей

$$\mu_v = \frac{v_{B_1}}{pb_1} = \frac{\omega_1 l_{AB}}{AB} = \frac{\omega_1 (AB) \mu_l}{AB} = \omega_1 \mu_l,$$

де μ_l — масштаб довжини; ω_1 — кутова швидкість кулачка.

З точки b_1 проводимо напрямком вектора \bar{v}_{B_2, B_1} (на повернутому плані паралельно нормалі nn) до перетину з повернутим напрямком швидкості \bar{v}_{B_2} . Одержаний відрізок pb_2 дає величину швидкості $\bar{v}_{B_2} = (pb_2) \mu_v$. Підставляючи в цю формулу значення масштабу μ_v і враховуючи, що швидкість

$$v_{B_2} = \frac{ds_{B_2}}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{d\varphi} = s'_{B_2} \omega_1,$$

де в масштабі μ_l $s'_{B_2} = ds_{B_2} / \mu_l$ — аналог швидкості штовхача, одержимо: $pb_2 = s'_{B_2} / \mu_l$, тобто відрізок pb_2 у масштабі схеми механізму зображує аналог швидкості.

З трикутника $b_1 K b_2$ ($\angle K b_1 b_2 = \vartheta$) маємо

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{K b_2}{K b_1} = \frac{B b_2 - B K}{A B'_0 + B B_0}, \quad (8.30)$$

де $B b_2 = pb_2 = s'_{B_2} = ds_{B_2} / d\varphi$ — аналог швидкості точки B_2 ; $B K = e / \mu_l$ — найменша відстань від осі A кулачка до осі штовхача; $A B'_0 = \sqrt{r_0^2 - e^2} / \mu_l$, $B B_0 = s_{B_2} / \mu_l$ — переміщення штовхача 2, яке задається його законом руху.

Підставляючи вказані параметри у рівняння (8.30), одержимо:

$$\operatorname{tg}\vartheta = \frac{s'_{B_2} \pm e}{\sqrt{r_0^2 - e^2 + s_{B_2}}}. \quad (8.31)$$

Знак «+» перед ексцентриситетом e відповідає лівому від осі A його розташуванню, знак «-» — правому (рис. 8.13, a) при умові, що штовхач рухається вверху, а кулачок обертається проти годинникової стрілки.

Отже, для визначення кута тиску ϑ графічним способом необхідно у відповідних положеннях вістря штовхача (або центра ролика) побудувати в масштабі схеми μ , повернутий на 90° вектор аналога швидкості штовхача і його кінець b_2 з'єднати з центром обертання кулачка A , тоді кут між лінією Ab_2 і віссю штовхача визначає кут тиску ϑ .

З рівності (8.31) витікає, що при вибраному законі руху штовхача і розмірі e габарити кулачка визначаються мінімальним радіусом r_0 . Збільшуючи r_0 , одержуємо менші кути тиску ϑ , але більші габарити кулачкового механізму. І навпаки, якщо зменшувати r_0 , то зростають кути тиску ϑ .

Якщо вісь штовхача проходить через вісь обертання кулачка ($e = 0$), то рівність (8.31) набуває вигляду

$$\operatorname{tg}\vartheta = \frac{s'_{B_2}}{r_0 + s_{B_2}}. \quad (8.32)$$

Треба мати на увазі, що заклинювання механізму звичайно є тільки на фазі віддалення, коли, як правило, діють сили корисного опору, сили інерції і сили пружності пружини. На фазі наближення явище заклинювання не виникає.

Для усунення можливості заклинювання механізмів при проектуванні закладають умову, щоб кут тиску ϑ у всіх положеннях механізму був меншим критичного кута ϑ_k . Якщо максимально допустимий кут тиску позначити через $\vartheta_{\text{доп}}$, то цей кут повинен завжди задовольняти умові

$$\vartheta_{\text{доп}} < \vartheta_k. \quad (8.33)$$

На практиці допустимий кут тиску $\vartheta_{\text{доп}}$ для кулачкових механізмів з штовхачем приймають $\vartheta_{\text{доп}} = 30 \dots 40^\circ$, для коромислових — $\vartheta_{\text{доп}} = 45 \dots 50^\circ$. Методика більш точного визначення $\vartheta_{\text{доп}}$ наводиться в спеціальній літературі [20, 25].

8.6. ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Основною задачею динамічного синтезу кулачкових механізмів є визначення мінімального радіуса кулачка. Розглянемо методику динамічного синтезу для найбільш розповсюджених кулачкових механізмів.

8.6.1. КУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ ІЗ ЗАГОСТРЕНИМ АБО РОЛИКОВИМ ШТОВХАЧЕМ

Як видно із формул (8.31) і (8.32) для усунення заклинювання в кулачкових механізмах необхідно забезпечити відповідну залежність між їх геометричними і кінематичними параметрами. Такими параметрами, з одного боку, є мінімальний

радіус кулачка r_0 , зміщення e ; з іншого боку — переміщення s_{B_2} , аналоги швидкостей s'_{B_2} штовхача та кути тиску ϑ . Останні три параметри ($s_{B_2}, s'_{B_2}, \vartheta$), як правило, визначаються за технологічними умовами роботи кулачкового механізму і за вибраним законом руху штовхача, а тому для забезпечення умови (8.27) необхідно відповідним чином вибрати мінімальні радіуси кулачка r_0 і зміщення e . Інколи і зміщення e визначається умовами компоновки кулачкового механізму і не може бути змінене конструктором. Ця задача синтезу може бути розв'язана графічним або аналітичним способом.

Графічним способом мінімальний радіус кулачка можна визначити, якщо побудувати криву $s = s(s')$ залежності аналогів швидкостей штовхача $s' = s'_{B_2}$ від його переміщень $s = s_{B_2}$ (рис. 8.14, а). Осі діаграми розташовують у відповідності з повернутим планом швидкостей (див. рис. 8.13, а), тобто вісь s напрямляємо вверх, значення s' відкладаємо вздовж осі абсцис, причому, якщо кулачок обертається проти руху годинникової стрілки, то s' відкладають вліво на фазі віддалення ($s' > 0$) і вправо — на фазі наближення. Масштабні коефіцієнти μ_s і $\mu_{s'}$ повинні бути рівні між собою і дорівнювати масштабному коефіцієнту довжини μ_l .

Для визначення значень переміщень штовхача та їх аналогів швидкостей і прискорень можна використати безрозмірні коефіцієнти (інваріанти) переміщень a_k , швидкості b_k і прискорення c_k , аналітичні залежності для яких наведені в табл. 7.1 [3], а числові значення в додатку Д. Тоді на основі формул (8.12) маємо для періоду віддалення штовхача:

$$s_i = a_k S_{\max}, \quad s'_i = \frac{b_k S_{\max}}{\varphi_b}, \quad s''_i = \frac{c_k S_{\max}}{\varphi_b^2}.$$

Для періоду наближення також користуються формулами (8.12), в які замість кута віддалення φ_b підставляють кут наближення φ_n та змінюють знак аналогів швидкостей на протилежний. Причому, безрозмірні коефіцієнти k за період віддалення ($k = \varphi_i / \varphi_b$) змінюються від 0 до 1, за період наближення ($k = 1 - \varphi_i / \varphi_n$) — навпаки, від 1 до 0, де φ_i — кути повороту кулачка, які відраховують від початку відповідного періоду руху (віддалення або наближення).

На рис. 8.14, б, в, г наведено приклад діаграм переміщень $s = s(\varphi)$, аналогів швидкостей $s' = s'(\varphi)$ та прискорень $s'' = s''(\varphi)$ при косинусоїдному законі руху штовхача. Ці діаграми можна побудувати, використавши залежності (8.12), або графічним інтегруванням діаграми $s'' = s''(\varphi)$, як це зображено на рис. 8.14, в, г. Крок відносного часу k прийнято $\Delta k = 1/6$, що відповідає кроку кута φ для періоду віддалення $\Delta\varphi_b = \varphi_b / 6$, для періоду наближення — $\Delta\varphi_n = \varphi_n / 6$.

Масштаби побудови визначаються звичайним способом:

для штовхача, m/mm ,

$$\mu_s = \frac{S_{\max}}{[S_{\max}]}; \quad \mu_{s'} = \frac{S'_{\max}}{[S'_{\max}]}; \quad \mu_{s''} = \frac{S''_{\max}}{[S''_{\max}]}. \quad (8.35)$$

Діаграми руху штовхача

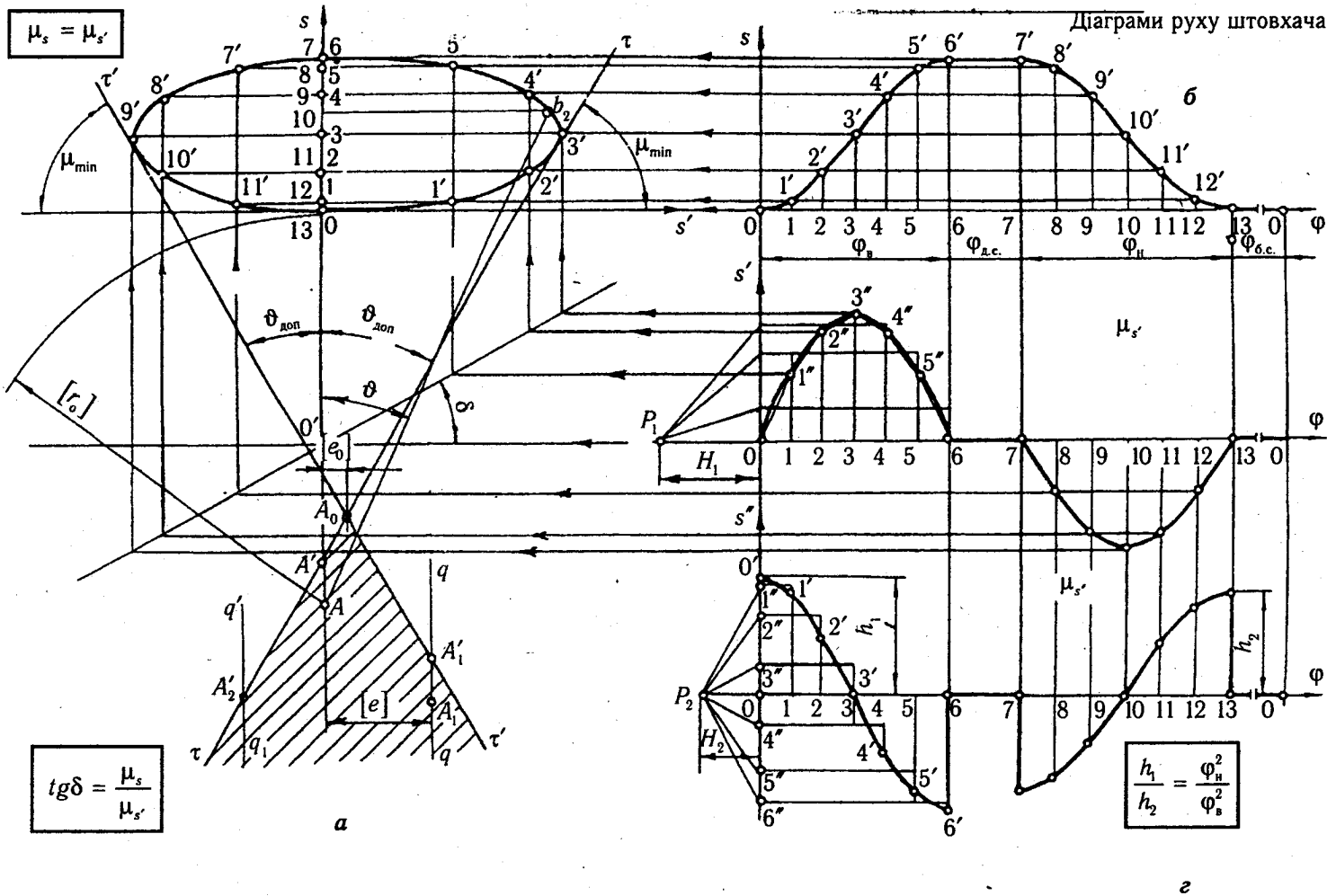


Рис. 8.14

для коромисла, рад/мм,

$$\mu_{\beta} = \frac{\beta_{\max}}{[\beta_{\max}]}; \quad \mu_{\beta'} = \frac{\beta'_{\max}}{[\beta'_{\max}]}; \quad \mu_{\beta''} = \frac{\beta''_{\max}}{[\beta''_{\max}]}, \quad (8.36)$$

де всі параметри в квадратних дужках позначають на діаграмах відрізки (в мм), які зображають відповідні дійсні параметри (переміщення або аналоги швидкостей і прискорень).

На підставі одержаних діаграм $s = s(\varphi)$ і $s' = s'(\varphi)$ побудовано діаграму $s = s(s')$. Коли масштаби діаграм переміщень μ_s і аналогів швидкостей $\mu_{s'}$ не збігаються, то можна використати допоміжну лінію, яку проводять через точку O' під кутом $\delta = \arctg(\mu_s / \mu_{s'})$. Коли кулачок обертається проти руху годинникової стрілки, то знак кута δ треба змінити на протилежний.

Проводимо під кутом $\vartheta_{\text{доп}}$ дотичні $\tau\tau$ і $\tau'\tau'$, які визначають зону (на рисунку заштрихована), в якій, вибравши центр обертання кулачка, забезпечимо у будь-якому положенні умову (8.27), тобто усунемо заклинювання кулачка. Виберемо центр обертання кулачка A на продовженні осі s діаграми $s = s(s')$. Тоді для будь-якої точки b_2 цієї діаграми пряма Ab_2 утворює з віссю s кут тиску ϑ , оскільки тангенс цього кута задовольняє формулу (8.32). Максимальне значення кута тиску одержимо у тому випадку, коли пряма Ab_2 буде дотичною до діаграми $s = s(s')$. Точка A_0 перетину цих дотичних визначає положення осі обертання кулачка, який має найменший допустимий мінімальний радіус-вектор r_0 , величина якого

$$r_0 = (A_0 O) \mu_l, \quad (8.37)$$

де μ_l — масштаб довжини ($\mu_l = \mu_s = \mu_{s'}$).

При виборі осі обертання в точці A_0 одержимо цілком визначену величину зміщення $e_0 = [e_0] \mu_l$. Якщо величина зміщення задана, то, провівши пряму qq або $q'q'$ на відстані $e_0 = [e_0] \mu_l$ від осі s діаграми $s = s(s')$, знайдемо точку A'_1 або A'_2 перетину цих прямих з дотичними $\tau\tau$ або $\tau'\tau'$. Якщо вибрати точки A'_1 або A'_2 за центр обертання кулачка, то одержимо найменші мінімальні радіуси кулачка відповідно $r_0 = (A'_1 O) \mu_l$ або $r_0 = (A'_2 O) \mu_l$.

Для центрального кулачкового механізму ($e = 0$) центр обертання кулачка треба вибрати на осі s у заштрихованій зоні (не вище точки A'). Як правило, центр обертання кулачка вибирають дещо нижче граничних точок A' , A'_1 , A'_2 , щоб забезпечити нерівність $\vartheta_{\max} < \vartheta_{\text{доп}}$.

При силовому замиканні вказані побудови виконують лише для періоду віддалення, коли, як правило, треба перемагати лише дію сил корисного опору, пружини, інерції. У період наближення штовхач стає ведучою ланкою і під дією пружини повертається в найближче до центра кулачка положення, тобто в період наближення заклинювання кулачкового механізму не буває.

Аналітичний спосіб. Аналітичний спосіб визначення розмірів такого кулачкового механізму полягає у розв'язку рівняння (8.31) або (8.32) відносно r_0 (деколи відносно e) при $\vartheta_i \leq \vartheta_{\text{доп}}$ на фазі віддалення при силовому замиканні або на фазі віддалення й наближення при геометричному замиканні. Тоді маємо:

для центрального кулачкового механізму

$$r_0 = \left| \frac{s'_{B_2}}{\operatorname{tg} \vartheta_{\text{доп}}} - s_{B_2} \right|_{\max}; \quad (8.38)$$

для зміщеного кулачкового механізму

$$r_0 = \sqrt{\left[\frac{s'_{B_2} \pm e}{\operatorname{tg} \vartheta_{\text{доп}}} - s_{B_2} \right]^2 + e^2}_{\max} \quad (8.39)$$

Отже, для знаходження мінімального радіуса кулачка необхідно дослідити залежності (8.38) і (8.39) на максимум значень r_0 прийнявши значення кута тиску $\vartheta = \vartheta_{\text{доп}}$.

Для багатьох законів радіус r_0 , визначений за формулами (8.38) або (8.39), буде при $s'_{B_2} = |s'_{B_2}|_{\max}$, тоді $s_{B_2} = S_{\max} / 2$. Підставивши ці значення, отримаємо формули для визначення мінімального радіуса кулачка:

центрального кулачкового механізму

$$r_0 = \frac{|s'_{B_2}|_{\max}}{\operatorname{tg} \vartheta_{\text{доп}}} - \frac{S_{\max}}{2}; \quad (8.40)$$

зміщеного кулачкового механізму

$$r_0 = \sqrt{\left[\frac{|s'_{B_2}|_{\max} \pm e}{\operatorname{tg} \vartheta_{\text{доп}}} - \frac{S_{\max}}{2} \right]^2 + e^2}. \quad (8.41)$$

Правило визначення знака параметра e дається в п. 8.5.

8.6.2. КУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ ІЗ ЗАГОСТРЕНИМ АБО РОЛИКОВИМ КОРОМИСЛОМ

У такому механізмі (рис. 8.15, а) кут тиску ϑ (без врахування сил тертя у вищій парі B) утворений нормаллю nn , вздовж якої напрямлена реакція \bar{R}_{21} кулачка на коромисло, і напрямком переміщення (швидкості) точки B_2 , що належить коромислу 2 ($\bar{v}_{B_2} \perp BC$). Для виводу залежності кута тиску від геометричних параметрів механізму будуюмо повернутий на 90° у бік обертання кулачка план швидкостей у заданому положенні механізму, як це було виконано для кулачкового механізму з роликівим або загостреним штовхачем (див. рис. 8.13, а). Тоді відрізок $pb_1 = AB$ (рис. 8.15) зображує в масштабі μ_v швидкість точки B_1 ; b_1b_2 — відносну швидкість $\bar{v}_{B_2B_1}$; $pb_2 = Bb_2$ — швидкість \bar{v}_{B_2} точки B_2 ; у масштабі μ_l ці відрізки визначають аналоги швидкостей, зокрема $pb_2 = s'_{B_2} / \mu_l$.

Тоді з трикутника Kb_1b_2 ($AK \perp Bb_2$) маємо:

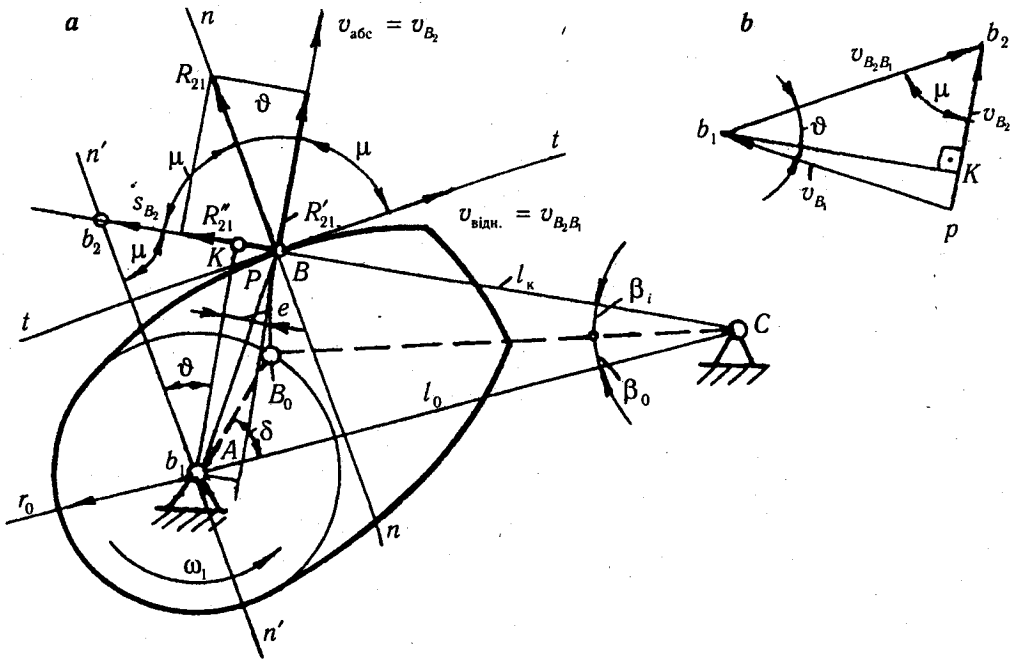


Рис. 8.15

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{Kb_2}{AK} = \frac{Bb_2 - BK}{AK} = \frac{s'_{B_2} \pm e}{y} \quad (8.42)$$

Відрізок $BK = e/\mu_1$ можна розглядати як змінне зміщення вихідної ланки (коромисла), під яким розуміють довжину перпендикуляра, поставленого з центра обертання кулачка на напрямок коромисла BC :

$$e = l_0 \cos(\beta_i + \beta_0) - l_k \quad (8.43)$$

Для визначення відрізка $y = AK \cdot \mu_1$ розглянемо прямокутний трикутник ABC , з якого маємо

$$y = l_0 \sin(\beta_i + \beta_0) \quad (8.44)$$

Підставивши значення e і y в залежність (8.42), одержимо:

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{s'_{B_2} \pm [l_0 \cos(\beta_i + \beta_0) + l_k]}{l_0 \sin(\beta_i + \beta_0)} \quad (8.45)$$

Правило знаків у (8.42) і (8.45) таке саме, як і для зміщених кулачкових механізмів (8.31).

У рівність (8.45) не входить мінімальний радіус кулачка. Для його визначення можна скористатися умовою

$$r_0 = \sqrt{l_0^2 + l_k^2 - 2l_0 l_k \cos \beta_0} \quad (8.46)$$

З рівності (8.45) витікає, що при заданому законі руху коромисла BC , початковому куті β_0 і довжині коромисла l_k збільшення міжосьової відстані l_0 призводить до зменшення кута тиску і збільшення габаритів механізму.

Отже, для визначення графічним способом кута тиску ϑ або передачі μ у коромислових механізмах необхідно у відповідних положеннях коромисла з центра ролика B (або з точки контакту коромисла та профілю кулачка) відкласти вздовж лінії коромисла BC у масштабі μ_1 повернутий на 90° вектор аналога швидкостей \vec{s}_{B_2} і його кінець (точку b_2) з'єднати з центром обертання кулачка. Тоді гострий кут між лінією Ab_2 і положенням коромисла BC визначає кут передачі μ (кут тиску ϑ визначається лінією Ab_2 і перпендикуляром AK , поставленим з центра обертання кулачка на положення коромисла BC). Ця властивість повернутого аналога швидкостей коромисла використовується при динамічному синтезі коромислових кулачкових механізмів.

Для визначення мінімального радіуса кулачка і положення осі обертання кулачка (рис. 8.16) необхідно, щоб були задані: закони руху кулачка і коромисла $\beta = \beta(\varphi)$, його довжина l_k і максимально допустимий кут тиску $\vartheta_{\text{доп}}$ (або мінімально допустимий кут передачі $\mu_{\text{мін}} = 90^\circ - \vartheta_{\text{доп}}$). Порядок побудови такий:

1. Вибираємо центр обертання коромисла C і будуємо його крайні положення, маючи заданим кут $\beta_{\text{макс}}$, і траєкторію точки B .

2. Згідно з діаграмою переміщення розмічаємо траєкторію точки B коромисла BC , як показано на рис. 8.8, *а, б*. Нехай це будуть точки B_0, B_1, B_2 і т. д. Далі, на променях CB_1, CB_2, CB_3 і т. д. відкладаємо відрізки $B_i z_i = s'_{B_i} / \mu_1$, які у масштабі довжини μ_1 визначають аналоги швидкостей точки B $s'_{B_2} = \beta' l_k$, де β' — аналоги кутових швидкостей.

3. Відрізки $B_i z_i$ відкладаємо на фазі віддалення від точки B на продовженні коромисла BC , якщо кулачок і коромисло обертаються у протилежних напрямках, і до центра C , якщо вони обертаються в один бік. Така побудова дає геометричне місце точок z_i повернутих планів швидкостей точки B_2 .

4. Через одержані точки z_i проводимо прямі під кутом $\mu_{\text{мін}} = 90^\circ - \vartheta_{\text{доп}}$ до напрямку коромисла у всіх його положеннях, як показано на рис. 8.16. Проведені лінії відділяють зону (на рисунку заштрихована), в якій можна вибрати центр обертання кулачка A і буде забезпечена умова $\vartheta_{\text{макс}} \leq \vartheta_{\text{доп}}$ або $\mu \geq \mu_{\text{мін}}$.

Механізм буде мати найменші габарити, якщо вибрати центр обертання кулачка в точці A' . Звичайно, центр обертання вибирають дещо нижче, наприклад, у точці A . Тоді, з'єднавши точку A з точками C і B_0 , визначимо мінімальний радіус кулачка r_0 , міжосьову відстань l_0 і початковий кут β_0 .

8.6.3. КУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ З ПЛОСКИМ ШТОВХАЧЕМ

Для кулачкових механізмів з плоским штовхачем кут передачі руху завжди сталий ($\mu = \gamma = \text{const}$, див. рис. 8.12). Це відноситься і до кута тиску, оскільки $\vartheta = 90^\circ - \mu$. Отже, умова $\mu \geq \mu_{\text{мін}}$ виконується незалежно від розмірів кулачка. Проте при проектуванні таких механізмів необхідно, щоб профіль кулачка був завжди *випуклим*, тобто радіус кривизни в будь-якій точці профілю був більший від нуля ($\rho > 0$). З цієї умови і визначають мінімальний радіус кулачка r_0 .

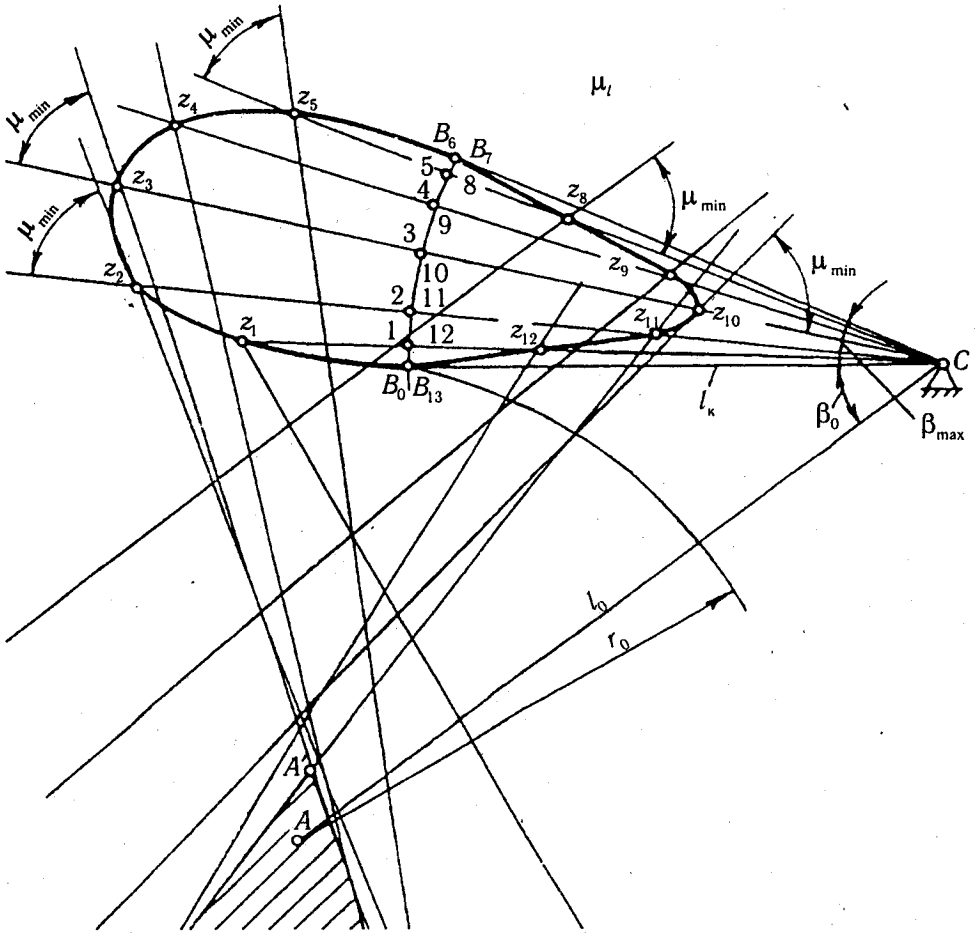


Рис. 8.16

Нехай центр кривизни профілю кулачка знаходиться у точці контакту C (рис. 8.17) кулачка 1 із штовхачем 2. Будуємо замінюючий механізм $ABCD$ і для нього план прискорень, вибравши полюс у точці B , а довжину відрізка pb , який відображає на плані прискорення $a_B = a_{BA}^n$ точки B ($\omega_1 = \text{const}$), рівну довжині кривошипа AB . Тоді масштаб плану прискорень

$$\mu_a = \frac{a_B}{pb} = \frac{\omega_1^2 l_{AB}}{AB} = \frac{\omega_1^2 (AB) \mu_l}{AB} = \omega_1^2 \mu_l, \quad (8.47)$$

де ω_1 — кутова швидкість кулачка; μ_l — масштаб довжини; $l_{AB} = (AB) \mu_l$.

Для визначення прискорення точки C_2 , яка належить штовхачу 2 і збігається з точкою C , запишемо векторне рівняння:

$$\bar{a}_{C_2} = \bar{a}_{C_3} + \bar{a}_{C_2 C_3}^k + \bar{a}_{C_2 C_3}^r. \quad (8.48)$$

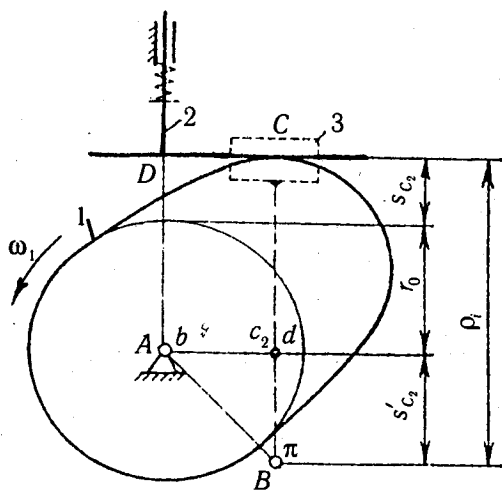


Рис. 8.17

Оскільки додаткова ланка 3 рухається тільки поступально, то прискорення точки C_3 $\bar{a}_{C_3} = \bar{a}_B$, коріолісове прискорення $a_{C_2 C_3}^k = 0$, відносно прискорення $\bar{a}_{C_2 C_3}^r$, напрямлене паралельно площині тарілки, прискорення точки C_2 , що належить штовхачу 2, — вздовж осі штовхача. Провівши у відповідності з рівнянням (8.48) через кінці прискорення \bar{a}_B напрямки прискорення $\bar{a}_{C_2 C_3}^r$ і \bar{a}_{C_2} , одержимо точку c_2 , яка і визначить прискорення штовхача:

$$a_{C_2} = a_D = (\pi c_2) \mu_a = (\pi c_2) \omega_1^2 \mu_l. \quad (8.49)$$

Звідки відрізок

$$\pi c_2 = \frac{a_{C_2}}{\omega_1^2 \mu_l} = \frac{d_{s_{C_2}}^2}{dt^2} \frac{d\varphi^2}{d\varphi^2} = \frac{s_{C_2}''}{\omega_1^2 \mu_l} = s_{C_2}'' / \mu_l. \quad (8.50)$$

Отже, відрізок πc_2 визначає в масштабі довжин аналог прискорень штовхача. Радіус кривизни ρ_i профілю кулачка в точці контакту C можна записати:

$$\rho_i = r_0 + s_{C_2} + s_{C_2}'', \quad (8.51)$$

де $\rho_i = (BC) \mu_l$, $r_0 = [r_0] \mu_l$, $s_{C_2}'' = (\pi c_2) \mu_l$.

Тоді умова випуклої профілю кулачка може бути виражена так:

$$\rho_i = r_0 + s_{C_2} + s_{C_2}'' > 0 \quad (8.52)$$

або

$$r_0 + s_{C_2} > -s_{C_2}''. \quad (8.53)$$

Поділивши ліву і праву частини нерівності (8.53) на величину $r_0 + s_{C_2}$, одержимо:

$$\frac{-s_{C_2}''}{r_0 + s_{C_2}} < 1 \quad (8.54)$$

або

$$\frac{-s_{C_2}''}{r_0 + s_{C_2}} < \operatorname{tg} 45^\circ. \quad (8.55)$$

Умова (8.55) дозволяє виконати таку графічну побудову. За заданими діаграмами переміщень $s = s(\varphi)$ і аналогів прискорень штовхача $s'' = s''(\varphi)$

(див. рис. 8.14) будуємо діаграму $s = s(s'')$ (рис. 8.18). Відрізки на осі абсцис $s'' = s''_c$ і ординат $s = s_c$ відкладаємо в одному масштабі $\mu_s = \mu_{s'}$. Далі, під кутом 45° до осі s проводимо дотичну $\tau\tau$ до одержаної кривої $s = s(s'')$ у тому місці, де аналог прискорення штовхача має найбільше від'ємне значення.

Згідно з рівнянням (8.55) центр обертання кулачка повинен бути розташований нижче від точки A' . Якщо центр обертання вибрати у точці A , то ця умова буде виконуватися, оскільки кут $\beta < 45^\circ$ (рис. 8.18).

Дійсно, відношення

$$\frac{66'}{A6} = \frac{-s''_c}{r_0 + s_c} = \operatorname{tg}\beta < \operatorname{tg}45^\circ.$$

Викладений метод проектування розробив харківський вчений Я. Л. Геронімус.

При **аналітичному розрахунку** мінімального радіуса кулачка використовується нерівність (8.52), записана у такому вигляді:

$$r_0 \geq -(s_c + s''_c) + \rho_{\min}, \quad (8.56)$$

де ρ_{\min} — мінімально допустимий радіус кривизни профілю кулачка.

Якщо прийняти $\rho_{\min} = s_c$, то формула (8.56) набуде вигляду.

$$r_0 \geq |-s''_c|_{\max}, \quad (8.57)$$

де $|-s''_c|_{\max}$ — максимальний за модулем аналог від'ємного прискорення штовхача.

8.7. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ ВИЩОЇ ПАРИ

Для забезпечення високої працездатності кулачкового механізму необхідно при його проектуванні підібрати відповідні значення параметрів поверхні кулачка і вихідної ланки (штовхача або коромисла), зокрема кривизни профілю кулачка і ролика. Якщо радіус кривизни профілю кулачка малий, то при експлуатації він швидко виходить із ладу через втрати контактної міцності або швидкого зношування, оскільки контактні напруження та інтенсивність зношування обернено пропорційні зведеному радіусу кривизни. При неправильному виборі радіуса ролика може статися, що він не буде обертатися і введення його в кінематичний ланцюг не призведе до зниження втрат на тертя.

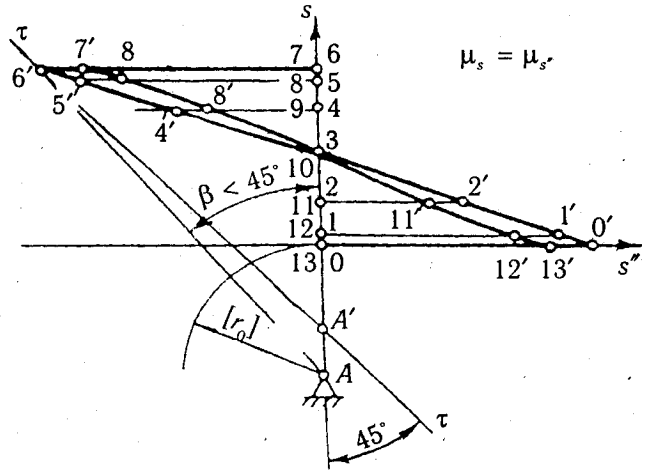


Рис. 8.18

Методика розрахунку радіуса ролика подається в спеціальній літературі [20, 25], вона враховує чотири основні умови: 1) усунення самоперетину профілю кулачка; 2) можливість розміщення осі ролика; 3) обмеження контактних напружень у парі кулачок-ролик; 4) забезпечення кочення ролика по профілю кулачка.

Для того, щоб забезпечити *першу умову* — усунення самоперетину профілю кулачка, необхідно вибрати радіус ролика $r_{\text{рол}}$ меншим мінімального радіуса кривизни $\rho_{\text{мін}}$ теоретичного профілю кулачка, тобто

$$r_{\text{рол}} < \rho_{\text{мін}} \quad (8.58)$$

На практиці звичайно приймають $r_{\text{рол}} \leq (0,5 \dots 0,7) \rho_{\text{мін}}$.

Якщо не витримати умову (8.58), то настає так зване явище *самоперетину профілю кулачка* (рис. 8.19). Це призводить, по-перше, до порушення закону руху вихідної ланки, оскільки зрізається частина профілю; по-друге, загострюється профіль кулачка, що небажано з точки його міцності та зносостійкості.

Друга умова зв'язана з тим, що при малих радіусах ролика, які визначаються (8.58), не вдається розмістити цапфу осі ролика, розміри якої визначаються з умови міцності на згин. Визначивши радіус цапфи $r_{\text{ц}}$ ролика, приймають з конструктивних міркувань радіус ролика:

$$r_{\text{рол}} = (1,6 \dots 2,0) r_{\text{ц}}$$

Третя умова зв'язана з обмеженням контактних напружень на поверхні ролика і кулачка. Ці напруження на випуклій ділянці профілю з деяким наближенням можуть бути визначені за допомогою формули Герца:

$$\sigma_{\text{н}} = 0,418 \sqrt{\frac{R_{21} E_{\text{зв}}}{b} \left(\frac{1}{r_{\text{рол}}} + \frac{1}{\rho_{\text{п}}} \right)}, \quad (8.59)$$

де R_{21} — величина реакції кулачка на ролик; $E_{\text{зв}}$ — зведений модуль пружності матеріалу кулачка і ролика; b — ширина ролика; $\rho_{\text{п}}$ — радіус кривизни профілю кулачка.

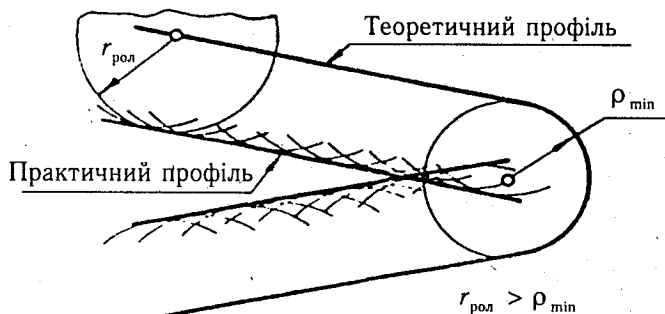


Рис. 8.19

На практиці часто рекомендують приймати $r_{\text{рол}} \leq 0,4 \rho_{\text{п}}$, проте у відповідальних випадках треба користуватись залежністю (8.59).

Четверта умова полягає в тому, щоб забезпечити при роботі кулачкового механізму кочення ролика по профілю кулачка, оскільки ковзання приводить до підвищеного зносу кулачка. Умову

кочення ролика можна одержати, розглянувши з урахуванням сил інерції рівновагу ролика і вихідної ланки.

Радіус кривизни профілю кулачка можна визначити графічним або аналітичним способом. При графічному методі треба мати заданий профіль кулачка. Тоді, використовуючи звичайний геометричний спосіб проведення кола через три точки A , B , C (рис. 8.20), які лежать на профілі кулачка, знаходять центр O вписаного у профіль кола, радіус OA якого буде наближено визначати радіус кривизни кулачка на ділянці профілю BC . У тому випадку, коли задано закон руху вихідної ланки і основні розміри ланок механізму, залежність для визначення радіуса кривизни для профілю кулачка можна одержати, використавши швидкості і прискорення вихідної ланки, зокрема побудувавши плани швидкостей і прискорень безпосередньо на схемі механізму.

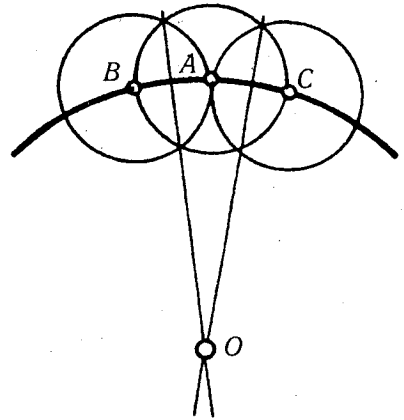


Рис. 8.20

Мінімальний радіус кривизни профілю кулачка треба знати для розрахунку на міцність кулачка та ролика, для вибору діаметра ролика, а також для виявлення можливості використання плоских штовхача або коромисла.

8.8. ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Задачі 701—727. Керуючись табл. 8.1 вибрати форму профілю кулачка, тип штовхача і їх взаємне положення (див. рис. нижче). Для отриманого таким чином кулачкового механізму побудувати діаграму переміщень штовхача (або коромисла) і визначити масштабні коефіцієнти. При цьому необхідно розглянути не менше ніж 8 положень штовхача для кожного періоду руху (віддалення і наближення).

Розміри ланок кулачкового механізму вважати відомими, а кутову швидкість обертання кулачка прийняти сталою ($\omega_1 = 1 \text{ с}^{-1}$). Масштабний коефіцієнт рисунків, на яких зображений профіль штовхача, прийняти $\mu_l = 0,004 \text{ м/мм}$.

Задачі 728—755. За даними, які наведені у табл. 8.2 і додатку Д, визначивши тип кулачкового механізму (ТКМ, див. рис. нижче) і закон руху штовхача (ЗРШ), побудувати:

- діаграму переміщень штовхача залежно від кута повороту кулачка;
- теоретичний та практичний профілі кулачка.

Основні розміри кулачкового механізму прийняти такими:

Мінімальний радіус кулачка	$r_0 = 40 \text{ мм}$
Максимальний хід штовхача	$S_{\max} = 20 \text{ мм}$
Максимальний кут розмаху коромисла	$\beta_{\max} = 20^\circ$

Фазові кути:

віддалення	$\varphi_B = 150^\circ$
дальнього стояння	$\varphi_{д.с.} = 60^\circ$
наближення	$\varphi_H = 120^\circ$
Радіус ролика	$r_p = 15 \text{ мм}$
Ексцентриситет	$e = 10 \text{ мм}$
Довжина коромисла	$l_{BC} = 60 \text{ мм}$
Міжосьова відстань	$l_{AB} = 70 \text{ мм}$
Кут	$\psi = 30^\circ$

Кутову швидкість обертання кулачка прийняти сталою ($\omega_1 = \text{const}$).

Задачі 756—781. Графічним шляхом визначити мінімальний радіус кулачка, якщо задані закони руху кулачка ($\omega_1 = \text{const}$) і штовхача (див. табл. 8.2, додаток Д). Основні розміри кулачкового механізму прийняти такими:

Мінімальний кут передачі руху	$\mu_{\min} = 60^\circ$
Максимальний хід штовхача	$S_{\max} = 20 \text{ мм}$
Максимальний кут розмаху коромисла	$\beta_{\max} = 20^\circ$

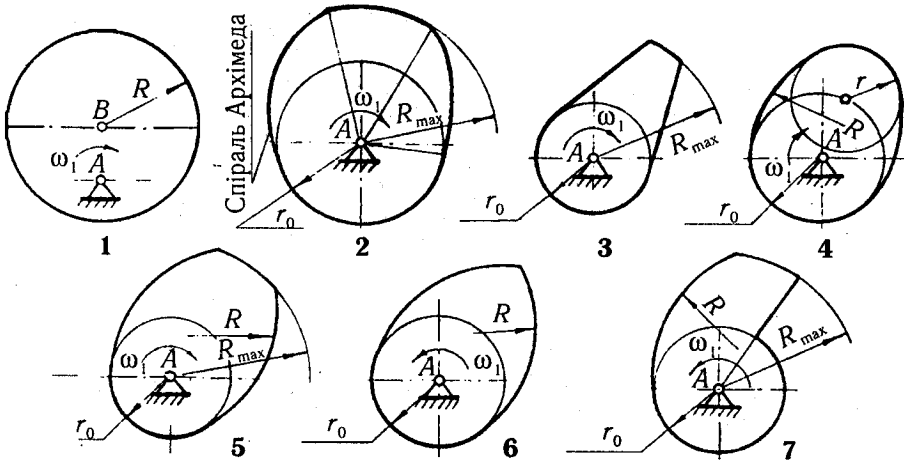
Фазові кути:

віддалення	$\varphi_B = 150^\circ$
дальнього стояння	$\varphi_{д.с.} = 60^\circ$
наближення	$\varphi_H = 120^\circ$
Ексцентриситет	$e = 12 \text{ мм}$
Довжина коромисла	$l_{BC} = 80 \text{ мм}$
Міжосьова відстань	$l_{AB} = 70 \text{ мм}$
Кут	$\psi = 30^\circ$

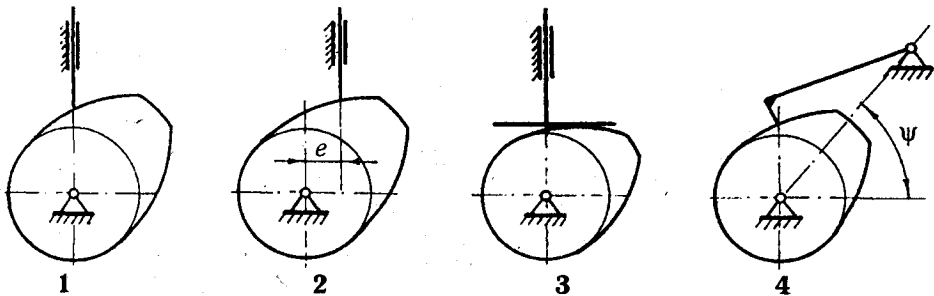
При побудові діаграм переміщень $s = s(\varphi_1)$ або $\beta = \beta(\varphi_1)$, аналогів швидкостей $s' = s'(\varphi_1)$ або $\beta' = \beta'(\varphi_1)$ і прискорень $s'' = s''(\varphi_1)$ або $\beta'' = \beta''(\varphi_1)$ використовувати залежності, які наведені в табл. 7.1 [3] або числові значення інваріантів подібності a_k, b_k і c_k , які наведені у додатку Д.

Задачі 782—800. За вихідними даними (табл. 8.2) і числовими даними додатку Д графічним шляхом визначити максимальні значення кутів тиску у кулачковому механізмі, який розглядається. Розміри кулачкового механізму прийняти такими самими як і у задачах 728—755. Отриманий результат порівняти з допустимим значенням, прийнявши $\alpha_{\text{доп}} = 45^\circ$. Зробити висновки про можливість заклинювання ланок механізму.

Форма профілю кулачка (до задач 701—727)



Тип штовхача (коромисла) і його розташування відносно кулачка (до задач 701—727)

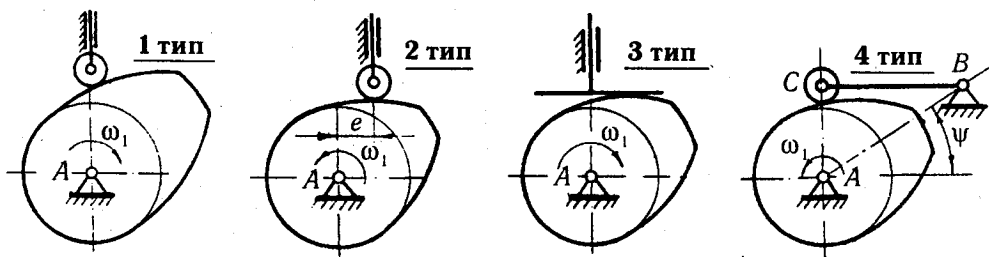


Таблиця 8.1

Вибір форми профілю кулачка, типу штовхача і їх взаємного розташування

З а д а ч а	701	702	703	704	705	706	707	708	709
Форма профілю кулачка	1	2	3	4	5	6	7	1	2
Тип штовхача	1							2	
З а д а ч а	710	711	712	713	714	715	716	717	718
Форма профілю кулачка	3	4	5	6	7	1	2	3	4
Тип штовхача	2					3			
З а д а ч а	719	720	721	722	723	724	725	726	727
Форма профілю кулачка	5	6	1	2	3	4	5	6	7
Тип штовхача	3		4						

Тип кулачкового механізму (до задач 728—800)



Таблиця 8.2

Вихідні дані до задач 728—800

Задача	728	729	730	731	732	733	734	735	
ЗРШ	C_0	HC_{30}	HC_{40}	$СП_0$	07535M	12525M	17515M	0510	
ТКМ	1								
Задача	736	737	738	739	740	741	742		
ЗРШ	5040	1030	0307(1,5)	0312(1,75)	0317(1,75)	0317(1,5)	Ш		
ТКМ	2								
Задача	743	744	745	746	747	748	749	750	
ЗРШ	C_{80}	C_{60}	C_{40}	C_{33}	C_{20}	$KC_{0,5}$	KC_3	KC_5	
ТКМ	3								
Задача	751	752	753	754	755	756	757	758	
ЗРШ	KC_{10}	2.9	2.12	$3C_{40}$	$3C_{30}$	$3C_{20}$	$3C_{10}$	Π_6	
ТКМ	4								
Задача	759	760	761	762	763	764	765	766	
ЗРШ	$OP_{1,5}$	OP_2	OP_3	OP_5	$OP_{1,5}$	OP_{10}	P	0050	
ТКМ	1								
Задача	767	768	769	770	771	772	773	774	
ЗРШ	PC_{40}	PC_{30}	PC_{20}	0000	PC_{40}	PC_{30}	PC_{20}	K	
ТКМ	2								
782	775	776	777	778	779	780	781	782	783
ЗРШ	K_{40}	K_{30}	0040	0030	0020	0010	$3C_{1020}$	$3C_{2050}$	40M
ТКМ	3								
Задача	784	785	786	787	788	789	790	791	792
ЗРШ	C_0	HC_{30}	$СП_0$	1030	Ш	C_{60}	KC_5	2.9	2.12
ТКМ	4								
Задача	793	794	795	796	797	798	799	800	
ЗРШ	$3C_{40}$	Π_6	OP_2	0050	PC_{40}	0000	PC_{40}	K	
ТКМ	1								

Умовні позначення: ЗРШ — закон руху штовхача (коромисла);
ТКМ — тип кулачкового механізму.

ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

9.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Зубчасті передачі дуже широко використовуються в техніці. Вони є важливішим складовим елементом більшості машин і приладів. При цьому велике значення набуває їх грамотне проектування. Проектування зубчастих механізмів є частиною курсового проекту з теорії механізмів і машин для студентів машинобудівних і механічних спеціальностей і передбачає синтез складних зубчастих механізмів, які включають планетарні зубчасті механізми, розрахунок геометрії, якісних характеристик, вимірювальних розмірів, геометричних і кінематичних умов існування зубчастого зачеплення.

Сучасна навчальна та методична література з теорії механізмів і машин недостатньо враховує особливості розрахунку передач, які складаються із зубчастих коліс, що нарізані зі зміщенням інструмента. Більш того, дотепер у навчальній і технічній літературі зубчасті передачі, які складаються з зубчастих коліс, що нарізані зі зміщенням, подаються як виправлені (кореговані) в порівнянні з деякими нормальними зубчастими передачами, в яких зубчасті колеса нарізані без зміщення інструмента.

Таке уявлення на стадії проектування зубчастої передачі приводить до неповного використання її можливостей за якісними характеристиками. Недостатньо освітлене в методичній літературі питання про вибір коефіцієнтів зміщення для зубчастих коліс планетарних зубчастих механізмів з незв'язаними і з зв'язаними зубчастими колесами. Все це обумовлює труднощі, що виникають у студентів під час курсового проектування.

Запропоновані у цьому розділі методичні вказівки складені для надання студентам допомоги при проектуванні зубчастих механізмів із врахуванням заданих функціональних і конструктивних особливостей, а також якісних характеристик зубчастих зачеплень. Особливу увагу звернено на вибір коефіцієнтів зміщення зубчастих коліс за блокувальними контурами з врахуванням заданих властивостей зубчастої передачі.

Терміни, визначення та позначення в зубчастих передачах регламентуються ГОСТ 16530-83 і ГОСТ 16531-83, а розрахунок геометричних параметрів здійснюється за ГОСТ 16532-70.

Залежно від розміщення осей валів, між якими здійснюється передача обертового руху, зубчасті передачі поділяються на три типи [1—4]:

1. Передачі циліндричними зубчастими колесами між паралельними валами. Такі передачі бувають прямозубі, косозубі та шевронні.

2. Передачі конічними зубчастими колесами між валами, осі яких перетинаються. Такі передачі бувають прямозубі, косозубі та з криволінійним зубом.

3. Передачі гіперболоїдними зубчастими колесами між валами, осі яких схрещуються. У зв'язку з тим, що такі зубчасті колеса важко виготовляти, на практиці розповсюджені їх спрощені варіанти, одержані вирізанням різних ділянок гіперболоїдів: гіпоїдні (у тому числі — черв'ячні) та гелікоїдні.

Різновидами передач циліндричними зубчастими колесами зовнішнього зачеплення є внутрішнє та рейкове зачеплення. У першому випадку зуби одного колеса нарізані на внутрішній поверхні циліндричного тіла, у другому — колесо перетворилось у рейку. При цьому рейку можна розглядати як зубчасте колесо діаметром, що прямує до нескінченності. Рейкове зачеплення використовують для перетворення обертового руху в поступальний або навпаки.

Теоретично для того, щоб забезпечити основну теорему зачеплення [1—4], профілі зубів можна побудувати різними кривими. У техніці (особливо в машинобудуванні) найбільше поширені евольвентний профіль зубів, рідше використовується циклоїдне зачеплення (в основному в приладобудуванні та годинниковій промисловості).

9.2. ГЕОМЕТРИЧНІ ПАРАМЕТРИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЕВОЛЬВЕНТНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

В зубчастих передачах обидва колеса (рис. 9.1) мають виступи (зуби) і западини такої форми, що зуби одного колеса входять у западини іншого, утворюючи при цьому вищу кінематичну пару. Кожний зуб колеса можна розглядати як окремі кулачки.

Зубчасте колесо передачі з меншим числом зубів (при їх рівності — вхідне зубчасте колесо) називають шестірнею, друге зубчасте колесо передачі — колесом. У найпростішому випадку зубчасту передачу можна уявити собі як два циліндричні котки (поверхні) з радіусами r_{w_1} і r_{w_2} , що котяться один по одному без ковзання, маючи точку дотику P . Поверхні, що перекочуються одна відносно одної без ковзання, називаються *початковими*, відповідно й кола радіусами r_{w_1} і r_{w_2} називають так само. Точку P дотику цих кіл називають *поллюсом зубчастого зачеплення*, а лінію, що проходить через точку P паралельно осям обертання коліс і яка є миттєвою віссю відносних швидкостей зубчастих коліс, називають *поллюсною лінією*.

Відстань між осями обертання двох зубчастих коліс, що перебувають у зачепленні, називають *міжосьовою відстанню*. Як видно з рис. 9.1,

$$a_w = r_{w_1} + r_{w_2}. \quad (9.1)$$

Передаточне відношення кутових швидкостей зубчастих коліс виражається так само, як і у фрикційних передачах формулою

$$i_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_{w_2}}{r_{w_1}} \quad (9.2)$$

Якщо виразити довжину початкового кола через **початковий крок** p_w , тобто $2\pi r_{w_i} = p_w z_i$, і підставити значення радіусів

початкових кіл $r_{w_i} = \frac{p_w z_i}{2\pi}$ у залежність

(9.2), то можна записати передаточне відношення через числа зубів коліс:

$$i_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_{w_2}}{r_{w_1}} = \pm \frac{2\pi p_w z_2}{2\pi p_w z_1} = \pm \frac{z_2}{z_1} \quad (9.3)$$

Знак «+» приймають для внутрішнього зачеплення, а «-» — для зовнішнього.

Коловим кроком зубчастого зачеплення p називають відстань між однойменними точками профілів двох сусідніх зубів (рис. 9.1), виміряних по будь-якому колу.

$$p = \pi d / z, \quad (9.4)$$

де d — діаметр кола, на якому виміряний крок; z — число зубів колеса.

Значення кроку p залежить від діаметра (радіуса) кола, на якому його виміряють, а тому, щоб відрізнити значення кроку на різних колах, вказують нижні індекси, як це, наприклад, виконано для початкового кроку p_w .

Основні параметри зубчастих коліс розглянемо на прикладі циліндричного зубчастого колеса (рис. 9.2).

Зубчасте колесо складається з **тіла** зубчастого колеса 1 і **зубчастого вінця** 2. Зубчастий вінець складається із **зубів** 3 і **западин** 4. Циліндрична поверхня, що відокремлює зуби від тіла зубчастого колеса, називається **поверхнею западин** 5. Поверхня, що обмежує зуби з протилежного від тіла зубчастого колеса боку, називається **поверхнею вершин** 6. Частина поверхні западин зубчастого колеса, що належить зубу, носить назву **основи зуба** 7, а частина поверхні вершин, що належить зубу, — **вершини зуба** 8.

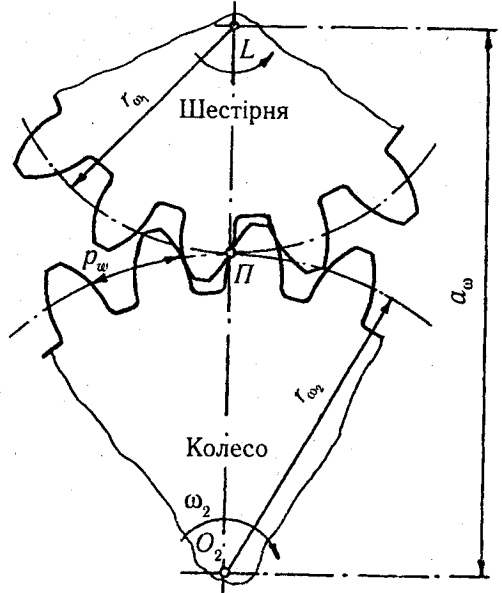


Рис. 9.1

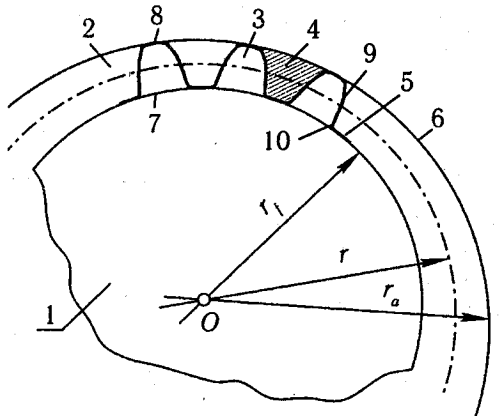


Рис. 9.2

Поверхня, яка обмежує зуб з боку западин, називається *бічною*. Вона складається з *головної* 9 і *перехідної* 10 поверхні. *Головною* будемо називати частину бічної поверхні, яка при взаємодії з такою самою поверхнею зуба іншого колеса може передавати рух із заданими швидкостями. Поверхні елементів вищої кінематичної пари, що забезпечують заданий рух, називаються *спряженими поверхнями*. *Перехідна* поверхня з'єднує головну поверхню з поверхнею западин. Частина головної поверхні, що взаємодіє з поверхнею зуба спряженого зубчастого колеса, називається *активною* поверхнею зуба. Лінія перетину бічної поверхні зуба з ділильною поверхнею називається *лінією зуба*.

Враховуючи те, що зубчасті передачі циліндричними колесами — плоскі, всі її геометричні параметри можна розглядати в торцевому перетині (перпендикулярному до осі колеса). Тому розглядають замість поверхні западин коло западин, поверхні вершин — коло вершин, головної та перехідної поверхонь зуба — головний і перехідний профілі зуба, активної поверхні зуба — активний профіль зуба.

Розміри зубчастих коліс зручно задавати в частках певної лінійної величини, що пов'язана із зубом. Коловий крок для цієї функції не підходить, оскільки є ірраціональним числом. Такою величиною вибрано *модуль t* зубчастого колеса, який є відношенням колового кроку p до числа π . Отже:

$$t = p / \pi. \quad (9.5)$$

Модуль вимірюється у міліметрах і є величиною стандартною. Щоб пояснити вибір цієї величини, виразимо довжину деякого кола діаметром d (рис. 9.3) через число зубів колеса z :

$$\pi d = pz,$$

звідки

$$d = \frac{p}{\pi} z,$$

або, з урахуванням (9.5), маємо

$$d = mz \text{ або } r = \frac{d}{2} = \frac{mz}{2}. \quad (9.6)$$

Модуль t для одного й того самого колеса, так само як і крок p , залежить від діаметра кола, до якого він відноситься. Прийнято коло, для якого знаходять стандартне значення модуля, називають *ділильним*. З урахуванням (9.5) можна сказати, що ділильним називається коло, діаметр d якого визначають добутком модуля на число його зубів.

Ділильна поверхня ділить зуб на дві частини (рис. 9.3): *ділильну ніжку* і *ділильну головку*. Висота ділильної ніжки

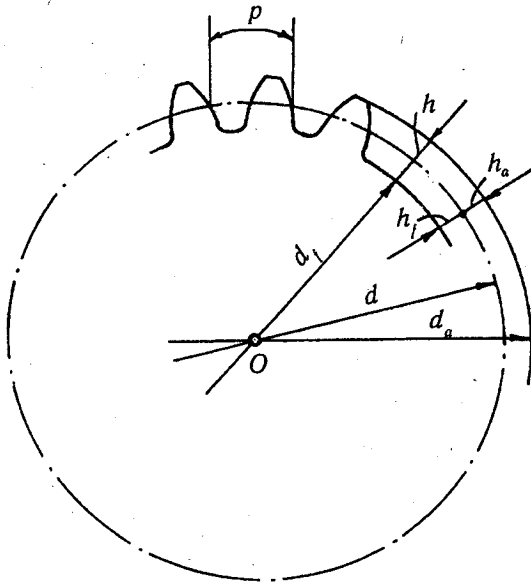


Рис. 9.3

$$h_f = r - r_f = \frac{d}{2} - \frac{d_f}{2}, \quad (9.7)$$

ділильної головки

$$h_a = r_a - r = \frac{d_a}{2} - \frac{d}{2}, \quad (9.8)$$

повна висота зуба

$$h = h_f + h_a = r_a - r_f = \frac{d_a - d_f}{2}, \quad (9.9)$$

де r , d — відповідно радіус і діаметр ділильного кола; r_a , d_a — радіус і діаметр кола вершин; r_f , d_f — радіус і діаметр кола западин.

Зубчаста рейка 2 (рис. 9.4) — це сектор циліндричного зубчастого колеса, ділильний радіус якого нескінченно великий, в результаті цього ділильна поверхня (коло), поверхні вершин і западин, відповідно головні бічні поверхні є паралельними площинами, тобто головний бічний профіль прямолінійний.

Для зубчастого колеса 2 із *внутрішніми зубами* (рис. 9.5) формули (9.7)—(9.9) набувають вигляду:

$$h_f = r_f - r = \frac{d_f}{2} - \frac{d}{2}; \quad h_a = r - r_a = \frac{d}{2} - \frac{d_a}{2}; \quad h = r_f - r_a = \frac{d_f}{2} - \frac{d_a}{2}. \quad (9.10)$$

Для позначення геометричних і кінематичних параметрів зубчастих коліс і зубчастої передачі використовується система цифрових і літерних індексів, які відносяться до:

- 0 — зуборізного інструмента та верстатного зачеплення;
- 1 — шестерні, черв'яка;
- 2 — колеса, черв'ячного колеса;
- a — поверхні або кола вершин і головки зуба;
- f — поверхні або кола западин і ніжки зуба;
- b — основної поверхні (кола);

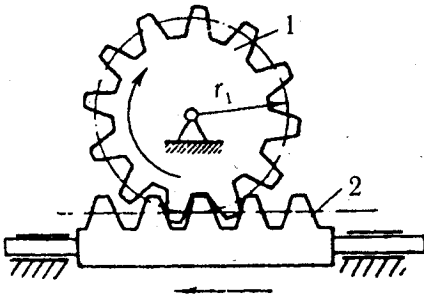


Рис. 9.4

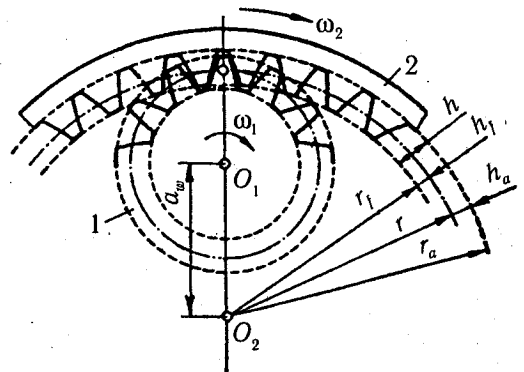


Рис. 9.5

- ω — початкової поверхні, початкового кола або до загального випадку передачі;
 e — зовнішнього торцевого перерізу конічного зубчастого колеса;
 i — внутрішнього торцевого перерізу конічного зубчастого колеса;
 m — середнього перерізу конічного зубчастого колеса;
 x — основного перерізу або довільно назначеного перерізу;
 y — довільно назначеного концентричного кола;
 c — плоского колеса;
 v — еквівалентного циліндричного колеса;
 n — нормального перетину;
 t — торцевого перетину;
 l — граничної точки профілю зубів;
 p — нижньої точки активного профілю;
 Δ — кола загострення вершин та западин.

Примітка: Якщо параметр відноситься до ділильної поверхні або ділильного кола, літерний індекс не ставиться. Встановлений такий порядок поставлення складних індексів: на першому місці індекси n, t, x , на другому — y, ω, a, f , на третьому — e, i, m для конічних передач, на четвертому — 0, 1, 2.

У випадках, які виключають непорозуміння, допускається опускати деякі індекси. Так, для прямозубих коліс виключають індекси t і n , для конічних — m . Якщо які-небудь індекси пропускаються, то залишені переміщуються вперед. Якщо параметри відносяться взагалі до зубчастого колеса, то індекси 1 або 2 опускають.

Верхній індекс * означає коефіцієнт, який характеризує відповідний параметр. Верхня риска означає, що даний параметр характеризує розмір зубів за хордою або відстань до хорди, яку вимірюють.

9.3. ВИБІР КОЕФІЦІЄНТІВ ЗМІЩЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Зміщенням вихідного твірного контуру $x_1 m$ називають відстань між ділильною прямою твірного контуру (ріжучого інструменту) та ділильним колом зубчастого колеса, що нарізається [1—4], де x_i — **коефіцієнт зміщення**, яким називають відношення величини зміщення до модуля зубчастого зачеплення ($x_i = x_i m / m$).

Вибираючи коефіцієнти зміщення для шестерні x_1 і колеса x_2 , треба врахувати такі моменти:

1. Вибір коефіцієнтів зміщення — зручний засіб керування геометрією та якісними показниками зубчастої передачі. Варіюючи тільки коефіцієнтами зміщення при всіх інших незмінних чинниках, можна отримати безліч різних за геометричними й якісними характеристиками передач.

2. Коефіцієнти зміщення, які забезпечують, наприклад, найбільшу міцність на згин або найменше зношування зубчастих коліс, не забезпечують максимальну контактну міцність або найвигідніший коефіцієнт перекриття.

3. Вибрані коефіцієнти зміщення повинні лежати в межах існування зубчастої передачі, тобто в передачі повинні бути відсутні подрізання, загострення, інтерференція зубів і повинна забезпечуватись плавність її роботи.

4. В кожному конкретному випадку коефіцієнти зміщення слід назначати з врахуванням умов роботи зубчастої передачі, тому що суперечливість впливу

зміщення на геометрію і якісні характеристики передачі виключає які-небудь універсальні рекомендації для їх визначення.

Найбільш зручним методом визначення коефіцієнтів зміщення є **метод блокуючих контурів**, запропонований І. А. Болотовським [13]. В системі координат x_1 і x_2 (рис. 9.6) кожна зубчата пара з конкретними значенням x зображається однією точкою. Передачі без зміщення при $x_1 = x_2 = 0$ відповідає початок координат. Точка A відповідає передачі з додатними зміщеннями коліс, тобто $x_i > 0$, точка B — передачі з від'ємними зміщеннями.

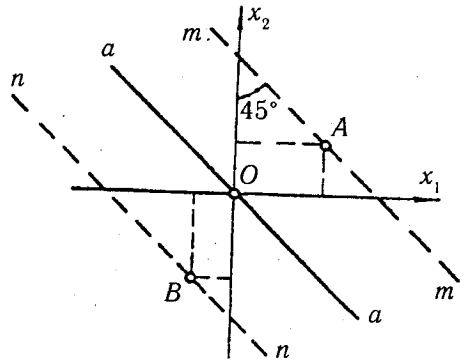


Рис. 9.6

Кожному значенню коефіцієнта суми зміщень $x_\Sigma = x_1 + x_2 = \text{const}$ відповідає пряма $m-m$, яка перетинає осі координат під кутом 45° , вона відповідає одному значенню кута зачеплення $\alpha_w = \text{const}$. Пряма $a-a$ відповідає передачі, у якій $x_1 = -x_2$ (рівнозміщена передача). Вище неї розташована межа передач з $x_\Sigma > 0$ і $\alpha_w > \alpha$, нижче — межа передач з $x_\Sigma < 0$ і $\alpha_w > \alpha$.

Кожній точці поля в системі координат x_1 і x_2 відповідає визначений варіант зубчастої передачі за геометрією і якісними характеристиками. З численних варіантів зубчастих передач, які нерівноцінні за якісними характеристиками, необхідно вибрати найбільш вигідний варіант, який забезпечує поставлені в завданні на проектування вимоги.

Проте, вибираючи x_1 і x_2 , слід пам'ятати, що не всі точки поля в системі координат x_1 , x_2 прийнятні з-за появи інтерференції, загострення, підрізання зубів, зниження коефіцієнта перекриття. Блокуючий контур у системі координат x_1 , x_2 , обмежує вибір коефіцієнтів зміщення за геометричними параметрами передачі і відокремлює зони допустимих значень x_1 і x_2 від зон недопустимих за умовами існування зубчастої передачі (рис. 9.7).

Кожний блокуючий контур побудований для конкретного сполучення чисел зубів шестерні і колеса z_1 і z_2 (додаток E), форма і розташування ліній блокуючого контуру залежить від числа зубів і зуборізного інструменту, який використовується. Лінії блокуючого контуру 1, 2, 3, 4, 5 є безумовними забороненими межами,

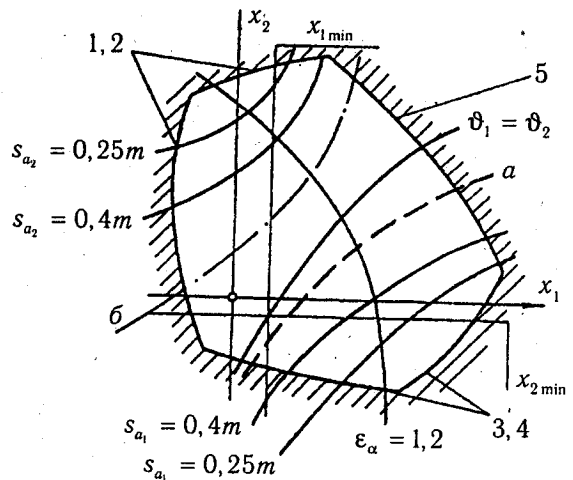


Рис. 9.7

поза якими передача існувати не може. Лінії 1 і 2 обмежують існування передачі із-за виникнення інтерференції на ніжці зуба колеса; 3—4 — із-за виникнення інтерференції на ніжці зуба шестерні; 5 — лінія коефіцієнта перекриття $\epsilon_\alpha = 1$.

Всередині контуру нанесені лінії деяких геометричних параметрів і якісних показників. Це лінії, які відповідають значенням $\epsilon_\alpha = 1,2$, $s_{a_1} = 0,25m$; $s_{a_2} = 0,4m$, лінія початку підрізання рейковим інструментом $x_{i\min}$, а також лінії коефіцієнтів зміщення, при яких забезпечується рівномірність зубів при згині (a — для випадку при ведучій шестерні, b — при ведучому колесі) і лінія коефіцієнтів зміщення, при яких вирівняні максимальні питомі ковзання на ніжках обох зубчастих коліс ($\vartheta_1 = \vartheta_2$).

Блокувальні контури для коліс з косими зубами не побудовані. Для косозубих циліндричних передач коефіцієнти зміщення визначають за тим же блокувальним контуром, що і для прямозубих, які відповідають еквівалентним числам зубів. Еквівалентне число зубів косозубого циліндричного колеса визначається за формулою

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}, \quad (9.11)$$

де z — число зубців косозубого циліндричного колеса; β — кут нахилу зубців. Для прикладу прийемо $z_1 = 15$, $z_2 = 42$, $\beta = 10^\circ$. Тоді

$$z_v = \frac{15}{0,983^3} = 15,7; \quad z_v = \frac{42}{0,983^3} = 43,9.$$

Еквівалентні числа зубів тут незначно відрізняються від дійсних чисел зубів, тому коефіцієнти зміщення вибираємо за блокувальним контуром, побудованим для чисел зубів $z_1 = 15$, $z_2 = 42$.

Вибір коефіцієнтів зміщення за блокувальними контурами. В середині блокувального контуру, який безумовно дає теоретичні межі значень коефіцієнтів зміщення, звичайно виділяють більш вузький контур, який обмежує практично прийнятні для конкретного випадку значення x_i і складається з ліній граничних значень ϵ_α , s_a і $x_{i\min}$ (при нарізанні рейковим інструментом). Розглянемо приклад вибору коефіцієнтів зміщення, прийнявши для передачі $\epsilon_\alpha = 1,2$, $s_a \geq 0,4m$; $x \geq x_{i\min}$; при різних її якісних характеристиках:

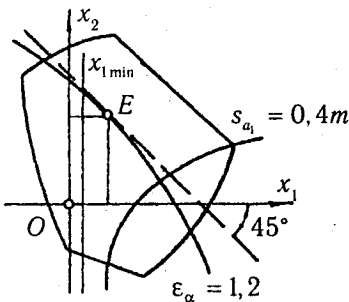


Рис. 9.8

1. Вимога забезпечення максимальної контактної міцності зубів. Необхідно при цьому знайти максимально можливе значення коефіцієнта суми зміщень x_2 у зоні додатних значень x_1 і x_2 . Для цього проводять дотичну до лінії $\epsilon_\alpha = 1,2$ під кутом 45° до осей координат у зоні максимальної суми зміщень. Точка дотику E визначає відповідне значення x_1 і x_2 (рис. 9.8).

2. Вимога забезпечення максимальної міцності на згин зубів. При ведучій шестерні слід використовувати криву *a*, а при ведучому колесі — криву *б*. На рис. 9.9 точка *F* відповідає коефіцієнтам зміщення з максимальною міцністю на згин зубів при ведучій шестерні, а точка *N* — при ведучому колесі. Якщо на блокуючому контурі відсутні лінії *a—a* і *б—б*, значення коефіцієнтів зміщення слід вибирати на перетині ліній $\epsilon_\alpha = 1,2$ і $\vartheta_1 = \vartheta_2$ (рис. 9.10).

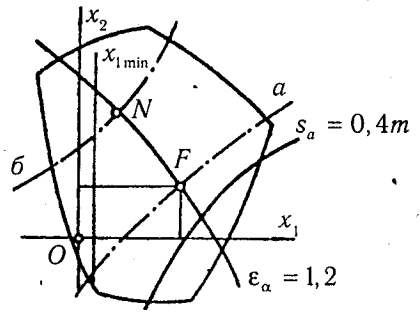


Рис. 9.9

3. Вимога найменшого зносу зубів. Найменший знос забезпечується при рівності коефіцієнта питомого ковзання спряжених профілів зубів $\vartheta_1 = \vartheta_2$. Шукають точки перетину ліній $\epsilon_\alpha = 1,2$ і $\vartheta_1 = \vartheta_2$ на блокувальному контурі. Точка *M* (рис. 9.10) відповідає виконанню поставленої вимоги.

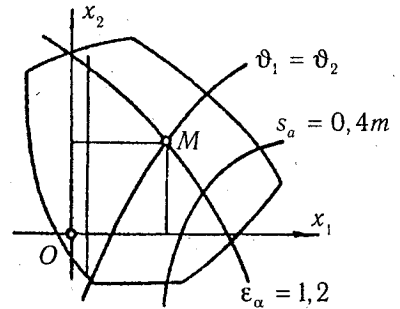


Рис. 9.10

4. Вимога забезпечення максимального торцевого коефіцієнта перекриття. Коефіцієнт перекриття зростає із зменшенням кута зачеплення α_w , тому точка, яка відповідає передачі з $\epsilon_\alpha = \epsilon_{max}$ знаходиться в лівому нижньому куті блокувального контуру.

9.4. РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕВОЛЬВЕНТНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Вихідними даними для розрахунку є: числа зубів шестерні z_1 і колеса z_2 , модуль m , кут нахилу лінії зубів β , параметри вихідного контуру за ГОСТ 13755-81 ($h_a^* = 1,0$; $c^* = 0,25$; $\rho_f = 0,384$; $\alpha = 20^\circ$), коефіцієнти зміщення x_1 і x_2 . Методику розрахунку покажемо на числовому прикладі, в якому в подальшому шестерні надається індекс 1, а колесу — індекс 2:

Приклад 9.1. Розрахувати геометричні параметри евольвентної циліндричної передачі зовнішнього зачеплення, якщо $z_1 = 15$; $z_2 = 42$; $m = 2$ мм; $\beta = 10^\circ$; $x_1 = 0,9$; $x_2 = 0,3$.

Розв'язок. Знаходимо геометричні параметри зубчастієї передачі:

1. Коефіцієнт суми зміщень

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0,9 + 0,3 = 1,2. \quad (9.12)$$

2. Кут профілю інструмента в торцевому перерізі

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ} = \frac{0,3640}{0,9848} = 0,3696, \quad \alpha_i = 20^\circ 17'. \quad (9.13)$$

3. Кут зачеплення в торцевому перерізі

$$\operatorname{inv}\alpha_{tw} = \frac{2x_{\Sigma} \operatorname{tg}\alpha}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv}\alpha_t = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 0,3640}{15 + 42} + 0,015570 = 0,030896, \alpha_{tw} = 25^{\circ}15'. \quad (9.14)$$

Значення евольвентного кута $\operatorname{inv}\alpha$ визначаємо за таблицею додатку Е.

4. Міжосьова відстань

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos\beta} \cdot \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}} = \frac{(15 + 42) \cdot 2}{2 \cdot 0,9848} \cdot \frac{0,9380}{0,9045} = 60,02 \text{ мм.} \quad (9.15)$$

5. Ділильна міжосьова відстань

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos\beta} = \frac{(15 + 42) \cdot 2}{2 \cdot 0,9848} = 57,88 \text{ мм.} \quad (9.16)$$

6. Ділильний діаметр шестерні

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos\beta} = \frac{15 \cdot 2}{0,9848} = 30,46 \text{ мм.} \quad (9.17)$$

7. Ділильний діаметр колеса

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos\beta} = \frac{42 \cdot 2}{0,9848} = 85,30 \text{ мм.} \quad (9.18)$$

8. Передаточне відношення

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{42}{15} = 2,8. \quad (9.19)$$

9. Початковий діаметр шестерні

$$d_{w_1} = \frac{2a_w}{i+1} = \frac{2 \cdot 60,02}{2,8+1} = 31,59 \text{ мм.} \quad (9.20)$$

10. Початковий діаметр колеса

$$d_{w_2} = \frac{2a_w i}{i+1} = \frac{2 \cdot 60,02 \cdot 2,8}{2,8+1} = 88,45 \text{ мм.} \quad (9.21)$$

11. Коефіцієнт сприймального зміщення

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{60,02 - 57,88}{2} = 1,07. \quad (9.22)$$

12. Коефіцієнт зрівнювального зміщення

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y = 1,2 - 1,07 = 0,13. \quad (9.23)$$

13. Діаметр вершин шестерні

$$d_{a_1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)m = 30,46 + 2(1 + 0,9 - 0,13)2 = 37,5 \text{ мм.} \quad (9.24)$$

14. Діаметр вершин колеса

$$d_{a_2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m = 85,30 + 2(1 + 0,3 - 0,13)2 = 89,98 \text{ мм.} \quad (9.25)$$

15. Діаметр западин шестерні

$$d_f = d_1 + 2(h_a^* + c^* - x_1)m = 30,46 - 2(1 + 0,25 - 0,9)2 = 29,06 \text{ мм.} \quad (9.26)$$

16. Діаметр западин колеса

$$d_b = d_2 + 2(h_a^* + c^* - x_2)m = 85,30 - 2(1 + 0,25 - 0,3)2 = 81,50 \text{ мм.} \quad (9.27)$$

17. Діаметр основного кола шестерні

$$d_{b_1} = d_1 \cos \alpha_1 = 30,46 \cdot 0,9380 = 28,57 \text{ мм.} \quad (9.28)$$

18. Діаметр основного кола колеса

$$d_{b_2} = d_2 \cos \alpha_1 = 85,30 \cdot 0,9380 = 80,01 \text{ мм.} \quad (9.29)$$

9.5. ПЕРЕВІРКА ГЕОМЕТРИЧНИХ І КІНЕМАТИЧНИХ УМОВ ІСНУВАННЯ ЕВОЛЬВЕНТНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Перевірка відсутності підрізання зубів проводиться для шестерні.

Повинна виконуватись умова

$$x_1 \geq x_{1\min},$$

де

$$x_{1\min} = \frac{2h_a^* \cos \beta - z_1 \sin^2 \alpha_1}{2 \cos \beta}. \quad (9.30)$$

У нашому прикладі $x_1 = 0,9$.

$$x_{1\min} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 0,9848 - 15 \cdot 0,3467}{2 \cdot 0,9848} = 0,0846.$$

Оскільки $0,9 > 0,0846$, то підрізання зубів відсутнє.

Перевірка нормальної товщини зубів на поверхні вершин (відсутність загострення зубів) проводиться за формулою

$$s_a \geq [s_a], \quad (9.31)$$

де $[s_a]$ — допустима товщина зубів на поверхні вершин.

$$s_{a_i} = d_{a_i} [(\pi / 2 + 2x_i \operatorname{tg} \alpha) / z_i + \operatorname{inv} \alpha_i - \operatorname{inv} \alpha_{i a_i}] \cos \beta_a, \quad (9.32)$$

де d_{a_i} — діаметр вершин зубів i -го колеса,

$$\alpha_{i a_i} = \arccos(d_{b_i} / d_{a_i}). \quad (9.33)$$

Кут β_a нахилу лінії вершини зуба визначається зі співвідношення

$$\beta_a = \operatorname{arctg} \left[\frac{d_{a_i}}{a_i} \operatorname{tg} \beta \right]. \quad (9.34)$$

В нашому прикладі проводимо перевірку відсутності загострення зубів для шестерні. Товщина зуба, яка допустима на колі вершин,

$$[s_{a_1}] = 0,25m = 0,25 \cdot 2 = 0,5 \text{ мм;}$$

$$\cos \alpha_{1 a_1} = d_{b_1} / d_{a_1} = 28,57 / 37,54 = 0,7611; \text{ звідки } \alpha_{1 a_1} = 40^\circ 26';$$

$$\operatorname{inv}\alpha_{ia_1} = 0,14637; \beta_a = \operatorname{arctg}[(37,54 / 30,46)0,1763] = 12^\circ 14';$$

$$s_{a_1} = 37,54[(1,57 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,364) / 15 + 0,015570 - 0,14637]0,9773 = 0,64 \text{ мм.}$$

Оскільки $0,64 > 0,5$, то загострення зубів відсутнє.

Перевірка відсутності інтерференції зубів. Інтерференція буде відсутня, якщо евольвентний профіль зуба одного зубчастого колеса стикається тільки з евольвентним профілем зуба іншого. Для цього повинна виконуватись умова

$$\rho_{i_1} \leq \rho_{p_1}, \quad (9.35)$$

де радіус кривизни евольвенти в граничній точці

$$\rho_{i_1} = m \left(\frac{z_i \sin \alpha_i}{2 \cos \beta} - \frac{h_{i_1}^* - x_{i_1}}{\sin \alpha_i} \right); \quad (9.36)$$

радіус кривизни евольвенти в нижній точці активного профілю

$$\rho_{p_1} = a_w \sin \alpha_{i_w} - r \operatorname{tg} \alpha_{ia_1}. \quad (9.37)$$

Проводимо перевірку відсутності інтерференції на ніжках зубів шестерні

$$\rho_{i_1} = 2 \left(\frac{15 \cdot 0,3467}{2 \cdot 0,9848} - \frac{1 - 0,9}{0,3467} \right) = 4,708 \text{ мм;}$$

$$\rho_{p_1} = a_w \sin \alpha_{i_w} - r_{b_2} \operatorname{tg} \alpha_{ia_2} = 60,02 \cdot 0,4266 - 40,005 \cdot 0,5146 = 5,01 \text{ мм;}$$

$$\text{де } \alpha_{i_w} = \arccos(d_{b_2} / d_{a_2}) = \arccos(80,01 / 89,98) = 27^\circ 14'.$$

Оскільки $4,704 < 5,01$, то інтерференція зубів відсутня.

Перевірка коефіцієнта перекриття. Повний коефіцієнт перекриття складається з суми коефіцієнтів торцевого і осьового перекриття.

Коефіцієнт торцевого перекриття розраховують за формулою

$$\epsilon_\alpha = \frac{z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{ia_1} - \operatorname{tg} \alpha_{i_w}) + z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{ia_2} - \operatorname{tg} \alpha_{i_w})}{2\pi}. \quad (9.38)$$

Тоді

$$\epsilon_\alpha = \frac{15(0,8520 - 0,4716) + 42(0,5146 - 0,4716)}{2 \cdot 3,14} = 1,196.$$

Коефіцієнт осьового перекриття

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m} = \frac{20 \cdot 0,1736}{3,14 \cdot 2} = 0,553, \quad (9.39)$$

де b_w — робоча ширина зубчастого вінця, у курсових проектах з ТММ можна прийняти $b_w = 10m$; тоді $b_w = 10 \cdot 2 = 20 \text{ мм}$.

Повний коефіцієнт перекриття

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta. \quad (9.40)$$

В прикладі, який ми розглядаємо $\epsilon_\gamma = 1,196 + 0,553 = 1,749$, $\epsilon_\gamma > 1$, отже за умовою плавності роботи передача, яку ми проектуємо, буде працездатна.

При виконанні всіх перерахованих геометричних і кінематичних умов існування зубчастої передачі розрахунок геометрії вважають закінченим. Якщо будь-яка з перерахованих умов не виконується, слід вибрати нові значення коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 , повторити розрахунок геометрії та перевірку умов існування зубчастої передачі спочатку.

9.6. РОЗРАХУНОК КОНТРОЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Товщина зуба по дузі довільного радіуса вимірюється штангензубоміром (рис. 9.11) по хорді

$$s_{y_i} = d_{y_i} \sin(s_{y_i} / d_{y_i}), \quad (9.41)$$

де $s_{y_i} = d_{y_i} \left(\frac{\pi}{2z_i} + \frac{2x_i}{z_i} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{y_i} \right)$. (9.42)

Висота від вершини зуба до хорди ділильного кола

$$\bar{h}_{y_i} = 0,5 [d_{a_i} - d_{y_i} + (d_{y_i} - d_{y_i} \cos \psi_{y_i})], \quad (9.43)$$

де $\psi_{y_i} = \frac{s_{y_i}}{d_{y_i}}$.

Як правило, товщину зуба виміряють по ділильному колу і тоді

$$d_{y_i} = d_i. \quad (9.44)$$

Товщина зуба по постійній хорді (рис. 9.12) визначається за формулою

$$\bar{s}_c = \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha + x_i \sin 2\alpha \right) m. \quad (9.45)$$

Висота до постійної хорди

$$\bar{h}_c = 0,5 (d_{a_i} - d_i - \bar{s}_c \operatorname{tg} \alpha). \quad (9.46)$$

Розрахунок довжини загальної нормалі.

Схема вимірювання загальної нормалі наведена на рис. 9.13.

Довжина загальної нормалі при охопленні зубів губками штангенциркуля визначається за формулою

$$W_{z_n} = [\pi(z_n - 0,5) + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + z_1 \operatorname{inv} \alpha] m \cos \alpha, \quad (9.47)$$

де z_n — розрахункове число зубів у довжині загальної нормалі;

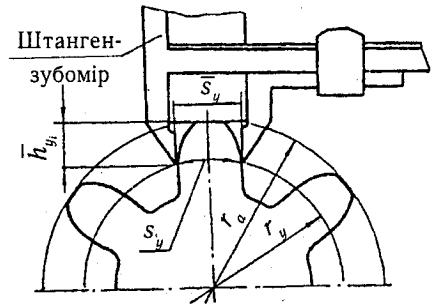


Рис. 9.11

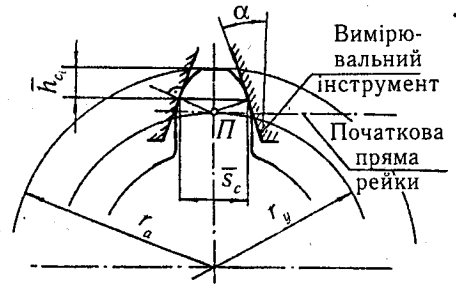


Рис. 9.12

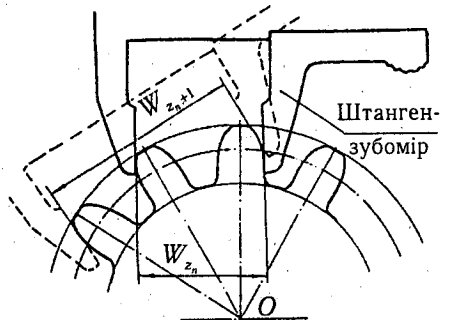


Рис. 9.13

$$z_n = \frac{z}{\pi} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\sin^2 \beta} - \frac{2x \operatorname{tg} \alpha}{z} - \operatorname{inv} \alpha_t \right) + 0,5 \quad (9.48)$$

при

$$\alpha_x = \arccos \left(\frac{z \cos \alpha_t}{z + 2x \cos \beta} \right) \quad (9.49)$$

Розрахунок довжини загальної нормалі треба використовувати для перевірки правильності розрахунків модуля зачеплення

$$m = \frac{W_{z_n+1} - W_{z_n}}{\pi \cos \alpha} \quad (9.50)$$

де W_{z_n+1} — довжина загальної нормалі при охопленні штангенциркулем $z_n + 1$ зубів.

Наведемо приклад таких розрахунків для шестерні (див. приклад 9.1):

$$\alpha_x = \arccos \left(\frac{15 \cdot 0,9380}{15 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,9848} \right) = 33^\circ;$$

$$z_n = \frac{15}{3,14} \left(\frac{0,649}{0,985^2} - \frac{2 \cdot 0,9 \cdot 0,3640}{15} - 0,015570 \right) + 0,5 = 5;$$

$$W_{z_n} = [3,14(5 - 0,5) + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,3640 + 15 \cdot 0,015570] \cdot 2 \cdot 0,9397 = 28,24 \text{ мм},$$

$$W_{z_n+1} = 34,14 \text{ мм}.$$

Визначимо модуль зачеплення за формулою (9.50)

$$m = \frac{34,14 - 28,24}{3,14 \cdot 0,9397} = 2 \text{ мм}.$$

Розходження між заданим і отриманим значеннями модуля $\Delta m = 2 - 2 = 0$ відсутнє. Вважається допустимим розходження до 5%.

Розмір по роликах (шариках). Схема вимірювання наведена на рис. 9.14.

При вимірюванні прямозубих і косозубих коліс з парним числом зубів

$$M = d_D + D \quad (9.51)$$

і при вимірюванні коліс з непарним числом зубів

$$M = d_D \cos(90^\circ + 2) + D, \quad (9.52)$$

де D — діаметр ролика (шарика), який використовується при вимірюванні, ГОСТ 13755-81 рекомендує приймати $D \approx 1,7m$; d_D — діаметр концентричного кола зубчастого колеса, який проходить через центр ролика (шарика)

$$d_D = d \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_D} \quad (9.53)$$

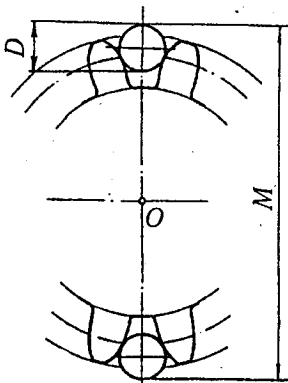


Рис. 9.14

Тут α_D — кут профілю у точці на концентричному колі зубчастого колеса, який проходить через центр ролика (шарика), визначається за формулою

$$\text{inv}\alpha_D = \frac{D}{zm \cos \alpha} + \text{inv}\alpha_t - \frac{\pi/2 - 2x_t \text{tg}\alpha}{z} \quad (9.54)$$

Після визначення розміру по роликах (шариках) перевіряють виконання умови $M > d_{a_i}$. (9.55)

Якщо ця умова не виконується, треба збільшити діаметр вимірювального ролика (шарика), тому що вимірювальні губки інструмента будуть торкатися поверхні вершин зубчастого колеса.

9.7. ПОБУДОВА КАРТИНИ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ В ТОРЦЕВОМУ ПЕРЕРІЗІ

Побудову евольвентного зубчастого зачеплення здійснюють у такому порядку:

1. Проводять лінію центрів і відкладають на ній міжосьову відстань a_w , відмічаючи літерою O_1 геометричний центр шестерні і літерою O_2 геометричний центр колеса (рис. 9.15).

2. Викреслюють початкові кола, відмічаючи на лінії центрів полюс зачеплення (Π), який лежить у точці дотику початкових кіл, після чого викреслюють ділильні, основні, а також кола вершин і западин зубчастих коліс.

3. Проводять через полюс Π загальну дотичну до обох основних кіл, відмічаючи точку дотику на шестерні літерою B_1 , а на колесі — літерою B_2 . Відрізок B_1B_2 є теоретичною ділянкою лінії зачеплення.

4. Проводять загальну дотичну до початкових кіл шестерні і колеса в полюсі і відмічають кут між цією лінією і лінією зачеплення, який є кутом зачеплення α_{tw} . З'єднують точку O_1 з точкою B_1 , а точку O_2 з точкою B_2 , відмічають кут зачеплення між лінією центрів і одержаними відрізками. Контролюють правильність побудови, порівнюючи величину побудованого кута зачеплення з розрахованим за рівнянням (9.14),

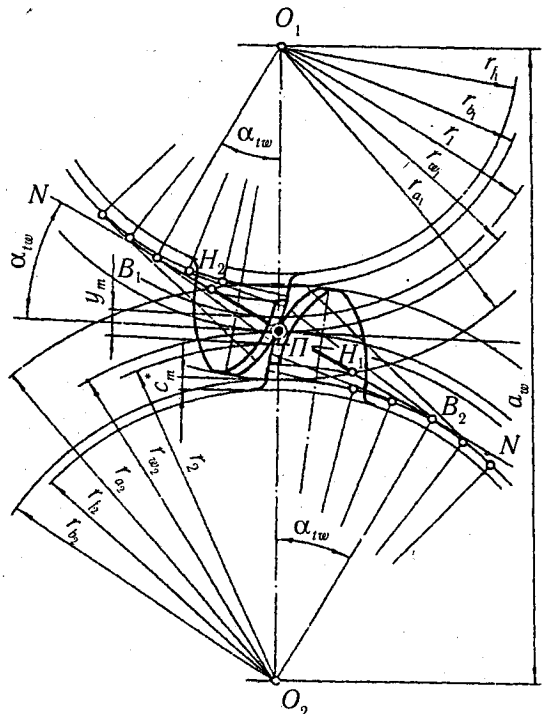


Рис. 9.15

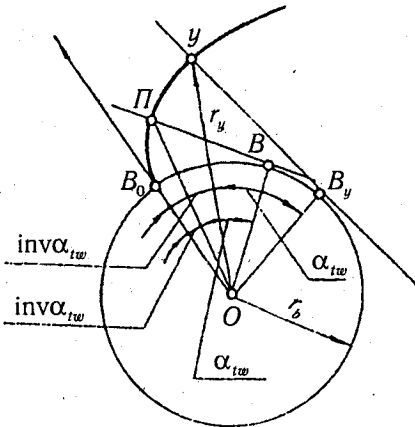


Рис. 9.16

де $\text{inv}\alpha_{iy}$ — полярний кут поточної точки евольвенти (евольвентний кут); α_{iy} — кут профілю евольвенти; r_y — поточний радіус-вектор точки евольвенти; r_b — радіус основного кола.

Задаючись рядом значень кута профілю $\text{inv}\alpha_{iy}$, одержимо відповідні значення евольвентного кута $\text{inv}\alpha_{iy}$ і радіус-вектора r_y . Напрямок полярної осі OB_0 визначається за відомими кутами α_{iy} і $\text{inv}\alpha_{iy}$, v .

Евольвентні спряжені профілі можна побудувати графічним способом. Для цього через полюс Π проводять дотичну до основного кола радіуса r_b (рис. 9.17) у точці B . Намічають ряд точок на основному колі B_1, B_2, B_3, B_4 і т. д., розташованих з рівним інтервалом. У цих точках до основного кола проводять дотичні. Враховуючи те, що радіус кривизни евольвенти, наприклад, у точці Π , дорівнює

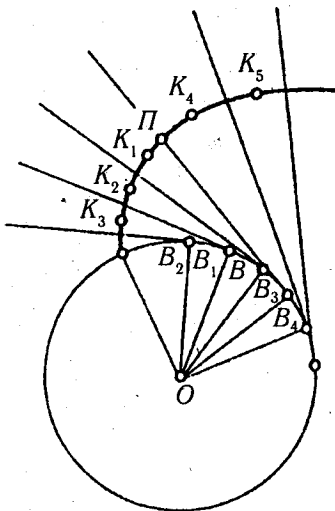


Рис. 9.17

і положенням полюса зачеплення, який визначається з однієї сторони точкою дотику початкових кіл, а з другої — перетином лінії зачеплення з лінією центрів.

5. Будують евольвенти спряжених профілів зубів, які описує точка Π прямої B_1B_2 (рис. 9.15) при перекочуванні її по основних колах без ковзання. Для цього можна використати рівняння евольвенти в полярних координатах (рис. 9.16):

$$\text{inv}\alpha_{iy} = \text{tg}\alpha_{iy} - \alpha_{iy}, \quad (9.56)$$

$$r_y = \frac{r_b}{\cos \alpha_{iy}},$$

де $\text{inv}\alpha_{iy}$ — полярний кут поточної точки евольвенти (евольвентний кут); α_{iy} — кут профілю евольвенти; r_y — поточний радіус-вектор точки евольвенти; r_b — радіус основного кола.

Задаючись рядом значень кута профілю $\text{inv}\alpha_{iy}$, одержимо відповідні значення евольвентного кута $\text{inv}\alpha_{iy}$ і радіус-вектора r_y . Напрямок полярної осі OB_0 визначається за відомими кутами α_{iy} і $\text{inv}\alpha_{iy}$, v .

Евольвентні спряжені профілі можна побудувати графічним способом. Для цього через полюс Π проводять дотичну до основного кола радіуса r_b (рис. 9.17) у точці B . Намічають ряд точок на основному колі B_1, B_2, B_3, B_4 і т. д., розташованих з рівним інтервалом. У цих точках до основного кола проводять дотичні. Враховуючи те, що радіус кривизни евольвенти, наприклад, у точці Π , дорівнює

відрізку ΠB , з точки B як з центра проводимо дугу K_1K_2 і т. д. Послідовно використовуючи точки B_1, B_2, B_3, B_4 як центри відповідних дуг, будуюмо наближений профіль евольвенти. Точність побудови буде підвищуватись із зменшенням довжини дуг K_3K_2, K_2K_1, \dots , тобто із збільшенням їх кількості.

6. По дузі діляльного кола шестерні і колеса відкладають товщину зуба s_i і ширину западини e_i (рис. 9.15), визначивши їх за формулами:

$$s_i = \frac{m}{\cos \beta} (\pi/2 + 2x_i \text{tg}\alpha); \quad (9.57)$$

$$e_i = \frac{m}{\cos \beta} (\pi/2 - 2x_i \text{tg}\alpha). \quad (9.58)$$

Після чого будують профілі зубів, різнойменні до одержаних.

7. Проводять осі симетрії спряжених зубів, відкладають від одержаних осей симетрії вправо і вліво осі симетрії 2—3 сусідніх зубів з кутовим кроком $\psi = \pi t / z_i \cos \beta$. Використовуючи ці осі симетрії і знаючи товщину зубів s_i , будують профілі зубів (на рис. 9.15 ця побудова не показана).

8. Профілі зубів на шестерні та колесі обмежують зовні колом вершин, а всередині — колом западин. Радіус кола западин може бути більшим або меншим радіуса основного кола. Якщо $r_f < r_b$, то плавним продовженням евольвенти усередині основного кола є її радіус. Незалежно від того, яке положення займає коло западин по відношенню до основного кола, повний профіль зуба складається з евольвентної частини і перехідної кривої, яка поєднує евольвентний профіль з колом западин. Перехідну криву можна зобразити спрощено дугою радіуса $\rho_b \approx 0,4m$, спряженого з евольвентою чи з продовженням її радіальної прямої.

9. Виділяють активну (робочу) ділянку лінії зачеплення точками H_1 і H_2 . Точка H_2 лежить на перетині кола вершин колеса з лінією зачеплення, а точка H_1 — на перетині кола вершин шестерні з лінією зачеплення.

10. Виділяють активні ділянки евольвентних профілів зубів, спряжених у полюсі. Верхні точки активних профілів лежать на колах вершин зубчастих коліс. Для знаходження нижніх точок активного профілю необхідно провести дуги радіусами $r_{r1} = O_1H_2$ і $r_{r2} = O_2H_1$ до перетину із спряженими у полюсі P профілями зубів. Точки перетину є нижніми точками активних профілів.

11. Проводять перевірку торцевого коефіцієнта перекриття, використовуючи графічну побудову, за формулою

$$\epsilon_\alpha = \frac{(H_1H_2)\mu_t \cos \beta}{\pi m \cos \alpha_i}, \quad (9.59)$$

де μ_t — масштаб побудови; H_1H_2 — довжина активної ділянки лінії зачеплення, яка вимірюється на рисунку.

В формулі (9.59) $\pi m \cos \alpha_i / \cos \beta = \rho_b$ є основним кроком зубчастого зачеплення.

9.8. ВИЗНАЧЕННЯ ЯКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Характеристика контактної міцності зубів. Для непрямої оцінки контактної міцності зубчастої передачі, яка проектується, використовують коефіцієнт питомого тиску [13]

$$\gamma_p = \frac{m}{\rho_{зв}}, \quad (9.60)$$

де $\rho_{зв}$ — зведений радіус кривизни спряжених профілів шестерні і колеса.

Із збільшенням $\rho_{зв}$ зменшуються контактні напруження. Отже, мінімальним значенням коефіцієнта питомого тиску відповідає максимальна контактна міцність.

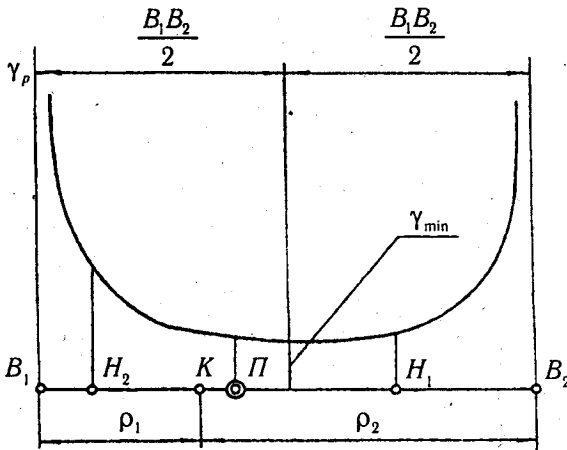


Рис. 9.18

Якщо позначити $\rho_1 + \rho_2 = B_1B_2 = e$, то

$$\gamma_p = \frac{me}{\rho_1(e - \rho_1)} \quad (9.62)$$

Задаючи значення ρ_1 від нуля до e , будують графік коефіцієнта питомого тиску. Для цього необхідно переміщувати точку контакту уздовж лінії зачеплення від точки B_1 до точки B_2 .

Аналітично визначають коефіцієнт питомого тиску в полюсі за формулою

$$\gamma_p = \frac{2(z_1 + z_2)}{z_1 z_2 \cos \alpha_1 \cos \alpha_{tw}} \quad (9.63)$$

і співставляємо його із значенням γ_p , яке одержане на графіку.

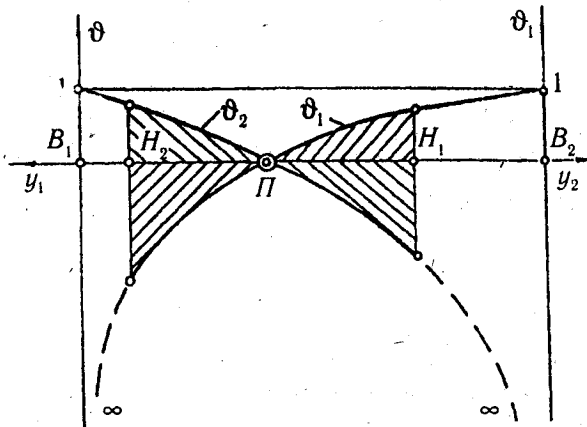


Рис. 9.19

Оскільки точка контакту зубів рухається уздовж лінії зачеплення, то кожному положенню точки контакту буде відповідати своє значення $\rho_{зв}$ і γ_p . Тому необхідно побудувати графік зміни коефіцієнта питомого тиску при русі точки контакту уздовж лінії зачеплення (рис. 9.18).

Графік зручно будувати, використовуючи залежність

$$\rho_{зв} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \quad (9.61)$$

де ρ_1 — радіус кривизни в точці контакту шестерні; ρ_2 — радіус кривизни в точці контакту колеса.

Характеристика спрацювання спряжених профілів зубів непрямо проводиться за величинами питомого ковзання шестерні і колеса (рис. 9.19), які визначаються за формулами:

$$\vartheta_1 = 1 + i_{21} - \frac{e}{x} i_{21}; \quad (9.64)$$

$$\vartheta_2 = 1 + i_{12} - \frac{e}{e - x} i_{12},$$

де $e = B_1B_2$ — довжина теоретичної лінії зачеплення (рис. 9.15);

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1; i_{21} = \omega_2 / \omega_1 = z_1 / z_2;$$

x — відстань від точки B_1 дотику лінії зачеплення з основним колом першого колеса, яку відраховуємо у напрямі до точки B_2 .

Характеристикою плавності роботи зубчастого зачеплення є коефіцієнт перекриття, який визначений за формулами (9.38) ... (9.40), (9.59).

9.9. ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ЗМІЩЕННЯ ДЛЯ ВНУТРІШНЬОГО ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ПЛАНЕТАРНИХ МЕХАНІЗМІВ

Визначення коефіцієнтів зміщення внутрішнього зубчастого зачеплення планетарного механізму із зв'язаною системою зубчастих коліс. До таких механізмів відноситься планетарний механізм з одинарним сателітом (рис. 9.20), у ньому зубчасті колеса a , g і b зв'язані, тобто сателіт g входить у два зачеплення. Крім того, коефіцієнти зміщення для коліс a і g підібрані раніше, як це показано вище. У кожному із зачеплень $a-g$ і $g-b$ буде своє значення кута зачеплення α_{tw_1} і α_{tw_2} . Для першої пари кут α_{tw_1} відомий. Визначимо з умови співвісності зубчастих пар $a-g$ і $g-b$ кут зачеплення в парі зубчастих коліс $g-b$

$$\cos \alpha_{tw_2} = \frac{z_b - z_g}{z_a + z_g} \cos \alpha_{tw_1}. \tag{9.65}$$

Тоді коефіцієнт зміщення для коліс внутрішнього зачеплення визначаємо з основного рівняння зубчастого зачеплення

$$x_b = x_g - \frac{(z_b - z_g)(\text{inv} \alpha_{tw_2} - \text{inv} \alpha_{tw_1})}{2 \text{tg} \alpha}. \tag{9.66}$$

Одержане значення коефіцієнта зміщення необхідно перевірити по блокувальному контуру так, щоб точка, яка визначається коефіцієнтами x_g і x_b (x_1 і x_2), лежала в межах існування зубчастої передачі внутрішнього зачеплення. Для зубчастих передач внутрішнього зачеплення побудовані блокувальні контури, які наведені в ГОСТ 19274-73 та в роботі [13].

Вони охоплюють ряд комбінацій передач внутрішнього зачеплення. Слід врахувати, що блокувальні контури передач внутрішнього зачеплення мають дещо інший зміст, ніж описані вище блокувальні контури передач зовнішнього

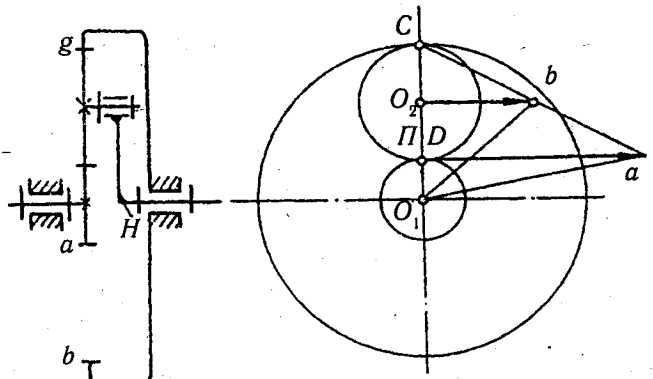


Рис. 9.20

зачеплення. При їх розрахунках припускалося, що шестерню нарізають черв'ячною фрезою чи довбачем з номінальним діаметром не менше 75 мм, а колесо з внутрішніми зубами нарізають довбачем, який не підлягає переточці.

При кожному сполученні чисел зубів шестерні і колеса вибрані дві комбінації довбачів: з найменшим і з найбільшим можливим числом зубів.

Таким чином, для кожної комбінації було розраховано по два блокуючих контури. Остаточний блокувальний контур одержано у результаті накладання одного на другий двох розрахованих контурів і відбору кривих, які дають більш суворі обмеження.

В блокувальних контурах, що побудовані для передач зовнішнього зачеплення, кожна лінія має геометрично точний зміст, наприклад, $\epsilon_\alpha = 1,2$.

В контурах, що описуються, кожна гранична лінія є геометричне місце точок, в яких заданий параметр при будь-якому погодженні з таблицею комбінацій інструменту, не може стати меншим чи більшим заданої величини, наприклад, $\epsilon_\alpha \geq 1,2$.

На рис. 9.21 наведено приклад блокувального контуру для передачі внутрішнього зачеплення за ГОСТ 19274-73, на якому позначені лінії: 1 — $\epsilon_\alpha = 1,0$;

2 — $s_{a_1} = 0$; 3 — $s_{a_2} = 0$; 4 і 5 — $h = 2,5m$; 6 — межа зрізання вершин зуба шестерні перехідною поверхнею зуба інструмента; 7 — межа зрізання вершин зуба колеса передньою поверхнею інструмента; 8 — межа інтерференції поздовжнього краю зуба колеса з перехідною поверхнею зуба шестерні, нарізаної довбачем; 9 — межа інтерференції поздовжнього краю зуба шестерні з перехідною поверхнею зуба колеса; 10 — межа інтерференції поздовжнього краю зуба колеса з перехідною поверхнею зуба шестерні, нарізаної рейковим інструментом; 11 — межа зрізання вершин при радіальній подачі довбача; 12 — межа інтерференції вершин при радіальному складанні передачі; 13 — $x_1 = x_{1,\min}$ шестерні (межа підрізання); 14 — $\alpha_w = 0$; 15 — радіального зазору $c_2 = 0,1$ в западині колеса; 16 — $\epsilon_\alpha = 1,2$; 17 — $s_{a_1} = 0,3m$; 18 — $s_{a_2} = 0,3m$.

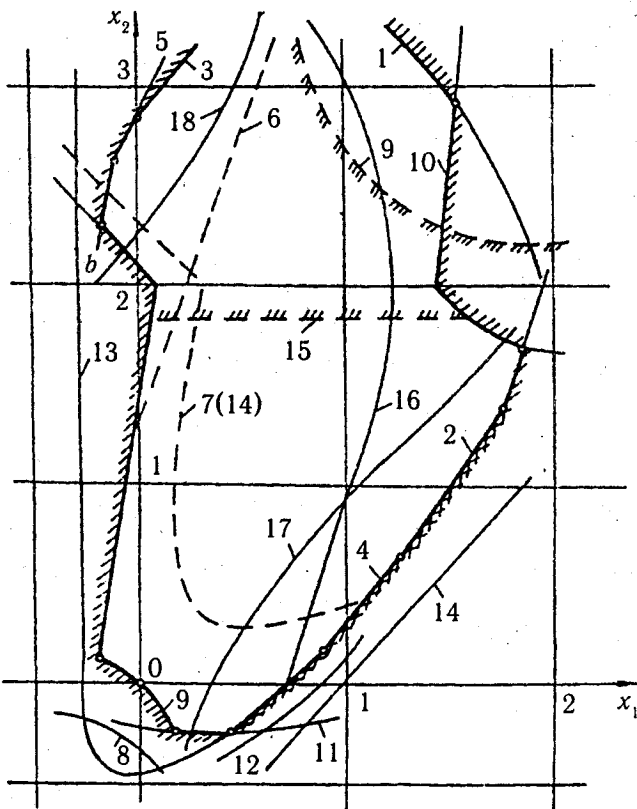


Рис. 9.21

В прикладі, що нами розглядається $x_a = 0,9$; $x_g = 0,3$; $m = 2$ мм; $z_a = 15$; $z_g = 42$; $z_b = 99$; кут зачеплення в парі коліс $a-g$ за формулою (9.65)

$$\cos \alpha_{tw_2} = \frac{99 - 42}{15 + 42} \cos \alpha_{tw_1} = \cos \alpha_{tw_1}.$$

Отже $\alpha_{tw_2} = \alpha_{tw_1}$. Збіг кутів зачеплення в першому і другому зачепленнях пояснюється тим, що на етапі вибору чисел зубів нами була витримана умова співвісності.

Визначаємо коефіцієнт зміщення колеса b за формулою

$$x_b = 0,3 - \frac{(99 - 42) \cdot (0,01557 - 0,03090)}{2 \cdot 0,3640} = 0,3 + 1,2 = 1,5.$$

За ГОСТ 19274-73 знаходимо блокувальний контур, найближчий за числом зубів ($z_1 = 40$; $z_2 = 100$). Зобразимо його для прикладу на рис. 9.22.

У подальшому присвоїмо колесу b індекс 2, а шестерні g — індекс 1, тоді $x_1 = 0,3$; $x_2 = 1,53$.

На блокувальному контурі знаходимо точку з цими координатами, яка вкладається в межу існування передачі, отже, коефіцієнти зміщення розраховані правильно.

Визначення коефіцієнтів зміщення внутрішнього зубчастого зачеплення планетарного механізму незв'язаної системи коліс. Приклад такого механізму зображено на рис. 9.23. Звичайно в таких механізмах модуль зубчастих пар $a-g$ і $f-b$ приймають однаковим. Тоді з умови співвісності при відомих куті зачеплення пари $a-g$ і куті α_{tw_1} визначають кут зачеплення парі коліс $f-g$

$$\cos \alpha_{tw_2} = \frac{z_b - z_f}{z_a + z_g} \cos \alpha_{tw_1}.$$

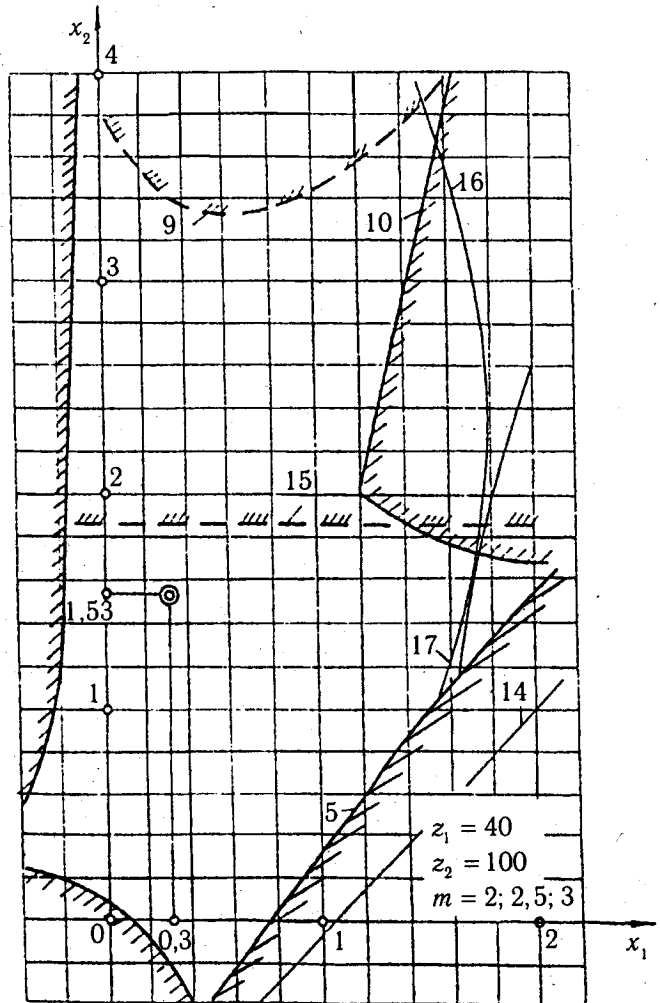


Рис. 9.22

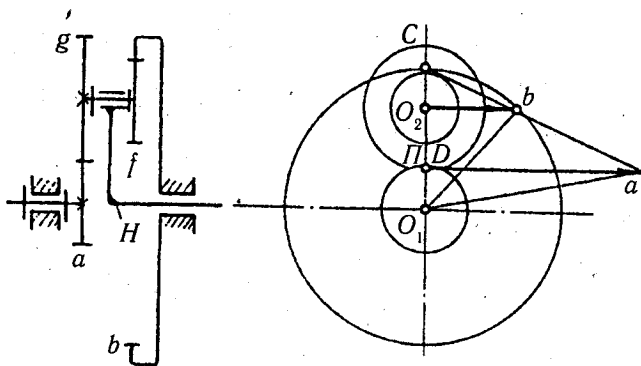


Рис. 9.23

Після цього, знаючи α_{tw_2} , визначають суму зміщень зубчастої пари внутрішнього зачеплення

$$x_{\Sigma} = x_b - x_f = \frac{(z_b - z_f) \cdot (\operatorname{inv}\alpha_i - \operatorname{inv}\alpha_{tw_2})}{2\operatorname{tg}\alpha}$$

Потім за числом зубів і модулем вибирають потрібний блокувальний контур

(ГОСТ 19274-73), за допомогою якого суму зміщень x_{Σ} розподіляють між шестернею і колесом так, щоб виконувалися умови існування внутрішнього зубчастого зачеплення.

9.10. РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРІЇ ЕВОЛЬВЕНТНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ ВНУТРІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Шестерні надаємо індекс 1, а колесу — індекс 2. При розрахунку передачі внутрішнього зачеплення, як другого ступеня планетарного механізму, відомими є міжосьова відстань a_w і кут зачеплення α_{tw} .

1. Ділильна міжосьова відстань

$$a = \frac{(z_2 - z_1) m}{2 \cos \beta} \quad (9.67)$$

2. Міжосьова відстань

$$a = \frac{m}{2 \cos \beta} \cdot \frac{z_2 - z_1}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_i}{\cos \alpha_{tw}} \quad (9.68)$$

3. Коефіцієнт сприймального зміщення

$$y = \frac{a_w - a}{m} \quad (9.69)$$

4. Коефіцієнт зрівнювального зміщення

$$\Delta y = (x_2 - x_1) - y \quad (9.70)$$

5. Діаметри ділильних кіл

$$d_1 = \frac{m}{\cos \beta} z_1; \quad d_2 = \frac{m}{\cos \beta} z_2 \quad (9.71)$$

6. Діаметри основних кіл

$$d_{b_1} = d_1 \cos \alpha_i; \quad d_{b_2} = d_2 \cos \alpha_i \quad (9.72)$$

7. Діаметри початкових кіл

$$d_{w_1} = \frac{2a_w}{i-1}; \quad d_{w_2} = \frac{2a_w i}{i-1}, \quad (9.73)$$

де i — передаточне відношення.

8. Діаметри кіл западин:

для шестерні, нарізаної інструментальною рейкою

$$d_h = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m; \quad (9.74)$$

для колеса з внутрішніми зубцями

$$d_h = d_2 - 2(h_a^* + c^* + x_2 - \Delta y_{O_2})m, \quad (9.75)$$

де Δy_{O_2} — коефіцієнт зрівнювального зміщення контуру довбача, обумовленого переточками довбача. З деяким наближенням можна допустити, що $\Delta y_{O_2} = 0$.

9. Діаметр кіл вершин:

для шестерні.

$$d_{a_1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y_{O_2})m, \quad (9.76)$$

для колеса з внутрішніми зубцями

$$d_{a_2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y)m. \quad (9.77)$$

10. Товщина внутрішнього зуба в торцевому перерізі на поверхні діляльного циліндра

$$s_{i_2} = \left(\frac{\pi}{2} - 2x_2 \operatorname{tg} \alpha \right) \frac{m}{\cos \beta}. \quad (9.78)$$

11. Товщина внутрішнього зуба в торцевому перерізі по дузі кола довільного діаметра

$$s_{iy_2} = d_{y_2} \left(\frac{\pi}{2z_2} - \frac{2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{z_2} - \operatorname{inv} \alpha_1 + \operatorname{inv} \alpha_{iy_2} \right). \quad (9.79)$$

12. При правильному визначенні коефіцієнтів зміщень зубчастих коліс перевірку умов існування зубчастої передачі внутрішнього зачеплення можна не виконувати.

9.11. ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Задачі 801—900. Для заданої зовнішньої зубчастої передачі (див. табл. 9.1) за допомогою блокуючих контурів, які наведені у додатку Ж, визначити коефіцієнти зміщення x_1 і x_2 та геометричні параметри зубчастих коліс (див. приклад 9.1). На підставі одержаних даних побудувати картину зубчастого зачеплення (див. рис. 9.15).

Вихідні дані до задач 801—900

З а д а ч а	801	802	803	804	805	806	807	808	809	810
Умова для вибору коефіцієнтів зміщення	Передача з максимальною контактною міцністю									
Число зубів шестерні z_1	12					15				
Число зубів колеса z_2	12	14	16	18	22	28	34	42	15	18
Модуль $t, мм$	1	2	3	4	5	6	8	10	3	4
Кут нахилу зубів $\beta, ^\circ$	0									
З а д а ч а	811	812	813	814	815	816	817	818	819	820
Умова для вибору коефіцієнтів зміщення	Передача з найменшим зносом									
Число зубів шестерні z_1	15					14				
Число зубів колеса z_2	15	18	22	28	34	42	14	17	21	27
Модуль $t, мм$	1	2	3	4	5	6	5	6	8	10
Кут нахилу зубів $\beta, ^\circ$	0					10				
З а д а ч а	821	822	823	824	825	826	827	828	829	830
Умова для вибору коефіцієнтів зміщення	Передача з максимальним коефіцієнтом перекриття									
Число зубів шестерні z_1	18					17				
Число зубів колеса z_2	18	22	28	34	42	17	21	26	32	41
Модуль $t, мм$	7	9	11	14	18	1	2	5	6	9
Кут нахилу зубів $\beta, ^\circ$	0					8				
З а д а ч а	831	832	833	834	835	836	837	838	839	840
Умова для вибору коефіцієнтів зміщення	Передача з максимальною міцністю на згин при ведучій шестерні									
Число зубів шестерні z_1	22					21				
Число зубів колеса z_2	22	25	28	34	42	21	24	26	32	40
Модуль $t, мм$	1	2	3	4	5	10	15	20	30	40
Кут нахилу зубів $\beta, ^\circ$	0					10				
З а д а ч а	841	842	843	844	845	846	847	848	849	850
Умова для вибору коефіцієнтів зміщення	Передача з максимальною міцністю на згин при ведучому колесі									
Число зубів шестерні z_1	12					11				
Число зубів колеса z_2	12	14	16	18	22	28	34	42	13	21
Модуль $t, мм$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12
Кут нахилу зубів $\beta, ^\circ$	0					11				

Продовження таблиці 9.1

З а д а ч а	851	852	853	854	855	856	857	858	859	860
Умова для вибору коефіцієнтів зміщення	Передача з максимальною контактною міцністю									
Число зубів шестерні z_1	15			14			18			17
Число зубів колеса z_2	22	28	34	42	21	27	18	34	21	27
Модуль m , мм	5	6	7	8	9	10	1	2	8	10
Кут нахилу зубів β , °	0			7			0			10
З а д а ч а	861	862	863	864	865	866	867	868	869	870
Умова для вибору коефіцієнтів зміщення	Передача з найменшим зносом									
Число зубів шестерні z_1	18			17			21			
Число зубів колеса z_2	18	22	28	34	42	27	32	40	21	26
Модуль m , мм	4	5	6	7	8	9	10	11	1	20
Кут нахилу зубів β , °	0	6	11	6			11			
З а д а ч а	871	872	873	874	875	876	877	878	879	880
Умова для вибору коефіцієнтів зміщення	Передача з максимальним коефіцієнтом перекриття									
Число зубів шестерні z_1	22					20				
Число зубів колеса z_2	22	25	28	34	42	21	24	27	33	41
Модуль m , мм	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Кут нахилу зубів β , °	0					10				
З а д а ч а	881	882	883	884	885	886	887	888	889	890
Умова для вибору коефіцієнтів зміщення	Передача з максимальною міцністю на згин при ведучій шестерні									
Число зубів шестерні z_1	12					11				
Число зубів колеса z_2	12	14	16	18	22	28	34	42	11	40
Модуль m , мм	6	7	8	9	10	11	12	15	14	16
Кут нахилу зубів β , °	0					11				
З а д а ч а	891	892	893	894	895	896	897	898	899	900
Умова для вибору коефіцієнтів зміщення	Передача з максимальною міцністю на згин при ведучому колесі									
Число зубів шестерні z_1	15					14				
Число зубів колеса z_2	15	18	22	28	34	42	14	17	21	27
Модуль m , мм	2	3	4	5	6	8	10	15	20	25
Кут нахилу зубів β , °	0					9				

БАГАТОЛАНКОВІ ЗУБЧАСТІ МЕХАНІЗМИ

Багатоланкові зубчасті механізми (передачі) поділяють на два основні види:

1. Зубчасті механізми з нерухомими осями всіх коліс. Такі передачі називають серіями зубчастих коліс.

2. Зубчасті механізми з рухомими осями окремих коліс. Такі передачі називають епіциклічними, зубчато-важільними, планетарними.

Задачею кінематичного дослідження передач є визначення їх передаточного відношення, задачею синтезу — вибір схеми механізму і чисел зубців коліс, які б забезпечували задане передаточне відношення і умови існування передачі.

10.1. ЗУБЧАСТІ МЕХАНІЗМИ З НЕРУХОМИМИ ОСЯМИ

У свою чергу зубчасті механізми з нерухомими осями всіх коліс поділяють ще на два види: ступінчасті або звичайні (деколи рядові) передачі (рис. 10.1, а) і паразитні передачі (рис. 10.1, б).

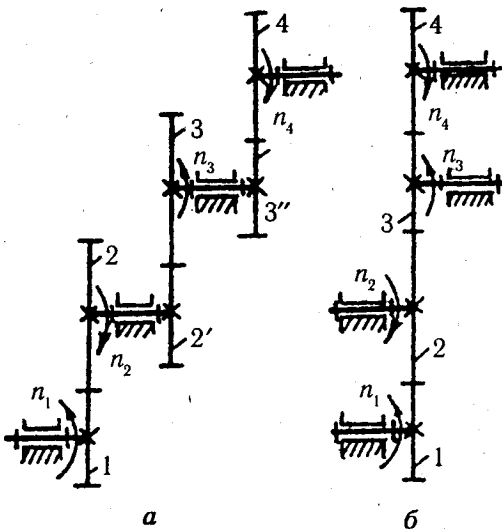


Рис. 10.1

У ступінчастій серії кожне колесо входить тільки в одне зачеплення. У паразитній серії є зубчасті колеса, що входять одночасно в два або більше зачеплення (колеса 2 і 3 входять одночасно в два зачеплення). Такі колеса називають *паразитними*. Довомимося позначати всі колеса, що жорстко сидять на одному валу, одною цифрою, проставляючи для кожного окремого колеса штрихи (наприклад, 2, 2', 2'' тощо).

Загальне передаточне відношення зубчастих механізмів, зображених на рис. 10.1, можна визначити як відношення швидкостей обертання вхідного 1 та вихідного 4 валів:

$$i_{14} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_4} = \pm \frac{n_1}{n_4}. \quad (10.1)$$

Знак передаточного відношення i_{1m} визначається так само, як і для пари зубчастих коліс: якщо напрям коліс 1 і 4 збігається, маємо знак «+», і навпаки — знак «-».

Загальне передаточне відношення i_{1m} можна визначити через передаточні відношення окремих пар (ступенів) зубчастого зачеплення:

$$i_{1m} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} \dots i_{(m-1)m} (-1)^k, \quad (10.2)$$

де $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$; $i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3}$ і т. д. — передаточні відношення відповідно першої, другої і т. д. пари зачеплення; k — число пар зовнішнього зачеплення. Введення в формулу передаточного відношення добутку $(-1)^k$ дає змогу визначати його знак, не показуючи напрямку обертання коліс (внутрішнє зачеплення не змінює напрямку обертання).

На практиці найчастіше використовують формули передаточного відношення виражені через числа зубців зубчастих механізмів. Якщо виразити передаточні відношення окремих пар зачеплення (ступенів) через числа зубців (рис. 10.1, а)

$$i_{12} = -\frac{z_2}{z_1}; i_{23} = -\frac{z_3}{z_2}; i_{34} = -\frac{z_4}{z_3}$$

і підставити у загальну формулу (10.2), то одержимо, що

$$i_{14} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} (-1)^k, \quad (10.3)$$

або в загальному вигляді

$$i_{1m} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \dots \frac{z_m}{z_{(m-1)}} (-1)^k. \quad (10.4)$$

Паразитне колесо не впливає на величину передаточного відношення, тому загальне передаточне число для паразитної передачі, зображеної на рис. 10.1, б, має вигляд

$$i_{14} = \frac{z_4}{z_1} (-1)^k \quad (10.5)$$

Якщо до складу механізму входять конічні зубчасті колеса (рис. 10.2, а), то значення передаточного відношення таких механізмів визначають так само, як і для циліндричних передач: (10.4) — ступінчастих, (10.5) — паразитних. Про знак передаточного відношення говорять лише тоді, коли осі обертання коліс, між якими знаходять передаточне відношення, паралельні. У цьому випадку його визначають за напрямками обертання вхідного і вихідного коліс. Для зручності замість кругових стрілок проставляють прямі. Це виконують так: у місці дотику коліс 1 і 2 (рис. 10.2) проводять дві стрілки від зачеплення (вони показують рух зубців на видимому боці зубчастих коліс 1 і 2), у місці стикання коліс 2' і 3

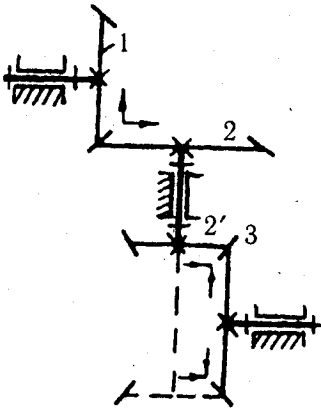


Рис. 10.2

проводимо дві стрілки, але спрямовані від зачеплення, і так чергуємо напрямки стрілок від зачеплення до зачеплення. Якщо напрямки стрілок вхідного й вихідного коліс збігаються, то знак передаточного відношення слід вважати додатним і, навпаки, не збігаються — від'ємним. Так само, за напрямками обертання ланок, визначають знак передаточного відношення багатоланкового зубчастого механізму, якщо в його склад входить черв'ячна передача або передача гвинтовими колесами.

Кінематичне дослідження зубчастих механізмів можна здійснити **графічним способом за допомогою побудови картин швидкостей** (рис. 10.3). Розглянемо найпростіший зубчастий механізм, що складається з двох циліндричних зубчастих коліс, кінематична схема якого

зображена у масштабі μ_l на рис. 10.3, а. Проведемо пряму yy паралельно лінії центрів O_1O_2 і спроектуємо на неї всі характерні точки передачі O_1, O_2, C, A, B (рис. 10.3, б). Оскільки швидкість будь-якої точки визначається залежністю $v = \omega r$, де ω — кутова швидкість ланки, r — відстань точки від центра обертання, то кінці векторів будь-яких точок колеса, розміщених на будь-якій радіальній прямій колеса, наприклад, O_1C , будуть знаходитися на лінії

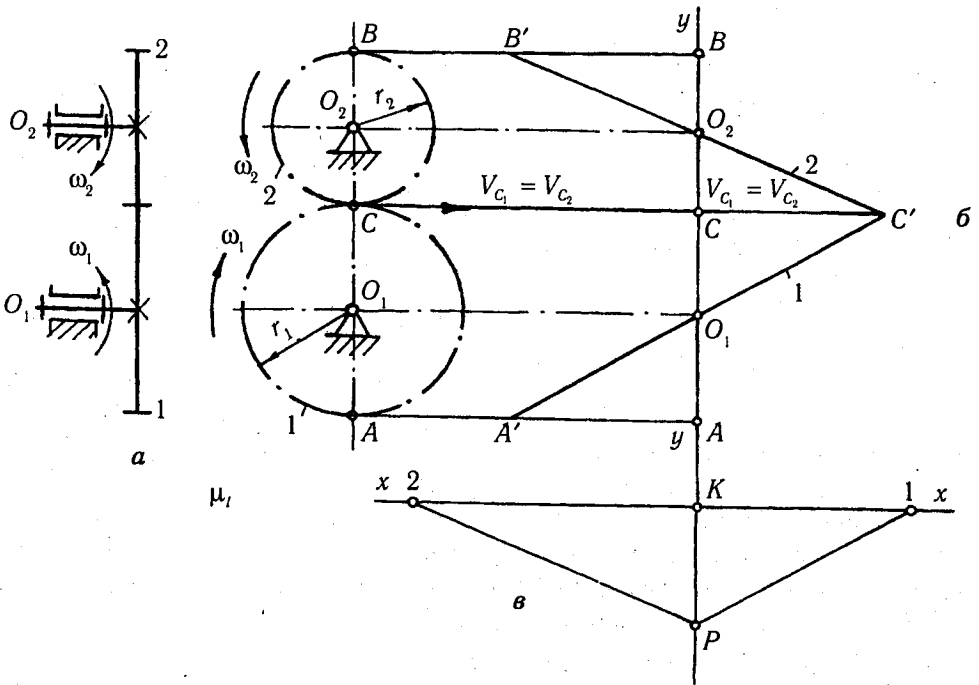


Рис. 10.3

O_1C' , аналогічно для колеса 2 — на лінії O_2C' . Отже, відклавши відрізок CC' , який у вибраному масштабі μ_v визначає швидкість точки C колеса 1 — $v_C = \omega_1 l_{O_1C}$, і, з'єднавши точку C' відповідно з точками O_1 і O_2 , одержуємо картини швидкостей коліс 1 і 2.

Для визначення передаточних відношень зручно використовувати картину кутових швидкостей (рис. 10.3, в), яку будуємо так: на продовженні лінії yy відкладаємо довільний відрізок PK і проводимо через точку K лінію $xx \perp yy$, а через точку P проводимо промені $P1 \parallel O_1C'$; $P2 \parallel O_2C'$ до перетину з лінією xx . Одержані точки позначимо відповідно 1, 2. Відрізки $K1$, $K2$ зображають у деякому масштабі кутові швидкості відповідно коліс 1 і 2. Тоді передаточне відношення зубчастого механізму може бути виражене через відношення відповідних відрізків картини кутових швидкостей (рис. 10.3, в):

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{K1}{K2} \quad (10.6)$$

Якщо відрізки на плані кутових швидкостей знаходяться з одного боку від точки K , то передаточне відношення додатне, і навпаки, коли з різних боків від точки K , передаточне відношення від'ємне.

Приклад 10.1. Для зубчастого механізму, схема якого зображена на рис. 10.4, а, визначити загальне передаточне відношення i_{15} , якщо числа зубів його коліс дорівнюють: $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $z_2' = 15$, $z_3 = 45$, $z_3' = 25$, $z_4 = 18$, $z_5 = 75$.

Розв'язок. Аналітичний спосіб. Заданий механізм відноситься до 1-го виду багатоланкових механізмів, у яких усі осі обертання зубчастих коліс нерухомі. Крім цього, в його складі є паразитне колесо 4, яке не впливає на величину передаточного відношення, а тому маємо:

$$i_{15} = i_{12} i_{23} i_{35} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} \cdot \frac{z_5}{z_3'} (-1)^k = \frac{40}{20} \cdot \frac{45}{15} \cdot \frac{75}{25} (-1)^3 = -18.$$

Графічний спосіб. Будуємо схему механізму в масштабі μ_l . Якщо не задані ніякі геометричні розміри механізму, то можна прийняти довільне значення модуля зачеплення і коефіцієнта зачеплення.

Приймаємо: $m = 2$ мм, $x_i = 0$. Тоді радіуси початкових кіл дорівнюють радіусам ділільних кіл і числу зубців коліс: $r_{\omega_i} = r_i = z_i$ ($i = 1, 2, \dots, 5$).

Будуємо картину швидкостей зубчастого механізму. Для цього проводимо вертикальну лінію yy (рис. 10.4, б), на якій відкладаємо всі характерні точки: центри обертання коліс O_1, O_2, O_3, O_4, O_5 ; і полюси їх зачеплення — A, B, C, D . Із точки A відкладаємо у довільному масштабі відрізок AA' , який зображає швидкість точки A колеса 1. У точці O_1 швидкість колеса 1 дорівнює нулю, тому, з'єднавши точку O_1 і A' , одержимо картину швидкостей колеса 1. Враховуючи, що швидкість точки A колеса 2 в полюсі зачеплення також буде визначатись відрізком AA' , з'єднуємо точку O_2 з точкою A' і одержуємо картину швидкостей колеса 2. Лінію $A'O_2$ продовжуємо до перетину з перпендикуляром, що проведений до лінії yy через точку B , точка B' буде визначати швидкості точки B , що належить колесам 2' і 3. Отже і для колеса 3 відомі швидкості двох точок B і O_3 , а тому, з'єднавши точки B' і O_3 і продовживши лінію $B'O_3$ до перетину з перпендикуляром до лінії yy у точці C , одержимо картину швидкостей колеса 3. Аналогічно будують картини швидкостей коліс 4 і 5.

Для побудови картини кутових швидкостей через точку K (рис. 10.4, в) проводимо лінію $xx \perp yy$, а з точки P промені $P1, P2, P3, \dots$, паралельні до відповідних картин швидкостей

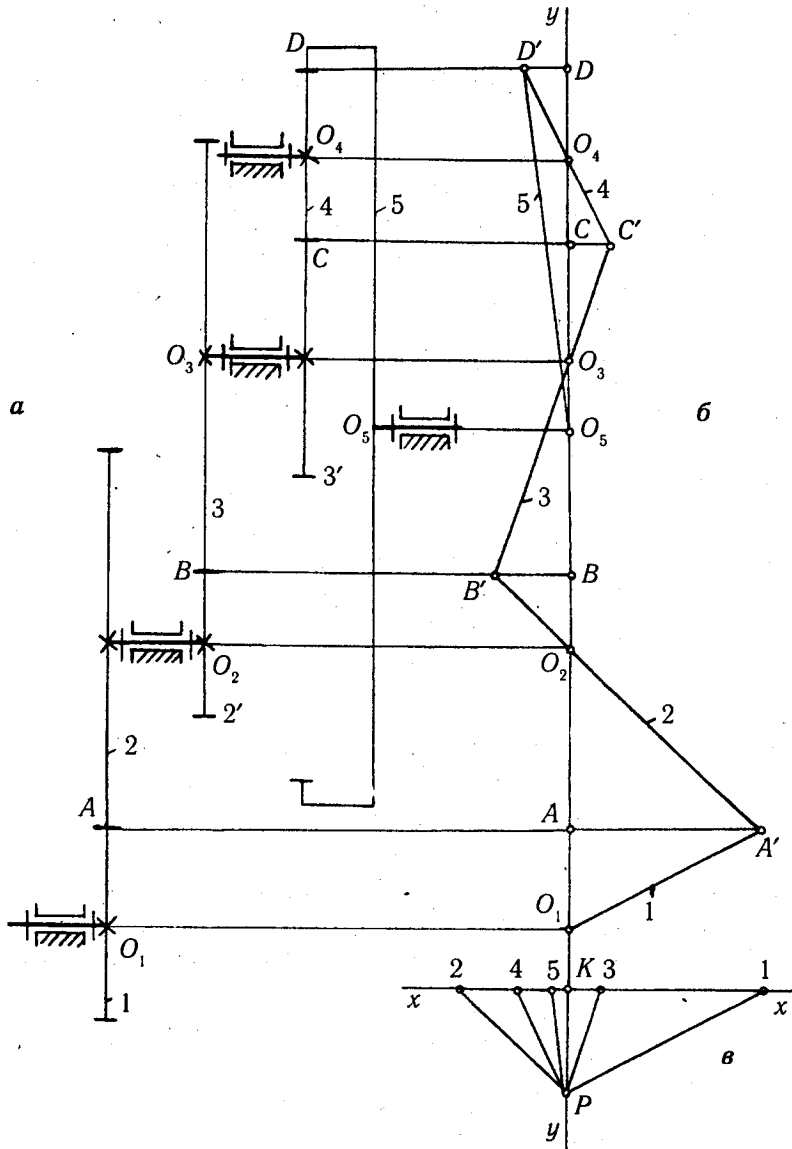


Рис. 10.4

коліс: $P1 \parallel O_1A'$; $P2 \parallel A'B'$; $P3 \parallel B'C'$ і т. д. Одержавши відрізки K_1, K_2, K_3, \dots , визначають у відповідному масштабі кутові швидкості зубчастих коліс 1, 2, 3,...

Тоді передаточне відношення

$$i_{15} = -\frac{K1}{K5} = -\frac{40}{25} = -16. \quad (10.7)$$

Отже, як видно з одержаних значень i_{15} , графічний метод досить простий у виконанні, але дає неточні результати.

10.2. ЗУБЧАСТІ МЕХАНІЗМИ З РУХОМИМИ ОСЯМИ

Багатоланкові зубчасті механізми, в яких осі окремих зубчастих коліс рухомі, також бувають двох видів: *планетарні* та *диференціальні*. Зубчасті механізми з одним ступенем вільності (рис. 10.5, б) називають планетарними, а з двома або більше ступенями вільності — диференціальними механізмами. Колеса з рухомими осями O_2 називаються планетарними або сателітами, а ланка H , на якій розміщена вісь O_2 , водилом. Зубчасті колеса 1 і 3 з нерухомими осями O_1 і O_3 називають центральними.

Диференціальні механізми. При кінематичному аналізі таких механізмів користуються методом оборотності руху, при якому всім ланкам механізму надають таку кутову швидкість, яку має водило H , але протилежну їй, тобто « $-\omega_H$ ». При цьому відносний рух ланок не змінюється, але вісь O_2 , а з нею і водило H (рис. 10.5, а), стають нерухомими і диференціальний механізм перетворюється у звичайну зубчасту передачу з нерухомими осями.

Тоді для цього механізму можна записати формулу, яка носить назву *формули Вілліса*:

$$i_{12}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (10.8)$$

або у загальному вигляді:

$$i_{1m}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_m - \omega_H} = \frac{n_1 - n_H}{n_m - n_H} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} \dots \frac{z_m}{z_{(m-1)}} (-1)^k \quad (10.9)$$

У формулах (10.8) і (10.9) верхній індекс (H) в передаточному відношенні вказує на ланку, яка розглядається нерухомою.

Формула Вілліса встановлює математичну залежність між кутовими швидкостями ланок механізму і числами зубців коліс. Маючи заданими кутові швидкості (ω_i або n_i) яких-небудь двох ланок, наприклад, ω_1 і ω_H , і числа зубців коліс, можна визначити кутову швидкість третьої ланки — ω_3 (10.8).

Планетарні механізми є окремим випадком диференціальних механізмів. Якщо в диференціальному механізмі одне із

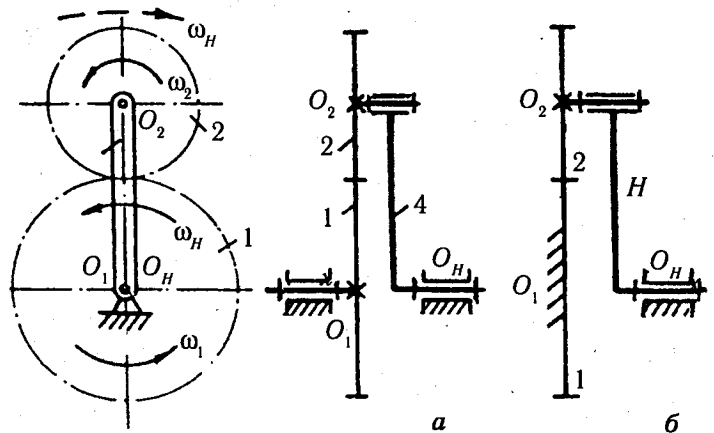


Рис. 10.5

центральної коліс зробити нерухомим, одержимо планетарний механізм. На рис. 10.5, б колесо 1 закріплено нерухомо, число ступенів вільності механізму $W = 1$.

Для планетарного механізму також справедлива формула Вілліса (10.8) або (10.9). У даному випадку, коли $\omega_1 = 0$, вона набуває вигляду

$$i_{12}^{(H)} = \frac{-\omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = \frac{-n_H}{n_2 - n_H} = -\frac{z_2}{z_1}. \quad (10.11)$$

Розділивши у формулі (10.11) чисельник і знаменник на $-\omega_H$, після відповідних перетворень одержимо

$$i_{2H}^{(1)} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - i_{12}^{(H)}. \quad (10.12)$$

Формулу (10.12) часом називають формулою планетарного механізму. У загальному вигляді (при нерухомому колесі m) вона має вигляд

$$i_{1H} = 1 - i_{1m}^{(H)}, \quad (10.13)$$

де

$$i_{1m}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} \dots \frac{z_m}{z_{(m-1)}} (-1)^k. \quad (10.14)$$

Приклад 10.2. Для зубчастого механізму, схема якого зображена на рис. 10.6, а, визначити передаточне відношення i_{1H} , якщо $z_1 = 20$, $z_2 = 60$, $z_2' = 20$, $z_3 = 100$, а також знайти число обертів водила H при $n_1 = 160$ об/хв.

Розв'язок. Розглянемо аналітичні та графічні способи розв'язання цієї задачі. Цей механізм є планетарним, оскільки вісь O_2 рухома і центральне колесо 3 нерухоме.

Аналітичний спосіб. Запишемо формулу Вілліса

$$i_{13}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} (-1)^k = \frac{60}{20} \cdot \frac{100}{20} (-1)^1 = -15. \quad (10.15)$$

Тоді, враховуючи, що $n_3 = 0$, і поділивши чисельник і знаменник на $-n_H$, одержимо

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 - i_{13}^{(H)} = 1 - (-15) = 16. \quad (10.16)$$

Тоді

$$n_H = \frac{n_1}{i_{1H}} = \frac{160}{16} = 10 \text{ об/хв.} \quad (10.17)$$

Графічний спосіб. Будемо схему механізму в деякому масштабі μ_r , прийнявши довільний модуль зубчастого зачеплення, наприклад $m = 2$ мм, і коефіцієнт зміщення $x_i = 0$, тоді $r_i = r_w = z_i$ ($i = 1, 2, 2', 3$).

Картину швидкостей механізму (рис. 10.6, б) будемо так само, як і в прикладі 10.1. Переносимо на лінію uu характерні точки механізму: O_1 , O_2 , A , B . В довільному масштабі відкладаємо швидкість точки A (відрізок AA') колеса 1. З'єднавши точки O_1 і B з точкою A' , одержимо картини швидкостей колес 1 і 2. Швидкість водила H в точці O_H , яка збігається

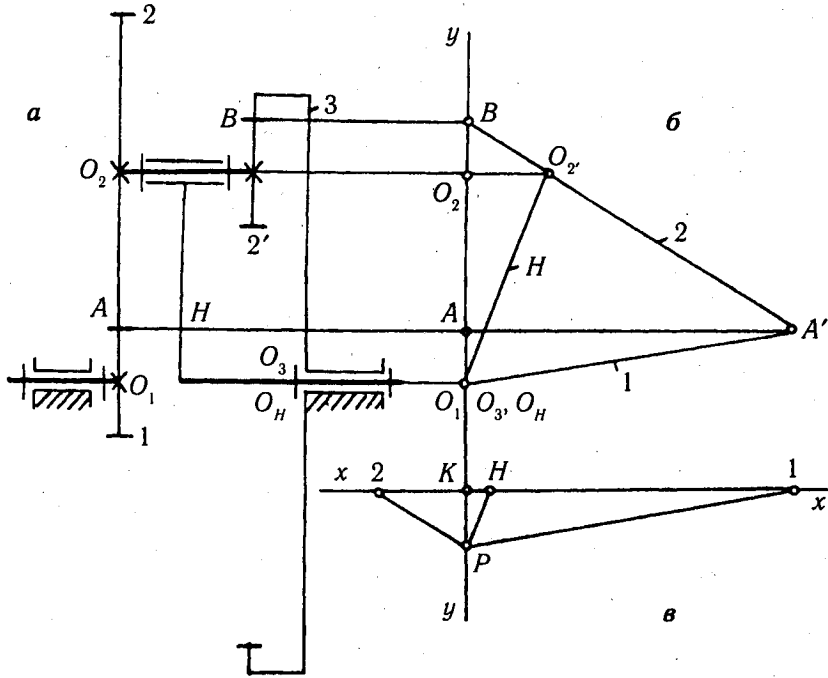


Рис. 10.6

з точками O_2 і O_3 , дорівнює нулю, друга точка O_2 водила H визначається відрізком $O_2O_{2'}$. З'єднуємо точки O_H і $O_{2'}$ прямою і одержуємо картину швидкостей водила H . На картині кутових швидкостей (рис. 10.6, в) із точки P проводимо промені до перетину з лінією xx паралельно відповідним картинам швидкостей ланок механізму: $P1 \parallel O_1A'$; $P2 \parallel A'B$; $P_H \parallel O_HO_{2'}$.

Тоді передаточне відношення

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{K1}{KH} = \frac{62}{4,0} = 15,5.$$

Знак передаточного відношення «+», оскільки точки 1 і H на картині кутових швидкостей лежать з одного боку від точки K . Швидкість обертання водила H визначається так само за формулою (10.17).

Приклад 10.3. Для диференціального механізму, схема якого зображена на рис. 10.7, а, визначити число обертів водила H і сателітів 2, якщо $z_1 = z_2 = 25$, $z_2 = z_3 = 50$, а $n_1 = -2n_3 = 200$ об/хв.

Розв'язок. Розглянемо аналітичні та графічні способи розв'язання цієї задачі.

Аналітичний спосіб. Спершу запишемо формулу Вілліса між центральними колесами 1 і 3:

$$i_{13}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} (-1)^k \quad (10.18)$$

Тоді, підставивши в (10.18) значення обертів колеса 1 і колеса 2

$$(n_3 = -\frac{n_1}{2} = -\frac{200}{2} = -100 \text{ об/хв})$$

та числа зубців, одержимо

$$\frac{200 - n_H}{-100 - n_H} = \frac{50}{25} \cdot \frac{50}{25} (-1)^2 = 4,$$

звідки $n_H = -200$ об/хв.

Для визначення швидкості обертання колеса 2 запишемо формулу Вілліса між колесами 1 і 2:

$$i_{12}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = \frac{z_2}{z_1} (-1)^{k_1}. \quad (10.19)$$

Тоді, підставивши числові дані у формулу (10.19), одержимо

$$\frac{200 + 200}{n_2 + 200} = \frac{50}{25} (-1)^1 = -2,$$

звідки $n_2 = -400$ об/хв.

Графічний спосіб. Для побудови картини швидкостей (рис. 10.7, б) диференціального механізму (рис. 10.7, а) спочатку відкладаємо в одному масштабі швидкості коліс 1 і 3, враховуючи їх знак.

Швидкість точок, що лежать на початкових колах коліс 1 і 3, визначаються за формулою

$v_i = \omega_i r_{wi} = \frac{\pi n_i}{30} r_{wi}$. Для цього приймаємо коефіцієнти зміщення коліс $x_i = 0$, а модуль

зубчастих коліс, наприклад, $m = 2$ мм, тоді $r_{wi} = r_i = \frac{m z_i}{2} = z_i$ (мм). Тоді одержимо

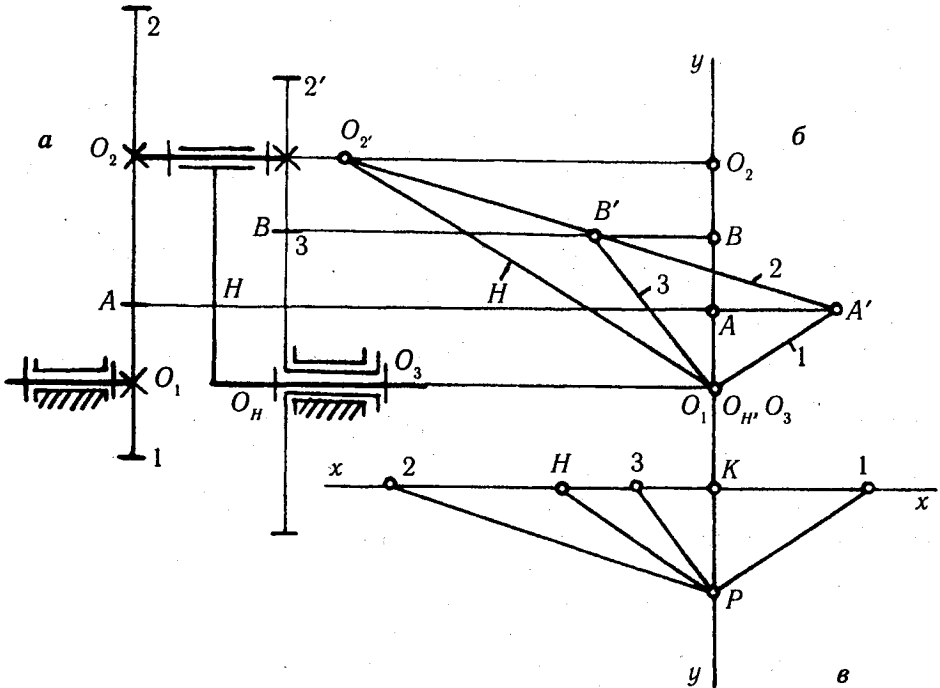


Рис. 10.7

$$v_1 = \frac{\pi n_1}{30} r_1 = \frac{3,14 \cdot 200}{30} 0,025 = 0,524 \text{ м/с};$$

$$v_3 = \frac{\pi n_3}{30} r_3 = \frac{3,14(-100)}{30} 0,050 = -0,524 \text{ м/с},$$

тобто, у даному випадку $v_1 = -v_3$.

Приймаємо довжину відрізків $AA' = BB' = 20 \text{ мм}$. Далі, відклавши відрізки AA' і BB' (у протилежний бік від відрізка AA'), з'єднуємо точку A' з точками O_1 і B' , одержуємо картину швидкостей відповідно колеса 1 і коліс 2, 2'. Продовживши лінію $A'B'$ до перетину з перпендикуляром, що проведений до лінії yy у точці O_2 , визначимо швидкість точки O_2 , яка визначиться відрізком OO_2 . Тоді пряма $O_H O_2$ визначає картину швидкостей водила H .

Картину кутових швидкостей (рис. 10.7, в) будуємо так само, як і в прикладі 10.2, провівши з точки P прямі, паралельні відповідним лініям картини швидкостей:

$$P1 \square Q_1 A'; P2 \square A' B'; P3 \square Q_2 B'; PH \square Q_2 O_2.$$

Тоді передаточні відношення

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = -\frac{K1}{KH} = -\frac{26}{26} = -1;$$

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{K1}{K2} = -\frac{26}{53} = -0,49.$$

Використовуючи ці залежності, знаходимо числа обертів водила H і сателіта 2:

$$n_H = \frac{n_1}{i_{1H}} = \frac{200}{-1} = -200 \text{ об/хв};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{200}{-0,49} = -408 \text{ об/хв}.$$

Тут знак « \rightarrow » означає, що ланки H і 2 обертаються у протилежний зубчастому колесу 1 бік.

10.3. КОМБІНОВАНІ ЗУБЧАСТІ МЕХАНІЗМИ

Зубчасті механізми, що складаються з різних видів зубчастих механізмів (ступінчастих, паразитних, планетарних і диференціальних), будемо називати **комбінованими**. До їх складу можуть входити й інші механізми (фрикційні, пасові, ланцюгові).

При кінематичному аналізі (визначенні передаточних відношень) таких механізмів треба спочатку встановити склад передачі, визначити передаточні відношення кожного складового механізму і потім, використовуючи формулу (10.2), записати вираз для загального передаточного відношення всього механізму. Розглянемо це питання на прикладі.

Приклад 10.4. Для механізму, зображеному на рис. 10.8, визначити передаточне відношення i_{17} , якщо задані числа зубців $z_1 = z_2 = z_3' = z_4' = 20$; $z_3 = 60$; $z_4 = z_5 = 40$; $z_6 = 25$; $z_7 = 50$.

Розв'язок. Перш за все встановлюємо склад механізму. Як відомо, багатоланкові механізми бувають двох видів: 1) з нерухожими осями всіх зубчастих коліс; 2) з рухомими

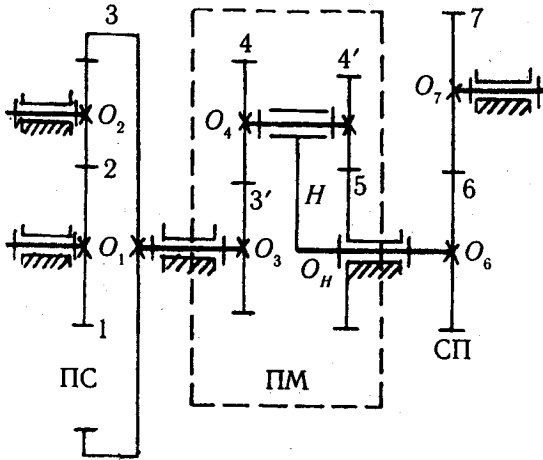


Рис. 10.8

осями деяких коліс. У цьому механізмі осі $O_1, O_2, O_3, O_H, O_5, O_6, O_7$ — нерухомі, рухомою є вісь обертання O_4 коліс 4 і 4', які є сателітами. Зубчасті колеса 3' і 5, які знаходяться у зачепленні із сателітами 4 і 4', включаючи водило H , утворюють планетарний механізм ПМ (на рис. 10.8 обмежений штриховою лінією). Зубчасті колеса 1, 2, 3 утворюють паразитну серію (ПС), оскільки колесо 2 (паразитка) знаходиться в зачепленні одночасно з двома колесами 1 і 3. І нарешті, зубчасті колеса 6 і 7 утворюють звичайну (ступінчасту) передачу СП.

Тоді загальне передаточне відношення механізму визначається за такою формулою

$$i_{17} = i_{13} \cdot i_{3H} \cdot i_{67}, \quad (10.20)$$

де $i_{3H} = i_{36}$, оскільки $n_H = n_6$.

Передаточне відношення паразитної серії визначається за формулою (10.5)

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{z_3}{z_1} (-1)^k = \frac{60}{20} (-1)^1 = -3, \quad (10.21)$$

де k_1 — число пар зовнішнього зачеплення в паразитній серії.

Для визначення передаточного відношення $i_{3H} = \frac{n_3}{n_H}$ планетарного механізму запишемо

формулу Вілліса (передаточне відношення між центральними колесами 3' і 5 при нерухомому водилі H)

$$i_{35}^{(H)} = \frac{n_3 - n_H}{n_5 - n_H} = \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_5}{z_4'} (-1)^{k_2} = \frac{40}{20} \cdot \frac{40}{20} (-1)^2 = 4, \quad (10.22)$$

де k_2 — число пар зовнішнього зачеплення в планетарному механізмі.

Враховуючи, що $n_5 = 0$ і розділивши (10.22) на n_H , одержимо

$$1 - \frac{n_3}{n_H} = i_{35}^{(H)},$$

звідки

$$i_{3H} = 1 - i_{35}^{(H)} = 1 - 4 = -3. \quad (10.23)$$

Передаточне відношення ступінчастої передачі

$$i_{67} = \frac{n_6}{n_7} = \frac{z_7}{z_6} (-1)^{k_3} = \frac{50}{25} (-1)^1 = -2.$$

де k_3 — число пар зовнішнього зчеплення в ступінчастій передачі.

Тоді, підставивши (10.21), (10.23) і (10.24) у формулу (10.20), маємо

$$i_{17} = (-3) \cdot (-3) \cdot (-2) = -18.$$

Знак мінус передаточного відношення i_{17} означає, що напрямки обертання коліс 1 і 7 не збігаються.

Замкнуті диференціальні механізми. Якщо в диференціальному механізмі зв'язати додатковою (замикаючою) передачею які-небудь дві ланки, що мають нерухомі осі (це можуть бути центральні колеса, або одне центральне колесо й водило), одержимо механізм з одним ступенем вільності, який називається **замкнутим диференціальним механізмом**. Передаточні відношення таких механізмів знаходять за таким самим методом, як і комбінованих механізмів. При цьому механізм ділять на дві частини: одна — власне диференціальний механізм; друга — змикаюча пара. Для диференціального механізму записується формула Вілліса, для замикальної частини — формула передаточного відношення ступінчастої (10.4) або паразитної (10.5) передачі. Розв'язуючи спільно одержані рівняння, знаходять передаточне відношення замкнутого диференціального механізму.

Приклад 10.5. Визначити передаточні відношення i_{1H} і i_{14} для механізму, який зображений на рис. 10.9, якщо числа зубців зубчастих коліс: $z_1 = z_2 = 30$, $z_{1'} = z_4 = 20$, $z_2 = z_3 = 60$, $z_3 = 100$, $z_4 = 60$.

Розв'язок. При кінематичному аналізі такого механізму необхідно, перш за все, виділити диференціальний механізм від замикального ланцюга. У цьому механізмі рухомою віссю є вісь O_4 зубчастих коліс 4 і 4'. Отже, до диференціального механізму відносяться: сателіти 4 і 4' і колеса 1' і 3', які знаходяться з ними у зачепленні (на рис. 10.9 обмежений штриховою лінією). Цей механізм є замкнутим диференціальним механізмом, оскільки дві ланки (центральні колеса 1' і 3') зв'язані між собою додатковою (замикальною) передачею 1—2—2'—3.

Для кожного із цих механізмів записуємо свої залежності: диференціального механізму (ДМ) формулу Вілліса

$$i_{13}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_4}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_4'} (-1)^k = \frac{60}{20} \cdot \frac{100}{20} (-1)^1 = -15, \quad (10.25)$$

де k_1 — число пар зовнішнього зачеплення в ДМ; замикального ланцюга

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} (-1)^{k_2} = \frac{60}{30} \cdot \frac{60}{30} (-1)^2 = 4,$$

де k_2 — число пар зовнішнього зачеплення в замикальній передачі.

Для визначення передаточного відношення $i_{1H} = n_1/n_H$ можна використати формулу Вілліса (10.24), в яку підставити із формули (10.25) значення $n_3 = n_1/i_{13}$. Тоді формула (10.24) буде мати вигляд:

$$i_{13}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{\frac{n_1}{i_{13}} - n_H} \quad (10.26)$$

Розділимо чисельник і знаменник (10.26) на n_H і, враховуючи, що $i_{1H} = n_1/n_H$, запишемо (10.26) у такому вигляді

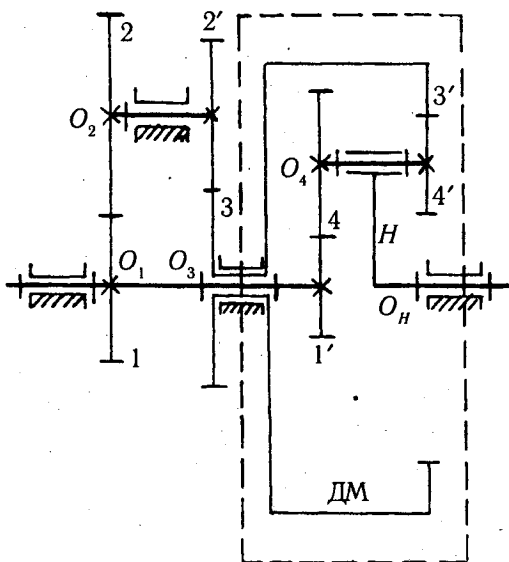


Рис. 10.9

$$i_{13}^{(H)} = \frac{i_{1H} - 1}{i_{13} - 1}$$

Тоді, після відповідних перетворень, одержимо

$$i_{1H} = \frac{i_{13}(i_{13}^{(H)} - 1)}{i_{13}^{(H)} - i_{13}} = \frac{4(-15 - 1)}{-15 - 4} = \frac{64}{19} \approx 3,37.$$

Щоб визначити передаточне відношення i_{14} , запишемо формулу Вілліса, тобто формулу передаточного відношення між зубчастими колесами 1' і 4 при нерухомому водилі H :

$$i_{14}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H} - \frac{z_4}{z_1} (-1)^{k_3} = \frac{60}{20} (-1)^1 = -3,$$

де $k_3 = 1$ — одне зовнішнє зубчасте зачеплення коліс 1' і 4.

Підставимо у цю формулу замість n_H його значення, виражене через n_1 і i_{1H} , тобто $n_H = n_1 / i_{1H}$:

$$i_{14}^{(H)} = \frac{n_1 - \frac{n_1}{i_{1H}}}{n_4 - \frac{n_1}{i_{1H}}} = \frac{n_1 - \frac{n_1}{i_{1H}}}{n_4 - \frac{n_1}{i_{1H}}}$$

Ділимо чисельник і знаменник на n_4 і після відповідних перетворень одержимо:

$$i_{14} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{i_{1H} \cdot i_{14}^{(H)}}{i_{1H} - 1 + i_{14}^{(H)}} = \frac{\frac{64}{19}(-3)}{\frac{64}{19} - 1 + (-3)} = 16.$$

10.4. СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНИХ МЕХАНІЗМІВ

Задачу синтезу планетарних механізмів можна поділити на два етапи: 1) вибір схеми планетарного механізму; 2) вибір числа зубців, що забезпечують задане передаточне відношення.

Одне й те саме передаточне відношення можна забезпечити різними за схемами механізмами, що можуть значно відрізнятися своїми ККД, масою, габаритами та іншими властивостями. У загальному випадку вибір схеми можна виконати тільки детальним порівнянням різних варіантів. Необхідні рекомендації щодо вибору схеми планетарного механізму наведено у спеціальній літературі. Надалі розглянемо найбільш прості схеми планетарного механізму (рис. 10.10).

Вибираючи числа зубів планетарної передачі, необхідно забезпечити наступні умови:

- а) задане передаточне відношення;
- б) співвісність;
- в) сусідство;
- г) складання;
- д) правильність зачеплення.

Методику вибору числа зубів планетарного механізму покажемо на двох прикладах.

Приклад 10.6. Вибрати числа зубців зубчастих коліс планетарного механізму, зображеного на рис. 10.10, а, якщо передаточне число $i_{aH}^{(b)} = 7,54$.

Розв'язок. Задаються числом зубів малого центрального колеса a так, щоб було $z_a \geq 13$.

При цьому, для забезпечення умови складання z_a повинно бути кратним числу сателітів. Найбільш вигідне число сателітів $n_w = 3$. Тоді, при такому n_w значення z_a вибирають з ряду 15, 18, 21 і т. д. З умови забезпечення передаточного відношення визначають число зубів z_b великого (коронного) центрального колеса:

$$z_b = (i_{aH}^{(b)} - 1)z_a \quad (10.27)$$

При цьому значення z_b закругляють до числа, кратного числу сателітів, і щоб z_b задовольняло умові правильності зачеплення, виходячи з табл. 10.1. У цій таблиці наведені допустимі значення чисел зубів малого z_a і великого z_b коліс, при яких не буде підрізання та інтерференції зубів для коліс, нарізаних без зміщення ($xm = 0$ і $h_a^* = 1$).

Умову складання перевіряють за формулою

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = \gamma, \quad (10.28)$$

де γ — ціле число.

Якщо умова (10.28) не виконується, задають нове значення z_b і розрахунок повторюють спочатку. З умови співвісності вибирають число зубів сателіта

$$z_g = \frac{z_b - z_a}{2} \quad (10.29)$$

Таблиця 10.1

Допустимі числа зубів коліс, при яких відсутні підрізання та інтерференція зубів [1, с. 454]

Зовнішнє зачеплення		Внутрішнє зачеплення			
z_a	z_{bmin}	z_a	z_{bmin}	z_a	z_{bmin}
13	<17	17	∞	23	>41
14	<27	18	>144	24	>38
15	<48	19	>81	25	>36
16	<112	20	>60	26	>35
17	Будь-яке	21	>50	27...79	> $z_a + 8$
Більше 17	Будь-яке	22	>44	80 і більше	> $z_a + 7$

Перевіряють умову сусідства

$$(z_a + z_g) \sin \frac{\pi}{n_w} > (z_g + 2). \quad (10.30)$$

При виконанні цієї умови вибір числа зубів закінчують. У нашому прикладі $i_{aH}^{(b)} = 7,54$. Приймаємо $n_w = 3$. Задаємося числом зубів малого колеса a $z_a = 15$. За формулою (10.27) визначаємо число зубів великого центрального колеса b $z_b = 98,25$. Приймаємо $z_b = 99$. За формулою (10.28) перевіряємо умову складання

$$\gamma = (15 + 99) / 3 = 38 \quad (\text{ціле число}).$$

Умова складання виконується.

За формулою (10.29) визначаємо число зубів сателіта

$$z_g = (99 - 15) / 2 = 42.$$

Перевіряємо умову сусідства за формулою (10.30)

$$(15 + 42) \sin(\pi / 2) > (42 + 2); \quad 57\sqrt{3} / 2 > 44; \quad 49,4 > 44.$$

Умова сусідства виконується.

Як видно з табл. 10.1, інтерференції як у внутрішньому так і у зовнішньому зачепленнях не буде, оскільки $z_b > z_g + 8 = 44 + 8 = 52$; $z_g < 48$.

Таким чином, остаточно приймаємо значення чисел зубів зубчастих коліс планетарного механізму

$$z_a = 15; \quad z_b = 99; \quad z_g = 42.$$

Приклад 10.7. Вибрати числа зубців зубчастих коліс планетарного механізму, зображеного на рис. 10.10, б, якщо передаточне число $i_{aH}^{(b)} = 7,54$.

Розв'язок. Вибір чисел зубів планетарної передачі із здвоєними сателітами, зображеної на рис. 10.10, б, здійснюють, використовуючи метод співмножників [14]. Підбір чисел зубів проводиться одночасно за двома умовами: отримання необхідного передаточного відношення і умові співосності, а перевірку — за умовами складання, сусідства та правильності зачеплення. В цьому випадку визначають значення дробу

$$\frac{z_g z_b}{z_a z_f} = i_{aH}^{(b)} - 1. \quad (10.31)$$

Отримане значення дробу зображають у вигляді неправильного нескороченого дробу та прирівнюють його до співвідношення

$$\frac{z_g z_b}{z_a z_f} = \frac{BD}{AC}, \quad (10.32)$$

де A, B, C, D — довільні цілі числа.

Числа зубів коліс визначають з рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} z_a &= A(D - C)k; \\ z_g &= B(D - C)k; \\ z_f &= C(A + B)k; \\ z_b &= D(A + B)k, \end{aligned} \right\} \quad (10.33)$$

де k — будь-яке додатне ціле число, $k = 1, 2, 3$ і т. д.

Після підстановки в рівняння (10.33) числових значень A, B, C, D отримуються відношення, в яких числа зубів залежать тільки від k . Задаючи значення k , отримують кілька варіантів (два—три) чисел зубів, з яких вибирають найбільш вигідний варіант за умовами мінімальних габаритів, складання і правильності зачеплення.

Для механізму, зображеному на рис. 10.10, б, якщо передаточне відношення планетарного механізму $i_{aH}^{(b)} = 7,54$, подаємо формулу (10.32) в такому вигляді

$$\frac{z_g z_b}{z_a z_f} = \frac{BD}{AC} = \frac{5 \cdot 11}{2 \cdot 4} \sim 6,54,$$

де $A = 2; B = 5; D = 11; C = 4$.

За формулою (10.33) знаходимо числа зубів:

$$z_a = 2(11 - 4)l = 14; \quad z_g = 5(11 - 4)l = 35;$$

$$z_f = 4(2 + 5)l = 28; \quad z_b = 11(2 + 5)l = 77,$$

де $k = 1$.

Для одержаних чисел зубів перевіряємо правильність зачеплення, виходячи з табл. 10.1. Для внутрішнього зачеплення пари коліс $f - b$ при числі зубів малого колеса $z_a = z_f = 28$, число зубів великого колеса повинно бути $z_{b \min} = z_b > z_a + 8 = 28 + 8; 77 > 36$. Умова витримується. Для зовнішнього зачеплення пари коліс $a - g$ при числі зубів малого колеса $z_a = z_a = 14$, число зубів великого колеса повинно бути $z_{b \min} = z_g < 27; 35 > 27$. Умова витримується. Тому приймаємо $k = 2$ і за формулою (10.33) обчислюємо числа зубців, одержимо $z_a = 28, z_g = 70, z_f = 56, z_b = 154$. Приймаємо число сателітів $n_w = 3$. Проте одержані значення чисел зубців не задовольняють умові, що числа зубців центральних коліс z_a і z_b повинні бути кратні числу сателітів. Підбираємо далі ці числа так, щоб вони були кратні $n_w = 3$ і в той же час забезпечували умову співосності. Приймаємо $z_a = 27, z_g = 72, z_f = 57, z_b = 156$.

Виходячи з табл. 10.1, бачимо, що для даного числа зубів правильність зачеплення задовольняється.

Перевіряємо умову співвісності

$$z_a + z_g = z_b - z_f, \tag{10.34}$$

де $z_a + z_g = 27 + 72 = 99; z_b - z_f = 156 - 57 = 99$.

Отже, умова співвісності (10.34) витримується.

Перевіряємо умову складання

$$\gamma = (z_a + z_b) / n_w = (27 + 156) / 3 = 61.$$

Оскільки γ ціле число, то умова складання виконується.

Перевіряємо умову сусідства на першому ступені планетарного механізму

$$(z_a + z_g) \sin(\pi / n_w) > z_g + 2; (27 + 72) \sqrt{3} / 2 > 72 + 2; 86 > 74.$$

Умова сусідства витримується.

Аналогічно перевіряємо умову сусідства на другому ступені планетарного механізму, який утворений колесами f і b :

$$(z_b + z_f) \sin(\pi / n_w) > z_f + 2; (156 - 57) \sqrt{3} / 3 > 57 + 2; 89 > 59.$$

Умова сусідства витримується.

Отже, всі необхідні умови витримуються, а тому остаточно приймаємо: $z_a = 27, z_g = 72, z_f = 57, z_b = 156$.

10.5. ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ [5, 29, 31, 32, 35]

Задачі 901—1000. Для зубчастих механізмів, схеми яких наведені нижче, а вихідні дані в табл. 10.2, визначити вказані там же передаточні відношення та частоту обертання. Значення чисел зубів, які не задані, визначити за умови співвісності, приймаючи всі колеса нульовими ($x_i = 0$), а модулі коліс, що знаходяться у зачепленні, — однаковими.

10.6. ТРЕТЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

Використовуючи схеми **плоских** зубчастих механізмів, які наведені в задачах 901—1000 та вихідними даними до цих задач (табл. 10.2), виконати такі роботи:

1. Аналітичним способом обчислити вказані в задачах 901—1000 передаточні відношення.

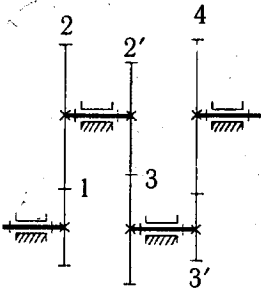
2. Обчислити діаметри або радіуси початкових кіл усіх зубчастих коліс заданого механізму, прийнявши, наприклад, модуль зачеплення $m = 10$ мм, коефіцієнт зміщення вихідного контуру $x = 0$.

3. Побудувати схему зубчастого механізму в масштабі (див. рис. 9.15).

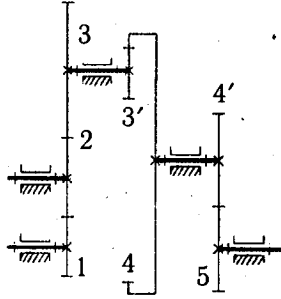
4. Побудувати картини лінійних і кутових швидкостей зубчастого механізму, на основі яких обчислити передаточні відношення, вказані в умові задачі (див. п. 1).

5. Порівняти результати обчислень пп. 1 і 4.

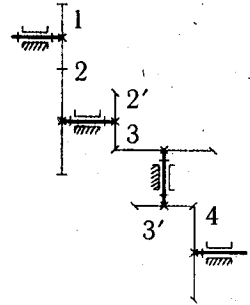
Графічну частину роботи оформити на папері формату А4.



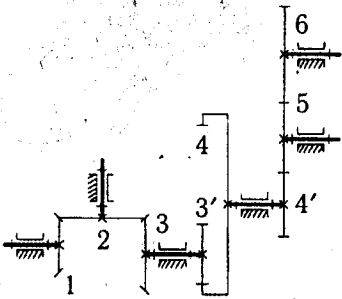
До задач 901, 951



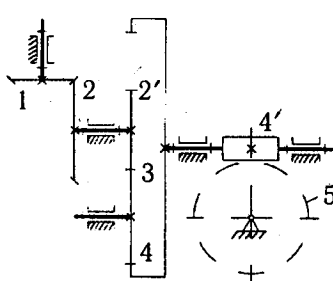
До задач 902, 952



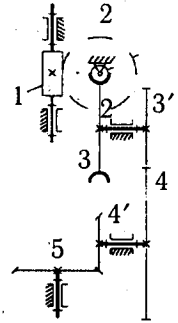
До задач 903, 953



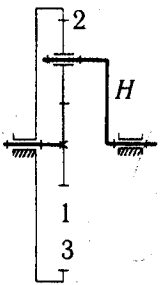
До задач 904, 954



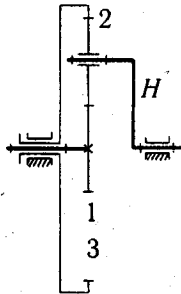
До задач 905, 955



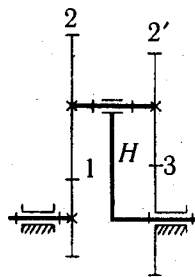
До задач 906, 956



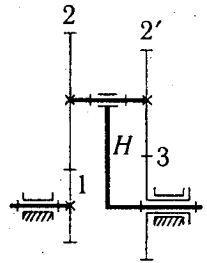
До задач 907, 957



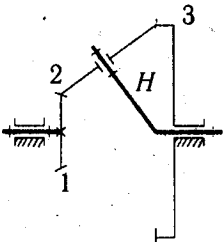
До задач 908, 958



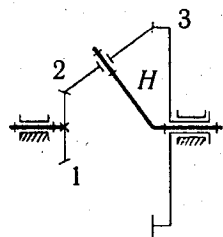
До задач 909, 959



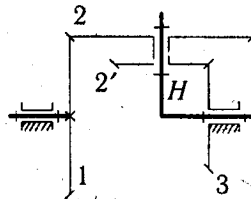
До задач 910, 960



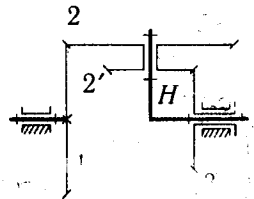
До задач 911, 961



До задач 912, 962

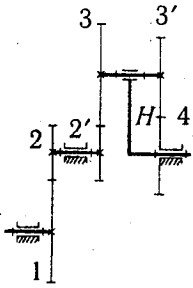


До задач 913, 963

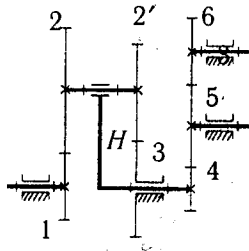


До задач 914, 964

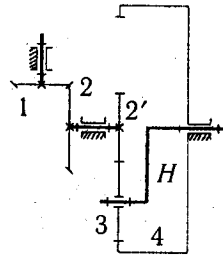
Рисунки до задач 901—914, 951—964



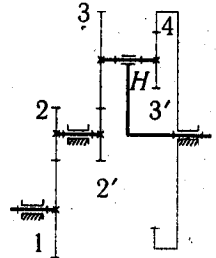
До задач 915, 965



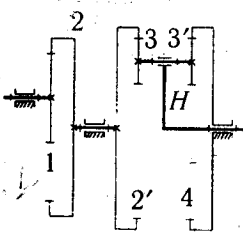
До задач 916, 966



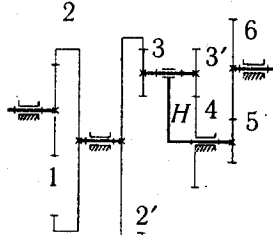
До задач 917, 967



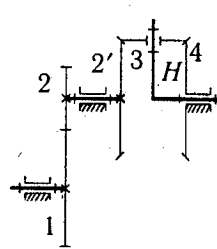
До задач 918, 968



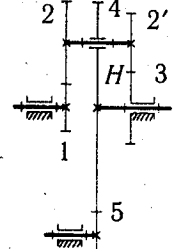
До задач 919, 969



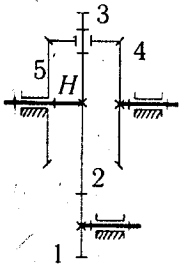
До задач 920, 970



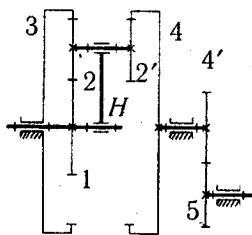
До задач 921, 971



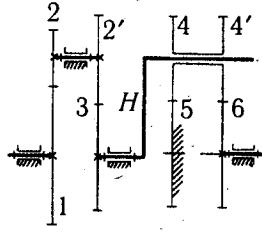
До задач 922, 972



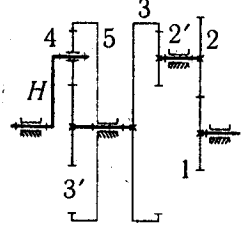
До задач 923, 973



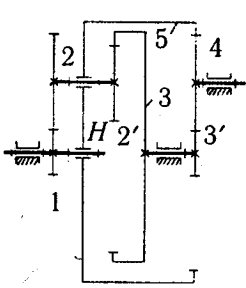
До задач 924, 974



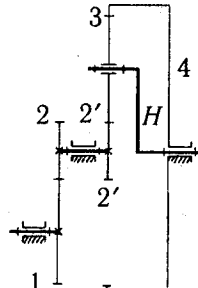
До задач 925, 975



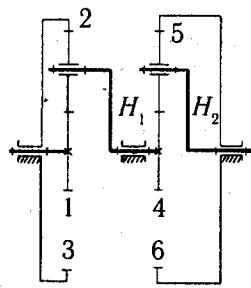
До задач 926, 976



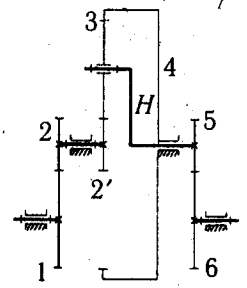
До задач 927, 977



До задач 928, 978

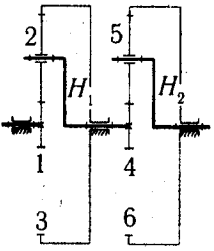


До задач 929, 979

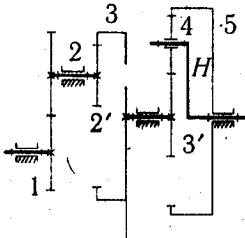


До задач 930, 980

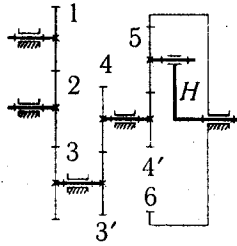
Судити до задач 915—930, 965—980



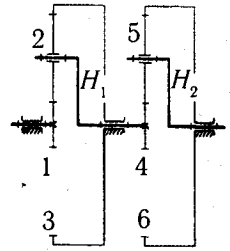
До задач 931, 981



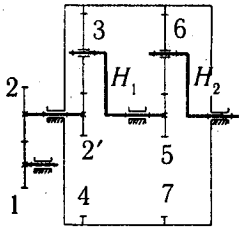
До задач 932, 982



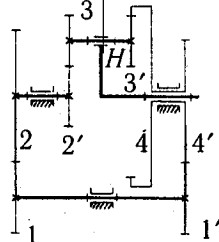
До задач 933, 983



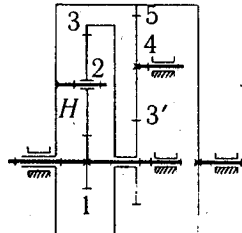
До задач 934, 984



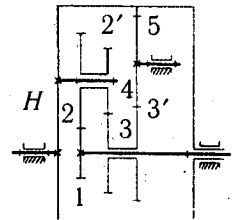
До задач 935, 985



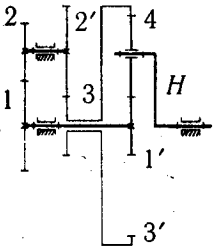
До задач 936, 986



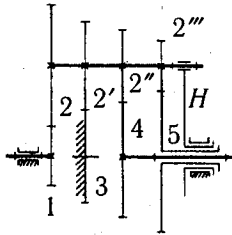
До задач 937, 987



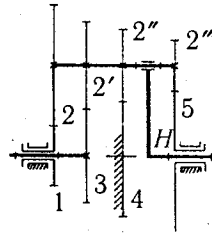
До задач 938, 988



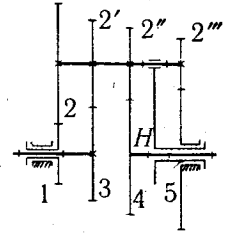
До задач 939, 989



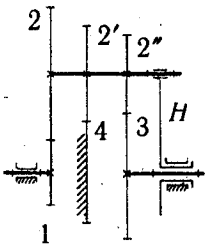
До задач 940, 990



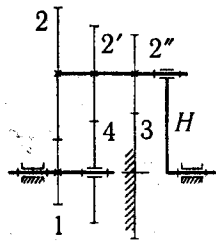
До задач 941, 990



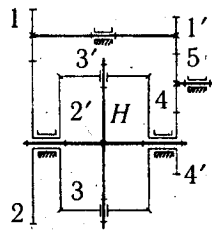
До задач 942, 992



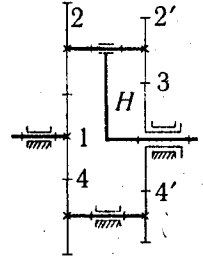
До задач 943, 993



До задач 944, 994

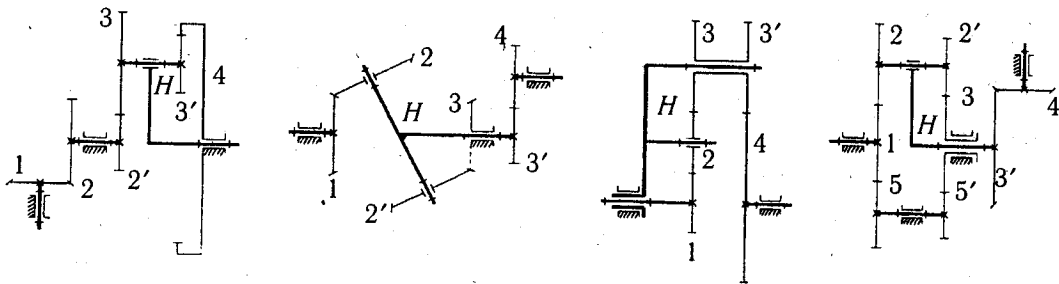


До задач 945, 995



До задач 946, 996

Рисунки до задач 931—946, 981—996



До задач 947, 997 До задач 948, 998 До задач 949, 999 До задач 950, 1000

Рисунки до задач 947—950, 997—1000

Таблиця 10.2

Вихідні дані до задач 901—1000

Задачі	Вихідні дані										Величини, які треба обчислити
	z_1	z_2	$z_{2'}$	z_3	$z_{3'}$	z_4	$z_{4'}$	z_5	z_6	z_7	
901	20	40	17	51	15	60	$n_1 = 504$ об/хв			$i_{12}, i_{13}, i_{14}, n_4$	
902	20	30	—	50	20	100	25	50	$n_1 = 100$ об/хв		$i_{12}, i_{13}, i_{14}, i_{15}, n_5$
903	22	66	18	54	18	72	$n_4 = 10$ об/хв			$i_{12}, i_{13}, i_{14}, n_1$	
904	17	34	—	34	17	102	17	17	85	—	$i_{12}, i_{13}, i_{14}, i_{16}$
905	20	60	20	19	—	120	1	60	$n_1 = 1080$ об/хв		$i_{12}, i_{13}, i_{14}, i_{15}, n_4, n_5$
906	2	40	1	30	16	40	16	40	$n_1 = 1500$ об/хв		$i_{12}, i_{13}, i_{14}, i_{15}, n_5$
907	20	30	—	80	$n_1 = 120$ об/хв					i_{12}, i_{1H}, n_H	
908	25	20	—	65	$n_1 = 100$ об/хв; $n_H = -50$ об/хв					i_{1H}, i_{13}, n_2	
909	16	48	16	48	$n_1 = -200$ об/хв					i_{12}, i_{1H}, n_2	
910	24	48	24	48	$n_1 = -2n_3 = 100$ об/хв					i_{12}, i_{1H}, n_H	
911	40	20	—	80	$n_1 = 240$ об/хв					i_{12}, i_{1H}, n_H	
912	30	20	—	60	$n_1 = 200$ об/хв; $n_H = 20$ об/хв					i_{1H}, i_{13}, n_3	
913	60	40	20	20	$n_H = 50$ об/хв					i_{12}, i_{1H}, n_1	
914	82	41	30	60	$n_1 = 120$ об/хв; $n_3 = 50$ об/хв					i_{12}, i_{1H}, n_H	
915	21	63	14	63	14	63	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{1H}
916	20	80	20	80	—	20	—	50	60	—	$i_{12}, i_{1H}, i_{13}, i_{16}$
917	24	16	60	16	—	100	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{1H}
918	25	75	18	45	18	61	—	—	—	—	$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{2H}$
919	30	90	100	30	25	105	—	—	—	—	$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{2H}$

Продовження табл. 10.2

Задачі	Вихідні дані										Величини, які треба обчислити
	z_1	z_2	$z_{2'}$	z_3	$z_{3'}$	z_4	$z_{4'}$	z_5	z_6	z_7	
920	16	80	80	18	14	48	—	16	70	—	$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{26}$
921	25	50	54	38	—	54	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{1H}
922	25	75	25	75	—	120	—	40	—	—	i_{12}, i_{1H}, i_5
923	26	130	—	12	—	54	—	54	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{14}
924	12	50	48	120	—	114	18	25	—	—	$i_{1H}, i_{12}, i_{14}, i_{15}$
925	40	32	44	110	—	22	30	63	71	—	$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{16}$
926	20	92	18	104	32	44	—	120	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{1H}
927	24	52	21	78	18	40	—	78	—	—	i_{1H}, i_{12}, i_{14}
928	19	57	16	42	—	100	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{1H}
929	16	14	—	44	—	25	—	50	125	—	$i_{13}, i_{16}, i_{1H}, i_{1H_2}$
930	18	45	18	12	—	42	—	20	70	—	$i_{2H}, i_{1H}, i_{12}, i_{16}$
931	20	30	—	80	—	50	—	38	126	—	$i_{12}, i_{14}, i_{1H}, i_{1H_2}$
932	14	56	14	70	20	50	—	120	—	—	$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{3H}$
933	14	15	—	45	15	45	14	23	33	—	$i_{12}, i_{13}, i_{14}, i_{1H}$
934	30	20	—	61	—	30	—	20	61	—	$i_{12}, i_{15}, i_{1H}, i_{1H_2}$
935	22	31	22	31	—	84	—	18	33	84	$i_{12}, i_{24}, i_{1H}, i_{1H_2}$
936	20	100	16	30	16	75	95	—	—	—	i_{12}, i_{1H}, i_{14}
937	15	30	—	75	20	40	—	—	—	—	$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{14}$
938	14	40	14	40	13	40	—	94	—	—	$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{14}$
939	20	36	20	36	72	26	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{1H}
940	16	42	40	18	—	24	—	29	—	—	i_{14}, i_{15}, i_{1H}
941	16	42	40	18	—	24	—	29	—	—	i_{13}, i_{15}, i_{1H}
942	16	42	40	18	—	24	—	29	—	—	i_{13}, i_{14}, i_{1H}
943	28	28	20	18	—	36	—	—	—	—	i_{13}, i_{12}, i_{1H}
944	20	40	18	35	—	42	—	—	—	—	i_{14}, i_{12}, i_{1H}
945	69	68	67	—	67	67	47	16	—	—	i_{14}, i_{1H}
946	24	76	30	70	—	20	26	—	—	—	i_{13}, i_{1H}
947	15	45	25	75	25	125	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{1H}
948	32	16	20	48	17	68	—	—	—	—	i_{12}, i_{14}, i_{1H}

Задачі	Вихідні дані										Величини, які треба обчислити
	z_1	z_2	z_2'	z_3	z_3'	z_4	z_4'	z_5	z_6	z_7	
949	34	20	—	20	20	50	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{1H}
950	26	52	26	52	40	30	—	46	—	—	i_{12}, i_{14}, i_{1H}
951	16	48	22	44	15	45	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{14}
952	20	30	—	160	24	96	15	75	—	—	$i_{12}, i_{13}, i_{14}, i_{15}$
953	20	40	16	48	15	60	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{14}
954	15	20	—	30	20	100	20	20	50	—	$i_{12}, i_{13}, i_{14}, i_{16}$
955	18	27	16	32	—	64	2	60	—	—	$i_{12}, i_{13}, i_{14}, i_{15}$
956	1	28	2	46	16	32	14	56	—	—	$i_{12}, i_{13}, i_{14}, i_{15}$
957	30	20	—	—	—	—	—	—	—	—	i_{12}, i_{1H}
958	—	26	—	100	$n_1 = 200$ об/хв; $n_H = 10$ об/хв						i_{1H}, n_2
959	20	50	25	45	—	—	—	—	—	—	i_{12}, i_{1H}
960	75	25	20	—	$n_1 = 150$ об/хв; $n_H = 15$ об/хв						i_{12}, i_{1H}, n_H
961	20	40	—	60	—	—	—	—	—	—	i_{12}, i_{1H}
962	30	30	—	40	$n_1 = 0,4$ об/хв; $n_3 = 100$ об/хв						i_{1H}, i_{13}
963	80	40	20	60	—	—	—	—	—	—	i_{12}, i_{1H}, n_1
964	75	25	20	40	$n_1 = -0,5$ об/хв; $n_3 = 200$ об/хв						i_{13}, i_{1H}, n_H
965	16	32	25	50	20	—	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{1H}
966	—	32	24	76	—	18	—	18	72	—	$i_{12}, i_{1H}, i_{13}, i_{16}$
967	30	45	30	25	—	—	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{1H}
968	40	30	17	68	20	—	—	—	—	—	$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{2H}$
969	50	150	90	18	12	96	—	—	—	—	$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{2H}$
970	20	120	120	20	30	—	—	40	60	—	$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{26}$
971	50	25	48	24	—	48	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{1H}
972	25	—	20	60	—	100	—	20	—	—	i_{12}, i_{1H}, i_{15}
973	18	90	—	16	—	40	—	40	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{14}
974	24	24	20	110	—	—	19	48	—	—	$i_{1H}, i_{12}, i_{14}, i_{15}$
975	23	33	21	63	—	18	24	62	—	—	$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{16}$
976	32	48	30	90	28	40	—	—	—	—	i_{12}, i_{13}, i_{1H}
977	20	60	20	—	25	50	—	125	—	—	i_{1H}, i_{12}, i_{14}

Продовження табл. 10.2

Задачі	Вихідні дані										Величини, які треба обчислити
	z_1	z_2	z_2'	z_3	z_3'	z_4	z_4'	z_5	z_6	z_7	
978	25	75	21	42	—	105	—	—	—		i_{12}, i_{13}, i_{1H}
979	22	22	—	—	—	25	—	25	75		$i_{13}, i_{16}, i_{1H_1}, i_{1H_2}$
980	20	70	18	27	—	72	—	16	48		$i_{2H}, i_{1H}, i_{12}, i_{16}$
981	42	21	—	84	—	40	—	30	—		i_{12}, i_{14}
982	28	40	18	72	30	45	—	120	—		$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{3H}$
983	17	17	—	34	17	51	30	30	90		$i_{12}, i_{13}, i_{14}, i_{1H}$
984	20	—	—	140	—	25	—	—	125		$i_{12}, i_{15}, i_{1H_1}, i_{1H_2}$
985	22	88	22	40	—	102	—	40	30		$i_{12}, i_{24}, i_{1H_1}, i_{1H_2}$
986	26	130	20	50	20	90	90	—	—		i_{12}, i_{1H}, i_{14}
987	40	30	—	—	80	20	—	120	—		$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{14}$
988	28	48	—	58	35	45	—	125	—		$i_{12}, i_{13}, i_{1H}, i_{14}$
989	30	50	30	50	86	30	—	—	—		i_{12}, i_{13}, i_{1H}
990	20	60	56	24	—	30	—	40	—		i_{14}, i_{15}, i_{1H}
991	15	60	50	25	—	30	—	40	—		i_{13}, i_{15}, i_{1H}
992	17	83	75	25	—	30	—	40	—		i_{12}, i_{14}, i_{1H}
993	18	86	82	42	—	22	—	—	—		i_{13}, i_{12}, i_{1H}
994	18	72	60	45	—	30	—	—	—		i_{14}, i_{12}, i_{1H}
995	32	48	40	30	—	40	30	14	—		i_{14}, i_{1H}
996	25	50	25	50	—	50	—	—	—		i_{13}, i_{1H}
997	18	36	18	30	32	—	—	—	—		i_{12}, i_{13}, i_{1H}
998	42	21	18	36	18	36	—	—	—		i_{12}, i_{14}, i_{1H}
999	40	20	—	30	25	—	—	—	—		i_{12}, i_{13}, i_{1H}
1000	20	60	25	55	50	20	—	60	—		i_{12}, i_{14}, i_{1H}

КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

Основна задача кінематичного синтезу полягає у визначенні геометричних розмірів ланок, які забезпечують задані кінематичні умови роботи механізму (положення ланок, траєкторії окремих точок, швидкості та прискорення ланок і точок механізму, тощо).

Кінематичний синтез — один з найвідповідальніших етапів у процесі проектування механізму, оскільки якраз на цьому етапі формуються основні кінематичні властивості, які необхідні механізму для виконання покладених на нього функцій.

Умови перетворення руху, для виконання яких проектується механізм, досить різноманітні, що визначається надзвичайно широким спектром робочих функцій, які накладаються на механізм у різних машинах, приладах і пристроях сучасної техніки. Проте з широкого кола цих задач можна виділити дві основні: 1) задачу про забезпечення заданого закону руху (включаючи і задання окремих положень ланок); 2) відтворення заданої траєкторії.

У теоретичному курсі [1—4] розглядаються деякі питання кінематичного синтезу найпростіших важільних механізмів. Більш детальні відомості про синтез механізмів наводиться у багаточисельній спеціальній літературі. Тут ми розглянемо лише деякі найпростіші питання синтезу механізмів.

11.1. УМОВА ІСНУВАННЯ КРИВОШИПА В ЧОТИРИЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМАХ

До найпростіших механізмів, які широко використовуються у техніці, належать шарнірні чотириланкові механізми. Основна характеристика таких механізмів — прокручування їх ланок (наявність у них одного або двох кривошипів), яке залежить від співвідношення довжин ланок. Для встановлення цієї умови розглянемо шарнірний чотириланковий механізм (рис. 11.1), у якого довжини ланок відповідно дорівнюють $l_{OA} = a$, $l_{AB} = b$, $l_{BC} = c$, $l_{OC} = d$.

Для того, щоб ланка OA могла стати кривошипом, вона повинна при обертанні послідовно пройти через крайнє ліве OA_1 і крайнє праве OA_3 положення. Тоді, прийнявши, що a — довжина найкоротшої ланки, d — найдовшої, і використовуючи відомі співвідношення між довжинами сторін трикутника (довжина сторони трикутника менша від суми довжин двох інших сторін), запишемо такі нерівності:

з ΔA_1B_1C

$$a + d \leq b + c; \quad (11.1)$$

з ΔA_3B_3C (або ΔOB_4C)

$$d - a \leq b + c. \quad (11.2)$$

Незалежно від співвідношення довжин b і c нерівність (11.1) завжди забезпечує виконання нерівності (11.2). Якщо ж найдовшою ланкою буде ланка AB або BC ($b > c > d$ або $c > b > d$), то нерівність (11.1) тільки підсилюється.

Нерівність (11.1) дозволяє дати загальне формулювання умови прокручування ланок шарнірного чотириланкового механізму, тобто існування кривошипа, а саме — **найкоротша ланка шарнірного чотириланкового механізму може бути кривошипом, якщо сума довжин найкоротшої і найдовшої ланок менша від суми довжин решти ланок. Це положення носить назву правила Грасгофа.**

Використовуючи це правило, шарнірні чотириланкові механізми поділяють на три групи:

механізм буде **кривошипно-коромисловим** (див. рис. 11.1), якщо розміри його ланок задовольняють правило Грасгофа (11.1) і за стоек прийнято ланку b або d , яка розташована біля найкоротшої ланки a ;

механізм буде **двокривошипним**, якщо його розміри відповідають правилу Грасгофа і за стоек прийнято найкоротшу ланку a (рис. 11.2, а); це впливає з того, що якщо кривошип при виконанні правила Грасгофа виконує повний

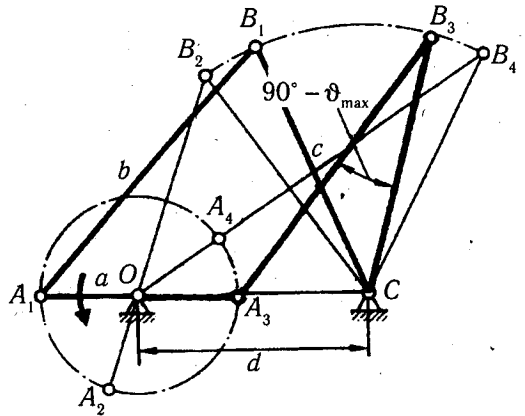


Рис. 11.1

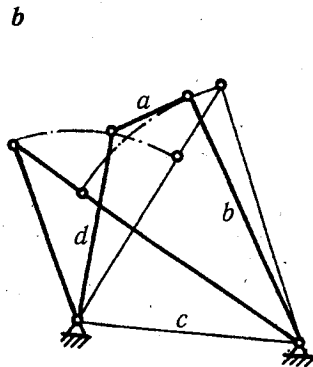
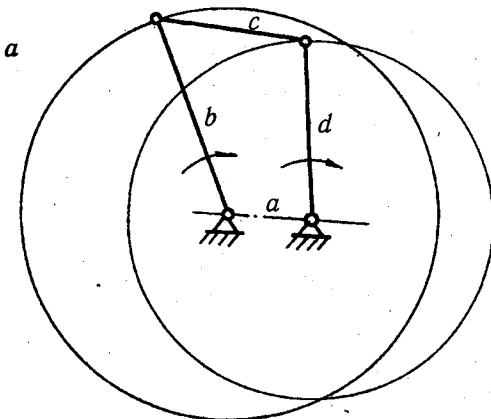


Рис. 11.2

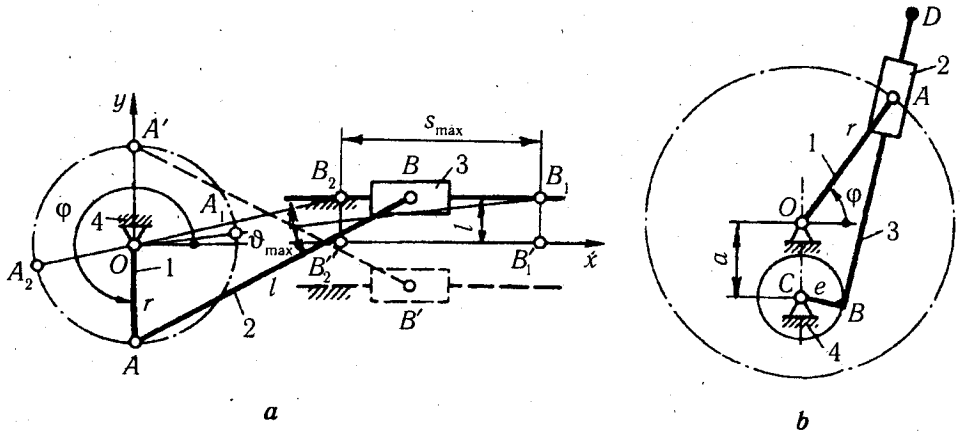


Рис. 11.3

оборот відносно стояка OC і шатуна AB (див. рис. 11.1), то й ці ланки здійснюють повний оборот відносно стояка;

механізм буде **двокоромисловим**, якщо його розміри не задовольняють правило Грасгофа, а також у випадку, коли задовольняють це правило, але найкоротша ланка є шатуном (рис. 11.2, б), а тому можливість цієї ланки бути кривошипом зникає, оскільки вона не є ланкою, яка розташована біля стояка.

У граничному випадку, коли нерівність (11.1) перетворюється у рівність, усі ланки механізму в одному з крайніх положень розташовані вздовж однієї прямої. У результаті цього з'явиться невизначеність руху відповідної ланки (вона може рухатися або в одному, або в іншому напрямку).

У **кривошипно-повзунному механізмі** (рис. 11.3, а) ланка 1 буде кривошипом, якщо вона при обертанні пройде положення $\varphi = 90^\circ$ і 270° , що можливо, коли виконується умова

$$r < l - |e|, \quad (11.3)$$

де r — довжина ланки OA , l — ланки AB , e — зміщення (дезаксіал).

Штриховою лінією зображена схема механізму, коли $e < 0$. Якщо $r > l - |e|$, то ланка 1 буде коромислом, і такий механізм правильніше називати коромислово-повзунним.

У **кулісному механізмі** (рис. 11.3, б) ланка 1 завжди може бути кривошипом; ланка 3 (куліса) буде кривошипом, якщо при обертанні пройде положення $\varphi = 270^\circ$, що можливо при виконанні умови

$$r > a + e, \quad (11.4)$$

де r — довжина кривошипа OA , $a = l_{OC}$ — міжосьова відстань, e — зміщення куліси, $e = l_{BC}$. В цьому випадку маємо механізм з обертвою кулісою. Якщо $r < a + e$, то куліса 3 буде коромислом (механізм з коливальною кулісою). Найбільш розповсюджені кулісні механізми, в яких зміщення $e = 0$.

11.2. СИНТЕЗ МЕХАНІЗМІВ ЗА ДВОМА КРАЙНІМИ ПОЛОЖЕННЯМИ І КОЕФІЦІЄНТОМ ЗМІНИ СЕРЕДНЬОЇ ШВИДКОСТІ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

На рис. 11.4 зображено кривошипно-коромисловий механізм, у якому при безперервному обертанні кривошипа AB коромисло CD займає крайнє праве положення, коли кривошип AB і шатун BC витягнуться в одну лінію AB_0C_0 , й, навпаки, крайнє ліве положення, коли кривошип і шатун складуться в одну лінію $AB'_0C'_0$. Для цих положень можна записати такі рівняння:

$$r + l = l_{AC_0}, \quad l - r = l_{AC'_0}, \quad (11.5)$$

де $r = l_{AB}$, $l = l_{BC}$ — відповідно довжини кривошипа AB і шатуна BC .

Розв'язуючи рівняння (11.5), знаходимо:

$$r = (l_{AC_0} - l_{AC'_0})/2, \quad l = (l_{AC_0} + l_{AC'_0})/2, \quad (11.6)$$

де відрізки l_{AC_0} і $l_{AC'_0}$ можна визначити як графічним, так і аналітичним способом, розглянувши трикутники ADC_0 і ADC'_0 .

Нехай рух коромисла CD проти годинникової стрілки є прямим (робочим) ходом, за годинниковою стрілкою — зворотним (холостим) ходом. Відношення періоду прямого ходу t_n до періоду зворотного ходу t_3 називається коефіцієнтом K зміни середньої швидкості вихідної ланки, тобто

$$K = \frac{t_n}{t_3}. \quad (11.7)$$

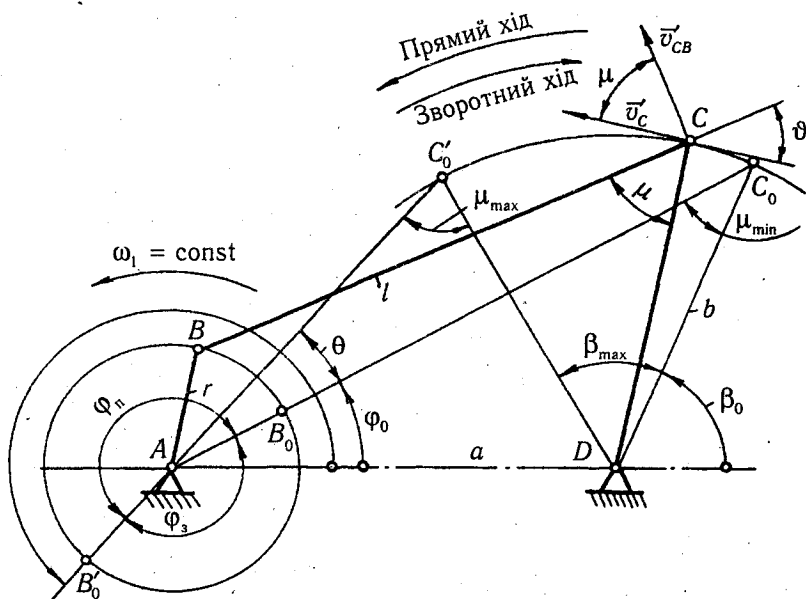


Рис. 11.4

Якщо кутова швидкість обертання кривошипа $\omega_1 = \text{const}$, то залежність (11.7) можна виразити через відношення кутів повороту кривошипа ($\varphi_1 = \omega_1 t$):

$$K = \frac{\varphi_n}{\varphi_s}, \quad (11.8)$$

де φ_n, φ_s — кути повороту кривошипа за час відповідного прямого і зворотного ходу коромисла.

Якщо позначити через θ кут між положенням кривошипа AB або шатуна BC у крайніх положеннях коромисла CD , то можна записати

$$\varphi_n = \pi + \theta, \quad \varphi_s = \pi - \theta. \quad (11.9)$$

Тоді

$$K = (\pi + \theta) / (\pi - \theta). \quad (11.10)$$

Звідки

$$\theta = \pi(K - 1) / (K + 1). \quad (11.11)$$

Для усунення під час роботи механізму заклинювання ланок, необхідно, щоб кути тиску ϑ або передачі μ знаходились у допустимих межах. *Кутом тиску* ϑ називають гострий кут між напрямом дії сили тиску з боку однієї ланки на іншу і швидкістю точки прикладання цієї сили. В механізмі, зображеному на рис 11.4, найбільша небезпека заклинювання виникає у шарнірі C , а тому надалі будемо розглядати лише цю кінематичну пару, вважаючи, що сила тиску шатуна BC на коромисло CD діє вздовж осі шатуна (лінії BC).

В шарнірних механізмах зручно користуватися кутами передачі μ (кут між напрямом відносної швидкості \bar{v}_{CB} і абсолютної швидкості \bar{v}_C точки C), які визначаються положеннями шатуна BC і коромисла CD ($\bar{v}_{CB} \perp BC, \bar{v}_C \perp DC$). Кут передачі може змінюватися від 0° до 180° . Тоді кут тиску $\vartheta = 90^\circ - \mu$ (якщо $\mu \leq 90^\circ$) або $\vartheta = \mu - 90^\circ$ (якщо $\mu > 90^\circ$).

Екстремальні значення кута передачі, а значить і кутів тиску мають місце в крайніх положеннях, коли центр шарніра B знаходиться на лінії стояка AD . У практиці розв'язання задач синтезу наближено вважають, що екстремуми кута передачі одержують у крайніх положеннях механізму [2].

Для того, щоб не було заклинювання механізму, необхідно виконати умову

$$\mu_{d \min} \leq \mu \leq \mu_{d \max}, \quad (11.12)$$

де $\mu_{d \min}, \mu_{d \max}$ — відповідно найменші і найбільші допустимі значення кутів передачі.

На теперішній час відсутні будь-які нормативи на допустимі значення кутів передачі (тиску). Звичайно приймають $\mu_{d \min} = 30^\circ, \mu_{d \max} = 180^\circ - \mu_{d \min} = 150^\circ$. Тому умову (11.12) можна записати

$$30^\circ \leq \mu \leq 150^\circ. \quad (11.13)$$

Розглянемо деякі приклади синтезу механізмів.

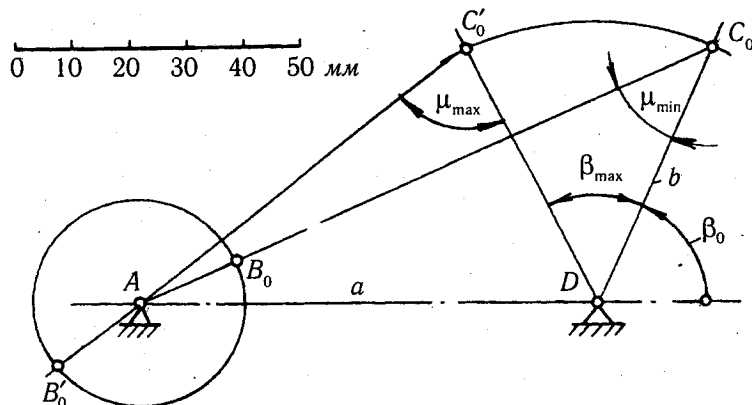


Рис. 11.5

Приклад 11.1. Знайти невідомі розміри ланок кривошипно-коромислового механізму (рис. 11.4), якщо задано: кут розмаху коромисла $\beta_{\max} = 50^\circ$, кут $\beta_0 = 65^\circ$, довжина коромисла $CD = b = 0,06$ м і міжосьова відстань $AD = a = 0,08$ м.

Розв'язок. Кінематична схема кривошипно-коромислового механізму визначається чотирма параметрами: r , l , b , a . Отже, невідомими залишаються два параметри: r і l .

Для їх визначення виконуємо наступну роботу:

1. Вибираємо, виходячи із заданих розмірів ланок і вибраного поля рисунка, масштаб μ_l побудови. Приймаємо $\mu_l = 0,001$ м/мм і обчислюємо довжини відрізків, які відображають на рисунку задані параметри b і a :

$$CD = \frac{b}{\mu_l} = \frac{0,06}{0,001} = 60 \text{ мм}; \quad AD = \frac{a}{\mu_l} = \frac{0,08}{0,001} = 80 \text{ мм}.$$

2. Будуємо на схемі положення центрів нерухомих шарнірів A і D , відклавши відрізок AD (рис. 11.5).

3. Проводимо з точки D під кутами β_0 і $(\beta_0 + \beta_{\max})$ до лінії AD два промені, на яких відкладаємо відрізок CD , одержимо два крайні положення коромисла C_0D і C'_0D .

4. З'єднуємо прямою лінією центр обертання кривошипа (точку A) з точками C_0 і C'_0 , тобто знаходимо відрізки $AC_0 = 110$ мм і $AC'_0 = 74$ мм.

5. Використовуючи залежності (11.6) знаходимо довжину кривошипа AB і шатуна BC :

$$r = (l_{AC_0} - l_{AC'_0}) / 2 = (0,110 - 0,074) / 2 = 0,018 \text{ м};$$

$$l = (l_{AC_0} + l_{AC'_0}) / 2 = (0,110 + 0,074) / 2 = 0,092 \text{ м},$$

де $l_{AC_0} = AC_0 \cdot \mu_l = 110 \cdot 0,001 = 0,110$ м; $l_{AC'_0} = AC'_0 \cdot \mu_l = 74 \cdot 0,001 = 0,074$ м.

6. Вимірюємо кути передачі $\mu_{\min} = \angle AC_0D = 42^\circ$; $\mu_{\max} = \angle AC'_0D = 80^\circ$. Отже, у даному механізмі кути передачі знаходяться у допустимих межах (11.12).

Приклад 11.2. Знайти невідомі розміри ланок кривошипно-коромислового механізму (рис. 11.4), якщо задано довжину $b = 0,07$ м, кут розмаху $\beta_{\max} = 50^\circ$ і коефіцієнт зміни середньої швидкості коромисла $K = 1,4$.

Розв'язок. 1. Вибираємо масштаб побудови для рисунка $\mu_l = 0,001$ м/мм і знаходимо довжину відрізка CD , який зображає на рисунку коромисло CD :

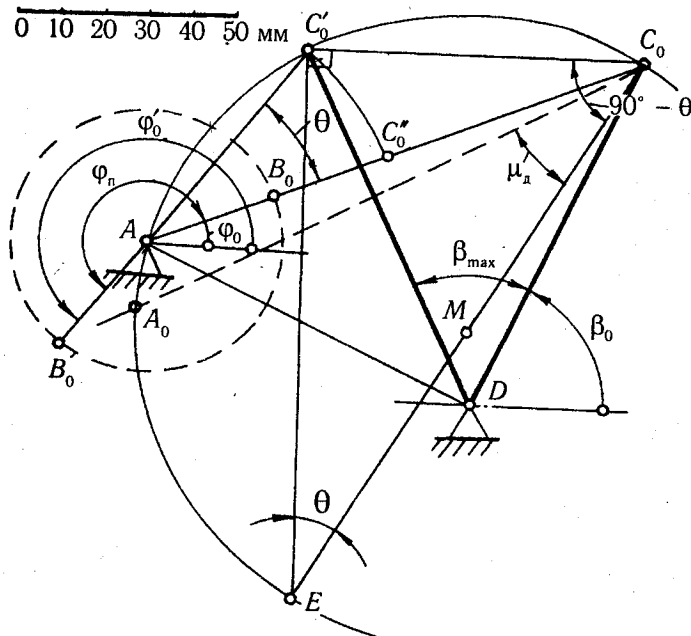


Рис. 11.6

$$CD = \frac{b}{\mu_l} = \frac{0,07}{0,001} = 70 \text{ мм.}$$

2. З довільно вибраної точки D (рис. 11.6) будемо два крайніх положення коромисла CD , кут між якими визначається кутом β_{\max} . Відклавши з точки D відрізок CD , знаходимо точки C_0 і C'_0 .

3. Проводимо хорду $C_0C'_0$.

4. За формулою (11.11) визначаємо кут

$$\theta = 180 \frac{K-1}{K+1} = 180 \frac{1,4-1}{1,4+1} = 30^\circ.$$

5. Будемо на хорді $C_0C'_0$ прямокутний трикутник $C_0C'_0E$ з прямим кутом при вершині C'_0 і кутом $90^\circ - \theta$ при вершині C_0 , тоді кут $C_0EC'_0 = \theta$.

6. Через три точки C_0 , C'_0 і E проводимо коло, центр якого знаходиться у точці M , що лежить посередині відрізка C_0E .

Будь-яка точка цього кола може бути вибрана за центр обертання кривошипа, оскільки довільний вписаний в це коло кут $C_0AC'_0$ дорівнює θ , тобто забезпечується заданий коефіцієнт K (11.10). Отже, задача при таких вихідних даних має безмежну кількість розв'язків.

Для того, щоб одержати однозначний розв'язок, задаються додатковими умовами, якими можуть бути допустимі значення кутів тиску (передачі), міжосьова відстань a , довжина кривошипа і шатуна, ексцентриситет e (найкоротша відстань між лінією, що проходить через крайні точки C_0 і C'_0 траєкторії точки C і центром обертання кривошипа).

Розглянемо першу умову — нехай мінімально допустиме значення кута передачі $\mu_{d \min} = \mu_d = 30^\circ$.

7. Для забезпечення у механізмі умови (11.12), проводимо через точку C_0 лінію під кутом μ_d до крайнього положення коромисла DC_0 . Перетин цієї лінії з колом, що проходить через точки C_0 , C'_0 і E , дає точку A_0 . Тоді, вибравши центр обертання у будь-якій точці на дузі C'_0A_0 , забезпечимо кути передачі μ більшими від $\mu_{d \min}$, але меншими від $\mu_{d \max}$. Проте і в цьому випадку задача має безмежну кількість розв'язків.

8. Виберемо за центр обертання точку A , яка лежить на дузі C'_0A_0 , і з'єднавши цю точку з точками C_0 і C'_0 , знайдемо довжину відрізків AC_0 і AC'_0 , які у масштабі рисунка μ_l визначають відстані

$$l_{AC_0} = AC_0 \cdot \mu_l = 93 \cdot 0,001 = 0,093 \text{ м}; l_{AC'_0} = AC'_0 \cdot \mu_l = 45 \cdot 0,001 = 0,045 \text{ м.}$$

Відрізок AD визначає міжосьову відстань $a = l_{AD} = 63,5 \cdot 0,001 = 0,0635 \text{ м}$.

9. За формулами (11.6) визначаємо довжину кривошипа і шатуна:

$$r = (l_{AC_0} - l_{AC'_0}) / 2 = (0,093 - 0,045) / 2 = 0,024 \text{ м};$$

$$l = (l_{AC_0} + l_{AC'_0}) / 2 = (0,093 + 0,045) / 2 = 0,069 \text{ м.}$$

Параметри r і l можна визначити також графічно, провівши з точки A дугу радіусом AC_0' , до перетину з лінією AC_0 у точці C_0'' . Тоді радіус кривошипа у масштабі рисунка буде дорівнювати половині відрізка C_0C_0'' .

10. Вимірюємо кути, які визначають положення кривошипа в крайніх положеннях механізму $\varphi_0 = 23^\circ$, $\varphi'_0 = 233^\circ$.

11. Перевіряємо одержане значення коефіцієнта

$$K = \frac{\varphi_n}{\varphi_3} = \frac{210}{150} = 1,4,$$

де $\varphi_n = \varphi_0 - \varphi'_0 = 233 - 23 = 210^\circ$, $\varphi_3 = 2\pi - \varphi_n = 360 - 210 = 150^\circ$.

Отже, спроектований механізм забезпечує заданий коефіцієнт K .

11.3. ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Задачі 1001—1100. Визначити невказані розміри ланок механізмів, схеми яких наведені на рис. 11.7—11.16. Вихідні параметри синтезу задані у табл. 11.1—11.10.

Методичні вказівки. 1. При розв'язуванні задач синтезу механізмів прийняти допустимі значення $\vartheta_{\text{доп}} \leq 60^\circ$, тобто $\mu_{\text{д min}} = 90^\circ - \vartheta_{\text{доп}} = 30^\circ$, $\mu_{\text{д max}} = \pi - \mu_{\text{д min}} = 150^\circ$. Якщо задача має багато розв'язків, то самостійно використати додаткові умови (обмеження), щоб отримати однозначний розв'язок, і, навпаки, коли задача не має розв'язку, при якому задовольняються задані умови синтезу, то треба вказати причину цього.

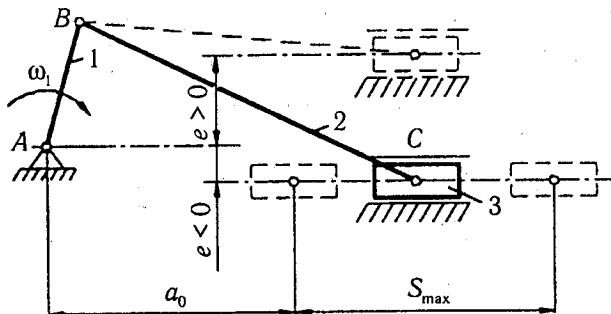


Рис. 11.7

Таблиця 11.1

Вихідні дані для синтезу кривошипно-повзунного механізму (рис. 11.7)

Параметри	Задачі									
	1001	1002	1003	1004	1005	1006	1007	1008	1009	1010
$S_{\text{max}}, \text{м}$	0,20	0,05	0,07	0,25	0,40	1,20	1,00	0,90	0,18	0,70
$e, \text{м}$	0	0,02	-0,015	—	0	-0,30	0,20	—	—	0,20
$a_0, \text{м}$	0,40	—	—	—	0,40	0,50	—	0,80	0,20	0,50
K	—	1,15	1,25	1,30	—	—	1,40	1,50	1,20	—

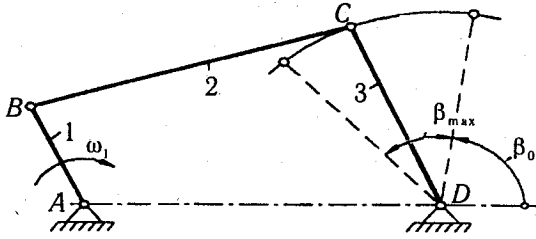


Рис. 11.8

Таблиця 11.2

Вихідні дані для синтезу кривошипно-коромислового механізму (рис. 11.8)

Параметри	Задачі									
	1011	1012	1013	1014	1015	1016	1017	1018	1019	1020
$l_{CD}, м$	0,05	0,15	0,20	0,25	0,70	0,30	0,45	0,85	0,95	1,00
$l_{AD}, м$	0,08	0,30	—	0,40	1,40	1,00	0,95	—	2,00	—
$\beta_{max}, град.$	30	40	25	25	20	35	50	45	15	28
$\beta_0, град.$	60	90	—	70	110	—	50	—	120	—
K	—	—	1,05	1,00	—	1,20	—	1,40	—	1,50

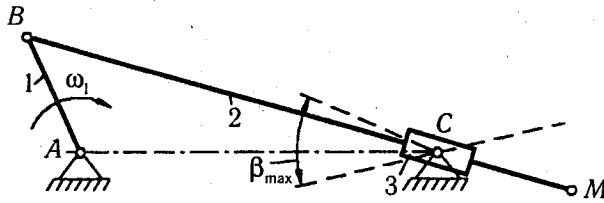


Рис. 11.9

Таблиця 11.3

Вихідні дані для синтезу кривошипно-кулісного механізму (рис. 11.9)

Параметри	Задачі									
	1021	1022	1023	1024	1025	1026	1027	1028	1029	1030
K	1,5	1,7	1,9	2,0	1,2	1,6	—	—	—	—
$\beta_{max}, град.$	—	—	—	—	—	—	20	30	40	50
$l_{AC}, м$	0,50	—	1,00	1,20	0,10	0,15	0,40	0,30	0,50	0,05

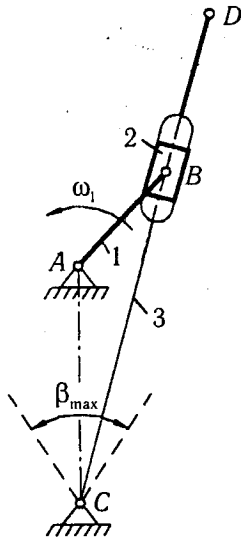


Рис. 11.10

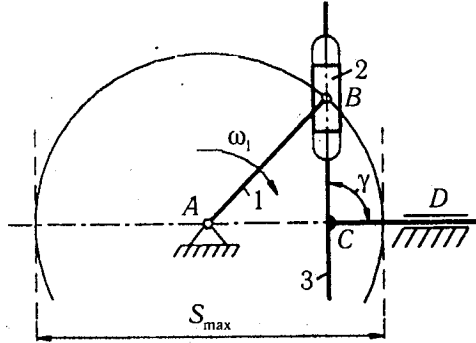


Рис. 11.11

Таблиця 11.4

Вихідні дані для синтезу кулісного механізму (рис. 11.10)

Параметри	Задачі									
	1031	1032	1033	1034	1035	1036	1037	1038	1039	1040
K	1,4	—	1,8	—	2,0	—	2,5	—	1,6	—
β_{\max} , град.	—	25	—	15	—	20	—	30	—	40
l_{AC} , м	0,65	0,40	0,80	0,20	0,93	0,25	0,32	0,85	0,75	0,55

Таблиця 11.5

Вихідні дані для синтезу синусного механізму (рис. 11.11)

Параметри	Задачі									
	1041	1042	1043	1044	1045	1046	1047	1048	1049	1050
S_{\max} , м	0,20	0,15	0,08	1,00	0,80	0,60	0,70	0,10	0,90	0,25
γ , град.	90	100	110	120	80	70	60	65	75	85

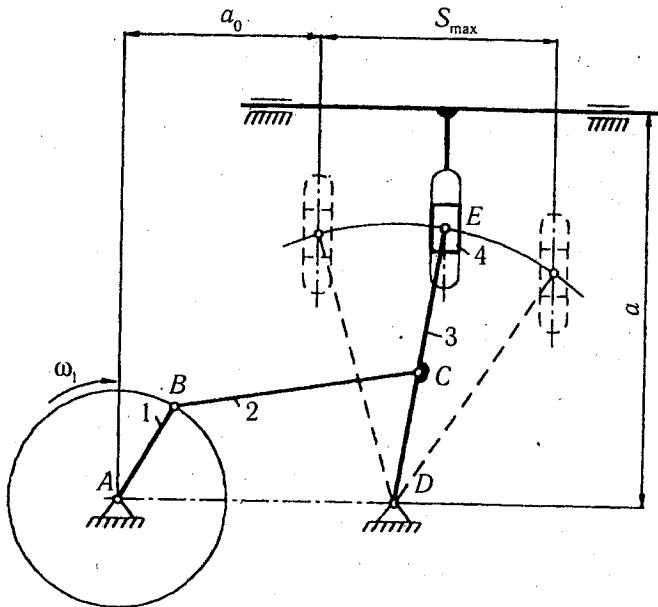


Рис. 11.12

Таблиця 11.6

Вихідні дані для синтезу
механізму коливального конвеєра (рис. 11.12)

Параметри	Задачі									
	1051	1052	1053	1054	1055	1056	1057	1058	1059	1060
$S_{\max}, \text{ м}$	0,20	0,25	0,30	0,40	0,45	—	—	—	—	—
$a_0, \text{ м}$	0,35	0,25	0,32	0,20	0,55	0,35	0,30	0,55	0,60	0,75
$a, \text{ м}$	0,45	0,40	0,50	0,55	0,70	0,70	0,50	0,75	0,80	0,85
$l_{CD}, \text{ м}$	0,20	0,22	0,25	0,30	0,40	0,35	0,30	0,35	0,50	0,70
$l_{DE}, \text{ м}$	—	—	—	—	—	0,60	0,62	0,58	0,72	0,70
$l_{AD}, \text{ м}$	0,45	0,40	0,50	0,45	0,90	0,60	0,50	0,70	0,80	1,05

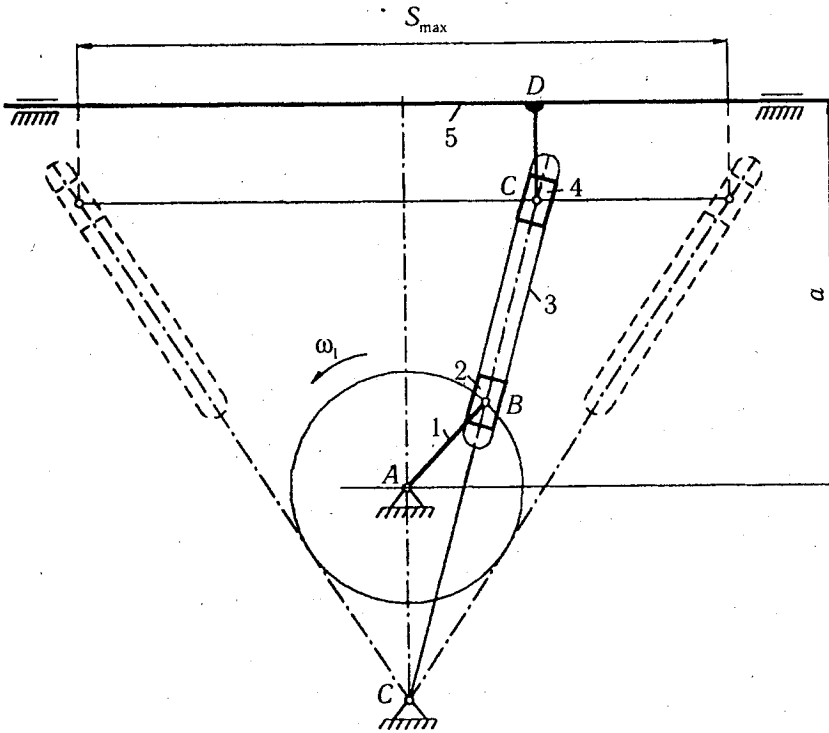


Рис. 11.13

Таблиця 11.7

Вихідні дані для синтезу механізму поперечно-стругального верстата (рис. 11.13)

Параметри	Задачі									
	1061	1062	1063	1064	1065	1066	1067	1068	1069	1070
$l_{AC}, \text{ м}$	0,25	0,18	0,30	0,28	0,35	0,27	0,65	0,36	0,50	0,40
$S_{\max}, \text{ м}$	—	—	—	—	—	0,80	0,70	0,60	0,50	0,40
K	2,0	2,2	1,8	1,6	1,9	—	—	—	—	—
$a, \text{ м}$	0,20	0,24	0,30	0,25	0,30	0,52	0,60	0,70	0,40	0,35
$l_{CD}, \text{ м}$	0,035	0,020	0,040	0,025	0,050	0,125	0,100	0,070	0,190	0,040

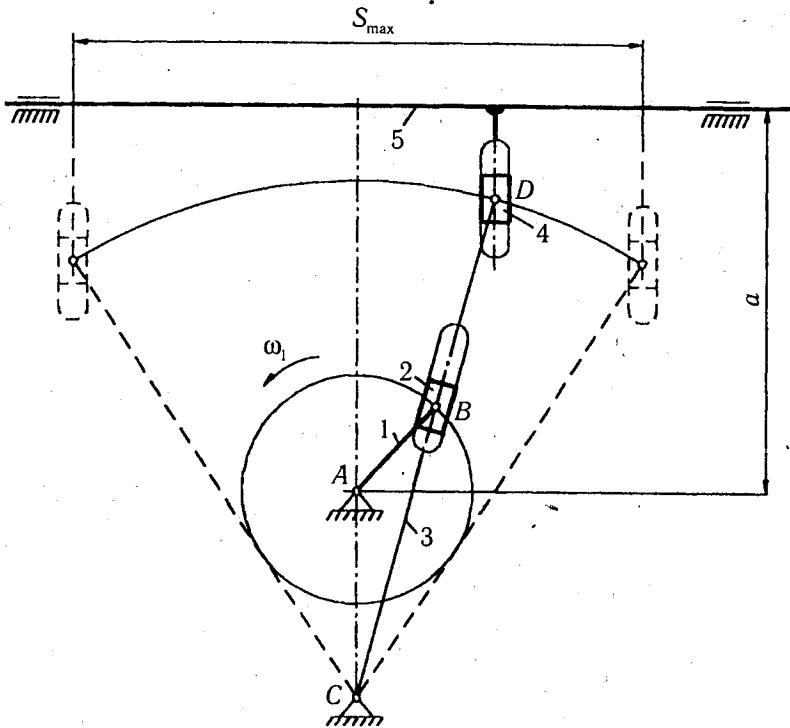


Рис. 11.14

Таблиця 11.8

Вихідні дані для синтезу механізму поперечно-стругального верстата (рис. 11.14)

Параметри	Задачі									
	1071	1072	1073	1074	1075	1076	1077	1078	1079	1080
$l_{AC}, м$	0,30	0,32	0,34	0,36	0,40	0,42	0,45	0,50	0,55	0,60
$S_{max}, м$	0,40	0,38	—	0,42	0,54	—	—	0,70	—	—
K	—	—	1,6	—	—	1,8	2,2	—	2,5	2,1
$a, м$	0,30	0,15	0,28	0,35	0,32	0,40	0,46	0,40	0,50	0,45
$l_{CD}, м$	0,58	0,52	0,57	0,65	0,68	0,70	0,80	0,75	0,97	1,00

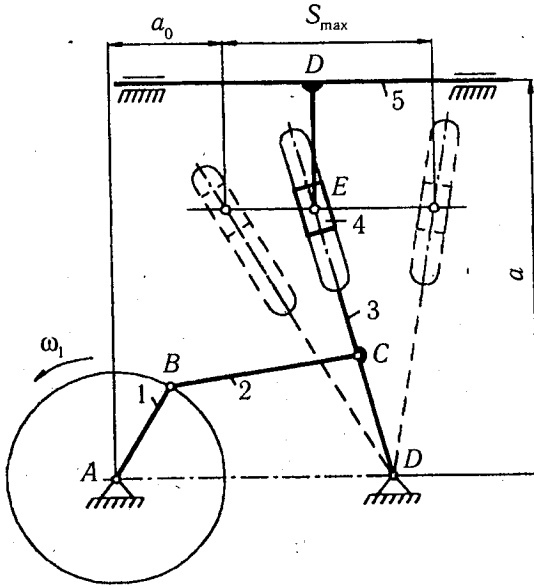


Рис. 11.15

Таблиця 11.9

Вихідні дані для синтезу механізму коливального конвеєра (рис. 11.15)

Параметри	Задачі									
	1081	1082	1083	1084	1085	1086	1087	1088	1089	1090
$l_{AD}, м$	0,37	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
$l_{CD}, м$	0,17	0,25	0,30	0,29	0,35	0,37	0,37	0,40	0,42	0,35
$a_0, м$	0,15	0,27	0,25	0,32	0,35	0,38	0,30	0,35	0,60	0,62
$a, м$	0,45	0,50	0,60	0,65	0,62	0,70	0,50	0,55	0,68	0,60
$S_{max}, м$	0,27	0,23	0,30	0,25	0,35	0,40	0,35	0,45	0,45	0,40
$l_{ED}, м$	0,10	0,05	0,07	0,12	0,15	0,10	0	0,09	0,08	0,10

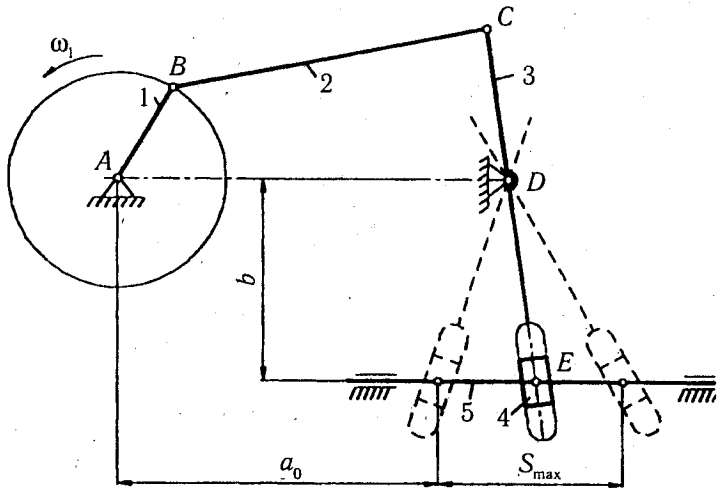


Рис. 11.16

Таблиця 11.10

Вихідні дані для синтезу механізму подачі (рис. 11.16)

Параметри	Задачі									
	1091	1092	1093	1094	1095	1096	1097	1098	1099	1100
S_{\max} , м	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55
a_0 , м	0,25	0,20	0,30	0,35	0,24	0,82	0,35	0,40	0,29	0,32
b , м	0,15	0,15	0,25	0,20	0,30	0,35	0,35	0,42	0,38	0,60
l_{CD} , м	0,16	0,20	0,30	0,35	0,30	0,50	0,45	0,48	0,43	0,52

ЗРІВНОВАЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ

Зрівноваження додаткових динамічних сил (сил інерції), які виникають при русі механізмів і машин, є однією з найважливіших задач сучасного машинобудування. Це викликано тим, що при русі ланки механізмів, як правило, рухаються з прискоренням, в результаті чого виникають сили інерції, які викликають додаткові, часом дуже великі, навантаження у кінематичних парах. Особливо це стосується швидкохідних машин. Ці сили змінні як за величиною, так і за напрямком, передаються станині (корпусу) машини, фундаменту, викликають їх вібрацію, коливання та розхитування. Надто небезпечні вібрації у зоні, близькій до резонансу, що може викликати руйнування деталей машин, приміщень і споруд. Тому в процесі проектування та виготовлення машин ставиться завдання про повне або часткове зрівноваження динамічних сил. Необхідно добитися, щоб на корпус і фундамент передавались тиски, постійні за величиною і напрямом. Ця задача називається задачею про зрівноваження рухомих мас механізмів машин або про зрівноваження динамічних сил інерції. Розв'язати її можна шляхом раціонального розміщення та підбору мас ланок.

Задачу про зрівноваження сил інерції в машинах можна поділити на дві:

- про зрівноваження тисків машин або механізмів на фундамент;
- про зрівноваження тисків у кінематичних парах механізму.

12.1. ЗРІВНОВАЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ НА ФУНДАМЕНТІ

Для зрівноваження плоского механізму на фундаменті необхідно і достатньо так підібрати маси ланок цього механізму, щоб загальний центр мас рухомих ланок залишався нерухомим:

$$x_s = \text{const}, y_s = \text{const} \quad (12.1)$$

і відцентрові моменти інерції мас ланок відносно площин xz і yz були сталими:

$$J_{xz} = \text{const}, J_{yz} = \text{const} \quad (12.2)$$

де x_s, y_s — координати загального центра мас рухомих ланок.

При збереженні цих умов будуть зрівноважені головний вектор сил інерції і головний момент сил інерції відносно осей x і y . Головний момент сил інерції відносно осі z , яка перпендикулярна до площини руху механізму, зрівноважуються моментом рушійних сил і сил опору на головному валу машини.

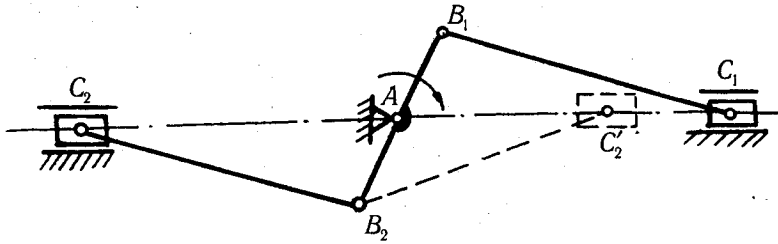


Рис. 12.1

На практиці при зрівноваженні механізмів указані умови (12.1) і (12.2) виконуються частково, залежно від типів механізмів і поставленої задачі. Частіше всього вдається зрівноважити повністю або частково сили інерції. Це досягається шляхом проектування симетричних механізмів, установки на рухомі ланки противаг (додаткових мас).

На рис. 12.1 показана схема симетричних кривошипно-повзунних механізмів ($AB_1 = AB_2$, $B_1C_1 = B_2C_2$), у яких досягається повне зрівноваження сил інерції ланок відносно стояка. Часткове зрівноваження сил інерції досягається, коли повзуни C_1, C_2 розміщені по один бік від центра обертання A кривошипа AB (на рис. 12.1 показано штриховою лінією).

На практиці таке зрівноваження механізмів (рис. 12.1) вдається здійснити досить рідко, оскільки такі системи громіздкі і конструктивно бувають недоцільними. Більш широке застосування одержав метод установки на рухомих ланках противаг.

Покажемо методику зрівноваження головного вектора сил інерції на прикладі кривошипно-коромислового і кривошипно-повзунного механізмів.

Приклад 12.1. Зрівноважити головний вектор сил інерції кривошипно-коромислового механізму (рис. 12.2) за допомогою двох противаг, які розміщені у точках D і E , якщо задані маси ланок: $m_1 = 10$ кг, $m_2 = 42$ кг, $m_3 = 50$ кг; розміри ланок: $l_{OA} = 0,1$ м, $l_{AB} = 0,6$ м, $l_{BC} = 0,5$ м, $l_{OC} = 0,7$ м, $l_{OS_1} = 0,05$ м, $l_{AS_2} = 0,2$ м, $l_{CS_3} = 0,44$ м, $l_{OE} = 0,2$ м, $l_{CD} = 0,35$ м.

Розв'язок. 1. Масу шатуна AB розносимо статично у дві точки A і B , при цьому маси m_A і m_B повинні дорівнювати масі шатуна:

$$m_A + m_B = m_2, \quad (12.3)$$

а їх статичні моменти відносно центра мас S_2 повинні бути рівні між собою:

$$m_A \cdot AS_2 = m_B \cdot BS_2. \quad (12.4)$$

Тобто

$$\frac{m_A}{m_B} = \frac{BS_2}{AS_2}. \quad (12.5)$$

Підставивши (12.3) в (12.5), одержимо:

$$m_A = m_2 \frac{BS_2}{AB} = 42 \frac{0,4}{0,6} = 28 \text{ кг}, \quad (12.6)$$

$$m_B = m_2 - m_A = 42 - 28 = 14 \text{ кг}.$$

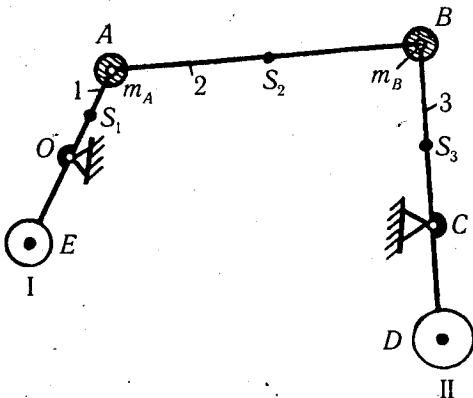


Рис. 12.2

2. Знаходимо масу протизаги I, яка зрівноважить масу кривошипа 1 і масу шатуна 2, що розміщена у точці A , записавши рівняння статичних моментів мас відносно точки O :

$$m_{n_1} \cdot OE = m_1 \cdot OS_1 + m_A \cdot OA,$$

звідки

$$m_{n_1} = \frac{m_1 \cdot OS_1 + m_A \cdot OA}{OE} = \frac{10 \cdot 0,05 + 28 \cdot 0,1}{0,2} = 16,5 \text{ кг.}$$

3. Знаходимо масу протизаги II, яка зрівноважить масу коромисла 3 і масу шатуна 2, що розміщена у точці B , записавши рівняння статичних моментів мас відносно точки C :

$$m_{n_2} \cdot CD = m_3 \cdot CS_3 + m_B \cdot BC,$$

звідки

$$m_{n_2} = \frac{m_3 \cdot CS_3 + m_B \cdot BC}{CD} = \frac{50 \cdot 0,3 + 14 \cdot 0,5}{0,44} = 50 \text{ кг.}$$

Розмістивши протизагу I у точці E , сумістимо центр маси кривошипа 1 і маси m_A з нерухоною точкою O , а протизагу II у точці D — сумістимо центр маси коромисла 3 і маси m_B з нерухоною точкою C . Отже, загальний центр мас механізму буде також нерухоми і знаходитись на лінії OC .

Приклад 12.2. Зрівноважити обертові маси в кривошипно-повзунному механізмі (рис. 12.3) за допомогою протизаги, яку розмістити у точці C , якщо задані маси ланок: $m_1 = 2 \text{ кг}$, $m_2 = 8 \text{ кг}$, $m_3 = 5 \text{ кг}$; розміри ланок: $l_{OA} = 0,05 \text{ м}$, $l_{AB} = 0,2 \text{ м}$, $l_{AS_1} = 0,02 \text{ м}$, $l_{AS_2} = 0,08 \text{ м}$, $l_{OC} = 0,2 \text{ м}$.

Розв'язок. 1. Розносимо статично масу шатуна у дві точки A і B (12.3)—(12.6):

$$m_A = m_2 \frac{BS_2}{AB} = 8 \frac{0,12}{0,2} = 4,8 \text{ кг,}$$

$$m_B = m_2 - m_A = 8 - 4,8 = 3,2 \text{ кг.}$$

2. Знаходимо масу протизаги, яка буде зрівноважувати обертові маси m_1 і m_A , склавши рівняння статичних моментів мас відносно точки O :

$$m_n \cdot OC = m_1 \cdot OS_1 + m_A \cdot OA,$$

звідки

$$m_n = \frac{m_1 \cdot OS_1 + m_A \cdot OA}{OC} = \frac{2 \cdot 0,02 + 4,8 \cdot 0,05}{0,2} = 2,2 \text{ кг.}$$

Маси m_B і m_3 рухаються поступально і в цьому випадку не будуть зрівноважені.

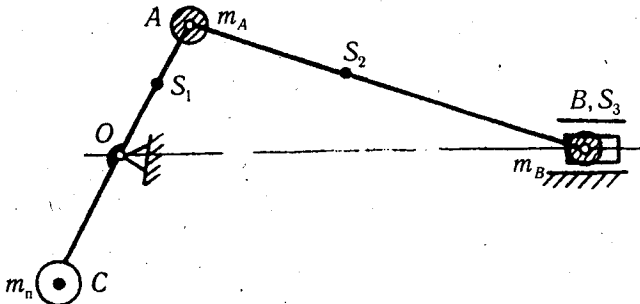


Рис. 12.3

12.2. ЗРІВНОВАЖЕННЯ ОБЕРТОВИХ МАС

Для зрівноваження обертових мас відносно опор необхідно, щоб головний вектор сил інерції $\vec{F}_{ин}$ і головний момент сил інерції $\vec{M}_{ин}$ дорівнювали нулю. Для цього необхідно, щоб центр мас обертової ланки збігався з віссю обертання (статичне зрівноваження) і головна центральна вісь інерції також збігалась з віссю обертання (моментна зрівноваженість). Якщо статична і моментна незрівноваженість існують одночасно, то незрівноваженість називають динамічною.

Для усунення статичної і динамічної незрівноваженості використовують відповідно статичне і динамічне балансування.

Розглянемо деякі найпростіші випадки зрівноваження обертових мас.

Приклад 12.3. Три маси, що знаходяться на валу в одній площині (рис. 12.4, а), необхідно зрівноважити, тобто знайти величину і положення зрівноваженої маси, якщо $m_1 = 10$ кг; $m_2 = 15$ кг, $m_3 = 20$ кг, $\alpha_1 = 30^\circ$, $\alpha_2 = 120^\circ$, $\alpha_3 = 230^\circ$, $r_1 = 40$ мм, $r_2 = 50$ мм, $r_3 = 35$ мм.

Розв'язок. 1. Обчислюємо величину статичних дисбалансів мас (добуток маси на її відстань від осі обертання):

$$D_{c_1} = m_1 r_1 = 10 \cdot 40 = 400 \text{ кг} \cdot \text{мм};$$

$$D_{c_2} = m_2 r_2 = 15 \cdot 50 = 750 \text{ кг} \cdot \text{мм};$$

$$D_{c_3} = m_3 r_3 = 20 \cdot 35 = 700 \text{ кг} \cdot \text{мм}.$$

2. Складаємо рівняння рівноваги обертових мас у вигляді статичних дисбалансів

$$m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + m_3 \vec{r}_3 + m_{зр} \vec{r}_{зр} = 0 \text{ або } \vec{D}_{c_1} + \vec{D}_{c_2} + \vec{D}_{c_3} + \vec{D}_{c_{зр}} = 0 \quad (12.7)$$

і будемо замкнутий векторний контур статичних дисбалансів (рис. 12.4, б). Векторам дисбалансів \vec{D}_{c_i} надаємо такі напрямки, які мають радіуси-вектори \vec{r}_i ; кути α_i вимірюємо від лінії, що проходить через початок відповідного вектора паралельно осі обертання x .

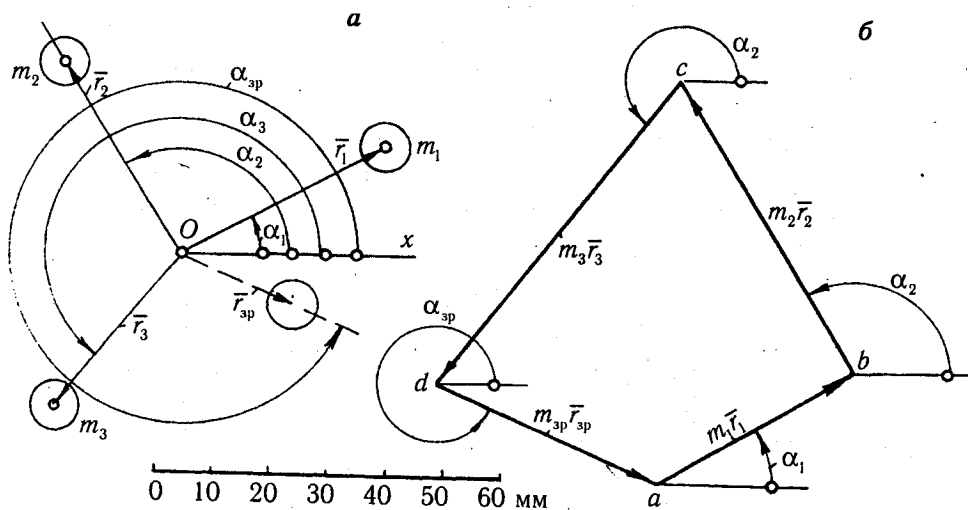


Рис. 12.4

Побудову здійснюємо у масштабі $\mu_d = 10 \text{ мм} \cdot \text{кг} / \text{мм}$. Тоді відрізки, які відображають відповідні дисбаланси будуть:

$$ab = \frac{D_{c_1}}{\mu_d} = \frac{400}{10} = 40 \text{ мм}; \quad bc = \frac{D_{c_2}}{\mu_d} = \frac{600}{10} = 60 \text{ мм}.$$

$$cd = \frac{D_{c_3}}{\mu_d} = \frac{750}{10} = 75 \text{ мм}.$$

Тоді, з'єднавши кінець вектора $\overline{D}_{c_3} = m_3 \overline{r}_3$ (точку d) з початком вектора $\overline{D}_{c_1} = m_1 \overline{r}_1$ (точкою a), знаходимо величину ($da = 42,5 \text{ мм}$) і напрямком ($\alpha_{зп} = 334^\circ$) зрівноважувального вектора $\overline{D}_{зп} = m_{зп} \overline{r}_{зп}$, величина якого $D_{зп} = da \cdot \mu_d = 42,5 \cdot 10 = 425 \text{ кг} \cdot \text{мм}$.

Вибираємо, наприклад, зрівноважуючу масу $m_{зп} = 20 \text{ кг}$ і знаходимо величину радіуса

$$r_{зп} = \frac{D_{зп}}{m_{зп}} = \frac{425}{20} = 21,25 \text{ мм}.$$

Приклад 12.4. На валу (рис. 12.5, *a*) закріплено чотири маси, величини яких $m_1 = 2,5 \text{ кг}$, $m_2 = 3,0 \text{ кг}$, $m_3 = 2 \text{ кг}$, $m_4 = 5 \text{ кг}$ на відстані від осі обертання $r_1 = 20 \text{ мм}$, $r_2 = 25 \text{ мм}$, $r_3 = 30 \text{ мм}$, $r_4 = 40 \text{ мм}$ і від опори A : $l_1 = 30 \text{ мм}$, $l_2 = 60 \text{ мм}$, $l_3 = 80 \text{ мм}$, $l_4 = 120 \text{ мм}$, а кути $\alpha_1 = 60^\circ$, $\alpha_2 = 120^\circ$, $\alpha_3 = 210^\circ$, $\alpha_4 = 290^\circ$. Треба виконати статичне і динамічне зрівноваження такого валу. Зрівноважувальні маси встановлювати в площинах I або II, положення яких визначаються відрізками $a = 15 \text{ мм}$, $b = 130 \text{ мм}$.

Розв'язок. 1. Здійснюємо статичне зрівноваження обертових мас, побудувавши замкнутий векторний контур статичних дисбалансів згідно рівняння

$$m_1 \overline{r}_1 + m_2 \overline{r}_2 + m_3 \overline{r}_3 + m_4 \overline{r}_4 + m_{зп} \overline{r}_{зп} = 0, \quad (12.8)$$

де статичні дисбаланси дорівнюють:

$$D_{c_1} = m_1 r_1 = 2,5 \cdot 20 = 50 \text{ кг} \cdot \text{мм}, \quad D_{c_2} = m_2 r_2 = 3 \cdot 25 = 75 \text{ кг} \cdot \text{мм},$$

$$D_{c_3} = m_3 r_3 = 2 \cdot 30 = 60 \text{ кг} \cdot \text{мм}, \quad D_{c_4} = m_4 r_4 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ кг} \cdot \text{мм}.$$

Вибираємо масштаб побудови $\mu_d = 2 \text{ кг} \cdot \text{мм} / \text{мм}$, тоді відрізки, які відображають відповідні дисбаланси на рис. 12.5, *б* дорівнюють:

$$ab = \frac{D_{c_1}}{\mu_d} = \frac{50}{2} = 25 \text{ мм}, \quad bc = \frac{D_{c_2}}{\mu_d} = \frac{75}{2} = 37,5 \text{ мм},$$

$$cd = \frac{D_{c_3}}{\mu_d} = \frac{60}{2} = 30 \text{ мм}, \quad de = \frac{D_{c_4}}{\mu_d} = \frac{200}{2} = 100 \text{ мм}.$$

Вимірвавши відрізок $ea = 64 \text{ мм}$, знаходимо величину зрівноважувального дисбалансу

$$D_{c_{зп}} = ea \cdot \mu_d = 64 \cdot 2 = 128 \text{ кг} \cdot \text{мм}.$$

Задаємося, наприклад, масою протизаги $m_{зп} = 5 \text{ кг}$ і знаходимо відстань, на якій вона повинна бути розташована, відносно осі:

$$r_{зп} = \frac{D_{зп}}{m_{зп}} = \frac{128}{5} = 25,6 \text{ мм}.$$

Кут $\alpha_{зп} = 92^\circ$ вимірюємо на рис. 12.5, *б*.

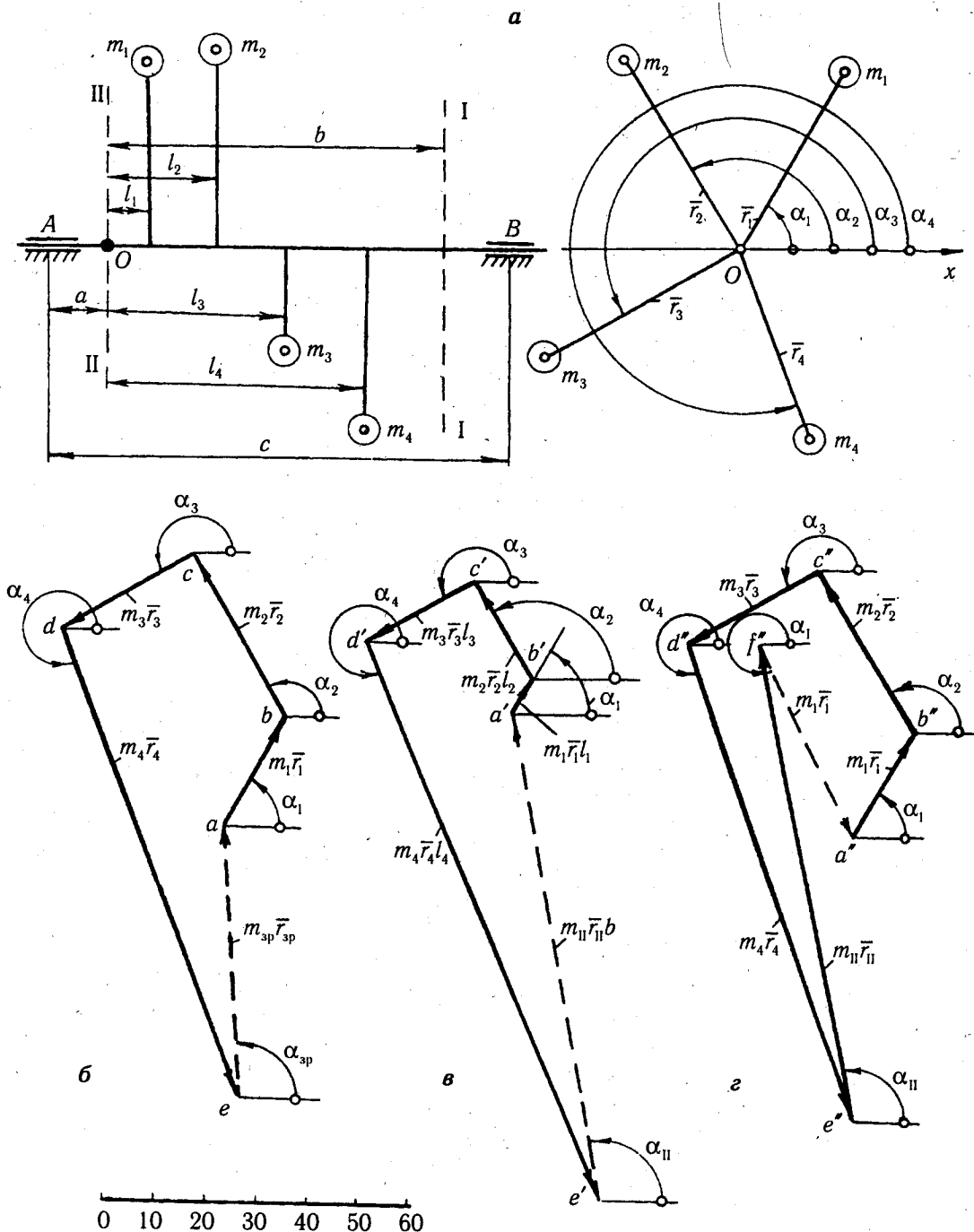


Рис. 12.5

2. Виконуємо динамічне балансування вала з масами, розмістивши додаткові маси у площинах I і II. Позначимо маси цих противаг m_I і m_{II} , а радіуси-вектори, що визначають їх положення відносно осі обертання, відповідно \vec{r}_I і \vec{r}_{II} . Тоді умовами повного зрівноваження мас будуть рівняння:

$$\sum_{i=1}^n m_i \vec{r}_i + m_I \vec{r}_I + m_{II} \vec{r}_{II} = 0; \quad (12.9)$$

$$\sum_{i=1}^n m_i r_i l_i + m_I \vec{r}_I l_I + m_{II} \vec{r}_{II} l_{II} = 0, \quad (12.10)$$

де добуток $m_i r_i l_i$ — динамічний дисбаланс відповідної маси відносно точки O . Величину цих векторів визначають за формулами:

$$D_{A_1} = m_1 r_1 l_1 = 2,5 \cdot 20 \cdot 30 = 1500 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2,$$

$$D_{A_2} = m_2 r_2 l_2 = 3 \cdot 25 \cdot 60 = 4500 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2,$$

$$D_{A_3} = m_3 r_3 l_3 = 3 \cdot 30 \cdot 80 = 4800 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2,$$

$$D_{A_4} = m_4 r_4 l_4 = 5 \cdot 40 \cdot 120 = 24000 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2.$$

Для визначення маси противаг m_{II} і радіуси r_{II} будують у масштабі

$$\mu'_d = \frac{D_{A_4}}{d'e'} = \frac{24000}{120} = 200 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2 / \text{мм}$$

(масштаб вибирають за величиною найбільшого вектора \vec{D}_{A_4}) многокутник моментів пар сил за рівнянням (12.10). При цьому вектори моментів зручно повернути на 90° так, щоб вони збігалися з напрямками відповідних сил інерції (радіусів-векторів \vec{r}_i).

Тоді відповідні відрізки рис. 12.5, в дорівнюють:

$$a'b' = \frac{D_{A_1}}{\mu'_d} = \frac{1500}{200} = 7,5 \text{ мм}; \quad b'c' = \frac{D_{A_2}}{\mu'_d} = \frac{4500}{200} = 22,5 \text{ мм};$$

$$c'd' = \frac{D_{A_3}}{\mu'_d} = \frac{4800}{200} = 24 \text{ мм}; \quad d'e' = \frac{D_{A_4}}{\mu'_d} = \frac{1400}{200} = 120 \text{ мм}.$$

Замикальний вектор многокутника динамічних дисбалансів визначається відрізком $e'a' = 98 \text{ мм}$. Тоді його величина (модуль):

$$D_{A_n} = m_{II} r_{II} b = e'a' \cdot \mu'_d = 98 \cdot 200 = 19600 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2.$$

Кут $\alpha_{II} = 100^\circ$, який визначає напрямок радіуса-вектора \vec{r}_{II} , вимірюється на рисунку.

Знаючи величину D_{A_n} і задавшись масою m_{II} (або радіусом r_{II}), знаходимо радіус (або масу противаги). Приймаємо масу противаги $m_{II} = 4 \text{ кг}$. Тоді

$$r_{II} = \frac{D_{A_n}}{m_{II} b} = \frac{19600}{4 \cdot 100} = 49 \text{ мм}.$$

Для визначення маси противаги m_I і радіуса r_I будують у масштабі $\mu_d = 2 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2 / \text{мм}$ векторний многокутник статичних дисбалансів (сил інерції) за рівнянням (12.8). Величина векторів $m_i \vec{r}_i$ визначені раніше, а $m_{II} \vec{r}_{II}$ буде зображений відрізком (рис. 12.5, e)

$$e'f' = \frac{m_{II} r_{II}}{\mu_d} = \frac{196}{2} = 98 \text{ мм}.$$

Замикальний вектор багатокутника статичних дисбалансів визначається відрізком $f^*a'' = 43$ мм. Тоді його величина (модуль):

$$D_{c_1} = m_1 r_1 = f^* a'' \cdot \mu_a = 43 \cdot 2 = 86 \text{ кг} \cdot \text{мм.}$$

Прийнявши величину радіуса r_1 (або масу m_1), знаходимо масу протизваги m_1 (або радіус r_1). Приймаємо масу протизваги $m_1 = 2$ кг. Тоді

$$r_1 = \frac{m_1 r_1}{m_1 2} = \frac{86}{2} = 43 \text{ мм.}$$

Напрямок вектора \vec{r}_1 визначається кутом $\alpha_1 = 294^\circ$.

12.3. ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ [5, 35]

Задачі 1101—1107. Зрівноважити сили інерції, які діють на ланки механізмів, схеми яких наведені нижче, використовуючи симетричні механізми. Задачу розв'язати у загальному вигляді.

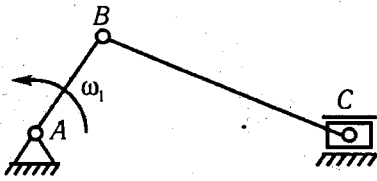
Задачі 1108—1120. Визначити маси протизваг, що встановлені на ланках механізмів, як це зображено на відповідних рисунках, для повного або часткового зрівноваження головного вектора сил інерції механізму, якщо задані розміри та маси ланок і положення їх центрів мас. Вказати ступінь зрівноваження сил інерції (повне чи часткове). Задачу розв'язати у загальному вигляді.

Задачі 1121—1150. Зрівноважити обертові маси, які лежать в одній площині (див. рис. нижче), якщо задані величини і положення цих мас. Вихідні умови для розв'язування задачі наведені у табл. 12.1.

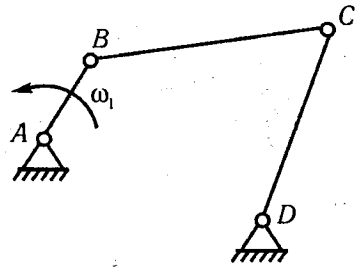
Задачі 1151—1175. Виконати статичне і динамічне зрівноваження вала з установленими на ньому масами (див. рис. 12.5). Вихідні дані наведені у табл. 12.2. Протизваги встановлювати у площині I або II.

Задачі 1176—1190. Зберігаючи вихідні дані задач 1151—1165 (див. табл. 12.2), визначити реакцію в опорі A (див. рис. 12.5), якщо кутова швидкість обертання вала $\omega_1 = 20 \text{ с}^{-1}$.

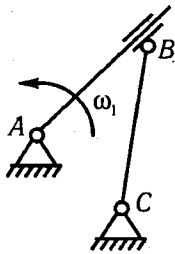
Задачі 1191—1200. Зберігаючи вихідні дані задач 1151—1175 (див. табл. 12.2), визначити реакцію в опорі B (див. рис. 12.5), якщо кутова швидкість обертання вала $\omega_1 = 15 \text{ с}^{-1}$.



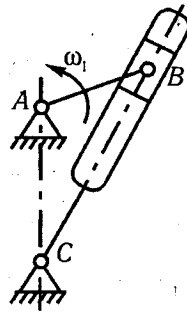
До задачі 1101



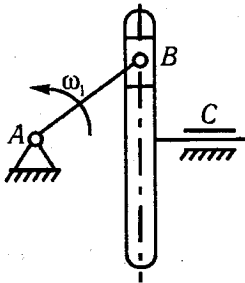
До задачі 1102



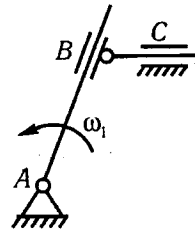
До задачі 1103



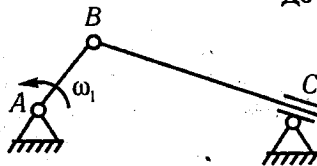
До задачі 1104



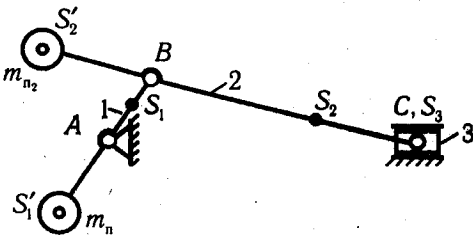
До задачі 1105



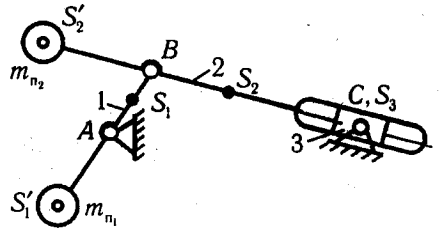
До задачі 1106



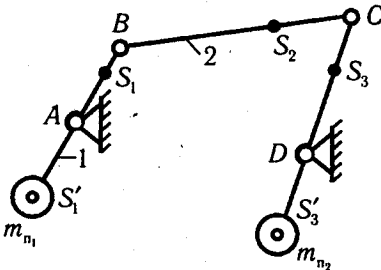
До задачі 1107



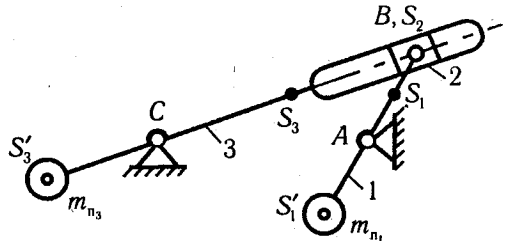
До задачі 1108



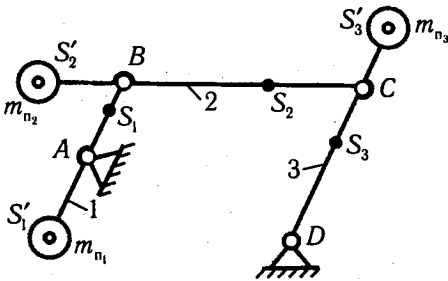
До задачі 1109



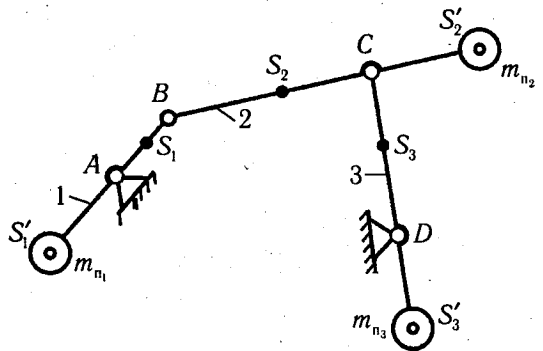
До задачі 1110



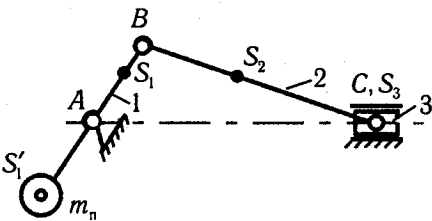
До задачі 1111



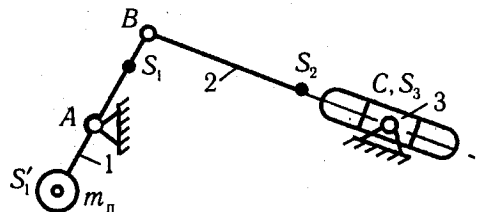
До задачі 1112



До задачі 1113

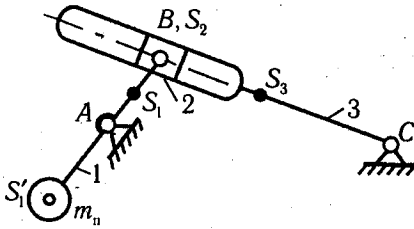


До задачі 1114

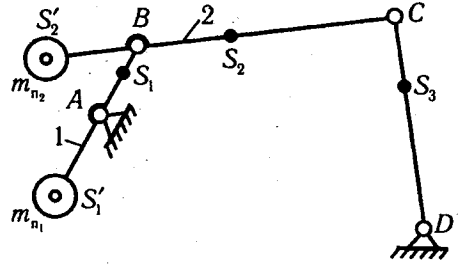


До задачі 1115

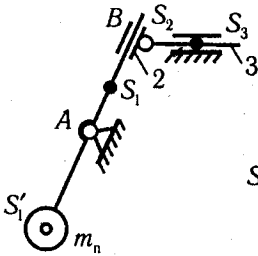
Рисунки до задач 1108—1115



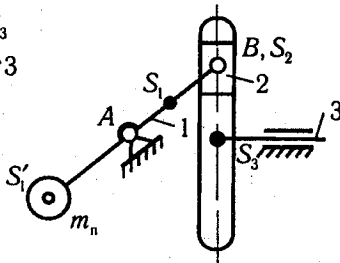
До задачі 1116



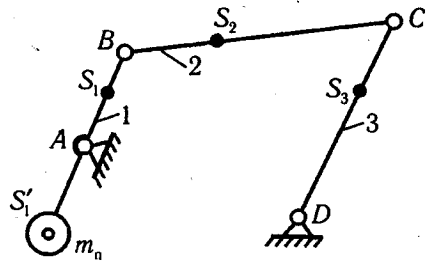
До задачі 1117



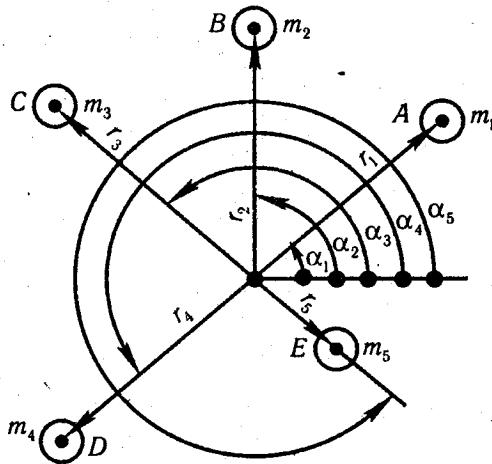
До задачі 1118



До задачі 1119



До задачі 1120



До задач 1121—1150

Рисунки до задач 1116—1150

Вихідні дані до задач 1121—1150

Задачі	Вихідні дані														
	m_1 , кг	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	m_5 , кг	r_1 , мм	r_2 , мм	r_3 , мм	r_4 , мм	r_5 , мм	α_1°	α_2°	α_3°	α_4°	α_5°
1121	2	0	0	0	4	60	—	—	—	30	90	—	—	—	150
1122	0	0	0	3	6	—	—	—	40	20	—	—	—	30	200
1123	10	15	0	0	0	20	30	—	—	—	60	120	—	—	—
1124	0	0	8	4	0	—	—	60	70	—	—	—	70	170	—
1125	4	0	5	0	0	80	—	90	—	—	80	—	300	—	—
1126	12	0	0	18	0	75	—	—	80	—	250	—	—	290	—
1127	0	20	25	0	0	—	45	50	—	—	—	30	270	—	—
1128	0	6	0	12	0	—	50	—	70	—	—	45	—	75	—
1129	0	1	0	0	1,5	—	80	—	—	30	—	120	—	—	270
1130	0	0	7	0	9	—	—	25	50	—	—	—	30	100	—
1131	7	4	15	0	0	40	50	60	—	—	0	90	150	—	—
1132	8	9	0	10	0	60	50	—	40	—	30	60	—	120	—
1133	9	0	6	5	0	40	—	100	80	—	60	—	120	180	—
1134	0	1	1,5	2	0	—	30	25	20	—	—	0	120	240	—
1135	0	0	10	8	12	—	—	100	100	80	—	—	30	120	240
1136	1	0	0	15	25	50	—	—	50	70	0	—	—	90	180
1137	1	0	2	0	3	100	—	50	—	50	60	—	100	—	200
1138	0	3	0	5	4	—	70	—	70	70	—	50	—	150	250
1139	0	6	8	0	9	—	40	60	—	50	—	0	180	—	240
1140	2	0	7	4	0	100	—	40	80	—	45	—	75	180	—
1141	5	8	0	0	6	100	120	—	—	150	0	30	—	—	160
1142	0	10	5	4	3	—	50	20	30	80	—	0	90	240	300
1143	5	0	1	12	1	90	—	50	60	50	30	—	45	120	180
1144	6	4	0	8	5	80	70	—	50	60	45	90	—	120	270
1145	3	7	6	0	2	70	20	30	—	40	60	120	270	—	300
1146	4	1	3	8	0	80	30	40	70	—	90	180	270	320	—
1147	8	4	9	0	10	20	25	30	—	40	20	80	220	—	340
1148	9	4	0	8	6	60	50	—	40	30	10	100	—	200	300
1149	10	0	9	8	5	20	—	25	30	50	70	—	170	270	320
1150	0	4	9	8	5	—	10	6	5	9	—	75	175	275	305

Вихідні дані до задач 1151—1200

Задачі	Вихідні дані																			
	m_1 , кг	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	r_1 , мм	r_2 , мм	r_3 , мм	r_4 , мм	α_1°	α_2°	α_3°	α_4°	a	b	c	l_1	l_2	l_3	l_4	
1151, 1176	0	0	0,5	1	—	—	50	70	—	—	60	120	10	90	100	—	—	40	80	
1152, 1177	0	1	0	3	—	120	—	200	—	135	—	210	50	260	280	—	150	—	200	
1153, 1178	0	3	1	0	—	80	90	—	—	300	210	—	20	100	120	—	40	70	—	
1154, 1179	5	0	0	10	100	—	—	50	45	—	—	180	30	150	180	50	—	—	120	
1155, 1180	8	0	10	0	100	—	50	—	0	—	90	—	100	300	350	150	—	200	—	
1156, 1181	10	12	0	0	80	50	—	—	60	90	—	—	20	200	220	100	150	—	—	
1157, 1182	0	5	6	4	—	70	40	60	—	30	120	210	25	220	240	—	50	100	150	
1158, 1183	3	0	4	5	180	—	210	280	30	—	120	270	70	400	420	140	—	210	300	
1159, 1184	4	3	0	6	30	50	—	500	45	75	—	135	80	220	300	110	160	—	180	
1160, 1185	15	20	10	0	90	60	30	—	90	120	180	—	50	250	300	70	120	180	—	
1161, 1186	20	25	0	7	50	40	—	80	60	180	—	200	40	200	250	100	140	—	160	
1162, 1187	7	0	8	9	40	—	50	60	75	—	135	270	20	150	175	30	—	80	120	
1163, 1188	0	5	6	7	—	60	70	80	—	0	90	180	40	240	300	—	100	150	210	
1164, 1189	8	0	10	4	10	—	15	14	90	—	180	270	30	100	120	40	—	60	80	
1165, 1190	12	16	0	8	120	100	—	140	0	90	—	210	40	250	280	60	180	—	220	
1166, 1191	1	2	3	4	20	30	40	50	0	90	180	270	50	300	350	100	200	250	280	
1167, 1192	10	6	20	2	60	70	80	70	90	120	180	240	60	280	320	120	160	180	250	

Вихідні дані до задач 1151—1200

Задачі	Вихідні дані																		
	m_1 , кг	m_2 , кг	m_3 , кг	m_4 , кг	r_1 , мм	r_2 , мм	r_3 , мм	r_4 , мм	α_1°	α_2°	α_3°	α_4°	a	b	c	l_1	l_2	l_3	l_4
1168, 1193	5	4	8	0	40	80	60	—	75	135	180	—	90	320	360	150	200	300	—
1169, 1194	6	4	3	8	50	110	75	50	0	30	60	90	60	180	240	80	100	140	160
1170, 1195	7	10	12	8	60	100	85	100	30	90	120	135	50	160	210	80	120	140	150
1171, 1196	8	9	10	7	70	90	95	90	60	60	120	180	40	220	250	80	150	180	200
1172, 1197	9	7	10	4	80	80	100	80	90	100	120	210	25	150	200	50	80	100	130
1173, 1198	10	6	10	12	90	70	100	70	120	150	210	270	30	200	225	50	100	150	180
1174, 1199	11	5	8	12	100	60	100	75	150	180	180	300	20	180	220	50	120	120	150
1175, 1200	12	12	6	15	110	50	100	60	180	210	240	330	10	100	120	20	40	60	80

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

13.1. ЗМІСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Завдання на курсовий проект, його обсяг і зміст визначає керівник курсового проекту на підставі програми курсу ТММ, затвердженої Міністерством освіти України. Відповідно до цієї програми для машинобудівних спеціальностей курсовий проект має складатися з 4—5 аркушів формату А1 ГОСТ 2.301-68* і супроводжуватись пояснювальною запискою.

Досвід свідчить, що основною трудностю, яку зазнають студенти у процесі виконання курсових проектів з ТММ, є відсутність у них навичок з виконання комплексних робіт, невміння користуватися навчальною та спеціальною літературою. Тому в пропонованих нижче вказівках крім завдань наведені загальні вимоги до курсового проекту, порядок його виконання, конкретизовано обсяг робіт по кожному розділу (аркушу), а також наведені запитання для самоперевірки.

Виконуючи курсовий проект, необхідно:

- уважно вивчити завдання;
- розглянути загальні вказівки з виконання й захисту проекту;
- використовуючи дод. К, Л, М, вибрати вихідні дані;
- повторити основні аналітичні залежності (дод. А) і розмірності основних фізичних величин (дод. Б), які будуть використані в розрахунках.

У процесі виконання відповідного розділу (аркуша) проекту необхідно:

- уважно вивчити зміст робіт з цього розділу;
- ознайомитись з методичними вказівками і рекомендованою літературою;
- суворо дотримуватись вимог єдиної системи конструкторської документації (ЕСКД);

— регулярно, відповідно до встановленого деканатом розкладу консультацій, ознайомлювати керівника проекту з виконаною роботою. Графічна й текстова (пояснювальна записка) частини опрацьовуються паралельно.

Роботу зберігають до захисту. Публічний захист курсового проекту проводиться згідно з навчальним графіком, затвердженим деканатом відповідного факультету. За результатом захисту виставляється диференційована оцінка. При цьому враховується якість графічної та текстової частин, строк їх виконання.

Під час підготовки до захисту курсового проекту необхідно:

— повністю оформити графічну й текстову частини проекту. Пояснювальну записку слід взяти в оправу, а її зміст узгодити з керівником проекту. Всі аркуші графічної частини підписують студент, керівник проекту і нормоконтролер;

— повторити зміст, порядок і методи виконання кожного розділу проекту, основні теоретичні положення курсу ТММ, які мають відношення до виконання проекту.

Для полегшення підготовки студентів до захисту курсового проекту в підрозділ 13.5 вміщені запитання для самоперевірки, які допоможуть систематизувати основні положення курсу ТММ, звернути увагу на практичне використання методів аналізу і синтезу механізмів.

ТЕМАТИКА РОЗДІЛІВ

Розділ 1 (аркуш 1). Кінематичний синтез і аналіз важільного механізму.

Розділ 2 (аркуш 2). Силовий розрахунок важільного механізму.

Розділ 3 (аркуш 3). Визначення моменту інерції маховика.

Розділ 4 (аркуш 4). Синтез і аналіз кулачкового механізму.

Розділ 5 (аркуш 5). Синтез і аналіз зубчастого механізму.

13.2. ОФОРМЛЕННЯ ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

1. Графічну частину проекту виконують на аркушах формату А1 (841×694 мм).
2. Проект має бути виконаний з додержанням усіх вимог стандарту (товщина ліній, шрифт, умовні позначення, основні написи тощо).

3. Проект виконується олівцем на аркушах креслярського паперу або за допомогою комп'ютера зі збереженням усіх допоміжних побудов. На кожному окремому кресленні (планах, діаграмах, рисунках) мають бути зроблені відповідні написи і поставлені масштаби. Масштаби слід підбирати так, щоб креслення мало найбільшу чіткість зображення, і на аркуші не залишались невикористані місця. При виборі масштабів кінематичних схем та інших побудов, пов'язаних із синтезом та аналізом механізмів, допускається відхилення від ГОСТ 2.302-68*.

4. Вектори швидкостей, прискорень, сил, що за прийнятим масштабом повинні зображатися відрізками меншими від 2 мм, відкладати на кресленні не слід.

5. Обертальні кінематичні пари на схемі та планах механізмів у кожному положенні помічаються колами діаметром до 2 мм.

6. Поступальні пари зображуються прямокутниками (8×12 мм), що розміщені всередині напрямних. При побудові кількох планів механізму на одному кресленні поступальну пару достатньо показати в одному положенні.

7. Одержані на ординатах точки позначаються колами діаметром 1...2 мм. Ординати на всі додаткові побудови проводяться лініями побудови, шукана крива — контурною лінією.

8. Осі координат виділяються лініями трохи більшої товщини, ніж товщина ординат. На кінцях осей координат проставляють стрілки, які показують додатний напрям осей, поруч дається відповідне позначення, наприклад s , v , a і т. д.

9. Плани механізму кресляться тонкими лініями. Задані положення механізму і траєкторія заданої точки обводяться контурними лініями.

10. Плани швидкостей, прискорень і сил обводяться контурною лінією. Повернуті плани швидкостей, які будуються для визначення зрівноваженого моменту за методом «жорсткого» важеля Жуковського, кресляться тонкими лініями. Перетин відрізків векторів на планах швидкостей і прискорень бажано позначати колами діаметром 1...2 мм.

11. При побудові планів швидкостей, прискорень, структурних груп, планів сил положення механізму позначають арабською цифрою (шрифт 7) у кружечку діаметром 12 мм.

12. Графічні елементи, які є результатом проведених побудов, окремі положення механізму тощо рекомендується виділяти кольоровими олівцями.

13. Позначення на фігурах креслення слід застосовувати тільки ті, що прийняті у підручниках або навчальних посібниках.

14. Кожний аркуш проекту повинен мати у правому нижньому куті основний надпис (додаток И), де вказується назва навчального закладу, група, прізвища керівника проекту і студента, назва і номер аркуша, дата його закінчення.

13.3. ОФОРМЛЕННЯ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ

13.3.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

1. Пояснювальна записка до курсового проекту (див. додаток З) повинна виконуватись згідно з вимогами до текстових документів (ГОСТ 2.105-89).

2. Пояснювальна записка повинна бути написана від руки чорнилами з одного боку письмового паперу формату А4 (297×210 мм) за ГОСТ 2.301-68 чітким почерком.

3. Сторінки повинні мати наскрізну нумерацію.

4. Кожний розділ пояснювальної записки рекомендується починати з нового листа (сторінки). Кожний пункт тексту записується з абзацу. Цифри, що вказують на номери пунктів, не повинні виступати за межі абзацу.

5. Описки та графічні неточності, виявлені у процесі виконання записки, дозволяється акуратно підчистити і зробити на цьому місці виправлення тексту (графіки).

Пошкодження листів, помарки і сліди виведеного попереднього тексту (графіки) не допускаються.

13.3.2. ПОБУДОВА ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ

1. Пояснювальну записку поділяють на розділи і підрозділи залежно від кількості сторінок і питань, що розглядаються.

2. Розділи повинні мати порядкові номери у межах усієї записки, позначені арабськими цифрами.

Підрозділи повинні мати нумерацію у межах кожного розділу. Номери підрозділів складаються з номерів розділу і підрозділу, роз'єднаних крапкою.

Якщо підрозділ має пункти, то нумерація пунктів має бути у межах підрозділу та номера пункту, роз'єднаних крапками, наприклад (3.1.1).

3. Назви розділів і підрозділів повинні бути стислими, відповідати змісту і записуватись у вигляді заголовків (у червоний рядок). Перенесення слів у заголовках не допускається. Крапку в кінці заголовка не ставлять.

Відстань між заголовком і подальшим текстом — 15 мм. Така сама відстань витримується між заголовками розділу і підрозділу. Відстань між основами рядків заголовка приймають таку саму, як і в тексті.

4. У записці обов'язково повинен бути наведений список використаної літератури. Літературні джерела слід розміщувати згідно з появою посилань у тексті. При його складанні слід дотримуватись такої системи запису: указується порядковий номер джерела у складеному списку, потім прізвище і ініціали автора, найменування книги (статті, документа), місце видання, видавництво чи видавницька організація, рік видання і загальна кількість сторінок. При посиланні на те чи інше джерело вказувати його номер, під яким воно значиться у даному списку, наприклад [1].

5. На початку записки необхідно розмістити зміст, який включається у загальну кількість листів записки.

6. Записка повинна бути зшитою і супроводжуватися титульним листом, на якому вказується назва навчального закладу, кафедри, групи, науковий ступінь, вчене звання і прізвище керівника проекту, прізвище студента, назва роботи (додаток 3).

13.3.3. ВИКЛАДЕННЯ ТЕКСТУ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ

1. У пояснювальній записці треба стисло і чітко викласти всі етапи виконання проекту з обґрунтуванням усіх методів, які застосовуються при синтезі й аналізі заданого механізму, а також навести обчислення параметрів, необхідних для виконання потрібних побудов. Обчислення і пояснення наводяться для одного із заданих положень, не рекомендується давати їх для мертвих положень механізму, для інших положень результати обчислення зводяться у таблицю.

2. Термінологія та визначення мають бути єдиними і відповідати встановленому стандарту, а у разі їх відсутності — загальноприйнятими у науково-технічній літературі.

3. Скорочення слів у тексті та написах під ілюстраціями, як правило, не дозволяється. Виключення складають скорочення, загальноприйняті в українській мові. У записці, крім того, допускається особлива система скорочень слів або найменувань, але при цьому на початку записки необхідно дати перелік прийнятих скорочень.

4. Умовні літерні позначення механічних величин, а також умовні графічні позначення мають відповідати стандартам. У тексті перед позначенням параметра дають його пояснення, наприклад «швидкість точки А».

5. У формулах як символ слід застосовувати позначення, встановлені відповідними стандартами.

6. При визначені розрахункових величин рекомендується дотримуватися такої системи запису:

- а) записується формула, за якою здійснюється обчислення;
- б) підставляються у формулу числові значення і дається кінцевий результат, при цьому проміжні обчислення слід опускати.

7. Значення символів і числових коефіцієнтів, що входять до формули, повинні бути наведені безпосередньо під формулою. Значення кожного символу дають з нового рядка у тій послідовності, в якій вони наведені у формулі. Перший рядок розшифровки має розпочинатися зі слова «де» без двокрапки після нього.

8. При повторних обчисленнях слід дати таблицю значень величин, які входять до формули, а також значень кінцевих результатів.

9. Ступінь точності обчислень, за винятком обчислень геометричних параметрів зубчатого зачеплення, повинна дорівнювати ступеню точності вихідних даних.

10. Розмірність одного і того самого параметра в межах одного документа має бути постійною (в одній з установлених одиниць виміру).

11. Усі формули у записці нумеруються арабськими цифрами в межах розділу. Номер формули складається з номеру розділу і порядкового номера формули, розділених крапкою. Номер ставлять з правого боку аркуша на рівні формули у круглих дужках, наприклад:

$$v_A = \omega_1 l_{OA}. \quad (1.3)$$

Посилання у тексті на номер формули дають у дужках, наприклад «...у формулі (1.3)».

12. У примітках до тексту і таблиць указують тільки довідкові та пояснювальні дані.

Якщо примітка тільки одна, то після слова «Примітка» ставлять крапку. Якщо приміток кілька, то після слова «Примітки» ставлять двокрапку. Примітки нумеруються арабськими цифрами з крапкою, наприклад:

- Примітки: 1.
2.

13.2.4. ОФОРМЛЕННЯ ІЛЮСТРАЦІЙ

1. Пояснення побудов, що виконуються, необхідно супроводжувати ілюстраціями. Кількість ілюстрацій має бути достатньою для розуміння тексту. В курсових проектах дозволяється посилання на аркуші графічної частини.

2. Усі розміщені в записці ілюстрації, якщо їх більше однієї, нумеруються в межах розділу арабськими цифрами. Номер ілюстрації складається з номера розділу й порядкового номера ілюстрації, розділених крапкою, наприклад «Рис. 1.1, Рис. 1.2»

3. Посилання на ілюстрації дають за типом «рис. 1.1» чи «рис. 1.2».

Посилання на раніше згадані ілюстрації дають зі скороченим словом «дивися», наприклад «див. рис. 1.1».

Ілюстрації повинні мати тематичне найменування, а у разі необхідності й пояснювальні дані (підрисунковий текст), відповідні змісту ілюстрації.

Найменування розміщують над ілюстрацією, пояснювальні дані — під нею. Номер ілюстрації розміщують нижче пояснюючих даних.

Ілюстраційний матеріал, таблиці та текст допоміжного характеру допускається давати у вигляді додатка.

13.2.5. ПОБУДОВА ТАБЛИЦЬ

1. Цифровий матеріал, як правило, оформляють у вигляді таблиць. Заголовки граф таблиць починають з великих літер, а підзаголовки — з малих, якщо вони складають одне речення із заголовком. Якщо підзаголовки мають самостійне значення, то їх починають з великої літери. Висота рядка таблиці має бути не меншою від 8 мм.

Таблиця _____ (тематичних заголовків)

Головка		Заголовок граф			
Рядки					

Підзаголовок граф

Боковик (заголовки горизонтальних рядків)

Графи (колонки)

2. При перенесенні таблиці на другу сторінку головку таблиці повторюють і над нею вказують слово «Продовження». Таблиці з більшою кількістю граф ділять на частини і розміщують одну частину над іншою, вказуючи над подальшими частинами слово «Продовження». Якщо в документі дві й більше таблиць, то після слова «Продовження» вказують порядковий номер таблиці. Тематичний заголовок розміщують лише над першою частиною таблиці.

3. Якщо цифрові дані у графах таблиці мають різну розмірність, її вказують у заголовку кожної графи. Якщо всі параметри, розміщені у таблиці, мають одну розмірність, скорочену назву одиниці виміру розміщують над таблицею.

Коли в таблиці розміщені графи з параметрами переважно однієї розмірності, але є показники з іншими розмірностями, над таблицею розміщують надпис про

переважну розмірність, а відомості про інші розмірності дають у заголовках відповідних граф.

Якщо параметри однієї графи мають однакові значення у двох і більше подальших рядках, то допускається цей параметр вписувати в таблицю для цих рядків тільки один раз.

Якщо всі дані в рядку мають одну розмірність, її указують у відповідному рядку боковика.

4. Текст, який повторюється у графах, якщо він складається з одного слова, допускається замінити лапками. Якщо текст, що повторюється, складається з двох і більше слів, то при першому повторенні його заміняють словами «Те саме», а далі лапками. Ставити лапки замість цифр, які повторюються, математичних символів, не допускається.

Якщо цифрові чи інші дані в таблиці не наводять, то у графі ставлять ризику.

5. Одиниці кутових величин (градуси, хвилини, секунди) при відсутності горизонтальних ліній указують тільки в першому рядку таблиці. У разі наявності горизонтальних ліній одиниці кутових величин проставляють у всіх рядках.

6. Цифри в графах таблиць, як правило, розміщують так, щоб класи чисел у всій графі були точно один під другим.

Числові величини в одній графі повинні мати, як правило, однакову кількість десяткових знаків.

7. Для скорочення тексту заголовків і підзаголовків граф окремі поняття замінюють літерними позначеннями, якщо вони пояснені в тексті чи наведені на ілюстраціях, наприклад D — діаметр.

Показники з однаковими літерними позначеннями групують послідовно в порядку зростання індексів, наприклад m_1, m_2, m_3 і т. д.

8. Усі таблиці, якщо їх кілька, мають бути пронумеровані у межах розділу арабськими цифрами. Номер таблиці складається з номера розділу і порядкового номера таблиці, розділених крапкою. Над лівим верхнім кутом таблиці розміщують надпис «Таблиця...» із зазначенням номера таблиці, наприклад «Таблиця 2.1».

Слово «Таблиця» при наявності тематичного заголовка пишуть перед заголовком.

На всі таблиці мають бути посилання в тексті, при цьому слово «Таблиця» у тексті пишуть повністю, якщо таблиця не має номера (одна таблиця), і скорочено — якщо є номер, наприклад «...у табл. 1.1».

13.4. ПЛАН ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

13.4.1. КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ І АНАЛІЗ ШАРНІРНОГО МЕХАНІЗМУ (АРКУШ 1)

Вихідні дані до виконання першого розділу вибирати з дод. К відповідно до заданої кінематичної схеми механізму і варіанта завдання.

Порядок виконання графічної частини

1. За заданими вихідними параметрами виконати кінематичний синтез шарнірного механізму, тобто визначити невідомі розміри ланок (для завдань серії А цей пункт виконаний — розміри всіх ланок задані).

2. Визначити мертві положення механізму. Мертвим називають таке його положення, коли одна з вихідних ланок займає одне з крайніх положень. Як відомо, в мертвих (крайніх) положеннях механізму швидкість вихідної ланки дорівнює нулю. В курсових проектах вихідною вважають таку ланку, до якої прикладена сила (момент сили) корисного опору (в робочих машинах) або рушійна сила (в машинах-двигунах).

3. Вважаючи одне з крайніх (мертвих) положень нульовим, побудувати в масштабі 12 об'єднаних положень механізму (планів механізму) і траєкторію точки M . Якщо друге крайнє положення не потрапляє в число дванадцяти, побудувати його додатково. Положення механізму занумерувати в напрямі обертання кривошипа. Одне із заданих положень механізму (дод. И) викреслити контурними лініями, а інші — тонкими. Ланки механізму занумерувати, а центри шарнірів, мас та інші характерні точки позначити великими літерами лише в указаному положенні, в інших положеннях їх досить позначити тільки цифрами, які відповідають положенням механізму.

4. Побудувати для 12 положень механізму плани швидкостей та для трьох заданих у дод. К положень плани прискорень, на яких показати вектори швидкостей та прискорень центрів мас усіх ланок. Крім цього, для одного із заданих положень на плані механізму показати напрями кутових швидкостей та прискорень усіх ланок.

5. Побудувати на 12 ординатах діаграми переміщень і швидкостей (лінійних або кутових) вихідної ланки, крайнє положення якої визначалось у п. 1 залежно від часу. Діаграму переміщень побудувати за даними планів механізму (див. п. 3), діаграму швидкостей — за даними планів швидкостей (див. п. 4). Масштаби відрізків уздовж осі ординат вибирати такими, щоб довжина максимальної ординати на діаграмі переміщень була не менше як 100 мм, на діаграмі швидкостей — не менше як 60 мм.

6. Методом графічного диференціювання діаграми швидкостей побудувати діаграму прискорень вихідної ланки залежно від часу.

7. Визначити абсолютне нормальне прискорення точки M в одному з досліджуваних положень механізму. У механізмах, на яких точка M не вказана п. 7 не виконується.

8. На основі аналітичних розрахунків за допомогою ЕОМ побудувати діаграми переміщень, швидкостей і прискорень вихідної ланки. Діаграми поєднати з попередньо побудованими (див. пп. 5, 6), зберігаючи обрані масштаби.

Зміст пояснювальної записки

1. Виконати структурний аналіз важільного механізму, тобто визначити кількість рухомих ланок, кінематичних пар, установити їх клас, визначити ступінь рухомості механізму, розбити механізм на структурні групи, вказати клас і порядок груп, клас механізму та записати формулу будови механізму.

2. Виконати кінематичний синтез важільного механізму (крім завдань серії А) і визначити положення кривошипа в мертвих положеннях механізму аналітично в записці і графічно на аркуші (додаток И).

3. Дати пояснення до побудови планів механізму і траєкторії точки M .

4. Виконати обчислення та дати пояснення до побудови планів швидкостей і прискорень (пояснення та обчислення навести тільки для одного із заданих, крім мертвого, положень механізму):

- записати векторні рівняння додавання швидкостей і прискорень;
- вибрати масштаби побудов планів швидкостей і прискорень;
- указати напрями векторів і записати формули для визначення швидкостей та прискорень, зробити необхідні розрахунки;
- скласти таблиці швидкостей для 12 положень і прискорень — для трьох заданих положень механізму.

5. Навести стислі пояснення методики побудови діаграм переміщень, швидкостей і прискорень та обчислення масштабів їх побудови.

6. Порівняти числові значення прискорень, отримані методом планів і графічного диференціювання, і розрахувати відносну похибку отриманих різними методами результатів, взявши за основу результати планів прискорень. Відносна похибка має бути не більше 10%.

7. З використанням методу замкнутих векторних контурів або рекомендацій, викладених в методичних вказівках кафедри, записати аналітичні залежності для визначення невідомих розмірів ланок механізму, їх положень, швидкостей і прискорень, зведеного моменту інерції механізму.

8. Скласти програму для аналітичного синтезу і аналізу важільного механізму за допомогою ЕОМ, обравши крок зміни узагальненої координати $\phi_1 = \pi/12$.

9. Перевірити відповідність отриманих результатів, обчислень на ЕОМ з попередньо отриманими даними (див. пп. 2—5). Максимальна відносна похибка має бути не більше як 5%. За основу брати результати аналітичних розрахунків.

13.4.2. СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ШАРНІРНОГО МЕХАНІЗМУ (АРКУШ 2)

Під час виконання другого аркуша проекту використовують дані, які отримані в результаті кінематичного аналізу (аркуш 1). Діаграма сил корисного опору та інші вихідні дані (маси ланок, їх моменти інерції, максимальні значення сил корисного опору F_m або моментів сил корисного опору M_m) наведені в додатку К. Центри мас ланок позначено точкою S_i , де $i = 1, 2, 3, \dots$ — номери ланок.

Порядок виконання графічної частини

1. Побудувати в масштабі діаграму сил (моментів сил) корисного опору для робочої машина або діаграму рушійних сил для машини-двигуна і показати на ній всі положення вихідної (виконуючої) ланки з використанням планів механізму, або діаграми переміщень (див. аркуш 1). При цьому слід мати на увазі, що сила (момент сили) корисного опору діє тільки тоді, коли її вектор напрямлений проти руху вихідної ланки. Розглядаючи механізми двигунів, треба керуватися індикаторними діаграмами, які наведені в завданнях на проект (додаток К).

2. Побудувати в масштабі три задані положення механізму (див. аркуш 1) і для одного з них показати картину силового навантаження механізму, тобто прикласти до ланок усі зовнішні сили (моменти) з урахуванням сил (моментів сил) інерції.

3. Викреслити для трьох заданих положень структурні групи (на аркуші 2, дод. И показано лише для двох положень механізму), що входять до складу механізму, включаючи механізм першого класу, прикласти до них усі сили, показані в п. 2, та з допомогою методу планів сил визначити реакції в усіх кінематичних парах і зрівноважувану силу. Останню силу прикласти в точці A перпендикулярно до кривошипа OA .

4. Для одного із заданих положень механізму методом «жорсткого» важеля М. Є. Жуковського визначити зрівноважувану силу з урахуванням усіх діючих сил, включаючи сили інерції (моменти сил інерції) всіх ланок. На важелі М. Є. Жуковського моменти сил треба зображати парою сил.

Зміст пояснювальної записки

1. За допомогою діаграми сил (моментів сил) корисного опору визначити в усіх положеннях механізму сили корисного опору (для машин-двигунів — рушійну силу).

2. Знайти для кожної ланки (в трьох заданих положеннях) сили інерції та моменти їх сил.

3. Пояснити методику і порядок силового розрахунку механізмів на прикладі одного положення механізму. Результати розрахунків усіх трьох заданих положень звести в таблицю.

4. Навести рівняння рівноваги структурних груп, а у разі потреби — ланок, які дають змогу побудувати плани сил структурних груп і механізму першого класу.

5. Навести рівняння й обчислення, необхідні для визначення невідомих, які входять у рівняння рівноваги (п. 4).

6. Використовуючи побудовані плани сил, визначити реакції в усіх кінематичних парах і зрівноважувану силу.

7. Для одного положення механізму визначити зрівноважувану силу, використовуючи «жорсткий» важіль М. Є. Жуковського.

8. Порівняти значення зрівноваженої сили, отриманої методами планів сил і М. Є. Жуковського. Відносна похибка має бути не більше 10%.

13.4.3. ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ МАХОВИКА (АРКУШ 3)

Виконуючи цей аркуш, використовують дані, що отримані в результаті кінематичного аналізу (аркуш 1), діаграму сил опору (аркуш 2) і значення коефіцієнта нерівномірності руху (додаток К). Число обертів маховика взяти таким, що дорівнює числу обертів кривошипа OA .

Порядок виконання графічної частини

1. Побудувати діаграму зведених моментів сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ (для робочої машини) або діаграму зведених моментів рушійних сил $M_p = M_p(\varphi)$ (для машини-двигуна). В курсовому проєкті враховувати тільки сили (моменти сил) корисного опору, роботою сил ваги та шкідливого опору знехтувати.

2. Методом графічного інтегрування кривої, отриманої в п. 1, побудувати діаграму робіт у функції кута обертання вхідної ланки.

3. Узявши в робочих машинах зведений момент рушійних сил сталим (в машинах-двигунах — зведений момент сил опору), будуємо діаграму робіт

рушійних сил $A_p = A_p(\varphi)$, а машинах-двигунах — діаграму робіт сил опору $A_o = A_o(\varphi)$.

4. Методом графічного диференціювання діаграми робіт (див. п. 3) побудувати діаграму зведених моментів рушійних сил (для робочої машини) у функції кута обертання вхідної ланки, поєднавши її з попередньо побудованою діаграмою зведених моментів сил (п. 1), а для машини-двигуна — діаграму зведених моментів сил опору.

5. Побудувати діаграму зміни кінетичної енергії у функції кута обертання вхідної ланки.

6. Побудувати діаграму зведеного моменту інерції важільного механізму в функції кута обертання вхідної ланки.

7. Побудувати діаграму зміни кінетичної енергії залежно від зведеного моменту інерції $\Delta T = \Delta T(J_{sp})$ (криву Віттенбауера).

8. Використовуючи діаграму $\Delta T = \Delta T(J_{sp})$, визначити момент інерції маховика і вибрати його розміри. Викреслити в масштабі переріз ободу маховика.

Зміст пояснювальної записки

1. Обчислити значення зведеного до вала вхідної ланки механізму моменту сил корисного опору (для робочих машин) або рушійних сил (для машин-двигунів) у всіх 12 положеннях механізму (24 положень механізмів машин-двигунів), які досліджуються.

2. Описати побудову діаграми зведених моментів сил.

3. Коротко описати порядок графічного інтегрування діаграми зведених моментів сил. Навести обчислення масштабів.

4. Пояснити побудову діаграми зведених моментів рушійних сил (для робочої машини) або зведених моментів сил опору (для машин-двигунів) та навести їх обчислення.

5. Описати побудову діаграми зміни кінетичної енергії механізму (без маховика).

6. Довести аналітичну залежність для визначення зведеного моменту інерції важільного механізму і визначити їх значення для 12 положень механізму.

7. Знайти значення кутів ψ_{max} і ψ_{min} .

8. Пояснити побудову діаграми $\Delta T = \Delta T(J_{sp})$.

9. Обчислити значення моменту інерції маховика та його розміри.

10. Якщо отримані параметри маховика неконструктивні, маховик рекомендується установити на більш швидкохідний вал і виконати відповідний розрахунок моменту інерції маховика та його розмірів (див. п. 9).

13.4.4. СИНТЕЗ І АНАЛІЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ (АРКУШ 4)

Вихідні дані до виконання 4-го аркуша вибирають з додатка Л відповідно до заданих кінематичної схеми (завдання) і варіанту.

Порядок виконання графічної частини

1. Використовуючи таблиці безрозмірних коефіцієнтів a_k, b_k, c_k (додаток Д) або їх залежності [3, 20, 24, 25], побудувати в масштабі діаграми переміщень,

аналогів швидкостей і прискорень руху штовхача (коромисла). Всі діаграми будувати не менше ніж для 10 значень ординат для періоду віддалення і стільки ж для періоду наближення.

2. На підставі отриманих діаграм або значень безрозмірних коефіцієнтів a_k , b_k , c_k графічно визначити мінімальний радіус кулачка.

3. Побудувати теоретичний і практичний профілі кулачка, а для кулачкового механізму з плоским штовхачем — практичний профіль кулачка.

4. Побудувати діаграму зміни кута передачі руху. Для кулачкового механізму з плоским штовхачем, який рухається поступально, кут передачі руху сталий, тому нема необхідності будувати його діаграму.

5. Для одного з положень кулачкового механізму побудувати замінювальний важільний механізм і його план швидкостей.

6. За даними обчислень на ЕОМ побудувати теоретичний профіль кулачка (кольоровим олівцем), об'єднавши його з раніше побудованим профілем (п. 3).

Зміст пояснювальної записки

1. Використовуючи значення безрозмірних коефіцієнтів a_k , b_k , c_k , визначити переміщення, аналоги швидкостей і прискорень штовхача (коромисла). Обчислення навести в таблиці.

2. Стисло пояснити побудови діаграм переміщення, аналогів швидкостей і прискорень штовхача (коромисла). Навести обчислення масштабів побудови.

3. Описати методику визначення мінімального радіуса кулачка.

4. Описати побудову теоретичного профілю кулачка.

5. Визначити радіус ролика.

6. Описати методику побудови практичного профілю кулачка.

7. Описати побудову замінювального механізму та його плану швидкостей, прийнявши кутову швидкість кулачка $\omega_k = 1 \text{ с}^{-1}$. Порівняти результати обчислень швидкості штовхача (коромисла) з результатами п. 1.

13.4.5. СИНТЕЗ І АНАЛІЗ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ (АРКУШ 5)

Вихідні дані до виконання 5-го розділу вибирати з дод. М відповідно до заданих кінематичної схеми (завдання) і варіанту.

Порядок виконання графічної частини

1. Накреслити кінематичну схему зубчастого механізму.

2. Побудувати в масштабі кінематичну схему планетарного механізму та картини лінійних і кутових швидкостей його ланок.

3. Побудувати картину евольвентного зубчастого зачеплення в торцевому перерізі (зубчаста пара вказується викладачем). На кресленні показати не менше від трьох зубців на кожному колесі. Масштаб побудови вибрати таким, щоб висота зуба на кресленні становила не менше 40 мм. Виділити на кресленні теоретичну та активну лінії зачеплення, активні ділянки профілів зубців, указати в таблиці задані, контрольовані та довідкові параметри зубчастих коліс.

4. Побудувати діаграми питомого ковзання зубців.

5. Показати схему контролю зубчастого колеса.

Зміст пояснювальної записки

1. Визначити передаточне відношення планетарного механізму.
2. Вибрати кількість зубців планетарного механізму.
3. Визначити передаточне відношення планетарного механізму методом картин швидкостей.
4. Розрахувати ККД планетарного механізму.
5. Для заданої пари зубчастих коліс вибрати коефіцієнти зміщення.
6. Розрахувати геометричні параметри заданої евольвентної пари циліндричних зубчастих коліс.
7. Перевірити геометричні та кінематичні умови існування зубчастої пари (відсутність підрізування, загострення, інтерференції зубців, допустимого значення коефіцієнта перекриття).
8. Розрахувати контрольний параметр зубчастого колеса (за вибором студента).
9. Описати побудову картини евольвентного зубчастого зачеплення в торцевому перерізі, знаходження теоретичної та активної лінії зачеплення, активних ділянок профілів зубців.
10. Визначити коефіцієнт перекриття заданої зубчастої пари.
11. Обчислити значення питомого ковзання зубців (не менше шести значень) і описати побудову їх діаграм.

13.5. ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

РОЗДІЛ 1

1. Визначення масштабу побудови планів механізму.
 2. Побудова планів механізму і траєкторій окремих точок ланок.
 3. Поняття про ланку, кінематичну пару і ланку, механізм і машину. Відміна механізму від кінематичного ланцюга і машини.
 4. Поняття про машину-автомат і автоматичні лінії.
 5. Структурний аналіз механізмів (клас кінематичної пари, ступінь рухомості механізму, формула Чебишева, структурна група, її клас і порядок, клас механізму).
- Приклад.
6. Основний принцип утворення механізмів (за Ассуром).
 7. Пасивні зв'язки й зайві ступені вільності.
 8. Основні задачі та методи кінематичного дослідження механізмів.
- Послідовність кінематичного дослідження багатоланкових важільних механізмів.
9. Допущення, які приймаються під час кінематичного дослідження механізмів.
 10. Поняття про швидкість і прискорення ланки (лінійних і кутових). Основні формули.
 11. Плани швидкостей і прискорень. Теореми подібності, масштаби планів. Векторні рівняння для визначення швидкостей і прискорень. Властивості планів.
 12. Знаходження значення і напрямку кутових швидкостей і прискорень ланок.
 13. Абсолютне і відносне прискорення; нормальне, дотичне (тангенціальне) і коріолісове прискорення. Визначення їх величини та напрямку.

14. Задачі кінематичного синтезу механізмів.
15. Поняття про коефіцієнт зміни середньої швидкості вихідної ланки.
16. Кут передачі руху.
17. Графічне диференціювання. Методи, визначення масштабів. Характерні точки диференціальної кривої та її поведінка на інтервалі між цими точками.
18. Визначення радіуса кривизни траєкторії якої-небудь точки механізму.
19. Суть методу замкнених векторних контурів у кінематичному дослідженні механізмів. Складання рівнянь замкненості для багатоланкових важільних механізмів.
20. Правило відрахування кутових координат, що визначають положення ланок.
21. Аналоги швидкостей та прискорень, їх фізичний зміст. Визначення аналогів швидкостей та прискорень методом замкнених векторних контурів.

РОЗДІЛ 2

1. Задачі силового розрахунку механізмів та їх практичне значення.
2. Поняття про силу (момент пар сил), масу і момент інерції ланки.
3. Характеристика сил, що діють на ланки механізму, їх робота. Навести формули роботи в разі постійних і змінних сил (моментів пар сил).
4. Сили (моменти сил) інерції. Відшукання їх значення і напрямку.
5. Поняття про статичну визначеність механічної системи.
6. Статична визначеність структурної групи. Доведення.
7. Принцип Даламбера.
8. Методика та порядок силового розрахунку механізмів.
9. Визначення реакцій у кінематичних парах. Побудова планів сил. Правило складання векторів. Визначення реакцій у внутрішніх кінематичних парах структурних груп.
10. Зрівноважувана сила й зрівноважуваний момент, їх фізичний зміст. Зв'язок між зрівноважуючою і зведеною силами (моментами сил).
11. Теорема про «жорсткий» важіль М. Є. Жуковського.
12. Визначення потужності машини.

РОЗДІЛ 3

1. Зведена сила і момент сил. Умова зведення. Доведення формули для визначення зведеної маси (моменту інерції) заданого механізму.
2. Зведена маса і момент інерції. Умова зведення. Доведення формули для визначення зведеної маси (моменту інерції) заданого механізму.
3. Закон про зміну кінетичної енергії.
4. Рівняння руху машини (у формі інтеграла енергії та в диференціальній формі).
5. Періоди руху машини. Холостий хід машини. Рівняння руху машини для кожного періоду.
6. Причини нерівномірності ходу машини.
7. Види коливань швидкості руху вхідної ланки машини.
8. Середня швидкість вхідної ланки машини (головного вала). Поняття про середньоарифметичну і дійсну середню швидкості.

9. Коефіцієнт нерівномірності ходу машини.
10. Визначення коефіцієнта нерівномірності ходу машини за допомогою кривої Віттенбауера.
11. Задачі й методи регулювання ходу машини.
12. Призначення та принцип роботи маховика і регулятора швидкості. В яких випадках доцільно їх використовувати?
13. На якому валу доцільно встановити маховик? Навести доведення.
14. Побудова діаграми зведених моментів сил і моментів інерції, робіт і зміни кінетичної енергії, кривої Віттенбауера. Взаємозв'язок між ними. Визначення масштабів.
15. Графічне інтегрування кривої. Визначення масштабів побудов.
16. Визначення моменту інерції маховика за допомогою кривої Віттенбауера.
17. Інші методи визначення моменту інерції маховика.
18. Вибір розмірів маховика.
19. Побудова діаграми кутової швидкості вхідної ланки машини з маховиком.

РОЗДІЛ 4

1. Призначення й сфери застосування кулачкових механізмів.
2. Переваги й недоліки кулачкових механізмів.
3. Типи кулачкових механізмів та їх порівняльна характеристика.
4. Види замикання ланок у кулачкових механізмах. Їх переваги й недоліки.
5. Основні параметри кулачкових механізмів. Поняття про фазові кути й кути профілю кулачка.
6. Побудова діаграм переміщень, аналогів швидкостей і прискорень. Зв'язок між цими функціями. Масштаби.
7. Поняття про інваріанти переміщення, швидкості та прискорення.
8. Задачі кінематичного та динамічного синтезу кулачкових механізмів. Вихідні дані.
9. Кути тиску й передачі руху, взаємозв'язок між ними. Знаходження кута передачі руху в будь-якому положенні механізму (за заданою кінематичною схемою механізму та за допомогою діаграми).
10. Залежність розмірів кулачка від кута тиску.
11. Характеристика законів руху штовхача. «М'які» та «жорсткі» удари в кулачкових механізмах.
12. Визначення мінімального радіуса кулачка.
13. Основні вимоги, що ставляться до профілю кулачка з плоским штовхачем.
14. Причини заклинювання ланок кулачкового механізму.
15. Суть методу зворотного руху.
16. Побудова теоретичного профілю кулачка.
17. Побудова практичного (центрового) профілю кулачка.
18. Визначення радіуса ролика. Умова самоперетину профілю кулачка.
19. Поняття про еквідистантні криві.
20. Побудова для кулачкового механізму миттєвого замінюваного механізму.

РОЗДІЛ 5

1. Переваги й недоліки зубчастих передач. Сфери застосування.
2. Типи зубчастих передач та їх порівняльна характеристика.
3. Геометричні параметри зубчастих коліс (зуб, западина, зубчастий вінець, тіло зубчастого колеса, профіль зубців, лінія зуба, боковий профіль, головний, активний і перехідний профілі).
4. Поняття про передаточне число і передаточне відношення, їх знаки.
5. Основна теорема зачеплення (теорема Віллеса). Швидкість ковзання і питоме ковзання.
6. Евольвента кола та її властивості. Поняття про еволюту (основне коло). Побудова евольвенти кола. Інвалютна функція.
7. Теоретичний та твірний вихідні контури. Їх геометричні параметри.
8. Методи виготовлення зубчастих коліс та їх порівняльна характеристика.
9. Ділильна, початкова прями твірною контуру, коефіцієнт зміщення. Поняття про додатне та від'ємне зміщення.
10. Ділильне коло, модуль, крок зубчастого колеса (навести розрахункові залежності).
11. Висота зуба, висота ділильної головки і ніжки зуба.
12. Визначення радіусів кіл вершин і западин.
13. Поняття про кут профілю зубів і кут зачеплення.
14. Початкові кола, міжосьова відстань.
15. Ділильна міжосьова відстань, сприймальне зміщення та коефіцієнт сприймального зміщення. Коефіцієнт зрівнювального зміщення.
16. Радіальний зазор і коефіцієнт радіального зазору.
17. Переваги та недоліки косозубих і шевронних зубчастих передач.
18. Поняття про нормальний, торцевий і осьовий кроки та модулі зубчастих коліс, кут нахилу зубців. Залежності між ними.
19. Кут перекриття і повний коефіцієнт перекриття. Кутовий крок зачеплення. Мінімальне значення повного коефіцієнта перекриття. Зв'язок між коефіцієнтом перекриття та плавністю роботи зубчастої передачі.
20. Торцевий та осьовий коефіцієнти перекриття.
21. Активна лінія зачеплення і крок евольвентного зачеплення. Залежність між ними.
22. Гранична й крайня точки профілю. Явище підрізання, загострення та інтерференції зубців. Мінімальне число зубців шестірні. Мінімальний та максимальний коефіцієнти зміщення.
23. Вибір коефіцієнтів зміщення за допомогою блокувального контуру для передач з максимальною контактною і згинальною міцністю, з найменшим зносом, максимальним коефіцієнтом перекриття.
24. Умови синтезу планетарних передач.
25. Фізичний зміст умов співвісності, сусідства, складання планетарних передач.
26. Переваги та недоліки зубчато-важільних механізмів.
27. Умовні позначення всіх геометричних і кінематичних параметрів зубчастих передач за Державним стандартом.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

А. ОСНОВНА РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. *Артоболевский И. И.* Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1988. — 640 с.
2. *Левитская О. Н., Левитский Н. И.* Курс теории механизмов и машин. — М.: Высш. шк., 1985. — 279 с.
3. *Кіницький Я. Т.* Теорія механізмів і машин. — К.: Наукова думка, 2001. — 656 с.
4. *Заблонский К. И., Белоконев И. М., Щёкин Б. М.* Теория механизмов и машин. — К.: Вища шк., 1989. — 376 с.
5. *Артоболевский И. И., Эдельштейн Б. В.* Сборник задач по теории механизмов и машин М.: Наука, 1973. — 256 с.
6. Курсове проектування з теорії механізмів і машин / *Є. І. Крижанівський та ін.* — Івано-Франківськ, 1996. — 337 с.

Б. ДОДАТКОВА РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

7. *Артоболевский И. И.* Механизмы в современной технике. В 7-и томах. — М.: Наука, 1979—1981.
8. *Белоконев И. М.* Теория механизмов и машин. Методы автоматизированного проектирования. — К.: Вища шк., 1990. — 208 с.
9. *Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М.* Механизмы: Справочник. — М.: Машиностроение, 1973. — 591 с.
10. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под общ. ред. *Девойно Г. Н.* — Минск: Вышэйшая шк., 1986. — 285 с.
11. Современные методы и средства балансировки машин и приборов / Под ред. *Щепетильникова В. А.* — М.: Машиностроение, 1985. — 232 с.
12. *Решетов Л. Н.* Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. — М.: Машиностроение, 1985. — 272 с.
13. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. *Болотовского И. А.* — М.: Машиностроение, 1986. — 448 с.
14. Теория механизмов и машин / Под ред. *Фролова К. В.* — М.: Высш. шк., 1987. — 496 с.
15. Трение, изнашивание, смазка: Справочник. В 2-х томах / Под ред. *Крагельского И. В. и Алисина В. В.* — М.: Машиностроение, 1978. — 758 с.

В. ІНША ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

16. *Гуляев К. И. и др.* Расчет геометрии эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления. — Л.: Машиностроение, 1975. — 66 с.
17. *Киницкий Я. Т.* Унифицированные алгоритмы расчета механизмов на ЭВМ. — К.: УМК ВО, 1988. — 116 с.
18. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под ред. *Коренько А. С.* — Вища шк., 1970. — 332 с.

19. *Левенсон Л. Б.* Теория механизмов и машин. — М.: Машгиз, 1954. — 504 с.
20. *Левитский Н. И.* Кулачковые механизмы. — М.: Машиностроение, 1964. — 287 с.
21. *Марголин Ш. Ф.* Теория механизмов и машин. — Минск: Вышэйшая шк., 1968. — 359 с.
22. *Машков А. А.* Теория механизмов и машин. — Минск: Вышэйшая шк., 1971. — 471 с.
23. *Механика промышленных роботов.* — В 3 кн. / Под ред. *Фролова К. В., Воробьева Е. В.* — М.: Высш. шк., 1988. — Кн. 1: Кинематика и динамика / *Воробьев Е. И., Попов С. А., Шевелева Г. И.*
24. *Саввин Э. А.* Синтез полидинамических законов периодического движения // Критериальные расчеты цикловых механизмов. — Львов: УПИ им. Ив. Федорова, 1974. — Вып. 6. — 76 с.
25. *Тир К. В.* Механика полиграфических машин. — М.: Книга, 1965. — 496 с.
26. *Турбин Б. И., Карлин В. Д.* Теория механизмов и машин. — М.: Высш. шк., 1968. — 336 с.
27. *Юдин В. А., Петрокас Л. В.* Теория механизмов и машин. — М.: Высш. шк., 1977. — 527 с.
28. Программа по теории механизмов и машин для инженерно-техн. спец. вузов / МВССО СССР. — М.: Высш. шк., 1987. — 15 с.
29. Теорія механізмів і машин: Програма, робочі плани, метод. вказівки і завдання для контрольних і курсових робіт / Під ред. *Петровського С. Д.* — Львів: Вид-во ЛДУ, 1972. — 150 с.
30. Теория механизмов и машин и детали машин: Метод. указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-техн. спец. вузов / *Преображенский И. К. и др.* — М.: Высш. шк., 1987. — 72 с.
31. Теория механизмов, машин и роботов: Типовая программа, метод. указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-техн. спец. вузов / *Бысов Л. Ф. и др.* — Харьков: УЗПИ, 1987. — 60 с.
32. Теория механизмов и машин: Метод. указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-техн. спец. вузов / *Левитский Н. И. и др.* — М.: Высш. шк., 1989. — 127 с.
33. Теория механизмов и машин: Задания и метод. указания к выполнению курс. работы для студентов ОТФ механических спец. / *Киницкий Я. Т., Костокрыз С. Г.* — Хмельницкий, ХТИБО, 1977. — 76 с.
34. Методические указания и задания к выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин. Проектирование зубчатых механизмов / *Костокрыз С. Г., Киницкий Я. Т.* — Хмельницкий, ХТИБО, 1980. — 72 с.
35. Методические указания и задания к контрольным работам по теории механизмов и машин для студентов механических специальностей общетехнического факультета / *Киницкий Я. Т., Билецкий О. О., Костокрыз С. Г.* — Хмельницкий, ХТИБО, 1982. — 100 с.
36. Методические указания по синтезу плоских кулачковых механизмов с применением ЭВМ / *Киницкий Я. Т., Семенюк М. Ф.* — Хмельницкий: ХТИБО, 1986. — 68 с.
37. Теорія механізмів і машин: Метод. вказівки щодо оформлення курсового проекту для студентів спец. 12.01, 12.02, 12.06, 17.07 / *Кіницький Я. Т. та ін.* — Хмельницький: ХТІ, 1994. — 76 с.
38. Завдання на курсові проекти з теорії механізмів і машин: Метод. вказівки для студентів механічного факультету / *Кіницький Я. Т. та ін.* — Хмельницький, ХТІ, 1994. — 92 с.

**ОСНОВНІ ФОРМУЛИ ТЕОРЕТИЧНОЇ МЕХАНІКИ,
ЯКІ НЕОБХІДНІ ДЛЯ ВИВЧЕННЯ
КУРСУ ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

Прямолінійний рух	Обертальний рух
<p>1. Швидкість (лінійна)</p> $v = \frac{ds}{dt} \quad (1)$ <p>Під час рівномірного руху</p> $v = \frac{s}{t} = \text{const.} \quad (2)$	<p>1. Кутова швидкість</p> $\omega = \frac{d\varphi}{dt} \quad (3)$ <p>Кутова швидкість може бути виражена частотою обертання n, хв⁻¹:</p> $\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (4)$ <p>Колова швидкість точки</p> $v = \omega R, \quad (5)$ <p>де R — відстань точки до центра обертання, м.</p> <p>Під час рівномірного обертання</p> $v = \frac{\pi n R}{30} = \text{const.}, \quad (6)$ <p>де R — радіус деталі, яка обертається, м; n — частота обертання, хв⁻¹.</p>
<p>2. Прискорення (лінійне)</p> $a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} \quad (7)$ <p>Прискорення вільного падіння</p> $g = 9,81 \text{ м/с}^2. \quad (8)$	<p>2. Кутове прискорення</p> $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \quad (9)$ <p>Нормальне (доцентрове) прискорення</p> $a^n = \omega^2 R = \frac{v^2}{R}, \quad (10)$ <p>де v — колова швидкість.</p> <p>Дотичне (тангенціальне) прискорення</p> $a^\tau = \varepsilon R = \frac{dv}{dt} \quad (11)$ <p>Повне прискорення</p> $\bar{a} = \bar{a}^n + \bar{a}^\tau \quad (12)$ <p>або</p> $a = \sqrt{(a^n)^2 + (a^\tau)^2} = R\sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2} \quad (13)$ <p>Поворотне (коріолісове) прискорення</p> $a^r = 2\omega v' \quad (14)$ <p>Відносне прискорення</p> $a' = \frac{dv'}{dt} \quad (15)$

Прямолінійний рух	Обертальний рух
3. Сила F — причина руху та опору руху.	3. Статичний момент сили (момент пари сил) $M = FR.$ (16)
4. Робота $A = \int F \cos \alpha ds.$ (17) При $F = \text{const}$ і збігу напрямів сили F і переміщення s точки прикладання сили $A = Fs.$ (18)	4. Робота $A = \int M d\varphi.$ (19) При $M = \text{const}$ $A = M\varphi.$ (20) Робота за один оберт $A = 2\pi M.$ (21)
5. Потужність $P = Fv.$ (22)	5. Потужність $P = M\omega.$ (23)
6. Маса m — міра інертності тіла в поступальному русі.	6. Момент інерції тіла — міра інертності тіла при обертальному русі $J = \int R^2 dm.$ (24)
7. Сила інерції $\bar{F}_{\text{ин}} = -m\bar{a} = -\frac{G}{g}\bar{a}.$ (25) Сила тяжіння $G = mg.$ (26)	7. Статичний момент від дотичних сил інерції (момент сил інерції) $\bar{M}_{\text{ин}} = -J \bar{\epsilon}.$ (27)
8. Кінетична енергія $T = \frac{mv^2}{2}.$ (28)	8. Кінетична енергія $T = \frac{J\omega^2}{2}.$ (29)
9. Кількість руху $K = mv.$ (30)	9. Момент кількості руху $L = KR = mvR = J\omega.$ (31)
10. Імпульс сили при $F = \text{const}$ $s = Ft.$ (32)	10. Момент імпульсу сили при сталих F або M $M_s = FtR = Mt.$ (33)

**ТАБЛИЦЯ ПЕРЕВОДУ ОДИНИЦЬ МКГСС (ТЕХНІЧНОЇ)
В ОДИНИЦІ МКС (СІ)**

Найменування	Позначення	Одиниця		Переведення
		МКГСС	СІ	
Довжина	l або s	м	м	Розміри збігаються
Час	t	с	с	Те саме
Сила	F або G	кгс	$\text{кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2 = \text{Н}$	$1 \text{ кгс} = 9,81 \text{ Н}$
Момент пари сил	M	кгс \cdot м	$\text{Н} \cdot \text{м} = \text{Дж}$	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,81 \text{ Дж}$
Маса	m	$\text{кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м}$	кг	$1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м} = 9,81 \text{ кг}$
Момент інерції (динамічний)	J	$\text{кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 = 9,81 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
Швидкість	v	м/с	м/с	Розміри збігаються
Частота обертання (число обертів за секунду)	n	$\text{Гц} = 1 / \text{с}$	$\text{Гц} = 1 / \text{с}$	Те саме
Кутова швидкість	ω	рад/с	рад/с	Те саме
Прискорення	a	$\text{м} / \text{с}^2$	$\text{м} / \text{с}^2$	Те саме
Кутове прискорення	ϵ	$\text{рад} / \text{с}^2$	$\text{рад} / \text{с}^2$	Те саме
Робота (енергія)	A (T)	кгс \cdot м	$\text{Дж} = \text{Н} \cdot \text{м}$	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,81 \text{ Дж}$
Потужність	P або W	кгс \cdot м/с	$\text{Вт} = \text{Дж} / \text{с}$	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{с} = 9,81 \text{ Вт}$
Кількість руху (імпульс сили)	K або S	кгс \cdot с	$\text{кг} \cdot \text{м} / \text{с} = \text{Н} \cdot \text{с}$	$1 \text{ кгс} \cdot \text{с} = 9,81 \text{ Н} \cdot \text{с}$
Момент кількості руху (момент імпульсу)	L або M_s	кгс \cdot м \cdot с	$\text{кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с}$	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с} = 9,81 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с}$

**УНІФІКОВАНІ ПІДПРОГРАМИ
ДЛЯ КІНЕМАТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ І СИНТЕЗУ
ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ІІ КЛАСУ ЗА ДОПОМОГОЮ ЕОМ**

Кінематика механізму І класу (рис. В1)

```

PROCEDURE KM1(X0,Y0,R,F1:REAL;
VAR XA,YA,AXA,AYA,WXA,WYA:REAL);
BEGIN
XA:=R*COS(F1)+X0;
YA:=R*SIN(F1)+Y0;
AXA:=-R*SIN(F1);
AYA:=R*COS(F1);
WXA:=-AYA;
WYA:=AXA ;
END;

```

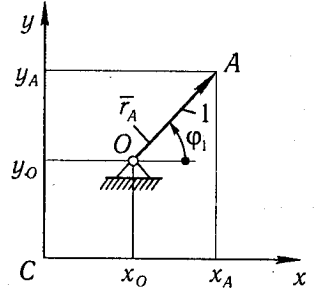


Рис. В1

Кінематика структурної групи ІІ класу І виду (рис. В2)

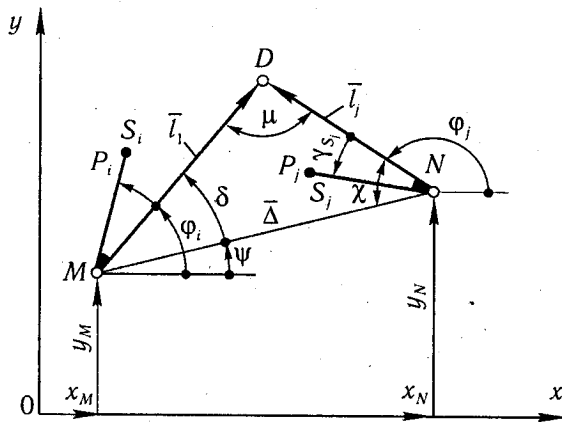


Рис. В2

```

PROCEDURE KG1(XM,YM,XN,YN,AXM,AYM,AXN,AYN,WXM,WYM,
WXN,WYN,L1,LJ:REAL;VAR F1,FJ,AF1,AFJ,WF1,WFJ,MJ:REAL);
VAR MN,PSI,X2,X3,DEL,XI:REAL;
BEGIN
MN:=SQRT(SQR(XN-XM)+SQR(YN-YM));
PSI:=ATAN2((YN-YM),(XN-XM));
X2:=((SQR(L1)+SQR(LJ)-SQR(MN))/(2*L1*LJ));X3:=((SQR(L1)+SQR(MN)-
SQR(LJ))/(2*L1*MN));
MJ:=ATAN2(SQRT(1-X2*X2),X2); DEL:=ATAN2(SQRT(1-X3*X3),X3); XI:=PI-DEL-MJ;
F1:=PSI+DEL;

```


Кінематика структурної групи II класу III виду (рис. В4)

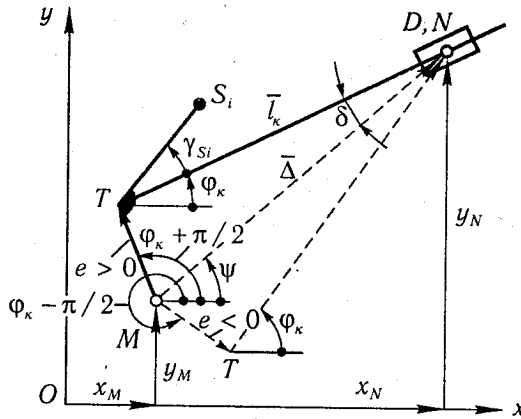


Рис. В4

```

PROCEDURE KG3(XM,YM,AXM,AYM,WXM,WYM,XN,YN,AXN,AYN,
WYN,WY,MT:REAL;VAR FK,LK,AFK,ALK,WFK,WLK:REAL);
VAR MN,PSI:REAL;
BEGIN
MN:=SQRT(SQR(XN-XM)+SQR(YN-YM));
PSI:=ATAN2((YN-YM),(XN-XM));
LK:=SQRT(SQR(MN)-SQR(MT));
FK:=PSI-ARCTAN(MT/LK);
AFK:=((AXM-AXN)*SIN(FK)+(AYN-AYM)*COS(FK))/LK;
ALK:=((AXN-AXM)*COS(FK)+(AYN-AYM)*SIN(FK)+MT*AFK);
WFK:=(((WYN-WYM)*COS(FK)+(WXM-WXN)*SIN(FK)+MT*SQR(AFK)-
2*ALK*AFK)/LK;
WLK:=((WXN-WYM)*COS(FK)+(WYN-WYM)*SIN(FK)+MT*WFK+LK*SQR(AFK));
END;

```

Кінематика структурної групи II класу IV виду
(спрощений варіант, рис. В5)

```

PROCEDURE KG4C(XM,YM,XE,YE,AXM,AYM,AXE,AYE,WXM,WYM,
WXE,WYE,FK,AFK,WFK,KSI,AKSI,WKSI:REAL;
VAR LK,ALK,WLK,XN2,AXN2,WXN2:REAL);
VAR XM2,YM2,AXM2,AYM2,WXM2,WYM2,XE2,YE2,AXE2,AYE2,WXE2,WYE2,
FK2,AFK2,WFK2:REAL;
BEGIN
PKT(XM,YM,AXM,AYM,WXM,WYM,KSI,AKSI,WKSI,XM2,YM2,AXM2,AYM2,WXM2,WYM2);
PKT(XE,YE,AXE,AYE,WXE,WYE,KSI,AKSI,WKSI,XE2,YE2,AXE2,AYE2,WXE2,WYE2);
FK2:=FK-KSI;

```


$AFK2:=AFK-AKSI;$
 $WFK2:=WFK-WKSI;$
 $LK:=(YE2-YM2)/SIN(FK2);$
 $XN2:=XM2+LK*COS(FK2);$
 $ALK:=(AYE2-AYM2-LK*AFK2*COS(FK2))/SIN(FK2);$
 $AXN2:=AXM2+ALK*COS(FK2)-LK*AFK2*SIN(FK2);$
 $WLK:=(WYE2-WYM2-2*ALK*AFK2*COS(FK2)-LK*WFK2*COS(FK2)+$
 $LK*SQR(AFK2)*SIN(FK2))/SIN(FK2);$
 $WXN2:=WXM2+WLK*COS(FK2)-2*ALK*AFK2*SIN(FK2)-LK*WFK2*SIN(FK2)-$
 $LK*SQR(AFK2)*COS(FK2);$
END;

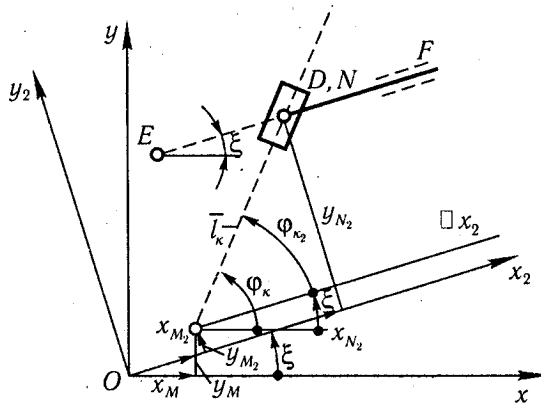


Рис. В5

Кінематика структурної групи II класу V виду (рис. В6)

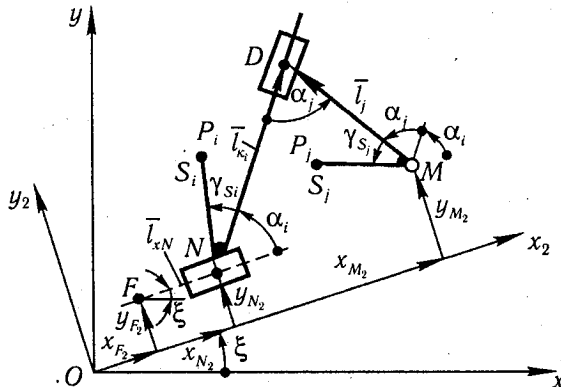


Рис. В6

```

PROCEDURE KG5(XF,YF,XM,YM,AXF, AYP,AXM,AYM,WXF,WYF,WXM,WYM,
KSI, AKSI, WKSI,LJ,ALI,ALJ:REAL;VAR LXN,LKI,ALXN,ALKI,WLXN,WLKI,
XN2,AXN2, WXN2:REAL);
VAR XF2,YF2,AXF2,AYF2,WXF2,WYF2,XM2,YM2,AXM2,AYM2,WXM2,WYM2:REAL;
BEGIN
PKT(XF,YF,AXF,AYF,WXF,WYF,KSI,AKSI,WKSI,XF2,YF2,AXF2,AYF2,WXF2,WYF2);
PKT(XM,YM,AXM,AYM,WXM,WYM,KSI,AKSI,WKSI,XM2,YM2,AXM2,AYM2,WXM2,
WYM2);
LKI:=(YM2-YF2+LJ*SIN(ALI+ ALJ))/SIN(ALI);
LXN:=XM2-XF2-LKI*COS(ALI)+ LJ*COS(ALI+ALJ);
ALKI:=(AYM2-AYF2)/SIN(ALI);
ALXN:=AXM2-AXF2-ALKI*COS(ALI);
WLKI:=(WYM2-WYF2)/SIN(ALI);
WLXN:=WXM2-WXF2-WLKI*COS(ALI);
XN2:=XF2+LXN;
AXN2:=AXF2+ALXN;
WXN2:=WXF2+WLXN;
END;

```

Кінематика додаткової точки ланки (рис. В7)

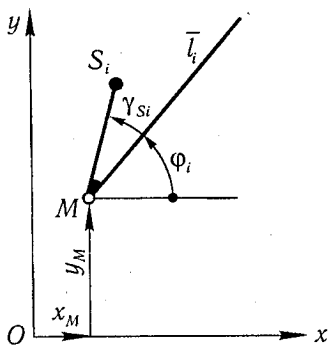


Рис. В7

```

PROCEDURE KDT(XM,YM,AXM,AYM,WXM,WYM,MSI,GSI,FI,AFI,WFI:REAL;
VAR XSI,YSI,AXSI,AYSI,WXSI, WYSI:REAL);
BEGIN
XSI:=XM+MSI*COS(FI+GSI);
YSI:=YM+MSI*SIN(FI+GSI);
AXSI:=AXM-MSI*AFI*SIN(FI+GSI);
AYSI:=AYM+MSI*AFI*COS(FI+GSI);
WXSI:=WXM-MSI*WFI*SIN(FI+GSI)-MSI*SQR(AFI)*COS(FI+GSI);
WYSI:=WYM+MSI*WFI*COS(FI+GSI)-MSI*SQR(AFI)*SIN(FI+GSI);
END;

```

Перетворення координат точки (рис. В8)

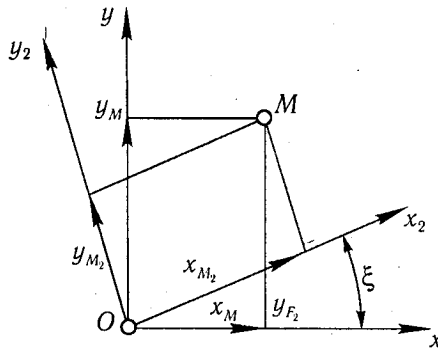


Рис. В8

```

PROCEDURE PKT(XM,YM,AXM,AYM,WXM,WYM,KSI,AKSI,WKSI:REAL;
VAR XM2,YM2,AXM2,AYM2,WXM2,WYM2:REAL);
BEGIN
  XM2:=XM*COS(KSI)+YM*SIN(KSI);
  YM2:=YM*COS(KSI)-XM*SIN(KSI);
  AXM2:=AXM*COS(KSI)-XM*AKSI*SIN(KSI)+AYM*
  SIN(KSI)+YM*AKSI*COS(KSI);
  AYM2:=AYM*COS(KSI)-YM*AKSI*SIN(KSI)-AXM*SIN(KSI)-
  XM*AKSI*COS(KSI);
  WXM2:=WXM*COS(KSI)-2*AXM*AKSI*SIN(KSI)-XM*WKSI*SIN(KSI)-
  XM*SQR(AKSI)*COS(KSI)+WYM*SIN(KSI)+2*AYM*AKSI*COS(KSI)+
  YM*WKSI*COS(KSI)-YM*SQR(AKSI)*SIN(KSI);
  WYM2:=WYM*COS(KSI)-2*AYM*AKSI*SIN(KSI)-YM*WKSI*SIN(KSI)-
  YM*SQR(AKSI)*COS(KSI)-WXM*SIN(KSI)-2*AXM*AKSI*COS(KSI)-
  XM*WKSI*COS(KSI)+XM*SQR(AKSI)*SIN(KSI);
END;

```

*Синтез шарнірного чотириланкового механізму
за двома положеннями коромисла (рис. В9)*

```

PROCEDURE S4M2(XC,YC,B,B0R,BMR:REAL;VAR R,L,F0R,F01R,FPR,
FOR1:REAL);
VAR KSI,XB1,YB1,XB2,YB2,OB1,OB2,T:REAL;
BEGIN
  KSI:=ATAN2(YC,XC);
  XB1:=XC+B*COS(B0R);
  YB1:=YC+B*SIN(B0R);
  XB2:=XC+B*COS(B0R+BMR);
  YB2:=YC+B*SIN(B0R+BMR);

```

```

OB1:=SQRT(SQR(XB1)+SQR(YB1));
OB2:=SQRT(SQR(XB2)+SQR(YB2));
R:=ABS(OB1-OB2)/2;
L:=(OB1+OB2)/2;
FOR:=ATAN2(YB1,XB1);
IF OB1<OB2 THEN FOR:=FOR-PI;
T:=ATAN2(YB2,XB2);F01R:=PI+T;
IF OB1<OB2 THEN F01R:=F01R-PI;
FPR:=F01R-FOR;
FOR1:=2*PI-FPR;
END;

```

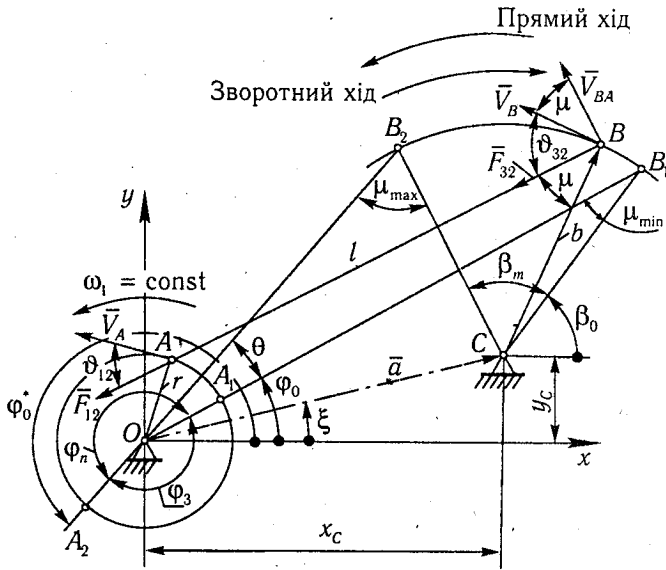


Рис. В9

Синтез шарнірного чотириланкового механізму за заданим коефіцієнтом зміни середньої швидкості коромисла (рис. В10)

```

PROCEDURE S4MK(K,B,BMR,SB,MJDR,E:REAL;VAR R,L,XO,
YO,FOR,F01R,FPR,FOR1:REAL);
LABEL 2,3,4;
VAR TETA,MB1,KB1,GAM,DZ,OB1,OB2,A,X1,AL,PSI,MC,KC,XB11,YB11,
XB21,YB21:REAL;
BEGIN
OB1:=0;OB2:=0;TETA:=PI*(K-1)/(K+1);
MB1:=B*SIN(BMR/2);
KB1:=MB1/SIN(TETA);
IF E>0 THEN GOTO 2;
GAM:=(PI-BMR)/2-MJDR;

```

```

DZ:=PI-TETA-GAM;
OB1:=2*MB1*SIN(DZ)/SIN(TETA);
OB2:=2*MB1*SIN(GAM)/SIN(TETA);
A:=SQRT(SQR(OB1)+SQR(B)-2*OB1*B*COS(MJDR));
X1:=(SQR(A)+SQR(B)-SQR(OB2))/(2*A*B);AL:=ARCTAN(SQRT(1-SQR(X1))/X1);
PSI:=(PI-BMR)/2-AL;
XO:=A*COS(PSI)*SB;
YO:=A*SIN(PSI);
GOTO 3;
2:MC:=B*COS(BMR/2);
KC:=B*SIN(BMR/2-TETA)/SIN(TETA);
YO:=MC-E;
XO:=SB*SQRT(SQR(KB1)-SQR(YO+KC));
3:XB11:=B*SIN(BMR/2)-XO;
YB11:=B*COS(BMR/2)-YO;
FOR:=ATAN2(YB11,XB11);
IF SB>0 THEN FOR:=FOR+PI;
XB21:=-B*SIN(BMR/2)-XO;
YB21:=B*COS(BMR/2)-YO;
F01R:=ATAN2(YB21,XB21);
IF SB<1 THEN F01R:=F01R+PI;
IF MJDR>0 THEN GOTO 4;
OB1:=SQRT(SQR(XB11)+SQR(YB11));
OB2:=SQRT(SQR(XB21)+SQR(YB21));
4:R:=ABS(OB1-OB2)/2;
L:=(OB1+OB2)/2;
FPR:=PI+TETA;
FOR1:=PI-TETA;
END;

```

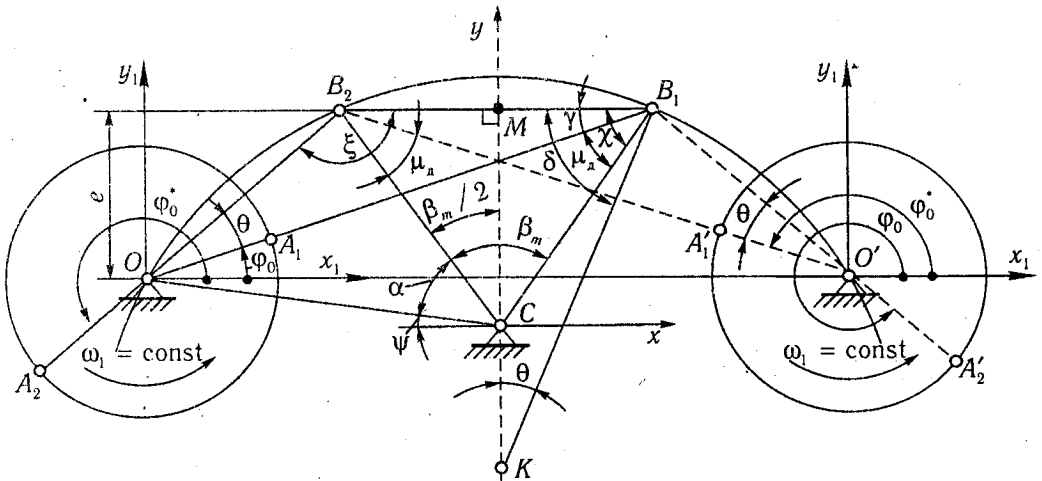


Рис. В10

Функція для визначення значення кута,
який змінюється у межах від 0 до 2π

```
FUNCTION ATAN2(Y,X:REAL):REAL;
BEGIN
IF X>0 THEN IF Y<0 THEN ATAN2:=2*PI+ARCTAN(Y/X) ELSE
ATAN2:=ARCTAN(Y/X);
IF X<0 THEN ATAN2:=PI+ARCTAN(Y/X);
IF ABS(X)<0.0000001 THEN IF Y<0 THEN ATAN2:=3*PI/2 ELSE ATAN2:=PI/2;
END;
```

Таблиця В1

Відповідність між формальними і фактичними параметрами
в уніфікованих підпрограмах

XO — x_0	MJ — μ	KSJ — ξ_j	BOR — β_0 , рад
YO — y_0	MN — $l_{MN} = \Delta$	AKSJ — ξ'_j	BMR — β_m , рад
R — $r = l_{OA}$	PSI — ψ	WKSJ — ξ''_j	L — l
F ₁ — φ_1	DEL — δ	LKI — l_{ki}	FOR — φ_0 , рад
XA — x_A	XI — χ	ALKI — l'_{ki}	F01R — φ_0^* , рад
YA — y_A	PI — π	WLKI — l''_{ki}	FPR — φ_n , рад
AXA — x'_A	KSI — ξ, ξ_i	LKJ — l_{kj}	FOR1 — φ_s , рад
AYA — y'_A	AKSI — ξ', ξ'_i	ALKJ — l'_{kj}	OB1 — l_{OB1}
WXA — x''_A	WKSI — ξ'', ξ''_i	WLKJ — l''_{kj}	OB2 — l_{OB2}
WYA — y''_A	FI2 — φ_{i2}	FK2 — φ_{k2}	SB — 1 або 2 (зборка)
XM — x_M	FJ2 — φ_{j2}	AFK2 — φ'_{k2}	MJDR — μ_n , рад
YM — y_M	XM2 — x_{M2}	WFK2 — φ''_{k2}	E — e
AXM — x'_M	YM2 — x'_{M2}	LXN — l_{XN}	TETA — θ
AYM — y'_M	AXM2 — x'_{M2}	ALXN — l'_{XN}	MB1 — l_{MB1}
WXM — x''_M	AYM2 — y'_{M2}	WLXN — l''_{XN}	KB1 — l_{KB1}
WYM — y''_M	WXM2 — x''_{M2}	MSI — l_{MSi}	GAM — γ
LI — l_i	WYM2 — y''_{M2}	GSI — γ_{Si}	DZ — ζ
LJ — l_j	MT — $e = l_{MT}$	XSI — x_{Si}	A — a
FI — φ_i	FK — φ_k	YSI — y_{Si}	AL — α
AFI — φ'_i	AFK — φ'_k	AXSI — x'_{Si}	MC — l_{MC}
WFI — φ''_i	WFK — φ''_k	AYSI — y'_{Si}	KC — l_{KC}
FJ — φ_j	LK — l_k	WXSI — x''_{Si}	XB11 — x_{B11}
AFJ — φ'_j	ALK — l'_k	WYSI — y''_{Si}	YB11 — y_{B11}
WFJ — φ''_j	WLK — l''_k	B — b	XB21 — x_{B21}
			YB21 — y_{B21}

Примітка. Параметри точок $B_1, B_2, C, D, E, E_2, F, F_2, M_2, N, N_2, S_j$ позначені аналогічно параметрам точок A, M, S_i

ТАБЛИЦІ БЕЗРОЗМІРНИХ КОЕФІЦІЄНТІВ (ІНВАНТІВ) ПЕРЕМІЩЕНЬ a_k ,
ШВИДКОСТЕЙ b_k І ПРИСКОРЕНЬ c_k ДЕЯКИХ ЗАКОНІВ РУХУ
ВИХІДНОЇ ЛАНКИ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ [20, 24, 25, 36]

1. Синусоїдне прискорення,
(симетрична тахограма) — C_0

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00082	0,04894	1,94161
0,10	0,00645	0,19098	3,69316
0,15	0,02124	0,41221	5,08320
0,20	0,04863	0,69098	5,97566
0,25	0,09085	1,00000	6,28319
0,30	0,14863	1,30902	5,97566
0,35	0,22124	1,58779	5,08320
0,40	0,30645	1,80902	3,69316
0,45	0,40082	1,95106	1,94161
0,50	0,50000	2,00000	0,00000
0,55	0,59918	1,95106	-1,94161
0,60	0,69355	1,80902	-3,69316
0,65	0,77876	1,58779	-5,08320
0,70	0,85137	1,30902	-5,97566
0,75	0,90915	1,00000	-6,28319
0,80	0,95137	0,69098	-5,97566
0,85	0,97876	0,41221	-5,08320
0,90	0,99355	0,19098	-3,69316
0,95	0,99918	0,04894	-1,94161
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

0,45	0,58892	1,78183	-2,79822
0,50	0,67421	1,62349	-3,50885
0,55	0,75075	1,43388	-4,04354
0,60	0,81723	1,22252	-4,37547
0,65	0,87282	1,00000	-4,48799
0,70	0,91723	0,77748	-4,37547
0,75	0,95075	0,56612	-4,04354
0,80	0,97421	0,37651	-3,50885
0,85	0,98892	0,21817	-2,79822
0,90	0,99668	0,09903	-1,94727
0,95	0,99958	0,02507	-0,99867
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

2. Синусоїдне прискорення
(несиметрична тахограма) — HC_{40}
($u = 0,40$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00128	0,07612	3,00559
0,10	0,00997	0,29289	5,55360
0,15	0,03237	0,61732	7,25613
0,20	0,07268	1,00000	7,85398
0,25	0,13237	1,38268	7,25613
0,30	0,20997	1,70711	5,55360
0,35	0,30128	1,92388	3,00559
0,40	0,40000	2,00000	-0,00000
0,45	0,49943	1,96593	-1,35517
0,50	0,59549	1,86603	-2,61799
0,55	0,68505	1,70711	-3,70240
0,60	0,76540	1,50000	-4,53450
0,65	0,83448	1,25882	-5,05758
0,70	0,89099	1,00000	-5,23599
0,75	0,93448	0,74118	-5,05758
0,80	0,96540	0,50000	-4,53450
0,85	0,98505	0,29289	-3,70240
0,90	0,99549	0,13397	-2,61799
0,95	0,99943	0,03407	-1,35517
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

2. Синусоїдне прискорення
(несиметрична тахограма) — HC_{30}
($u = 0,30$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00225	0,13397	5,23599
0,10	0,01730	0,50000	9,06900
0,15	0,05451	1,00000	10,47198
0,20	0,11730	1,50000	9,06900
0,25	0,20225	1,86603	5,23599
0,30	0,30000	2,00000	0,00000
0,35	0,39958	1,97493	-0,99867
0,40	0,49668	1,90097	-1,94727

**3. Діаграма прискорень —
симетрична вітка оберненої
квадратної параболи — СП₀**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00095	0,05600	2,16000
0,10	0,00720	0,20800	3,84000
0,15	0,02295	0,43200	5,04000
0,20	0,05120	0,70400	5,76000
0,25	0,09375	1,00000	6,00000
0,30	0,15120	1,29600	5,76000
0,35	0,22295	1,56800	5,04000
0,40	0,30720	1,79200	3,84000
0,45	0,40095	1,94400	2,16000
0,50	0,50000	2,00000	0,00000
0,55	0,59905	1,94400	-2,16000
0,60	0,69280	1,79200	-3,84000
0,65	0,77705	1,56800	-5,04000
0,70	0,84880	1,29600	-5,76000
0,75	0,90625	1,00000	-6,00000
0,80	0,94880	0,70400	-5,76000
0,85	0,97705	0,43200	-5,04000
0,90	0,99280	0,20800	-3,84000
0,95	0,99905	0,05600	-2,16000
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

**4. Закон Неклютіна
для руху з вистоями — 07535М
($m = 0,075, n = 0,35$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00185	0,10718	3,88794
0,10	0,01260	0,32659	4,48941
0,15	0,03454	0,55106	4,48941
0,20	0,06771	0,77553	4,48941
0,25	0,11210	1,00000	4,48941
0,30	0,16771	1,22447	4,48941
0,35	0,23454	1,44894	4,48941
0,40	0,31260	1,67341	4,48941
0,45	0,40185	1,89282	3,88794
0,50	0,50000	2,00000	0,00000
0,55	0,59815	1,89282	-3,88794
0,60	0,68740	1,67341	-4,48941

0,65	0,76546	1,44894	-4,48941
0,70	0,83229	1,22447	-4,48941
0,75	0,88790	1,00000	-4,48941
0,80	0,93229	0,77553	-4,48941
0,85	0,96546	0,55106	-4,48941
0,90	0,98740	0,32659	-4,48941
0,95	0,99815	0,10718	-3,88794
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

**4. Закон Неклютіна для руху
з вистоями — 12525М
($m = 0,125, n = 0,25$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00125	0,07429	2,87317
0,10	0,00946	0,26878	4,64888
0,15	0,02892	0,51119	4,88812
0,20	0,06059	0,75559	4,88812
0,25	0,10448	1,00000	4,88812
0,30	0,16059	1,24441	4,88812
0,35	0,22892	1,48881	4,88812
0,40	0,30946	1,73122	4,64888
0,45	0,40125	1,92571	2,87317
0,50	0,50000	2,00000	0,00000
0,55	0,59875	1,92571	-2,87317
0,60	0,69054	1,73122	-4,64888
0,65	0,77108	1,48881	-4,88812
0,70	0,83941	1,24441	-4,88812
0,75	0,89552	1,00000	-4,88812
0,80	0,93941	0,75559	-4,88812
0,85	0,97108	0,51119	-4,88812
0,90	0,99054	0,26878	-4,64888
0,95	0,99875	0,07429	-2,87317
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

**4. Закон Неклютіна
для руху з вистоями — 17515М
($m = 0,175, n = 0,15$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00099	0,05919	2,32760
0,10	0,00771	0,22502	4,19418
0,15	0,02473	0,46467	5,23006

0,20	0,05462	0,73177	5,36456
0,25	0,09792	1,00000	5,36456
0,30	0,15462	1,26823	5,36456
0,35	0,22473	1,53533	5,23006
0,40	0,30771	1,77498	4,19418
0,45	0,40099	1,94081	2,32760
0,50	0,50000	2,00000	0,00000
0,55	0,59901	1,94081	-2,32760
0,60	0,69229	1,77498	-4,19418
0,65	0,77527	1,53533	-5,23006
0,70	0,84538	1,26823	-5,36456
0,75	0,90208	1,00000	-5,36456
0,80	0,94538	0,73177	-5,36456
0,85	0,97527	0,46467	-5,23006
0,90	0,99229	0,22502	-4,19418
0,95	0,99901	0,05919	-2,32760
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

5. Трапеційне прискорення — 0510
($m = 0,05, n = 0,10$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00225	0,13514	5,40541
0,10	0,01577	0,40541	5,40541
0,15	0,04279	0,67568	5,40541
0,20	0,08301	0,92664	4,63320
0,25	0,13481	1,13900	3,86100
0,30	0,19627	1,31274	3,08880
0,35	0,26544	1,44788	2,31660
0,40	0,34041	1,54440	1,54440
0,45	0,41924	1,60232	0,77220
0,50	0,50000	1,62162	0,00000
0,55	0,58076	1,60232	-0,77220
0,60	0,65959	1,54440	-1,54440
0,65	0,73456	1,44788	-2,31660
0,70	0,80373	1,31274	-3,08880
0,75	0,86519	1,13900	-3,86100
0,80	0,91699	0,92664	-4,63320
0,85	0,95721	0,67568	-5,40541
0,90	0,98423	0,40541	-5,40541
0,95	0,99775	0,13514	-5,40541
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

5. Трапеційне прискорення — 0540
($m = 0,05, n = 0,40$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00185	0,11111	4,44444
0,10	0,01296	0,33333	4,44444
0,15	0,03519	0,55556	4,44444
0,20	0,06852	0,77778	4,44444
0,25	0,11296	1,00000	4,44444
0,30	0,16852	1,22222	4,44444
0,35	0,23519	1,44444	4,44444
0,40	0,31296	1,66667	4,44444
0,45	0,40185	1,88889	4,44444
0,50	0,50000	2,00000	0,00000
0,55	0,59815	1,88889	-4,44444
0,60	0,68704	1,66667	-4,44444
0,65	0,76481	1,44444	-4,44444
0,70	0,83148	1,22222	-4,44444
0,75	0,88704	1,00000	-4,44444
0,80	0,93148	0,77778	-4,44444
0,85	0,96481	0,55556	-4,44444
0,90	0,98704	0,33333	-4,44444
0,95	0,99815	0,11111	-4,44444
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

5. Трапеційне прискорення — 1030
($m = 0,10, n = 0,30$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00104	0,06250	2,50000
0,10	0,00833	0,25000	5,00000
0,15	0,02708	0,50000	5,00000
0,20	0,05833	0,75000	5,00000
0,25	0,10208	1,00000	5,00000
0,30	0,15833	1,25000	5,00000
0,35	0,22708	1,50000	5,00000
0,40	0,30833	1,75000	5,00000
0,45	0,40104	1,93750	2,50000
0,50	0,50000	2,00000	0,00000
0,55	0,59896	1,93750	-2,50000
0,60	0,69167	1,75000	-5,00000
0,65	0,77292	1,50000	-5,00000
0,70	0,84167	1,25000	-5,00000

0,75	0,89792	1,00000	-5,00000
0,80	0,94167	0,75000	-5,00000
0,85	0,97292	0,50000	-5,00000
0,90	0,99167	0,25000	-5,00000
0,95	0,99896	0,06250	-2,50000
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

0,45	0,42643	1,46895	0,18635
0,50	0,50000	1,47234	0,00000
0,55	0,57357	1,46895	-0,18635
0,60	0,64663	1,44955	-0,62681
0,65	0,71807	1,40283	-1,27437
0,70	0,78629	1,31901	-2,10833
0,75	0,84920	1,18911	-3,11552
0,80	0,90429	1,00473	-4,28645
0,85	0,94863	0,75786	-5,61377
0,90	0,97951	0,47717	-5,61377
0,95	0,99635	0,19648	-5,61377
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

6. Степеневий закон Гіра — 0307(1,5)
($m = 0,03, n = 0,07, u = 1,50$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00390	0,20992	5,99777
0,10	0,02189	0,50981	5,99777
0,15	0,05442	0,78218	4,90910
0,20	0,09923	1,00197	3,89567
0,25	0,15380	1,17310	2,96353
0,30	0,21580	1,29981	2,12053
0,35	0,28312	1,38681	1,37733
0,40	0,35391	1,43947	0,74972
0,45	0,42660	1,46415	0,26507
0,50	0,50000	1,46945	0,00000
0,55	0,57340	1,46415	-0,26507
0,60	0,64609	1,43947	-0,74972
0,65	0,71688	1,38681	-1,37733
0,70	0,78420	1,29981	-2,12053
0,75	0,84620	1,17310	-2,96353
0,80	0,90077	1,00197	-3,89567
0,85	0,94558	0,78218	-4,90910
0,90	0,97811	0,50981	-5,99777
0,95	0,99610	0,20992	-5,99777
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

6. Степеневий закон Гіра — 0317(1,75)
($m = 0,03, n = 0,17, u = 1,75$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00336	0,18107	5,17331
0,10	0,01888	0,43973	5,17331
0,15	0,04734	0,69840	5,17331
0,20	0,08872	0,95706	5,17331
0,25	0,14243	1,17959	3,76011
0,30	0,20559	1,33637	2,54454
0,35	0,27514	1,43753	1,53803
0,40	0,34859	1,49391	0,75649
0,45	0,42398	1,51733	0,22491
0,50	0,50000	1,52142	0,00000
0,55	0,57602	1,51733	-0,22491
0,60	0,65141	1,49391	-0,75649
0,65	0,72486	1,43753	-1,53803
0,70	0,79441	1,33637	-2,54454
0,75	0,85757	1,17959	-3,76011
0,80	0,91128	0,95706	-5,17331
0,85	0,95266	0,69840	-5,17331
0,90	0,98112	0,43973	-5,17331
0,95	0,99664	0,18107	-5,17331
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

6. Степеневий закон Гіра — 0312(1,75)
($m = 0,03, n = 0,12, u = 1,75$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00365	0,19648	5,61377
0,10	0,02049	0,47717	5,61377
0,15	0,05137	0,75786	5,61377
0,20	0,09571	1,00473	4,28645
0,25	0,15080	1,18911	3,11552
0,30	0,21371	1,31901	2,10833
0,35	0,28193	1,40283	1,27437
0,40	0,35337	1,44955	0,62681

6. Степеневий закон Гіра — 0317(1,5)
($m = 0,03, n = 0,17, u = 1,50$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00330	0,17791	5,08315
0,10	0,01855	0,43207	5,08315

0,15	0,04651	0,68622	5,08315
0,20	0,08718	0,94038	5,08315
0,25	0,14003	1,16367	3,86688
0,30	0,20258	1,32901	2,76691
0,35	0,27207	1,44253	1,79716
0,40	0,34608	1,51123	0,97825
0,45	0,42258	1,54344	0,34586
0,50	0,50000	1,55036	0,00000
0,55	0,57742	1,54344	-0,34586
0,60	0,65392	1,51123	-0,97825
0,65	0,72793	1,44253	-1,79716
0,70	0,79742	1,32901	-2,76691
0,75	0,85997	1,16367	-3,86688
0,80	0,91282	0,94038	-5,08315
0,85	0,95349	0,68622	-5,08315
0,90	0,98145	0,43207	-5,08315
0,95	0,99670	0,17791	-5,08315
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

7. Закон Шуна — III

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00116	0,06769	2,56500
0,10	0,00856	0,24300	4,32000
0,15	0,02661	0,48769	5,35500
0,20	0,05792	0,76800	5,76000
0,25	0,10352	1,05469	5,62500
0,30	0,16308	1,32300	5,04000
0,35	0,23517	1,55269	4,09500
0,40	0,31744	1,72800	2,88000
0,45	0,40687	1,83769	1,48500
0,50	0,50000	1,87500	0,00000
0,55	0,59313	1,83769	-1,48500
0,60	0,68256	1,72800	-2,88000
0,65	0,76483	1,55269	-4,09500
0,70	0,83692	1,32300	-5,04000
0,75	0,89648	1,05469	-5,62500
0,80	0,94208	0,76800	-5,76000
0,85	0,97339	0,48769	-5,35500
0,90	0,99144	0,24300	-4,32000
0,95	0,99884	0,06769	-2,56500
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

8. Діаграма переміщень — похила
синусоїда — C_{80} ($q = 0,80$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00462	0,47548	6,42086
0,10	0,03310	0,85697	2,76588
0,15	0,09388	1,00372	1,21928
0,20	0,17755	1,06421	0,62595
0,25	0,26644	1,09116	0,35344
0,30	0,34538	1,10326	0,20597
0,35	0,40669	1,10839	0,11733
0,40	0,44978	1,11034	0,06174
0,45	0,47870	1,11097	0,02600
0,50	0,50000	1,11111	0,00000
0,55	0,52130	1,11097	-0,02600
0,60	0,55022	1,11034	-0,06174
0,65	0,59331	1,10839	-0,11733
0,70	0,65462	1,10326	-0,20597
0,75	0,73356	1,09116	-0,35344
0,80	0,82245	1,06421	-0,62595
0,85	0,90612	1,00372	-1,21928
0,90	0,96690	0,85697	-2,76588
0,95	0,99538	0,47548	-6,42086
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

8. Діаграма переміщень — похила
синусоїда — C_{60} ($q = 0,60$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00875	0,43155	10,25368
0,10	0,04097	0,80451	5,03274
0,15	0,08535	0,98833	2,64648
0,20	0,13852	1,09045	1,56629
0,25	0,19493	1,15335	0,99494
0,30	0,25309	1,19361	0,65663
0,35	0,31361	1,22044	0,42777
0,40	0,37481	1,23739	0,26039
0,45	0,43702	1,24691	0,12371
0,50	0,50000	1,25000	0,00000
0,55	0,56298	1,24691	-0,12371
0,60	0,62519	1,23739	-0,26039
0,65	0,68639	1,22044	-0,42777
0,70	0,74691	1,19361	-0,65663
0,75	0,80507	1,15335	-0,99494

0,80	0,86148	1,09045	-1,56629
0,85	0,91365	0,98833	-2,64648
0,90	0,95903	0,80451	-5,03274
0,95	0,99125	0,43155	-10,25368
1,00	1,00000	0,00000	-0,00009

8. Діаграма переміщень — похила синусоїда — C_{40} ($q = 0,4$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00339	0,19274	6,64964
0,10	0,02198	0,54812	6,77380
0,15	0,05723	0,84252	4,94075
0,20	0,10484	1,04893	3,40076
0,25	0,16118	1,19090	2,33353
0,30	0,22297	1,28770	1,60204
0,35	0,28952	1,35415	1,06674
0,40	0,35850	1,39690	0,65510
0,45	0,42895	1,42086	0,31202
0,50	0,50000	1,42857	0,00000
0,55	0,57105	1,42086	-0,31201
0,60	0,64150	1,39690	-0,65510
0,65	0,71048	1,35416	-1,06673
0,70	0,77703	1,28770	-1,60204
0,75	0,83881	1,19090	-2,33352
0,80	0,89516	1,04893	-3,40075
0,85	0,94277	0,84252	-4,94074
0,90	0,97802	0,54813	-6,77379
0,95	0,99661	0,19275	-6,64966
1,00	1,00000	0,00000	-0,00004

8. Діаграма переміщень — похила синусоїда — C_{33} ($q = 0,33$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00255	0,14745	5,34769
0,10	0,01755	0,46176	6,58471
0,15	0,04854	0,76976	5,53186
0,20	0,09338	1,01053	4,14406
0,25	0,14861	1,18782	2,99229
0,30	0,21125	1,31429	2,11434
0,35	0,27917	1,40226	1,43882
0,40	0,35073	1,46010	0,89566
0,45	0,42473	1,49305	0,43004

0,50	0,50000	1,50376	0,00000
0,55	0,57527	1,49305	-0,43004
0,60	0,64927	1,46010	-0,89566
0,65	0,72083	1,40226	-1,43881
0,70	0,78875	1,31429	-2,11433
0,75	0,85139	1,18782	-2,99228
0,80	0,90662	1,01053	-4,14405
0,85	0,95146	0,76876	-5,53184
0,90	0,98245	0,46176	-6,58471
0,95	0,99745	0,14745	-5,34772
1,00	1,00000	0,00000	-0,00003

8. Діаграма переміщень — похила синусоїда — C_{20} ($q = 0,2$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00156	0,09202	3,52804
0,10	0,01161	0,32687	5,56055
0,15	0,03523	0,62042	5,94593
0,20	0,07352	0,90563	5,35485
0,25	0,12509	1,14997	4,39631
0,30	0,18772	1,34452	3,38373
0,35	0,25884	1,48974	2,43400
0,40	0,33604	1,58951	1,56728
0,45	0,41710	1,64761	0,76623
0,50	0,50000	1,66667	0,00000
0,55	0,58290	1,64761	-0,76622
0,60	0,66395	1,58951	-1,56727
0,65	0,74116	1,48975	-2,43399
0,70	0,81228	1,34452	-3,38371
0,75	0,87491	1,14997	-4,39630
0,80	0,92648	0,90563	-5,35484
0,85	0,96477	0,62043	-5,94593
0,90	0,98839	0,32687	-5,56056
0,95	0,99844	0,09202	-3,52806
1,00	1,00000	0,00000	-0,00001

9. Тригонометричний закон Гіра — KC_{05} ($q = 0,005$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00661	0,27311	5,58870
0,10	0,02711	0,54394	5,20134
0,15	0,06057	0,78932	4,57939

0,20	0,10545	0,99899	3,78495
0,25	0,15976	1,16626	2,89737
0,30	0,22132	1,28865	2,00527
0,35	0,28791	1,36820	1,19773
0,40	0,35753	1,41119	0,55539
0,45	0,42859	1,42757	0,14240
0,50	0,49995	1,42995	0,00000
0,55	0,57141	1,42757	-0,14240
0,60	0,64247	1,41119	-0,55539
0,65	0,71209	1,36820	-1,19773
0,70	0,77868	1,28865	-2,00527
0,75	0,84024	1,16626	-2,89737
0,80	0,89455	0,99899	-3,78495
0,85	0,93943	0,78932	-4,57939
0,90	0,97289	0,54394	-5,20134
0,95	0,99339	0,27311	-5,58870
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

**9. Тригонометричний закон Гіра —
КС₃₀ (q = 0,03)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00455	0,22522	5,73898
0,10	0,02290	0,50635	5,45490
0,15	0,05483	0,76595	4,88614
0,20	0,09892	0,99125	4,09563
0,25	0,15323	1,17327	3,17086
0,30	0,21545	1,30780	2,21416
0,35	0,28323	1,39592	1,33141
0,40	0,35437	1,44381	0,62028
0,45	0,42712	1,46213	0,15948
0,50	0,49967	1,46480	0,00000
0,55	0,57288	1,46213	-0,15948
0,60	0,64563	1,44381	-0,62028
0,65	0,71677	1,39592	-1,33141
0,70	0,78455	1,30780	-2,21416
0,75	0,84677	1,17327	-3,17086
0,80	0,90108	0,99125	-4,09563
0,85	0,94517	0,76595	-4,88614
0,90	0,97710	0,50635	-5,45490
0,95	0,99545	0,22522	-5,73898
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

**9. Тригонометричний закон Гіра —
КС₅₀ (q = 0,05)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00336	0,18517	5,81729
0,10	0,01986	0,47310	5,64188
0,15	0,05039	0,74384	5,13680
0,20	0,09370	0,98228	4,36297
0,25	0,14789	1,17720	3,41373
0,30	0,21059	1,32264	2,40357
0,35	0,27932	1,41858	1,45432
0,40	0,35172	1,47100	0,68049
0,45	0,42588	1,49113	0,17541
0,50	0,49945	1,49406	0,00000
0,55	0,57412	1,49113	-0,17541
0,60	0,64828	1,47100	-0,68049
0,65	0,72068	1,41858	-1,45432
0,70	0,78941	1,32264	-2,40357
0,75	0,85211	1,17720	-3,41373
0,80	0,90630	0,98228	-4,36297
0,85	0,94961	0,74384	-5,13680
0,90	0,98014	0,47310	-5,64188
0,95	0,99664	0,18517	-5,81729
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

**9. Тригонометричний закон Гіра —
КС₁₀ (q = 0,1)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00189	0,11125	4,21894
0,10	0,01380	0,37984	5,96648
0,15	0,04020	0,67436	5,73939
0,20	0,08087	0,94675	5,09271
0,25	0,13419	1,17825	4,12488
0,30	0,19780	1,35632	2,98324
0,35	0,26886	1,47657	1,84160
0,40	0,34456	1,54340	0,87377
0,45	0,42251	1,56933	0,22709
0,50	0,49888	1,57313	0,00000
0,55	0,57749	1,56933	-0,22709
0,60	0,65544	1,54340	-0,87377
0,65	0,73114	1,47657	-1,84160
0,70	0,80220	1,35632	-2,98324

0,75	0,86581	1,17825	-4,12488
0,80	0,91913	0,94675	-5,09271
0,85	0,95980	0,67436	-5,73939
0,90	0,98620	0,37984	-5,96648
0,95	0,99811	0,11125	-4,21894
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

0,55	0,57342	1,46739	-0,07091
0,60	0,64662	1,45843	-0,33408
0,65	0,71891	1,42821	-0,94083
0,70	0,78876	1,35740	-1,96056
0,75	0,85364	1,22607	-3,33984
0,80	0,91013	1,02093	-4,86144
0,85	0,95453	0,74445	-6,10336
0,90	0,98386	0,42622	-6,39792
0,95	0,99759	0,13618	-4,79078
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

10. Степеневий закон Саввіна — 2,9

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00193	0,10983	3,93471
0,10	0,01323	0,35575	5,59872
0,15	0,03822	0,64570	5,81553
0,20	0,07758	0,92365	5,20704
0,25	0,12988	1,16016	4,21875
0,30	0,19272	1,34417	3,14496
0,35	0,26343	1,47609	2,15397
0,40	0,33956	1,56211	1,31328
0,45	0,41900	1,60981	0,61479
0,50	0,50000	1,62500	0,00000
0,55	0,58100	1,60981	-0,61479
0,60	0,66044	1,56211	-1,31328
0,65	0,73657	1,47609	-2,15397
0,70	0,80728	1,34417	-3,14496
0,75	0,87012	1,16016	-4,21875
0,80	0,92242	0,92365	-5,20704
0,85	0,96178	0,64570	-5,81553
0,90	0,98677	0,35575	-5,59872
0,95	0,99807	0,10983	-3,93471
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

11. Степеневий закон Саввіна — 2,12

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00241	0,13618	4,79078
0,10	0,01614	0,42622	6,39792
0,15	0,04547	0,74445	6,10336
0,20	0,08987	1,02093	4,86144
0,25	0,14636	1,22607	3,33984
0,30	0,21124	1,35740	1,96056
0,35	0,28109	1,42821	0,94083
0,40	0,35338	1,45843	0,33408
0,45	0,42658	1,46739	0,07091
0,50	0,50000	1,46875	0,00000

**12. Синусоїдне прискорення
(триділянквова симетрична
тахограма) — $3C_{40}$ ($u = 0,4$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00106	0,06343	2,50466
0,10	0,00831	0,24408	4,62800
0,15	0,02697	0,51443	6,04678
0,20	0,06056	0,83333	6,54498
0,25	0,11031	1,15224	6,04678
0,30	0,17497	1,42259	4,62800
0,35	0,25106	1,60323	2,50466
0,40	0,33333	1,66667	0,00000
0,45	0,41667	1,66667	0,00000
0,50	0,50000	1,66667	0,00000
0,55	0,58333	1,66667	0,00000
0,60	0,66667	1,66667	0,00000
0,65	0,74894	1,60323	-2,50466
0,70	0,82503	1,42259	-4,62800
0,75	0,88969	1,15224	-6,04678
0,80	0,93944	0,83333	-6,54498
0,85	0,97303	0,51443	-6,04678
0,90	0,99169	0,24408	-4,62800
0,95	0,99894	0,06343	-2,50466
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

**12. Синусоїдне прискорення
(триділянквова симетрична
тахограма) — $3C_{30}$ ($u = 0,3$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00161	0,09570	3,73999
0,10	0,01236	0,35714	6,47785

0,15	0,03893	0,71429	7,47998
0,20	0,08379	1,07143	6,47785
0,25	0,14447	1,33288	3,73999
0,30	0,21429	1,42857	0,00000
0,35	0,28571	1,42857	0,00000
0,40	0,35714	1,42857	0,00000
0,45	0,42857	1,42857	0,00000
0,50	0,50000	1,42857	0,00000
0,55	0,57143	1,42857	0,00000
0,60	0,64286	1,42857	0,00000
0,65	0,71429	1,42857	0,00000
0,70	0,78571	1,42857	0,00000
0,75	0,85553	1,33288	-3,73999
0,80	0,91621	1,07143	-6,47785
0,85	0,96107	0,71429	-7,47998
0,90	0,98764	0,35714	-6,47785
0,95	0,99839	0,09570	-3,73999
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

**12. Синусоїдне прискорення
(триділянква симетрична
тахограма) — $3C_{20}$ ($u = 0,2$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00312	0,18306	6,94200
0,10	0,02271	0,62500	9,81748
0,15	0,06562	1,06694	6,94200
0,20	0,12500	1,25000	0,00000
0,25	0,18750	1,25000	0,00000
0,30	0,25000	1,25000	0,00000
0,35	0,31250	1,25000	0,00000
0,40	0,37500	1,25000	0,00000
0,45	0,43750	1,25000	0,00000
0,50	0,50000	1,25000	0,00000
0,55	0,56250	1,25000	0,00000
0,60	0,62500	1,25000	0,00000
0,65	0,68750	1,25000	0,00000
0,70	0,75000	1,25000	0,00000
0,75	0,81250	1,25000	0,00000
0,80	0,87500	1,25000	0,00000
0,85	0,93438	1,06694	-6,94200
0,90	0,97729	0,62500	-9,81748
0,95	0,99688	0,18306	-6,94200
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

**12. Синусоїдне прискорення
(триділянква симетрична
тахограма) — $3C_{10}$ ($u = 0,1$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,01009	0,55556	17,45329
0,10	0,05556	1,11111	0,00000
0,15	0,11111	1,11111	0,00000
0,20	0,16667	1,11111	0,00000
0,25	0,22222	1,11111	0,00000
0,30	0,27778	1,11111	0,00000
0,35	0,33333	1,11111	0,00000
0,40	0,38889	1,11111	0,00000
0,45	0,44444	1,11111	0,00000
0,50	0,50000	1,11111	0,00000
0,55	0,55556	1,11111	0,00000
0,60	0,61111	1,11111	0,00000
0,65	0,66667	1,11111	0,00000
0,70	0,72222	1,11111	0,00000
0,75	0,77778	1,11111	0,00000
0,80	0,83333	1,11111	0,00000
0,85	0,88889	1,11111	0,00000
0,90	0,94444	1,11111	0,00000
0,95	0,98991	0,55556	-17,45329
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

**13. Закон Стоддарта (степенева
функція шостого степеня) — Π_6**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00076	0,04513	1,78199
0,10	0,00592	0,17406	3,31722
0,15	0,01928	0,37014	4,44885
0,20	0,04368	0,61101	5,10095
0,25	0,08072	0,87213	5,26108
0,30	0,13083	1,12964	4,96455
0,35	0,19327	1,36229	4,28019
0,40	0,26635	1,55289	3,29785
0,45	0,34765	1,68902	2,11739
0,50	0,43422	1,76328	0,83937
0,55	0,52290	1,77319	-0,44264
0,60	0,61050	1,72063	-1,64823
0,65	0,69401	1,61106	-2,71459

0,70	0,77079	1,45260	-3,59943
0,75	0,83862	1,25492	-4,28222
0,80	0,89580	1,02819	-4,76387
0,85	0,94112	0,78203	-5,06473
0,90	0,97381	0,52464	-5,22108
0,95	0,99350	0,26210	-5,27987
1,00	1,00000	-0,00200	-5,29200

**14. Прискорення — описане
безперервною функцією типу —**

$$c_k = C [1 - (2k)^4] \text{ ОП}_{1,5} (u = 1,5)$$

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	5,18519
0,05	0,00643	0,25598	5,02122
0,10	0,02540	0,49997	4,72141
0,15	0,05614	0,72666	4,33317
0,20	0,09771	0,93210	3,87343
0,25	0,14894	1,11297	3,35195
0,30	0,20855	1,26637	2,77533
0,35	0,27508	1,38967	2,14842
0,40	0,34697	1,48044	1,47497
0,45	0,42254	1,53644	0,75800
0,50	0,50000	1,55556	0,00000
0,55	0,57746	1,53644	-0,75800
0,60	0,65303	1,48044	-1,47497
0,65	0,72492	1,38967	-2,14842
0,70	0,79145	1,26637	-2,77533
0,75	0,85106	1,11297	-3,35195
0,80	0,90229	0,93210	-3,87343
0,85	0,94386	0,72666	-4,33317
0,90	0,97460	0,49997	-4,72141
0,95	0,99357	0,25598	-5,02122
1,00	1,00000	-0,00000	-5,18519

**14. Прискорення — описане
безперервною функцією типу —**

$$c_k = C [1 - (2k)^4] \text{ ОП}_2 (u = 2)$$

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	4,80000
0,05	0,00599	0,23920	4,75200
0,10	0,02384	0,47360	4,60800
0,15	0,05319	0,69840	4,36800
0,20	0,09344	0,90880	4,03200

0,25	0,14375	1,10000	3,60000
0,30	0,20304	1,26720	3,07200
0,35	0,26999	1,40560	2,44800
0,40	0,34304	1,51040	1,72800
0,45	0,42039	1,57680	0,91200
0,50	0,50000	1,60000	0,00000
0,55	0,57961	1,57680	-0,91200
0,60	0,65696	1,51040	-1,72800
0,65	0,73001	1,40560	-2,44800
0,70	0,79696	1,26720	-3,07200
0,75	0,85625	1,10000	-3,60000
0,80	0,90656	0,90880	-4,03200
0,85	0,94681	0,69840	-4,36800
0,90	0,97616	0,47360	-4,60800
0,95	0,99401	0,23920	-4,75200
1,00	1,00000	-0,00000	-4,80000

**14. Прискорення — описане
безперервною функцією типу**

$$c_k = C [1 - (2k)^4] \text{ — ОП}_3 (u = 3)$$

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	4,44444
0,05	0,00556	0,22217	4,44000
0,10	0,02220	0,44356	4,40889
0,15	0,04987	0,66217	4,32444
0,20	0,08832	0,87467	4,16000
0,25	0,13715	1,07639	3,88889
0,30	0,19568	1,26133	3,48444
0,35	0,26289	1,42217	2,92000
0,40	0,33735	1,55022	2,16889
0,45	0,41720	1,63550	1,20444
0,50	0,50000	1,66667	0,00000
0,55	0,58281	1,63550	-1,20444
0,60	0,66265	1,55022	-2,16889
0,65	0,73712	1,42217	-2,92000
0,70	0,80432	1,26133	-3,48444
0,75	0,86285	1,07639	-3,88889
0,80	0,91168	0,87467	-4,16000
0,85	0,95014	0,66217	-4,32444
0,90	0,97780	0,44356	-4,40889
0,95	0,99445	0,22217	-4,44000
1,00	1,00000	-0,00000	-4,44444

**14. Прискорення — описане
безперервною функцією типу**

$$c_k = C \left[1 - (2k)^4 \right] - \text{ОП}_5 (u = 5)$$

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	4,20000
0,05	0,00525	0,21000	4,19996
0,10	0,02100	0,41998	4,19866
0,15	0,04724	0,62974	4,18979
0,20	0,08396	0,83857	4,15699
0,25	0,13105	1,04453	4,06875
0,30	0,18830	1,24367	3,87341
0,35	0,25519	1,42882	3,49411
0,40	0,33076	1,58825	2,82374
0,45	0,41329	1,70400	1,71994
0,50	0,50000	1,75000	0,00000
0,55	0,58671	1,70400	-1,71994
0,60	0,66924	1,58825	-2,82374
0,65	0,74481	1,42882	-3,49411
0,70	0,81170	1,24367	-3,87341
0,75	0,86895	1,04453	-4,06875
0,80	0,91604	0,83857	-4,15699
0,85	0,95276	0,62974	-4,18979
0,90	0,97900	0,41998	-4,19866
0,95	0,99475	0,21000	-4,19996
1,00	1,00000	-0,00000	-4,20000

**14. Прискорення — описане
безперервною функцією типу**

$$c_k = C \left[1 - (2k)^4 \right] - \text{ОП}_{10} (u = 10)$$

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	4,06154
0,05	0,00508	0,20308	4,06154
0,10	0,02031	0,40615	4,06154
0,15	0,04569	0,60923	4,06151
0,20	0,08123	0,81230	4,06111
0,25	0,12692	1,01529	4,05757
0,30	0,18275	1,21779	4,03698
0,35	0,24866	1,41789	3,94681
0,40	0,32439	1,60876	3,62543
0,45	0,40906	1,76976	2,64537
0,50	0,50000	1,84615	0,00000
0,55	0,59094	1,76976	-2,64537

0,60	0,67561	1,60876	-3,62543
0,65	0,75134	1,41789	-3,94681
0,70	0,81725	1,21779	-4,03698
0,75	0,87308	1,01529	-4,05757
0,80	0,91877	0,81230	-4,06111
0,85	0,95431	0,60923	-4,06151
0,90	0,97969	0,40615	-4,06154
0,95	0,99492	0,20308	-4,06154
1,00	1,00000	-0,00000	-4,06154

15. Постійна швидкість — Р

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	1,00000	0,00000
0,05	0,05000	1,00000	0,00000
0,10	0,10000	1,00000	0,00000
0,15	0,15000	1,00000	0,00000
0,20	0,20000	1,00000	0,00000
0,25	0,25000	1,00000	0,00000
0,30	0,30000	1,00000	0,00000
0,35	0,35000	1,00000	0,00000
0,40	0,40000	1,00000	0,00000
0,45	0,45000	1,00000	0,00000
0,50	0,50000	1,00000	0,00000
0,55	0,55000	1,00000	0,00000
0,60	0,60000	1,00000	0,00000
0,65	0,65000	1,00000	0,00000
0,70	0,70000	1,00000	0,00000
0,75	0,75000	1,00000	0,00000
0,80	0,80000	1,00000	0,00000
0,85	0,85000	1,00000	0,00000
0,90	0,90000	1,00000	0,00000
0,95	0,95000	1,00000	0,00000
1,00	1,00000	1,00000	0,00000

**16. Постійне прискорення
(симетрична тахограма) — 0050**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	4,00000
0,05	0,00500	0,20000	4,00000
0,10	0,02000	0,40000	4,00000
0,15	0,04500	0,60000	4,00000
0,20	0,08000	0,80000	4,00000

0,25	0,12500	1,00000	4,00000
	0,18000	1,20000	4,00000
0,35	0,24500	1,40000	4,00000
0,40	0,32000	1,60000	4,00000
0,45	0,40500	1,80000	4,00000
0,50	0,50000	2,00000	4,00000
0,50	0,50000	2,00000	-4,00000
0,55	0,59500	1,80000	-4,00000
0,60	0,68000	1,60000	-4,00000
0,65	0,75500	1,40000	-4,00000
0,70	0,82000	1,20000	-4,00000
0,75	0,87500	1,00000	-4,00000
0,80	0,92000	0,80000	-4,00000
0,85	0,95500	0,60000	-4,00000
0,90	0,98000	0,40000	-4,00000
0,95	0,99500	0,20000	-4,00000
1,00	1,00000	0,00000	-4,00000

**17. Постійне прискорення
(несиметрична тахограма) — СП₄₀
($u = 0,4$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	5,00000
0,05	0,00625	0,25000	5,00000
0,10	0,02500	0,50000	5,00000
0,15	0,05625	0,75000	5,00000
0,20	0,10000	1,00000	5,00000
0,25	0,15625	1,25000	5,00000
0,30	0,22500	1,50000	5,00000
0,35	0,30625	1,75000	5,00000
0,40	0,40000	2,00000	5,00000
0,40	0,40000	2,00000	-3,33333
0,45	0,49583	1,83333	-3,33333
0,50	0,58333	1,66667	-3,33333
0,55	0,66250	1,50000	-3,33333
0,60	0,73333	1,33333	-3,33333
0,65	0,79583	1,16667	-3,33333
0,70	0,85000	1,00000	-3,33333
0,75	0,89583	0,83333	-3,33333
0,80	0,93333	0,66667	-3,33333
0,85	0,96250	0,50000	-3,33333
0,90	0,98333	0,33333	-3,33333
0,95	0,99583	0,16667	-3,33333
1,00	1,00000	0,00000	-3,33333

**17. Постійне прискорення
(несиметрична тахограма) — СП₃₀
($u = 0,3$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	6,66667
0,05	0,00833	0,33333	6,66667
0,10	0,03333	0,66667	6,66667
0,15	0,07500	1,00000	6,66667
0,20	0,13333	1,33333	6,66667
0,25	0,20833	1,66667	6,66667
0,30	0,30000	2,00000	6,66667
0,30	0,30000	2,00000	-2,85714
0,35	0,39643	1,85714	-2,85714
0,40	0,48571	1,71429	-2,85714
0,45	0,56786	1,57143	-2,85714
0,50	0,64286	1,42857	-2,85714
0,55	0,71071	1,28571	-2,85714
0,60	0,77143	1,14286	-2,85714
0,65	0,82500	1,00000	-2,85714
0,70	0,87143	0,85714	-2,85714
0,75	0,91071	0,71429	-2,85714
0,80	0,94286	0,57143	-2,85714
0,85	0,96786	0,42857	-2,85714
0,90	0,98571	0,28571	-2,85714
0,95	0,99643	0,14286	-2,85714
1,00	1,00000	0,00000	-2,85714

**17. Постійне прискорення
(несиметрична тахограма) — СП₂₀
($u = 0,2$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	10,00000
0,05	0,01250	0,50000	10,00000
0,10	0,05000	1,00000	10,00000
0,15	0,11250	1,50000	10,00000
0,20	0,20000	2,00000	10,00000
0,20	0,20000	2,00000	-2,50000
0,25	0,29688	1,87500	-2,50000
0,30	0,38750	1,75000	-2,50000
0,35	0,47188	1,62500	-2,50000
0,40	0,55000	1,50000	-2,50000
0,45	0,62188	1,37500	-2,50000
0,50	0,68750	1,25000	-2,50000

0,55	0,74688	1,12500	-2,50000
0,60	0,80000	1,00000	-2,50000
0,65	0,84688	0,87500	-2,50000
0,70	0,88750	0,75000	-2,50000
0,75	0,92188	0,62500	-2,50000
0,80	0,95000	0,50000	-2,50000
0,85	0,97188	0,37500	-2,50000
0,90	0,98750	0,25000	-2,50000
0,95	0,99688	0,12500	-2,50000
1,00	1,00000	0,00000	-2,50000

**18. Рівноспадне прискорення
(симетрична тахограма) — 0000**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	6,00000
0,05	0,00725	0,28500	5,40000
0,10	0,02800	0,54000	4,80000
0,15	0,06075	0,76500	4,20000
0,20	0,10400	0,96000	3,60000
0,25	0,15625	1,12500	3,00000
0,30	0,21600	1,26000	2,40000
0,35	0,28175	1,36500	1,80000
0,40	0,35200	1,44000	1,20000
0,45	0,42525	1,48500	0,60000
0,50	0,50000	1,50000	0,00000
0,55	0,57475	1,48500	-0,60000
0,60	0,64800	1,44000	-1,20000
0,65	0,71825	1,36500	-1,80000
0,70	0,78400	1,26000	-2,40000
0,75	0,84375	1,12500	-3,00000
0,80	0,89600	0,96000	-3,60000
0,85	0,93925	0,76500	-4,20000
0,90	0,97200	0,54000	-4,80000
0,95	0,99275	0,28500	-5,40000
1,00	1,00000	0,00000	-6,00000

**19. Рівноспадне прискорення
(несиметрична тахограма) — РС₄₀
($u = 0,4$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	7,50000
0,05	0,00898	0,35156	6,56250
0,10	0,03438	0,65625	5,62500
0,15	0,07383	0,91406	4,68750

0,20	0,12500	1,12500	3,75000
0,25	0,18555	1,28906	2,81250
0,30	0,25313	1,40625	1,87500
0,35	0,32539	1,47656	0,93750
0,40	0,40000	1,50000	0,00000
0,45	0,47483	1,48958	-0,41667
0,50	0,54861	1,45833	-0,83333
0,55	0,62031	1,40625	-1,25000
0,60	0,68889	1,33333	-1,66667
0,65	0,75330	1,23958	-2,08333
0,70	0,81250	1,12500	-2,50000
0,75	0,86545	0,98958	-2,91667
0,80	0,91111	0,83333	-3,33333
0,85	0,94844	0,65625	-3,75000
0,90	0,97639	0,45833	-4,16667
0,95	0,99392	0,23958	-4,58333
1,00	1,00000	0,00000	-5,00000

**19. Рівноспадне прискорення
(несиметрична тахограма) — РС₃₀
($u = 0,3$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	10,00000
0,05	0,01181	0,45833	8,33333
0,10	0,04444	0,83333	6,66667
0,15	0,09375	1,12500	5,00000
0,20	0,15556	1,33333	3,33333
0,25	0,22569	1,45833	1,66667
0,30	0,30000	1,50000	0,00000
0,35	0,37487	1,49235	-0,30612
0,40	0,44898	1,46939	-0,61224
0,45	0,52156	1,43112	-0,91837
0,50	0,59184	1,37755	-1,22449
0,55	0,65906	1,30867	-1,53061
0,60	0,72245	1,22449	-1,83673
0,65	0,78125	1,12500	-2,14286
0,70	0,83469	1,01020	-2,44898
0,75	0,88202	0,88010	-2,75510
0,80	0,92245	0,73469	-3,06122
0,85	0,95523	0,57398	-3,36735
0,90	0,97959	0,39796	-3,67347
0,95	0,99477	0,20663	-3,97959
1,00	1,00000	0,00000	-4,28571

**19. Рівноспадне прискорення
(несиметрична тахограма) — РС₂₀
($u = 0,2$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	15,00000
0,05	0,01719	0,65625	11,25000
0,10	0,06250	1,12500	7,50000
0,15	0,12656	1,40625	3,75000
0,20	0,20000	1,50000	0,00000
0,25	0,27490	1,49414	-0,23437
0,30	0,34922	1,47656	-0,46875
0,35	0,42236	1,44727	-0,70313
0,40	0,49375	1,40625	-0,93750
0,45	0,56279	1,35352	-1,17188
0,50	0,62891	1,28906	-1,40625
0,55	0,69150	1,21289	-1,64063
0,60	0,75000	1,12500	-1,87500
0,65	0,80381	1,02539	-2,10938
0,70	0,85234	0,91406	-2,34375
0,75	0,89502	0,79102	-2,57813
0,80	0,93125	0,65625	-2,81250
0,85	0,96045	0,50977	-3,04688
0,90	0,98203	0,35156	-3,28125
0,95	0,99541	0,18164	-3,51563
1,00	1,00000	0,00000	-3,75000

20. Косинусоїдне прискорення — К

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	4,93480
0,05	0,00616	0,24573	4,87405
0,10	0,02447	0,48540	4,69328
0,15	0,05450	0,71313	4,39694
0,20	0,09549	0,92329	3,99234
0,25	0,14645	1,11072	3,48943
0,30	0,20611	1,27080	2,90060
0,35	0,27300	1,39959	2,24035
0,40	0,34549	1,49392	1,52494
0,45	0,42178	1,55146	0,77197
0,50	0,50000	1,57080	0,00000
0,55	0,57822	1,55146	-0,77197
0,60	0,65451	1,49392	-1,52494
0,65	0,72700	1,39959	-2,24035

0,70	0,79389	1,27080	-2,90060
0,75	0,85355	1,11072	-3,48943
0,80	0,90451	0,92329	-3,99234
0,85	0,94550	0,71313	-4,39694
0,90	0,97553	0,48540	-4,69328
0,95	0,99384	0,24573	-4,87405
1,00	1,00000	0,00000	-4,93480

**21. Косинусоїдне прискорення
(несиметрична тахограма) — К₁₀
($u = 0,4$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	6,16850
0,05	0,00769	0,30645	6,04998
0,10	0,03045	0,60112	5,69895
0,15	0,06741	0,87269	5,12892
0,20	0,11716	1,11072	4,36179
0,25	0,17777	1,30607	3,42704
0,30	0,24693	1,45123	2,36058
0,35	0,32196	1,54061	1,20342
0,40	0,40000	1,57080	0,00000
0,45	0,47832	1,55736	-0,53677
0,50	0,55529	1,51727	-1,06435
0,55	0,62961	1,45123	-1,57372
0,60	0,70000	1,36035	-2,05617
0,65	0,76526	1,24620	-2,50343
0,70	0,82426	1,11072	-2,90786
0,75	0,87601	0,95624	-3,26253
0,80	0,91962	0,78540	-3,56139
0,85	0,95433	0,60112	-3,79930
0,90	0,97956	0,40655	-3,97221
0,95	0,99487	0,20503	-4,07715
1,00	1,00000	0,00000	-4,11234

**21. Косинусоїдне прискорення
(несиметрична тахограма) — К₃₀
($u = 0,3$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	8,22467
0,05	0,01022	0,40655	7,94442
0,10	0,04019	0,78540	7,12277
0,15	0,08787	1,11072	5,81572
0,20	0,15000	1,36035	4,11234

0,25	0,22235	1,51727	2,12870
0,30	0,30000	1,57080	0,00000
0,35	0,37838	1,56092	-0,39466
0,40	0,45576	1,53141	-0,78435
0,45	0,53120	1,48265	-1,16419
0,50	0,60372	1,41524	-1,52938
0,55	0,67242	1,33003	-1,87534
0,60	0,73644	1,22810	-2,19771
0,65	0,79497	1,11072	-2,49245
0,70	0,84728	0,97938	-2,75585
0,75	0,89271	0,83571	-2,98458
0,80	0,93068	0,68154	-3,17579
0,85	0,96072	0,51880	-3,32706
0,90	0,98245	0,34954	-3,43648
0,95	0,99560	0,17587	-3,50270
1,00	1,00000	0,00000	-3,52486

22. Прискорення по прямокутній трапеції — 0040 ($n = 0,40$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	4,05405
0,05	0,00507	0,20270	4,05405
0,10	0,02027	0,40541	4,05405
0,15	0,04561	0,60811	4,05405
0,20	0,08108	0,81081	4,05405
0,25	0,12669	1,01351	4,05405
0,30	0,18243	1,21622	4,05405
0,35	0,24831	1,41892	4,05405
0,40	0,32432	1,62162	4,05405
0,45	0,40963	1,77365	2,02703
0,50	0,50000	1,82432	0,00000
0,55	0,59037	1,77365	-2,02703
0,60	0,67568	1,62162	-4,05405
0,65	0,75169	1,41892	-4,05405
0,70	0,81757	1,21622	-4,05405
0,75	0,87331	1,01351	-4,05405
0,80	0,91892	0,81081	-4,05405
0,85	0,95439	0,60811	-4,05405
0,90	0,97973	0,40541	-4,05405
0,95	0,99493	0,20270	-4,05405
1,00	1,00000	0,00000	-4,05405

22. Прискорення по прямокутній трапеції — 0030 ($n = 0,30$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	4,22535
0,05	0,00528	0,21127	4,22535
0,10	0,02113	0,42254	4,22535
0,15	0,04754	0,63380	4,22535
0,20	0,08451	0,84507	4,22535
0,25	0,13204	1,05634	4,22535
0,30	0,19014	1,26761	4,22535
0,35	0,25836	1,45246	3,16901
0,40	0,33451	1,58451	2,11268
0,45	0,41593	1,66373	1,05634
0,50	0,50000	1,69014	0,00000
0,55	0,58407	1,66373	-1,05634
0,60	0,66549	1,58451	-2,11268
0,65	0,74164	1,45246	-3,16901
0,70	0,80986	1,26761	-4,22535
0,75	0,86796	1,05634	-4,22535
0,80	0,91549	0,84507	-4,22535
0,85	0,95246	0,63380	-4,22535
0,90	0,97887	0,42254	-4,22535
0,95	0,99472	0,21127	-4,22535
1,00	1,00000	0,00000	-4,22535

22. Прискорення по прямокутній трапеції — 0020 ($n = 0,20$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	4,54545
0,05	0,00568	0,22727	4,54545
0,10	0,02273	0,45455	4,54545
0,15	0,05114	0,68182	4,54545
0,20	0,09091	0,90909	4,54545
0,25	0,14173	1,11742	3,78788
0,30	0,20202	1,28788	3,03030
0,35	0,26989	1,42045	2,27273
0,40	0,34343	1,51515	1,51515
0,45	0,42077	1,57197	0,75758
0,50	0,50000	1,59091	0,00000
0,55	0,57923	1,57197	-0,75758
0,60	0,65657	1,51515	-1,51515
0,65	0,73011	1,42045	-2,27273

0,70	0,79798	1,28788	-3,03030
0,75	0,85827	1,11742	-3,78788
0,80	0,90909	0,90909	-4,54545
0,85	0,94886	0,68182	-4,54545
0,90	0,97727	0,45455	-4,54545
0,95	0,99432	0,22727	-4,54545
1,00	1,00000	0,00000	-4,54545

22. Прискорення по прямокутній трапеції — 0010 ($n = 0,10$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	5,08475
0,05	0,00636	0,25424	5,08475
0,10	0,02542	0,50847	5,08475
0,15	0,05694	0,74682	4,44915
0,20	0,09958	0,95339	3,81356
0,25	0,15175	1,12818	3,17797
0,30	0,21186	1,27119	2,54237
0,35	0,27834	1,38242	1,90678
0,40	0,34958	1,46186	1,27119
0,45	0,42399	1,50953	0,63559
0,50	0,50000	1,52542	0,00000
0,55	0,57601	1,50953	-0,63559
0,60	0,65042	1,46186	-1,27119
0,65	0,72166	1,38242	-1,90678
0,70	0,78814	1,27119	-2,54237
0,75	0,84825	1,12818	-3,17797
0,80	0,90042	0,95339	-3,81356
0,85	0,94306	0,74682	-4,44915
0,90	0,97458	0,50847	-5,08475
0,95	0,99364	0,25424	-5,08475
1,00	1,00000	0,00000	-5,08475

23. Синусоїдне прискорення (триланкова несиметрична тахограма) — 3С₁₀₂₀ ($u = 0,10, m = 0,20$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,01514	0,83333	26,17994
0,10	0,08333	1,66667	0,00000
0,15	0,16667	1,66667	0,00000

0,20	0,25000	1,66667	0,00000
0,25	0,33333	1,66667	0,00000
0,30	0,41667	1,66667	-0,00000
0,35	0,49965	1,64577	-0,83223
0,40	0,58056	1,58414	-1,62272
0,45	0,65744	1,48486	-2,33185
0,50	0,72850	1,35291	-2,92404
0,55	0,79229	1,19490	-3,36962
0,60	0,84769	1,01877	-3,64622
0,65	0,89401	0,83333	-3,73999
0,70	0,93103	0,64790	-3,64622
0,75	0,95896	0,47176	-3,36962
0,80	0,97850	0,31376	-2,92404
0,85	0,99077	0,18181	-2,33185
0,90	0,99723	0,08253	-1,62272
0,95	0,99965	0,02089	-0,83223
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

23. Синусоїдне прискорення (триланкова несиметрична тахограма) — 3С₂₀₅₀ ($u = 0,20, m = 0,50$)

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	0,00000
0,05	0,00332	0,19526	7,40480
0,10	0,02423	1,66667	10,47198
0,15	0,06999	1,13807	7,40480
0,20	0,13333	1,33333	0,00000
0,25	0,20000	1,33333	0,00000
0,30	0,26667	1,33333	0,00000
0,35	0,33333	1,33333	0,00000
0,40	0,40000	1,33333	0,00000
0,45	0,46667	1,33333	0,00000
0,50	0,53333	1,33333	0,00000
0,55	0,60000	1,33333	0,00000
0,60	0,66667	1,33333	0,00000
0,65	0,73333	1,33333	0,00000
0,70	0,80000	1,33333	0,00000
0,75	0,86516	1,24402	-3,49066
0,80	0,92180	1,00000	-6,04600
0,85	0,96366	0,66667	-6,98132
0,90	0,98847	0,33333	-6,04600
0,95	0,99850	0,08932	-3,49066
1,00	1,00000	0,00000	0,00000

**24. Закон Неклютіна для руху
без вистоїв — 40М ($n = 0,40$)**

k	a_k	b_k	c_k
0,00	0,00000	0,00000	4,02966
0,05	0,00504	0,20148	4,02966
0,10	0,02015	0,40297	4,02966
0,15	0,04533	0,60445	4,02966
0,20	0,08059	0,80593	4,02966
0,25	0,12593	1,00741	4,02966
0,30	0,18133	1,20890	4,02966
0,35	0,24682	1,41038	4,02966
0,40	0,32237	1,61186	4,02966

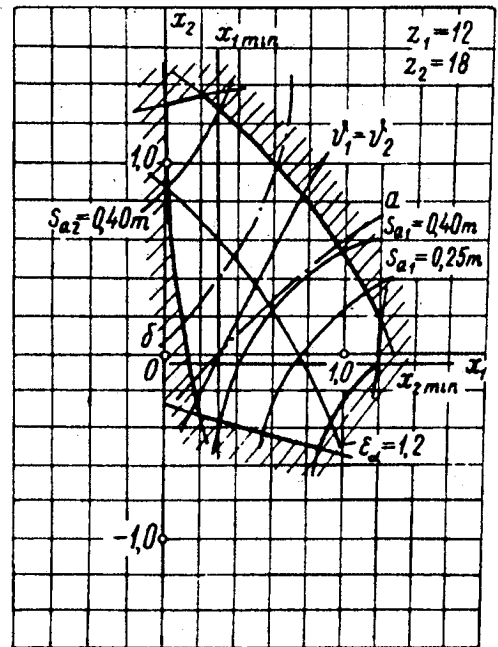
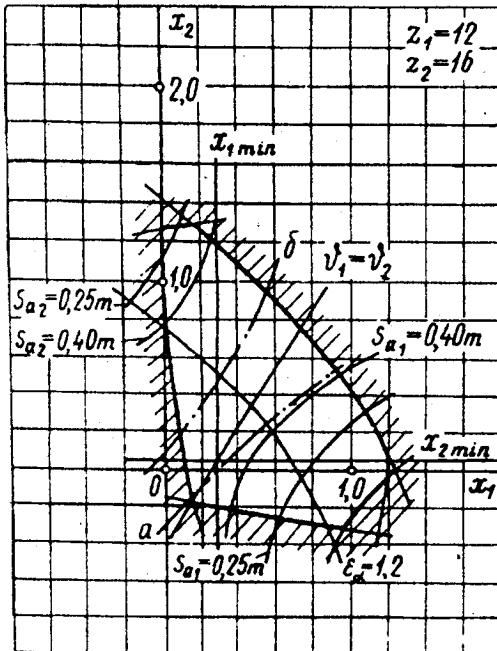
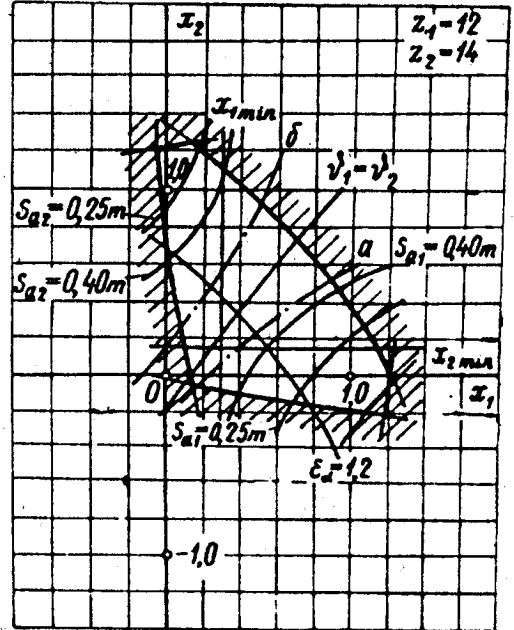
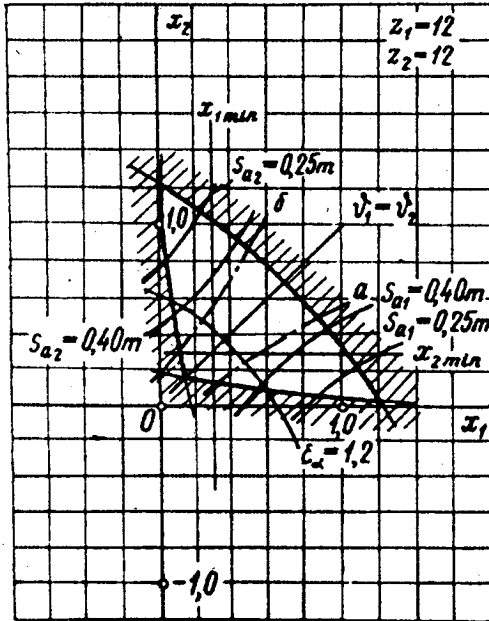
0,45	0,40775	1,61186	2,84940
0,50	0,50011	1,61186	-0,00000
0,55	0,59225	1,61186	-2,84940
0,60	0,67763	1,61186	-4,02966
0,65	0,75318	1,41038	-4,02966
0,70	0,81867	1,20890	-4,02966
0,75	0,87407	1,00741	-4,02966
0,80	0,91941	0,80593	-4,02966
0,85	0,95467	0,60445	-4,02966
0,90	0,97985	0,40297	-4,02966
0,95	0,99496	0,20148	-4,02966
1,00	1,00000	-0,00000	-4,02966

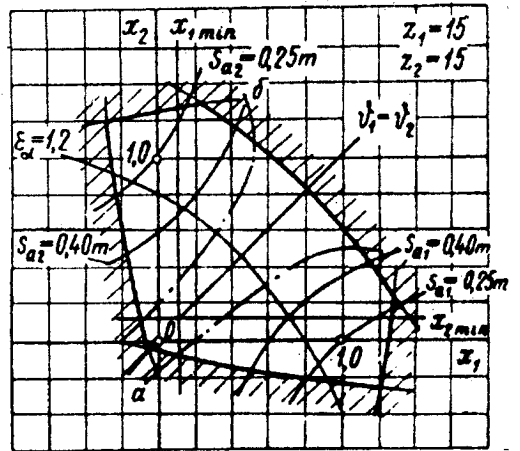
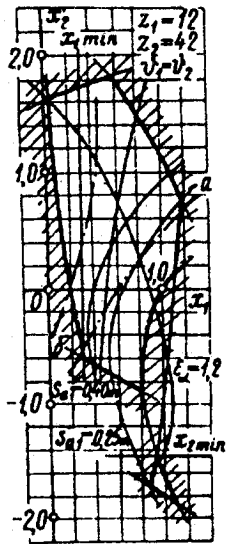
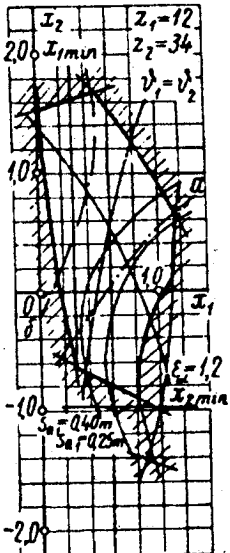
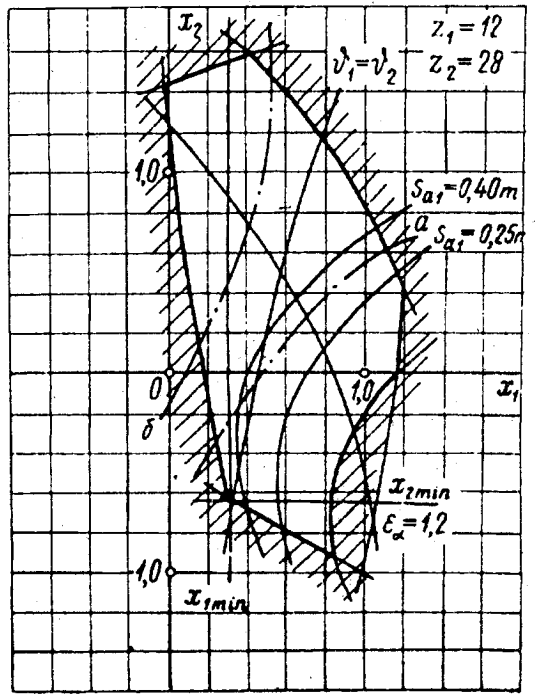
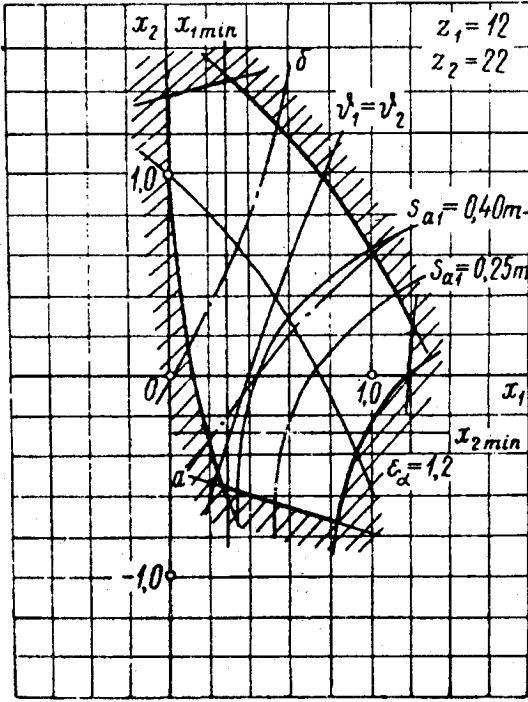
ТАБЛИЦЯ ЗНАЧЕНЬ ЕВОЛЬВЕНТНОЇ ФУНКЦІЇ

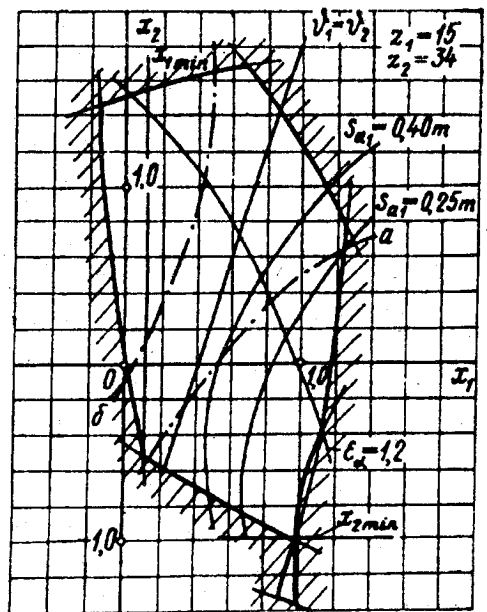
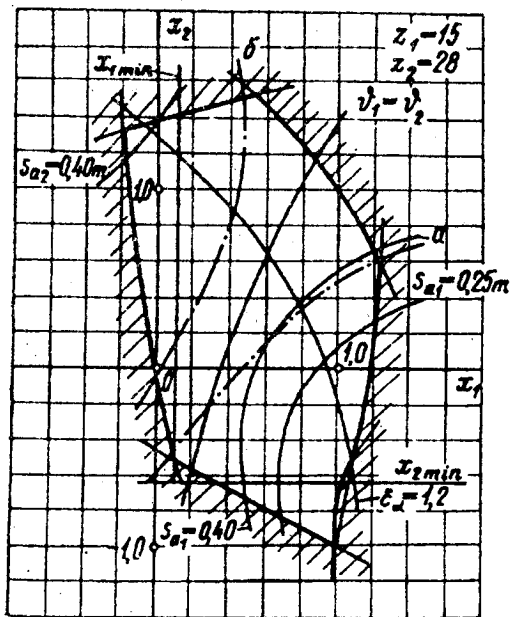
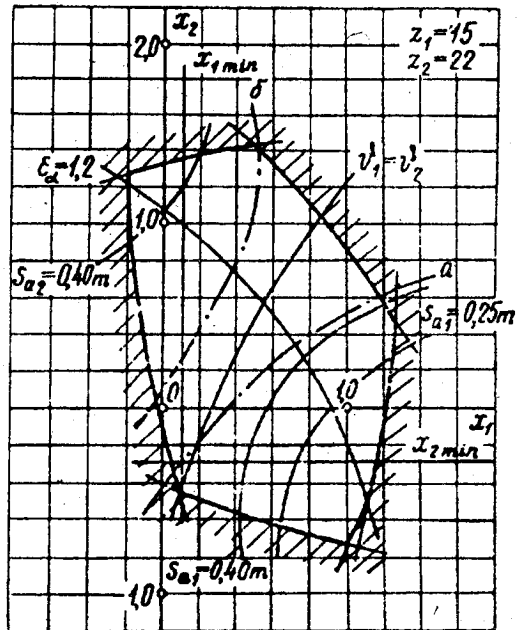
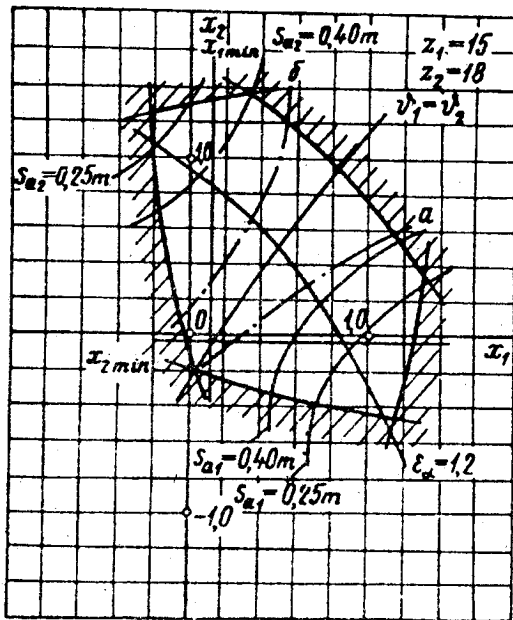
α°	Частина числа, що є загальною для всього рядка	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
11	0,00	23941	24495	25057	25628	26208	26797	27394	28001	28616	29241	29875	30518
12	0,00	31171	31832	32504	31185	33875	34575	35285	36005	36735	37474	38224	38984
13	0,00	39754	40534	41325	42126	42938	43760	44593	45437	42691	47157	48033	48921
14	0,00	49819	50729	51650	52582	53526	54482	55448	56427	57417	58420	59434	60460
15	0,00	61488	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0,0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34614	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	0,0	59809	60336	60866	61400	61937	62478	63022	63570	64122	62677	65236	65798
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68655	69250	69838	70430	71030	71626	72230	72838
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459

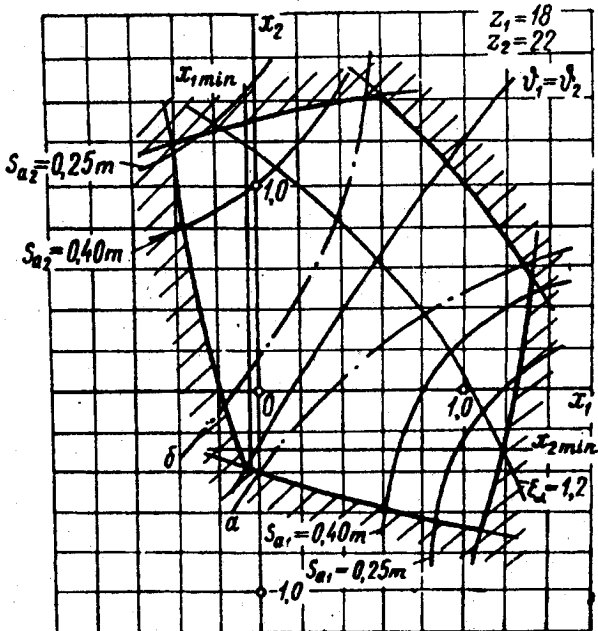
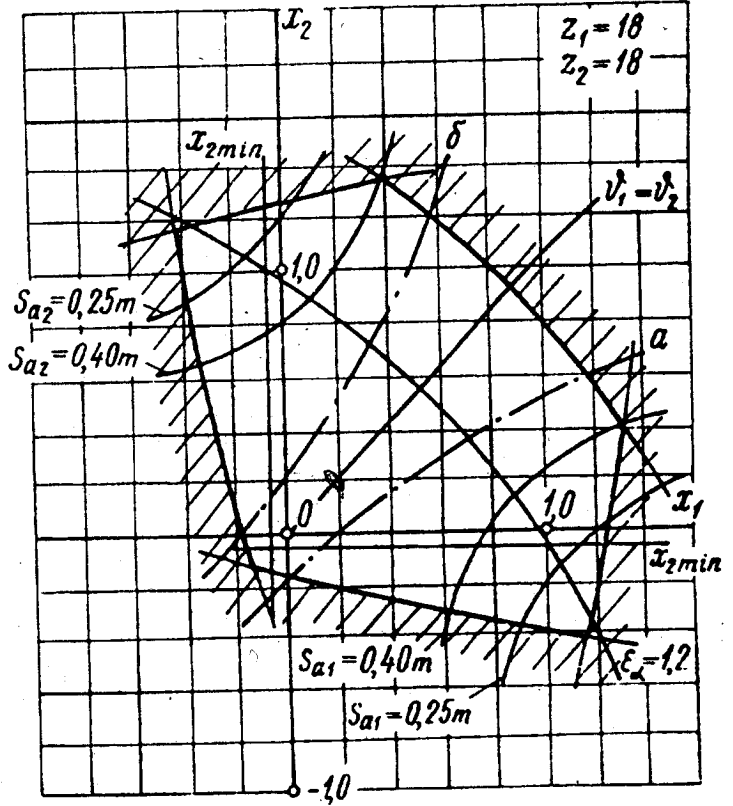
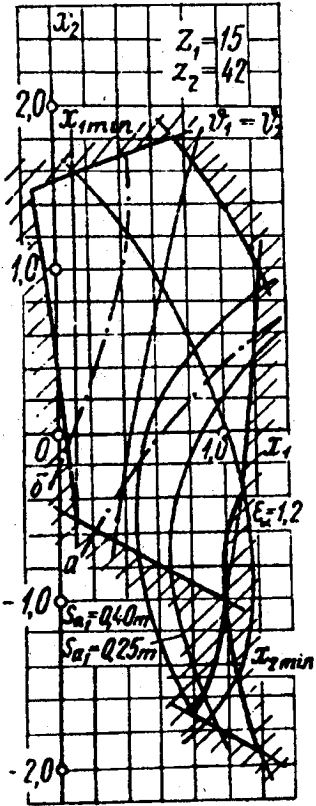
α°	Частина числа, що є загальною для всього рядка	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
36	0,	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0,	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0,	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0,	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0,	14097	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0,	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	0,	16737	16855	16974	17093	17214	17336	17457	17579	17702	17826	17951	18076
43	0,	18202	18329	18457	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639
44	0,	19774	19910	20047	20185	20323	20463	20603	20743	20885	21028	21171	21315
45	0,	21460	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	22804	22958	23112
46	0,	23268	23424	23582	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24874	25040
47	0,	25206	25374	25543	25713	25883	26055	26228	26401	26576	26752	26929	27107
48	0,	27285	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29324
49	0,	29516	29709	29903	30098	30295	30492	30691	31891	31092	31295	31498	31703
50	0,	31909	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33601	33818	34037	34257
51	0,	34478	34700	34924	35149	35376	35604	35833	36063	36295	36529	36763	36999
52	0,	37237	37476	37716	37958	38202	38446	38693	38941	39190	39441	39693	39947
53	0,	40202	40459	40717	40977	41239	41502	41767	42034	42302	42571	42843	43116
54	0,	43390	43657	43945	44225	44506	44789	45074	45361	45650	45940	46232	46526
55	0,	46822	47119	47419	47720	48023	48328	48635	48944	49255	49568	49882	50199
56	0,	50518	50838	51161	51486	51813	52141	52472	52802	53141	53478	53817	54159
57	0,	54503	54849	55197	55547	55900	56265	56613	56972	57333	57698	58064	58433
58	0,	58804	59178	59554	59933	60314	60697	61083	61472	61863	62257	62653	63052
59	0,	63454	63858	64265	64674	65086	65501	65919	66340	66763	67189	67618	68050
60	0,	68485	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

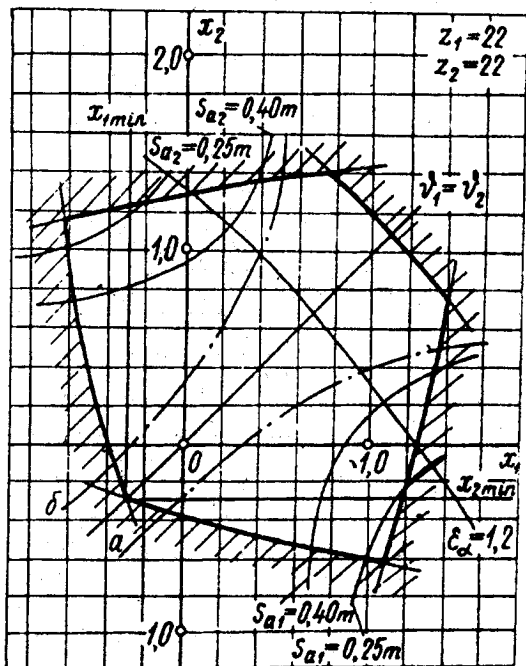
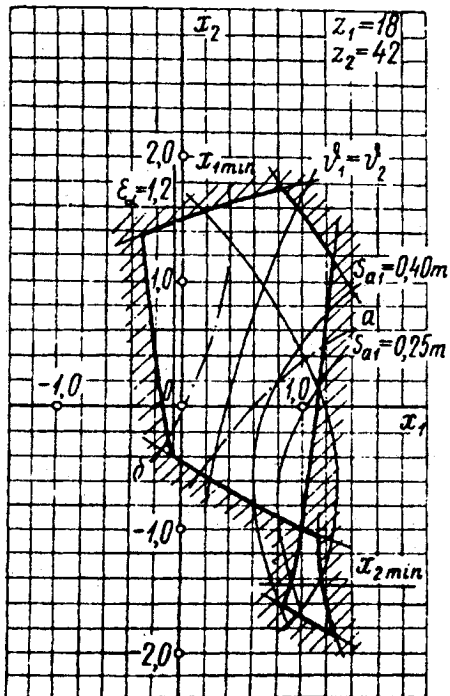
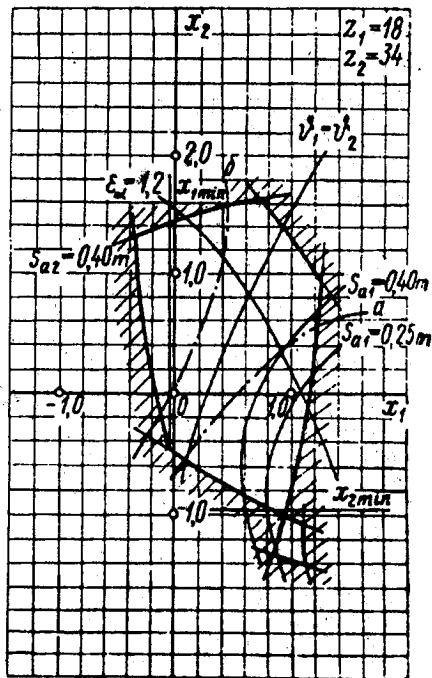
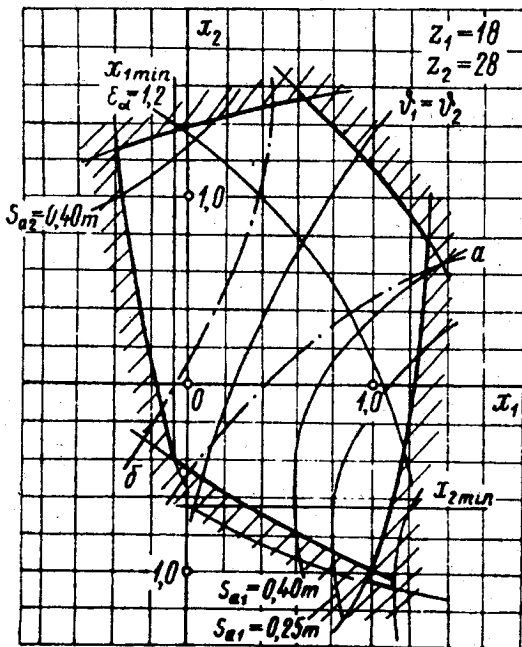
БЛОКУЮЧІ КОНТУРИ
ЦИЛІНДРИЧНИХ ЕВОЛЬВЕНТНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ [16]

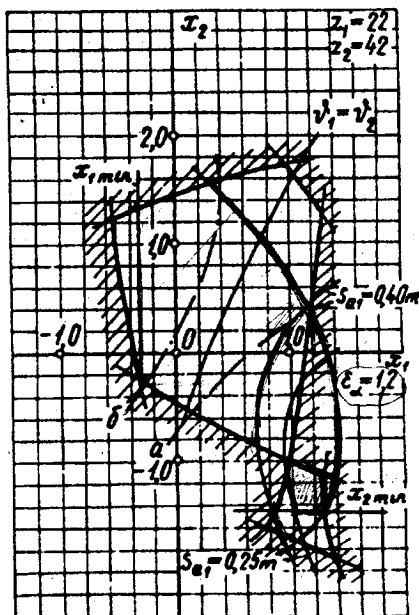
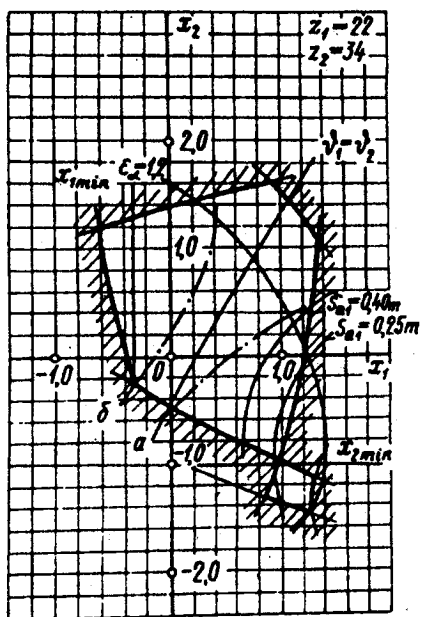
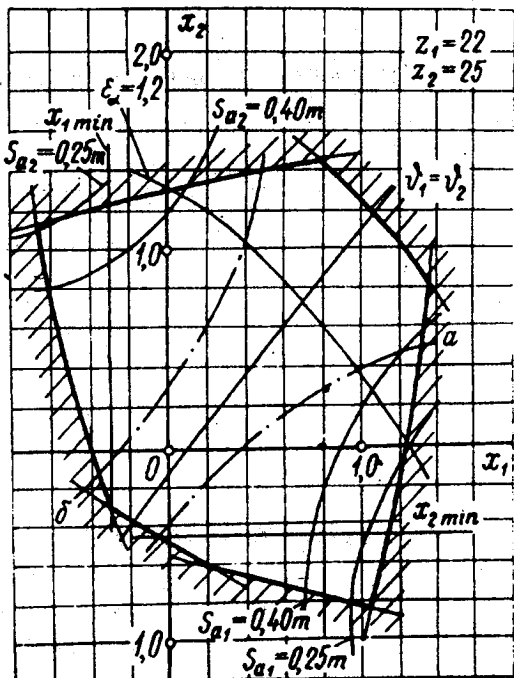
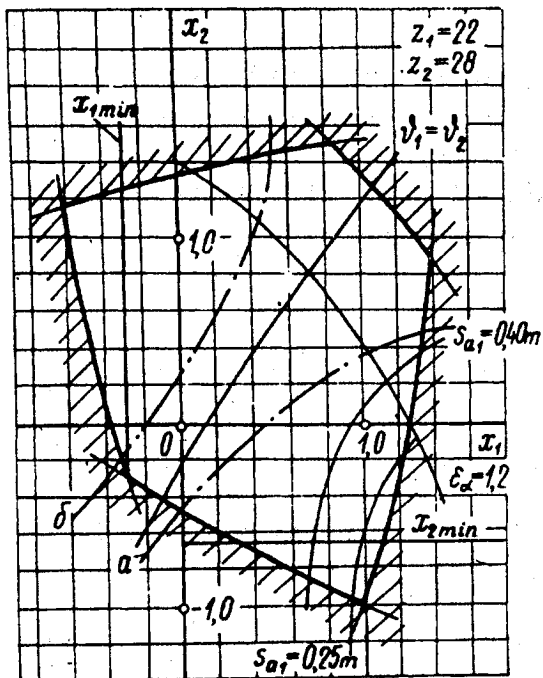












- 0,38
- 0,70

ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ [18, 37]

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ПОДІЛЛЯ**

Кафедра машинознавства

МЕХАНІЗМ ПОПЕРЕЧНО-СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

Пояснювальна записка до курсового проекту
з теорії механізмів і машин

КП ТММ 42.06.00 ПЗ

Студент групи ТМ-31 **В. М. Войтюк**

Керівник проекту к.т.н., доц. **К. С. Серeda**

ЗМІСТ

<i>Завдання на курсовий проект.....</i>	<i>4</i>
<i>1. Кінематичне дослідження шарнірно-важільного механізму</i>	
<i>(аркуш 1, дод. И1).....</i>	<i>6</i>
<i>1.1. Структурний аналіз механізму</i>	<i>6</i>
<i>1.2. Кінематичний синтез механізму</i>	<i>7</i>
<i>1.3. Побудова планів механізму</i>	<i>8</i>
<i>1.4. Побудова планів швидкостей</i>	<i>9</i>
<i>1.5. Побудова планів прискорень</i>	<i>11</i>
<i>1.6. Побудова діаграм руху повзуна 5</i>	<i>15</i>
<i>1.7. Визначення відносних похибок</i>	<i>18</i>
<i>1.8. Аналітичне дослідження кінематики механізму</i>	<i>18</i>
<i>1.9. Визначення відносних похибок</i>	<i>21</i>
<i>1.10. Визначення радіуса кривизни траєкторії точки</i>	<i>22</i>
<i>2. Кінестатичне дослідження шарнірно-важільного механізму</i>	
<i>(аркуш 2, дод. И2)</i>	<i>24</i>
<i>2.1. Визначення сили корисного опору</i>	<i>24</i>
<i>2.2. Визначення сил інерції ланок</i>	<i>24</i>
<i>2.3. Силовий розрахунок групи 4–5</i>	<i>25</i>
<i>2.4. Силовий розрахунок групи 2–3</i>	<i>26</i>
<i>2.5. Силовий розрахунок механізму I класу</i>	<i>27</i>
<i>2.6. Визначення зрівноважуючої сили методом важеля</i>	
<i>М.Є.Жуковського</i>	<i>28</i>
<i>3. Визначення моменту інерції маховика (аркуш 3, дод. И3)</i>	<i>29</i>
<i>3.1. Визначення зведеного моменту сил корисного опору</i>	<i>29</i>

КІТ ТММ 42.06.00

<i>Вип.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Войтюк</i>						
<i>Перевір.</i>		<i>Середа</i>						
<i>Н. контр.</i>								
<i>Затвер.</i>								
					<i>Зміст пояснювальної записки</i>	<i>Літера</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
						<i>н</i>	<i>2</i>	<i>2</i>
						<i>ТУП гр ТМ-31</i>		

3.2.	Побудова діаграми робіт	29
3.3.	Побудова діаграми зміни кінетичної енергії механізму	30
3.4.	Визначення зведених моментів інерції машини без маховика	30
3.5.	Визначення моменту інерції маховика	31
3.6.	Визначення розмірів маховика	31
4.	Синтез і аналіз кулачкового механізму (аркуш 4, дод. ІА4)	33
4.1.	Побудова діаграм руху штовхача	33
4.2.	Визначення мінімального радіуса кулачка	35
4.3.	Профільювання кулачка	35
4.4.	Побудова діаграм кута передачі руху	37
4.5.	Побудова замінюючого механізму	38
4.6.	Побудова плану швидкостей замінюючого механізму	38
5.	Синтез і аналіз зубчастої передачі (аркуш 5, дод. ІА5)	39
5.1.	Визначення передаточного відношення зубчастого механізму ...	39
5.2.	Вибір чисел зубів зубчастих коліс планетарного механізму	39
5.3.	Вибір коефіцієнтів зміщення зубчастих коліс евольвентного зовнішнього зачеплення	40
5.4.	Розрахунок геометричних параметрів евольвентної циліндричної передачі зовнішнього зачеплення	41
5.5.	Перевірка геометричних і кінематичних умов існування передачі	43
5.6.	Розрахунок контрольних параметрів зубчастих коліс	44
5.7.	Побудова картини евольвентного зубчастого зачеплення в торцевому перерізі	45
5.8.	Визначення якісних характеристик зачеплення	46
5.9.	Кінематичне дослідження планетарного механізму графоаналітичним методом	47
	Список літератури	49

					КП ТММ 42.06.00	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		3

ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

Спроекувати і дослідити механізм поперечно-стругального верстата (завдання 42, варіант б).

Задано:

1. Схема механізму (рис. 1).
2. Розміри ланок механізму, мм: $a_1 = 300, a_2 = 250$.
3. Коефіцієнт зміни середньої швидкості руху вихідної ланки — $K = 1,65$.
4. Положення центрів ваги ланок: центр ваги ланки 1 збігається з точкою O_1 , ланки 3 — з точкою В, ланки 5 — з точкою С, $l_{As_2} = 350$ мм.
5. Маси ланок, кг: $m_1 = 18, m_2 = 25, m_3 = 4, m_5 = 40$.
6. Моменти інерції ланок відносно осей, що проходять через їх центри ваги, $кг \cdot м^2$: $J_{s_1} = 0,785, J_{s_2} = 2,435$.
7. Частота обертання кривошипа $n = 90$ об/хв.
8. Максимальне значення сили корисного опору $F_m = 588,6$ Н.
9. Положення механізму, для яких необхідно побудувати плани прискорень і провести силовий розрахунок: 0, 1, 6.
10. Діаграма сил корисного опору (рис. 2).
11. Коефіцієнт нерівномірності ходу машини $\delta = 1 / 35$.
12. Вид кулачкового механізму — 1 (рис. 3).
13. Закон руху штовхача — 0050.
14. Максимальний хід штовхача мм.
15. Фазові кути руху кулачка $\varphi_{\sigma} = 120^\circ, \varphi_{\sigma c} = 50^\circ, \varphi_n = 100^\circ$.
16. Мінімальний кут передачі руху $\mu_{min} = 40^\circ$.
17. Зміщення траєкторії руху штовхача відносно центра обертання кулачка $e = 0$.

					КП ТММ 42.06.00		
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Войтюк				Літера	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Середа				н	4	2
Н.контр.					ТУП ар ТМ-31		
Затвер.					Завдання на курсовий проект		

18. Схема важільно-зубчатого механізму (рис. 4).

19. Частота обертання вала двигуна $n_1 = 2500$ об/хв.

20. Числа зубів зубчатих коліс: $z_4 = 20$, $z_5 = 40$, $z_5' = 18$, $z_6 = 54$.

21. Діаметр поворотного стола $D = 420$ мм і його колова швидкість $v = 1,2$ м/с.

22. Модуль зубчатих коліс $m = 4$ мм.

23. Кут нахилу лінії зубів $\beta = 0^\circ$.

24. Особливі умови на проектування зачеплення пари зубчатих коліс $a - g$: забезпечення максимального коефіцієнта перекриття.

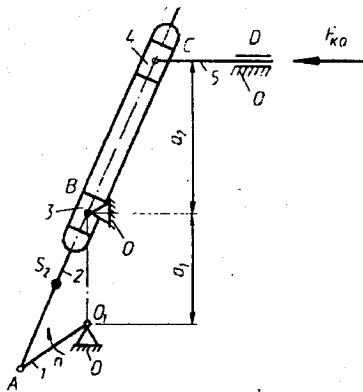


Рис. 1

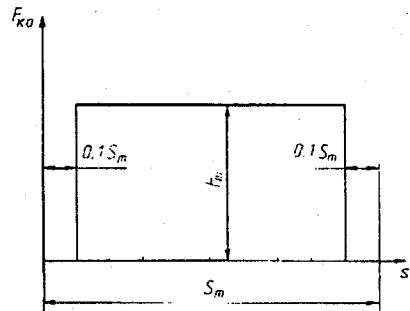


Рис. 2

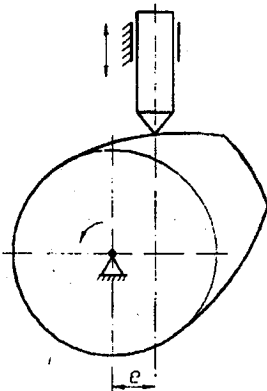


Рис. 3

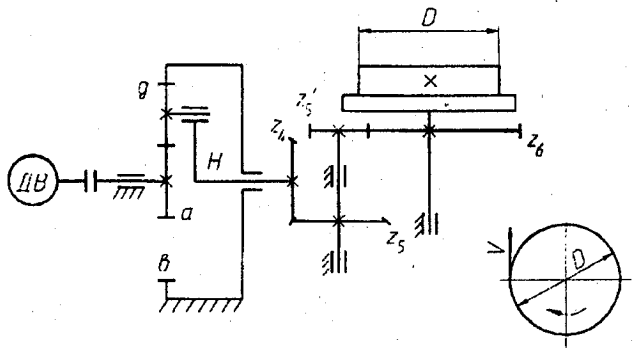


Рис. 4

						КП ТММ 42.06.00		Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				5

1. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ШАРНІРНО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ (аркуш 1, дод. И1)

1.1. Структурний аналіз механізму

Приймемо такі умовні позначення ланок механізму (див. рис. 1): 0 — стояк; 1 — кривошип O_1A ; 2 — куліса AC ; 3 — повзун B куліси; 4 — повзун C куліси; 5 — повзун.

Кількість ланок у механізмі $k = 6$, кінематичних пар V класу — 7. Дані про кінематичні пари наведено у табл. 1.1

Таблиця 1.1

Кінематичні пари

Позначення кінематичної пари	Номера ланок, які утворюють кінематичну пару	Характер відносного руху ланок	Клас кінематичної пари
O_1	0—1	Обертальний	V
A	1—2	Обертальний	V
B	0—3	Обертальний	V
B	2—3	Поступальний	V
C	2—4	Поступальний	V
C	4—5	Обертальний	V
C	5—0	Поступальний	V

За формулою Чебишева визначимо ступінь рухомості механізму:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.1)$$

де $n = 5$ — кількість рухомих ланок; $p_5 = 7$ — кількість кінематичних пар V класу; $p_4 = 0$ — кількість кінематичних пар IV класу.

Тоді $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$.

					КП ТММ 42.06.01		
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Войтюк				Літера	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Середа				н	6	18
Н. контр.					ТУП ар ТМ-31		
Затвер.					Кінематичне дослідження механізму		

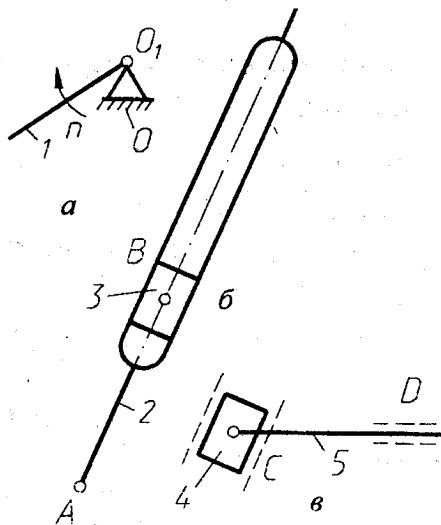


Рис. 1.1

Це означає, що в даному механізмі має бути одна початкова ланка. За початкову згідно з умовою завдання приймаємо ланку 1. Розкладаємо механізм на структурні групи. Перш за все відокремлюємо ланцюг, який складається з двох ланок 4, 5 і трьох кінематичних пар (C, C, D), які утворюють групу II класу II порядку IV виду (рис. 1.1, в). Далі відокремлюємо ланцюг, який складається з ланок 2, 3 (рис. 1.1, б) і трьох кінематичних пар (A, B, B). Ця група є групою II класу II порядку III виду. Кривошип 1 разом зі стояком O утворює механізм I класу (рис. 1.1, а).

У цілому механізм, який розглядаємо, є механізмом II класу. Для такого механізму можна записати формулу будови:

$$I(1) \rightarrow II(3,2) \rightarrow II(4,5),$$

де цифрою I позначено механізм I класу, цифрою II — клас групи. Номери ланок, що входять до складу механізму I класу та груп, взято у дужки.

1.2 Кінематичний синтез механізму

Задача кінематичного синтезу механізму полягає в тому, щоб за заданими кінематичними параметрами визначити розміри ланок механізму, яких не вистачає.

У механізмі, який розглядається, таким розміром є довжина кривошипа O,A.

За коефіцієнтом K зміни середньої швидкості руху вихідної ланки визначимо кут

$$\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 180^\circ \frac{1,65-1}{1,65+1} = 44^\circ 9'.$$

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

КП ТММ 42.06.01

Арк.

7

На вертикальній осі відкладаємо відрізки a_1, a_2 , які визначають положення центрів шарнірів O_1, B і напрямної повзуна 5 (рис. 1.2). З точки B під кутом $\theta/2$ до лінії O_1B проводимо промені BN і BM , які визначають крайні положення куліси 2. Опустимо з точки O_1 на ці промені перпендикуляри O_1A_0 і $O_1A'_0$ і визначимо довжину кривошипа: $l_{O_1A} = (O_1A)\mu_1$, де O_1A — довжина відрізка, який зображає кривошип на рисунку, μ_1 — масштаб побудови, який визначаємо за формулою

$$\mu_1 = \frac{a_1}{[a_1]} = \frac{0,3 \text{ мм}}{60 \text{ мм}} = 0,005 \text{ м/мм.}$$

Тут $[a_1]$ — відрізок, мм, який на рис. 1.2 зображає міжосьову відстань $a_1 = l_{O_1B}$, м.

Довжина кривошипа O_1A і максимальний хід повзуна 5 можуть бути визначені аналітично. З $\triangle O_1BA$ маємо:

$$l_{O_1A} = a_1 \sin \theta / 2 = 300 \sin 22,15^\circ = 112,8 \text{ мм} = 0,1138 \text{ м};$$

$$S_c = a_2 \operatorname{tg} \theta / 2 = 2 \cdot 250 \operatorname{tg} 22,15^\circ = 204 \text{ мм} = 0,204 \text{ м.}$$

1.3 Побудова планів механізму

Кінематичну схему механізму будуємо в масштабі

$$\mu_1 = \frac{l_{O_1A}}{O_1A} = \frac{0,113}{56,5} = 0,002 \text{ м/мм,}$$

де l_{O_1A} — дійсна довжина кривошипа O_1A , м;
 O_1A — довжина відрізка, мм, яка зображає кривошип O_1A на плані механізму.

Інші відрізки кінематичної схеми:

$$AS_2 = \frac{l_{AS_2}}{\mu_1} = \frac{0,35}{0,002} = 175 \text{ мм}$$

$$[a_1] = \frac{a_1}{\mu_1} = \frac{0,3}{0,002} = 150 \text{ мм};$$

$$[a_2] = \frac{a_2}{\mu_1} = \frac{0,25}{0,002} = 125 \text{ мм.}$$

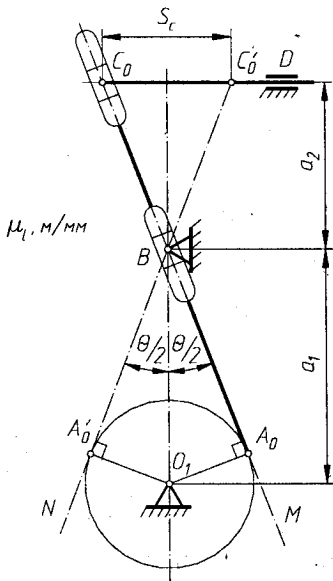


Рис. 1.2

				КП ТММ 42.06.01		Арх.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		
					8	

Побудову кінематичної схеми починаємо з елементів нерухомої ланки. З точки O_1 (аркуш 1, дод. II1) проводимо траєкторію центра шарніра A . Приймаємо положення O_1A_0 кривошипа 1 (див. рис. 1.2) за початкове і будуємо 12 рівновіддалених положень кривошипа. Через отримані точки A_0, A_1, A_2, \dots проводимо прямі ABC , які визначають положення всіх інших ланок. Методом засічок знаходимо положення центра мас S_2 куліси 2. З'єднавши отримані точки плавною кривою, одержимо траєкторію точки S_2 .

1.4 Побудова планів швидкостей

Побудову планів швидкостей розглянемо на прикладі 6-го положення механізму. З полюса p (див. аркуш 1, дод. II1) плану швидкостей за напрямом обертання кривошипа перпендикулярно O_1A відкладаємо в масштабі вектор швидкості точки A , величина якого

$$v_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A} = 9,425 \cdot 0,113 = 1,06 \text{ м/с},$$

де ω_1 — кутова швидкість кривошипа,

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 90}{30} = 9,425 \text{ с}^{-1}.$$

Приймаємо довжину відрізка, який зображає вектор швидкості точки A , $pa = 70,7$ мм. Тоді масштаб плану швидкостей

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa} = \frac{1,06}{70,7} = 0,015 \frac{\text{м}}{\text{мм} \cdot \text{с}}.$$

Швидкість точки B_2 , яка лежить на кулісі AC і в даний момент збігається з точкою B , що належить каменю 3 чи стояку 0, визначаємо з рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \vec{v}_{B_2} &= \vec{v}_A + \vec{v}_{B_2A'} \\ \vec{v}_{B_2} &= \vec{v}_B + \vec{v}_{B_2B} \end{aligned} \right\} \quad (1.2)$$

З точки проводимо напрям вектора відносної швидкості \vec{v}_{B_2A} (перпендикулярно до AB), а через те, що $v_B = 0$, то з полюса p проводимо напрям вектора швидкості $\vec{v}_B = \vec{v}_{B_2B}$ (паралельно AB). Точка перетину

						КП ТММ 42.06.01	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			9

цих ліній і є шукана точка b_2 , а відрізки $[pb_2]$ і $[ab_2]$ відповідно у масштабі μ_v зображають вектори швидкостей \bar{v}_{B_2} і \bar{v}_{B_2A} , тобто:

$$v_{B_2A} = [ab_2] \mu_v = 44 \cdot 0,015 = 0,66 \text{ м/с};$$

$$v_{B_2} = [pb_2] \mu_v = 55,3 \cdot 0,015 = 0,85 \text{ м/с}.$$

Для визначення швидкості точки C_2 , яка належить кулісі 2 і в даний момент збігається з точкою C , що належить ланкам 4 і 5, використаємо теорему подібності плану швидкостей ланці, на підставі якої можна скласти пропорцію:

$$\frac{AB_2}{AC_2} = \frac{[ab_2]}{[ac_2]}.$$

Тоді

$$[ac_2] = \frac{AC_2 [ab_2]}{AB_2} = \frac{310 \cdot 44}{180} = 75 \text{ мм}.$$

Відклавши від точки a на продовженні відрізка $[ab_2]$ відрізок $[ac_2]$, знаходимо положення точки c_2 , поєднавши яку з полюсом p , отримаємо в масштабі μ_v швидкість точки C_2 :

$$v_{C_2} = [pc_2] \mu_v = 64 \cdot 0,015 = 0,96 \text{ м/с}.$$

Швидкість точки C , яка належить повзунам 4 і 5, можна виразити через швидкості точок C_2 і C_0 . Вектор швидкості точки C_2 відомий за величиною і за напрямом; швидкість точки C_0 , що належить стояку ітакож збігається з точкою C , $v_{C_0} = 0$. Тоді можна записати векторні рівняння:

$$\left. \begin{aligned} \bar{v}_C &= \bar{v}_{C_2} + \bar{v}_{CC_2}; \\ \bar{v}_C &= \bar{v}_{C_0} + \bar{v}_{CC_0}. \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

На плані швидкостей з точки c_2 проводимо паралельно кулісі AC пряму, яка визначає напрям швидкості \bar{v}_{CC_2} , а з полюса p проводимо лінію паралельно напрямній, що визначає напрям швидкості точки C відносно стояка. Відрізки $[c_2c]$ і $[pc]$ у масштабі μ_v зображають вектори швидкостей:

$$v_{CC_2} = [c_2c] \mu_v = 45,5 \cdot 0,015 = 0,68 \text{ м/с};$$

$$v_C = [pc] \mu_v = 33,5 \cdot 0,015 = 0,50 \text{ м/с}.$$

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

КП ТММ 42.06.01

Арк.

10

Для визначення швидкості центра мас S_2 куліси використаємо теорему подібності планів швидкостей, склавши пропорцію

$$\frac{AS_2}{AC_2} = \frac{[as_2]}{[ac_2]}, \quad (1.4)$$

з якої знаходимо

$$[as_2] = \frac{AS_2 [as_2]}{AC_2} = \frac{175 \cdot 75}{310} = 42,3 \text{ мм.}$$

Зєднавши точку s_2 з полюсом плану швидкостей, отримаємо відрізок $[ps_2]$, який у масштабі μ_v визначає значення швидкості

$$v_{s_2} = [ps_2] \mu_v = 55 \cdot 0,015 = 0,83 \text{ м/с}$$

Значення кутової швидкості куліси знаходимо за формулою

$$\omega_2 = \frac{v_{B_2A}}{l_{AB_2}} = \frac{0,66}{0,36} = 1,83 \text{ с}^{-1}.$$

Щоб визначити напрям кутової швидкості ω_2 , розглянемо обертання ланки 2 відносно точки А. Напрямок руху точки B_2 відносно точки А визначається вектором швидкості \vec{v}_{B_2A} . Подумки переносимо цей вектор у точку В механізму і вважаємо точку А нерухомою. Отже, ланка АС відносно точки А обертається за годинниковою стрілкою.

Плани швидкостей для інших положень механізму будують аналогічно. Отримані значення відрізків, які зображають вектори швидкостей, і значення швидкостей наведені у табл. 1.2.

1.5 Побудова планів прискорень

Визначимо прискорення точки А. Через те, що кривошип обертається рівномірно, точка А має тільки нормальне прискорення, яке напрямлене вздовж ланки ОА до центра обертання. Значення цього прискорення

$$a_A = \omega_1 l_{O,A} = 9,425^2 \cdot 0,113 = 10,04 \text{ м/с}^2.$$

Прийmemo довжину відрізка π_A , який зображає вектор прискорення точки А таким, що дорівнює 143,5 мм. Тоді масштаб плану прискорень

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi_A} = \frac{10,04}{143,5} = 0,07 \frac{\text{м}}{\text{мм} \cdot \text{с}^2}.$$

					КП ТММ 42.06.01	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		11

Таблиця 1.2

Визначення швидкостей різних точок і ланок механізму

Позначення	Положення механізму											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
pb_2 , мм	70,70	64,00	43,50	19,00	6,50	32,00	55,30	68,00	67,00	40,00	15,00	53,00
v_{B_2} , м/с	1,60	0,96	0,65	0,28	0,10	0,48	0,83	1,02	1,01	0,60	0,22	0,80
ab_2 , мм	0,00	31,50	56,50	68,00	70,00	63,00	44,00	17,50	24,50	58,50	68,50	40,50
v_{B_2A} , м/с	0,00	0,47	0,85	1,02	1,05	0,95	0,66	0,26	0,37	0,88	1,03	0,61
pc_2 , мм	70,70	69,00	58,50	46,50	42,50	51,50	64,00	70,00	71,00	78,50	93,00	76,00
v_{C_2} , м/с	1,06	1,03	0,88	0,70	0,64	0,77	0,96	1,05	1,07	1,12	1,39	1,14
pc , мм	0,00	26,50	40,00	41,50	41,50	40,00	33,50	16,00	25,00	76,00	92,00	51,00
v_C , м/с	0,00	0,40	0,60	0,62	0,62	0,60	0,50	0,24	0,37	1,14	1,38	0,76
cc_2 , мм	70,70	55,00	34,00	14,00	5,30	21,00	45,50	62,50	76,00	54,50	23,00	75,00
v_{cc_2} , м/с	1,06	0,83	0,51	0,21	0,08	0,32	0,68	0,94	1,14	0,82	0,35	1,12
ps_2 , мм	70,70	63,50	43,50	22,00	12,50	33,00	55,00	68,50	68,00	56,00	61,00	62,50
v_{S_2} , м/с	1,06	0,95	0,65	0,33	0,19	0,49	0,83	1,03	1,02	0,84	0,92	0,94
ω_2 , с ⁻¹	0,00	1,41	2,23	2,50	2,54	2,38	1,83	0,85	1,48	4,37	5,44	2,73

З довільної точки π , яка прийнята за полюс плану прискорень, відкладаємо паралельно планці O_A вектор \bar{a}_π (див. аркуш 1; дод. И1).

Прискорення точки B дорівнює нулю, отже, точка B збігається з полюсом плану прискорень.

Розглянемо рух точки B_2 з кулісою AC і каменем 3 і складемо векторні рівняння:

$$\left. \begin{aligned} \bar{a}_{B_2} &= \bar{a}_A + \bar{a}_{B_2A}^n + \bar{a}_{B_2A}^t \\ \bar{a}_{B_2} &= \bar{a}_B + \bar{a}_{B_2B}^k + \bar{a}_{B_2B}^r \end{aligned} \right\} \quad (1.5)$$

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

КП ТММ 42.06.01

Арк.

12

де $\bar{a}_{B_2A}^n$ — вектор нормального прискорення точки B_2 при обертанні ланки 2 відносно точки A , має напрям уздовж ланки до умовного центра обертання A ; $\bar{a}_{B_2A}^r$ — вектор дотичного прискорення точки B_2 при обертанні ланки 2 відносно точки A ; $\bar{a}_{B_2B}^k$ — вектор коріолісового (поворотного) прискорення точки B_2 відносно точки B_2 ; \bar{a}'_{B_2B} — вектор відносного (релятивного) прискорення точки B_2 відносно точки B .

Напрямок вектора $\bar{a}_{B_2B}^{-k}$ визначається напрямом вектора відносної швидкості \bar{v}_{B_2B} , що повернений на 90° в бік обертання куліси (правило М. Є. Жуковського).

Визначаємо значення нормального і коріолісового прискорень:

$$a_{B_2A}^n = \omega_2^2 l_{B_2A} = 1,83^2 \cdot 0,36 = 1,20 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{B_2B}^k = 2\omega_2 v_{B_2B} = 2 \cdot 1,83 \cdot 0,85 = 3,03 \text{ м/с}^2$$

Тоді відрізки, що зображають їх на плані прискорень:

$$[a_{n_1}] = \frac{a_{B_2A}^n}{\mu_a} = \frac{1,20}{0,07} = 17,14 \text{ мм};$$

$$[\pi k_1] = \frac{a_{B_2B}^k}{\mu_a} = \frac{3,03}{0,07} = 43,29 \text{ мм}.$$

Згідно з рівнянням (1.5) будуємо план прискорень і знаходимо прискорення точки B_2 , а також невідомі складові $\bar{a}_{B_2A}^r$ і \bar{a}'_{B_2B} :

$$a_{B_2} = [\pi b_2] \mu_a = 86 \cdot 0,07 = 6,02 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{B_2A} = [b_2 a] \mu_a = 69 \cdot 0,07 = 4,83 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{B_2A}^r = [n_1 b_2] \mu_a = 67 \cdot 0,07 = 4,69 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{B_2B}^r = [k_1 b_2] \mu_a = 74 \cdot 0,07 = 5,18 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення точки C_2 , яка належить кулісі, визначаємо за теоремою подібності планів прискорень, склавши пропорцію

$$\frac{AC_2}{AB_2} = \frac{[ac_2]}{[ab_2]},$$

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

КП ТММ 42.06.01

Арк.

12

звідки

$$[ac_2] = [ab_2] \frac{AC_2}{AB_2} = 69 \frac{310}{180} = 118,8 \text{ мм.}$$

Відкладаючи відрізок $[ac_2]$ на продовженні відрізка $[ab_2]$ і, з'єднавши точку c_2 з полюсом π , отримуємо величину і напрям вектора прискорення точки C_2 :

$$a_{c_2} = [\pi c_2] \mu_a = 61 \cdot 0,07 = 4,27 \text{ м/с}^2$$

Для визначення прискорення точки складемо векторні рівняння:

$$\left. \begin{aligned} \bar{a}_c &= \bar{a}_{c_2} + \bar{a}_{cc_2}^k + \bar{a}_{cc_2}^r; \\ \bar{a}_c &= \bar{a}_{c_0} + \bar{a}_{cc_0}^k + \bar{a}_{cc_0}^r, \end{aligned} \right\} \quad (1.6)$$

де $\bar{a}_{cc_2}^k$ — вектор коріолісового прискорення точки C відносно точки C_2 ; напрям його знайдемо, повернувши вектор відносної швидкості \bar{v}_{cc_2} на 90° в бік обертання куліси; $\bar{a}_{cc_2}^r$ — вектор відносного прискорення точки C відносно точки C_2 (має напрям уздовж куліси AB); $\bar{a}_{c_0} = \bar{a}_{cc_0} = 0$.

Значення коріолісового прискорення

$$\bar{a}_{cc_2}^k = 2\omega_2 v_{cc_2} = 2 \cdot 1,83 \cdot 0,68 = 2,53 \text{ м/с}^2,$$

а довжина відрізка, який зображає його на плані прискорень

$$[c_2 k_2] = \bar{a}_{cc_2}^k / \mu_a = 2,53 / 0,07 = 36,1 \text{ мм.}$$

Згідно з рівнянням (1.6) від точки c_2 на плані прискорень відкладаємо в указаному напрямі відрізок $[c_2 k_2]$. Через точку k_2 проводимо напрям вектора $\bar{a}_{cc_2}^r$, а через полюс π — напрям вектора \bar{a}_c ($\parallel CD$). Точку перетину цих напрямів позначимо s .

Виміряємо відрізки:

$$[k_2 s] = 73,3 \text{ мм}, \quad [\pi s] = 41,0 \text{ мм.}$$

Тоді

$$a_{cc_2}^r = [k_2 s] \mu_a = 73,3 \cdot 0,07 = 5,13 \text{ м/с}^2,$$

$$a_c = [\pi s] \mu_a = 41 \cdot 0,07 = 2,87 \text{ м/с}^2.$$

					КП ТММ 42.06.01	Арк.
						13
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Знаючи положення центра мас S_2 на кулісі, за аналогією з планом швидкостей, знаходимо за правилом подібності точку s_2 на плані прискорень. З'єднавши отриману точку s_2 з полюсом плану прискорень, обчислюємо прискорення центра мас куліси:

$$a_{s_2} = [\pi s_2] \mu_o = 86,6 \cdot 0,07 = 6,20 \text{ м/с}^2.$$

Кутове прискорення кривошипа $\varepsilon_1 = 0$, тому що ланка обертається рівномірно. Значення кутового прискорення куліси

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{B_2A}^T}{l_{B_2A}} = \frac{4,67}{0,36} = 12,97 \text{ с}^{-2}.$$

Для визначення напрямку вектора ε_2 переносимо вектор $\bar{a}_{B_2A}^T$ у точку В.

Розглядаємо рух ланки 2 відносно точки А. У нашому випадку вектор $\bar{a}_{B_2A}^T$ має напрям вліво, отже, ε_2 напрямлене проти годинникової стрілки.

Плани прискорень в інших положеннях механізму будуються аналогічно. Отримані значення відрізків, які зображають вектори прискорень, і їх значення наведено у табл. 1.3.

1.6. Побудова діаграм руху повзуна 5

У прямокутній системі координат $s - t$ будемо діаграму лінійних переміщень $s = s(t)$ для одного оберту кривошипа (див. аркуш 1, дод. И1). По осі ординат відкладаємо лінійні переміщення точки С повзуна 5, на осі абсцис — час. Довжину відрізка $0-0$, який зображає час одного циклу руху механізму, приймаємо таким, що дорівнює 240 мм.

У цьому випадку масштаб часу

$$\mu_t = \frac{T}{0-0} = \frac{2}{3 \cdot 240} = 0,0028 \text{ с/мм},$$

де T — період обертання кривошипа,

$$T = \frac{60}{n} = \frac{60}{90} = 2/3 \text{ с}.$$

					КП ТММ 42.06.01	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		13

Таблиця 1.3

Визначення прискорень різних точок і ланок механізму

Позначення	Положення механізму		
	0	1	6
$\pi a, \text{ мм}$	100,40	143,5	
$a_A, \text{ м/с}^2$	10,04		
$a_{p, \text{ мм}}$	0,00	9,66	17,14
$a_{B_2A}^n, \text{ м/с}^2$	0,00	0,66	1,20
$n, b_2, \text{ мм}$	100,40	93,00	67,00
$a_{B_2A}^t, \text{ м/с}^2$	10,04	6,20	4,69
$\pi k, \text{ мм}$	0,00	40,00	43,29
$a_{B_2B_3}^k, \text{ м/с}^2$	0,00	2,67	3,03
$k, b_2, \text{ мм}$	0,00	59,00	74,00
$a_{B_2B_3}^n, \text{ м/с}^2$	0,00	3,93	5,18
$\pi b_2, \text{ мм}$	0,00	71,30	86,00
$a_{B_2}, \text{ м/с}^2$	0,00	4,75	6,02
$b_2 a, \text{ мм}$	100,40	93,50	69,00
$a_{B_2A}, \text{ м/с}^2$	10,04	6,23	4,83
$\pi c_2, \text{ мм}$	96,00	60,50	61,00
$a_{c_2}, \text{ м/с}^2$	9,60	4,03	4,27
$c_2 k_2, \text{ мм}$	0,00	34,80	36,14
$a_{cc_2}^k, \text{ м/с}^2$	0,00	2,32	2,53
$k_2 c_2, \text{ мм}$	33,50	75,00	73,00
$a_{cc_2}, \text{ м/с}^2$	3,35	5,00	5,18
$\pi c, \text{ мм}$	102,00	72,50	41,00
$a_{c_2}, \text{ м/с}^2$	10,20	4,83	2,87
$\pi s_2, \text{ мм}$	25,50	68,00	89,00
$a_{s_2}, \text{ м/с}^2$	2,55	4,53	6,23
$\epsilon_2, 1/\text{с}^2$	36,12	18,45	13,02

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата
------	-------	----------	--------	------

КП ТММ 42.06.01

Арк.

14

Лінійні переміщення точки C відносно початкового положення C_0 визначаємо за формулою $s_i = C_0 C_i \cdot \mu_i$, де відрізки $C_0 C_i$ виміряємо на плані механізму ($C_0 C_1, C_0 C_2, C_0 C_3$ і т. д.). Тоді максимальне переміщення повзуна 5

$$S_{max} = C_0 C_7 \cdot \mu_1 = 102 \cdot 0,002 = 0,204 \text{ мм.}$$

Приймаємо довжину максимальної ординати діаграми переміщень $y_{max} = 157$ мм і знаходимо масштаб лінійного переміщення повзуна 5

$$\mu_s = \frac{S_{max}}{y_{max}} = \frac{0,204}{157} = 0,0013 \text{ м/мм.}$$

Знаходимо відрізки y_2 ($1-1', 2-2', 3-3'$ і т. д.), які обчислюємо за формулою

$$y_i = \frac{s_i}{\mu_s} = \frac{C_0 C_i \cdot \mu_i}{\mu_s} = k \cdot C_0 C_i,$$

і відкладаємо їх на діаграмі переміщень у відповідних положеннях ($i = 1, 2, 3, \dots, 11$), де

$$k = \mu_i / \mu_s = 0,002 / 0,0013 = 1,54.$$

З'єднавши плавною кривою точки $0, 1', 2', 3'$ і т. д., отримаємо діаграму лінійних переміщень повзуна 5 $s = s(t)$.

Для отримання діаграми швидкостей точки C повзуна 5 будуємо нову систему координат $v_i - t$, на осі абсцис якої позначаємо точки $1, 2, 3$ і т. д., які визначають відповідні положення механізму. На ординатах, проведених з цих точок, відкладаємо відрізки $1-1'', 2-2'', 3-3''$ і т. д., що взяті з планів швидкостей для відповідних положень механізму. З'єднавши плавною кривою точки $0, 1'', 2'' 3''$ і т. д., отримаємо діаграму лінійних швидкостей ланки 5 $v = v(t)$. Оскільки відрізки відкладалися безпосередньо з планів швидкостей, то масштаб μ'_v діаграми $v = v(t)$ дорівнює масштабу μ_v планів швидкостей:

$$\mu'_v = \mu_v = 0,015 \text{ м/с} \cdot \text{мм.}$$

Диференціюючи отриману діаграму методом хорд, отримаємо діаграму прискорень $a = a(t)$. Для цього на діаграмі швидкостей $v = v(t)$

						КП ТММ 42.06.01	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			15

точки $0, 1'', 2'', 3''$ і т. д. послідовно з'єднуємо хордами. Під цією діаграмою будемо нову систему координат $a-t$, на осі абсцис якої відкладаємо відрізок $H = P0 = 35$ мм. З точки P проводимо промені до перетину з віссю ординат відповідно в точках $1''', 2''', 3'''$ і т. д. Відрізки $0-1''', 0-2''', 0-3'''$ і т. д. в масштабі μ'_a визначають значення прискорень у середніх точках відповідних ділянок часу, тобто в точках $1^{IV}, 2^{IV}, 3^{IV}$ і т. д. Зєднавши плавною кривою ці точки, отримаємо діаграму прискорень точки C повзуна 5.

Масштаб по осі ординат

$$\mu'_a = \frac{\mu'_v}{H\mu_t} = \frac{0,015}{35 \cdot 0,0028} = 0,158 \text{ м / (мм} \cdot \text{с}^2 \text{)}.$$

1.7 Визначення відносних похибок

Порівнюємо для положень механізму, які досліджуються, значення прискорень повзуна 5, що одержані методом планів (a_c , див. табл. 2.1) і на діаграмах (a'_c), прийнявши за основу результати, які одержані методом планів:

для 0-го положення механізму

$$\Delta a_0 = \frac{a_c - a'_c}{a_c} 100\% = \frac{10,20 - 9,79}{10,20} 100\% = 4,0\%,$$

$$\text{де } a'_c = [0-0'] \mu'_a = 62 \cdot 0,158 = 9,79 \text{ м / с}^2;$$

для 1-го положення механізму

$$\Delta a_1 = \frac{a_c - a'_c}{a_c} 100\% = \frac{4,90 - 4,83}{4,90} 100\% = 1,4\%.$$

$$\text{де } a'_c = [1-1^V] \mu'_a = 31 \cdot 0,158 = 4,90 \text{ м / с}^2;$$

для 6-го положення механізму

$$\Delta a_6 = \frac{a_c - a'_c}{a_c} 100\% = \frac{2,87 - 2,84}{2,87} 100\% = 1,0\%,$$

$$\text{де } a'_c = [6-6^V] \mu'_a = 18 \cdot 0,158 = 2,84 \text{ м / с}^2.$$

Одержані значення відносних похибок знаходяться у допустимих межах.

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

КП ТММ 42.06.01

Арк.

16

1.8 Аналітичне дослідження кінематики механізму

При виконанні цієї частини курсового проекту використовуємо рекомендації й аналітичні залежності, що наведені в роботах [8, 9].

Для дослідження кінематики механізму поперечно-стругального верстата складаємо основну програму, яка наведена нижче, використовуючи уніфіковані підпрограми (див. дод. В). Мова програмування ПАСКАЛЬ. Відповідність між формальними та фактичними параметрами цієї програми наведені у табл. 1.4, а результати обчислень — у табл. 1.5.

Основна програма кінематичного дослідження механізму поперечно-стругального верстату за допомогою ЕОМ

{КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ
КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМУ ПОПЕРЕЧНО-СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА,
ЗАВДАННЯ 42, ВАРІАНТ 6
СТУДЕНТ ГРУПИ ТМ-31 В. М. Войтюк}

```
USES KINEMAT;{Підключення модуля з підпрограмами}
VAR {розділ опису змінних}
XA, YA, AXA, AYA, WXA, WYA, TETA, R, K, N1, OM1, F1,
F1GRAD, XC, AXC, WXC, LK2, ALK2, WLK2, XS2, YS2, AXS2,
AYS2, WXS2, WYS2, A1, A2, LAS2, M2, M4, M5, JS1, JS2,
G2, F0, FPR, FO1R, F2, AF2, WF2, LK, ALK, WLK, XC2, YC2,
SCM, T, OM2, AC, VC, SC, VS2F, VS2, JP:REAL;
I, N:INTEGER;
BEGIN
{Ввід початкових даних}
WRITELN('Введіть A1, A2, LAS2, K, M2, M4, M5, JS1, JS2, N1, N');
READ(A1, A2, LAS2, K, M2, M4, M5, JS1, JS2, N1, N);
OM1:=PI*N1/30;
G2:=M2*9.81;
{Синтез механізму}
```

						КП ТММ 42.06.01	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			17

$TETA := PI * (K - 1) / (K + 1);$

$R := A1 * SIN(TETA / 2);$

$F0 := TETA / 2;$

$FPR := PI + TETA;$

$FO1R := PI - TETA;$

{Визначення переміщень, аналогів швидкостей і прискорень}

$T := 2 * PI / N;$

$SCM := 2 * A2 * SIN(TETA / 2) / COS(TETA / 2);$

$XC2 := -SCM / 2;$

$YC2 := A1 + A2;$

$F1 := F0;$

WRITELN(' N F1 SC VC AC JP ');

FOR I:=1 TO N DO

BEGIN

{Кінематика механізму першого класу}

KM1(0,0,R,F1,XA,YA,AXA,AYA,WXA,WYA);

{Кінематика структурної групи 3-го виду}

KG3(XA,YA,AXA,AYA,WXA,WYA,0,A1,0,0,0,0,F2,LK,AF2,ALK,WF2,WLK);

{Кінематика структурної групи 4-го виду}

KG4U(XA,YA,XC2,YC2,AXA,AYA,0,0,WXA,WYA,0,0,F2,AF2,WF2,0,0,0,LK2,ALK2,WLK2,XC,AXC,WXC);

{Визначення швидкостей і прискорень}

$OM2 := OM1 * AF2;$

$VC := OM1 * AXC;$

$AC := SQR(OM1) * WXC;$

{Визначення положень та швидкостей центрів мас}

KDT(XA,YA,AXA,AYA,WXA,WYA,LAS2,0,F2,AF2,WF2,XS2,YS2,AXS2,AYS2,WXS2,WYS2);

$VS2F := SQRT(SQR(AXS2) + SQR(AYS2));$

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

КП ТММ 42.06.01

Арк.

18

$$VS2:=OM1*VS2F;$$

{Визначення зведеного моменту інерції механізму}

$$JP:=JS1+M2*SQR(VS2F)+JS2*SQR(AF2)+(M4+M5)*SQR(AXC);$$

{Виведення результатів розрахунку}

$$F1GRAD:=F1*180/PI;$$

$$SC:=XC-XC2;$$

WRITE(I-1);WRITE(' ',F1GRAD:3:1);WRITE(' ',SC:2:4);

WRITE(' ',VC:2:4);WRITE(' ',AC:2:4);WRITELN(' ',JP:2:4);

$$F1:=F1-T;IF F1<0 THEN F1:=F1+2*PI;$$

END;

END.

Таблиця 1.4.

Відповідність між формальними та фактичними параметрами

$X_A - x_A$	$OM1 - \omega_1$	$SC - S_C$
$Y_A - y_A$	$F1 - \varphi_1$	$VC - v_C$
$AXA - x'_A$	$F1GRAD - \varphi_1, \text{ град.}$	$AC - a_C$
$AYA - y'_A$	$LK2 - I_{K2}$	$JS1 - J_{S1}$
$WXA - x''_A$	$ALK2 - I'_{K2}$	$F0 - \varphi_0$
$WYA - y''_A$	$WLK2 - I''_{K2}$	$FPR - \varphi_{np}$
$TETA - \theta$	$A1 - a_1$	$FO1R - \varphi_6$
$R - r$	$A2 - a_2$	$SCM - S_{cm}$
$K - K$	$LAS2 - I_{AS2}$	$N1 - n_1$
$N1 - n_1$	$M2 - m_2$	$JP - J_{зб}$

Примітка. Позначення координат інших точок (C, S_2, C_2) і їх аналогів швидкостей і прискорень здійснюються аналогічно точці A.

					КП ТММ 42.06.01	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		19

Таблиця 1.5

Результати розрахунку за допомогою EOM

<i>N</i>	<i>F1</i>	<i>SC</i>	<i>VC</i>	<i>AC</i>	<i>JP</i>
0	22.1	0.0000	0.0000	10.4874	1.1028
1	7.1	0.0036	0.2460	7.2927	1.1312
2	352.1	0.0129	0.4112	4.7289	1.1707
3	337.1	0.0259	0.5157	2.9138	1.1915
4	322.1	0.0412	0.5788	1.7170	1.1926
5	307.1	0.0578	0.6151	0.9568	1.1826
6	292.1	0.0752	0.6345	0.4725	1.1705
7	277.1	0.0930	0.6427	0.1369	1.1629
8	262.1	0.1108	0.6425	-0.1537	1.1631
9	247.1	0.1286	0.6337	-0.4949	1.1711
10	232.1	0.1459	0.6136	-0.9911	1.1833
11	217.1	0.1625	0.5760	-1.7715	1.1930
12	202.1	0.1777	0.5110	-2.9984	1.1909
13	187.1	0.1905	0.4036	-4.8535	1.1689
14	172.1	0.1995	0.2344	-7.4599	1.1288
15	157.1	0.2028	-0.0166	-10.6764	1.1030
16	142.1	0.1978	-0.3576	-13.7308	1.1811
17	127.1	0.1823	-0.7623	-14.9140	1.5062
18	112.1	0.1556	-1.1485	-12.0764	2.1334
19	97.1	0.1198	-1.3886	-4.5472	2.7321
20	82.1	0.0808	-1.3811	5.0685	2.7103
21	67.1	0.0454	-1.1292	12.3695	2.0931
22	52.1	0.0193	-0.7389	14.9362	1.4791
23	37.1	0.0045	-0.3361	13.5875	1.1715

КП ТММ 42.06.01

Арк.

20

Вип. Аркуш № докум. Підпис Дата

1.9 Визначення відносних похибок

Порівнюємо для положень механізму, які досліджуються, значення швидкостей і прискорень повзуна 5, що одержані методом планів (v_c, a_c) і розрахунком на ЕОМ (v'_c, a'_c), прийнявши за основу результати, одержані на ЕОМ. Величини відносних похибок для 6-го положення механізму:

$$\Delta v = \frac{v'_c - v_c}{v'_c} 100\% = \frac{0,51 - 0,50}{0,51} 100\% = 1,96\%;$$

$$\Delta a = \frac{a'_c - a_c}{a'_c} 100\% = \frac{2,99 - 2,87}{2,99} 100\% = 4,01\%.$$

Результати порівняння для інших положень механізму наведено у табл. 1.6. Одержані значення відносних похибок знаходяться у допустимих межах.

1.10 Визначення радіуса кривизни траєкторії точки S_2

Радіус кривизни ρ точки S_2 визначаємо з формули нормального прискорення цієї точки [1]

$$a_{S_2}^n = \frac{v_{S_2}^2}{\rho}.$$

Тоді

$$\rho = \frac{v_{S_2}^2}{a_{S_2}^n}. \quad (1.7)$$

Повне прискорення цієї точки, яка рухається по кривій, складається з нормального й дотичного прискорень. Для визначення нормального прискорення розкладаємо вектор прискорення точки S_2 на дві складові — дотичне прискорення $\bar{a}_{S_2}^t$, що напрямлене вздовж вектора швидкості, і нормальне прискорення $\bar{a}_{S_2}^n$, що напрямлене перпендикулярно до цього вектора (див. аркуш 1, дод. И1).

Прискорення \bar{a}_{S_2} відкладаємо у масштабі

$$\mu'_a = 0,1 \text{ м / (мм} \cdot \text{с}^2 \text{)}.$$

					КП ТММ 42.06.01	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		21

2 КІНЕТОСТАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ШАРНІРНО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ (аркуш 2, дод. И2)

2.1 Визначення сили корисного опору

Силу корисного опору визначаємо за заданою діаграмою $F_{ко} = F_{ко}(s_C)$. Викреслюємо цю діаграму в масштабі, показавши значення сил у відповідних положеннях механізму. Щоб полегшити розмітку осі абсцис цієї діаграми, відрізок $[S_{max}] = [S_m]$ вибираємо таким, що дорівнює максимальній ординаті у $_{max}$ діаграми $s = s(t)$ (див. аркуш 1, дод. И1).

Масштаб по осі ординат

$$\mu_F = \frac{F_m}{[F_m]} = \frac{588,6}{94,8} = 6,00 \text{ Н/мм.}$$

де $[F_m]$ — відрізок в мм, який зображає на діагоналі максимальне значення сили $F_{ко}$.

Відрізки по осі абсцис 0—1, 0—2, 0—3 і т. д. діаграми $F_{ко} = F_{ко}(s_C)$ дорівнюють ординатам 1—1', 2—2', 3—3' і т. д. діаграми $s = s(t)$.

Згідно із завданням на курсовий проект сила $F_{ко}$ діє тільки при русі точки С вправо, тобто у положеннях а, 2—б, в.

2.2 Визначення сил інерції ланок

Сили інерції ланок визначаємо за формулою $\bar{F}_{ін_i} = -m_i \bar{a}_{S_i}$, моменти сил інерції $M_{ін_i} = -J_{S_i} \bar{\epsilon}_i$. Знак «-» у цих формулах означає, що сила інерції напрямлена в протилежний бік прискоренню центра мас \bar{a}_{S_i} , а момент сили інерції — у протилежний бік кутовому прискоренню $\bar{\epsilon}_i$.

Тоді величини сил інерції ланок:

$$F_{ін_2} = m_2 a_{S_2} = 25 \cdot 6,2 = 155,0 \text{ Н;}$$

$$F_{ін_5} = m_5 a_{S_5} = 40 \cdot 2,87 = 114,8 \text{ Н.}$$

КП ТММ 42.06.02

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Войтюк				Кінестатичне дослідження механізму	Літера	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Серєда					н	23	5
Н. контр.						ТУП		
Затвер.						гр ТМ-31		

Сили інерції ланок 1, 3, 4 дорівнюють нулю, бо прискорення центрів мас $a_{S_1} = 0, a_{S_3} = 0$ і маса $m_4 = 0$.

Момент сили інерції ланки 2

$$M_{in_2} = J_{S_2} \varepsilon_2 = 2,453 \cdot 12,97 = 31,81 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Моменти сил інерції ланок 1, 3, 4, 5 дорівнюють нулю, бо кутове прискорення $\varepsilon_1 = 0$ і моменти інерції $J_{S_3} = J_{S_4} = J_{S_5} = 0$.

Одержані значення сил інерції наведено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Значення сил і моментів сил інерції ланок механізму

Положення	$F_{in_2}, \text{ Н}$	$F_{in_5}, \text{ Н}$	$M_{in_2}, \text{ Н} \cdot \text{м}$
1	113,25	193,20	45,25
6	155,00	114,80	31,81

Примітка. Для спрощення і наочності креслень цього розділу (аркуш 2, дод. И2) силовий розрахунок механізму наведений лише для двох положень.

2.3 Силовий розрахунок групи 4—5

Визначення реакцій в кінематичних парах починаємо з аналізу групи 4—5.

Прикладаємо до ланок 4 і 5 всі зовнішні сили, включаючи сили інерції, дію ланок 0 і 2 заміняємо реакціями \bar{R}_{50} і \bar{R}_{42} .

Реакцію \bar{R}_{50} прикладаємо в довільній точці. Напрямок її визначається з умови рівноваги повзуну 4:

$$\bar{R}_{42} + \bar{R}_{45} = 0,$$

де \bar{R}_{45} — тиск ланки 5 на повзун 4.

Оскільки ланка AC і повзун 4 утворюють поступальну пару, то реакція \bar{R}_{42} напрямлена перпендикулярно до осі куліси AC, якщо не враховувати сили тертя. Отже, вектор \bar{R}_{45} також буде напрямлений перпендикулярно до осі лінії AC і $\bar{R}_{42} = -\bar{R}_{45} = \bar{R}_{54}$.

					КП ТММ 42.06.02	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		24

Рівняння (2.2) розв'язується графічно після визначення величини реакції \bar{R}_{23} з рівняння моментів сил, що діють на ланку 2 відносно точки А:

$$\sum_{i=1}^n M_A(\bar{F}_i) = R_{24}l_{AC} + F_{in_2}h'_2 - G_2h_2 - M_{in_2} - R_{23}l_{AB} = 0,$$

де

$$h'_2 = [h'_2]\mu_f = 94 \cdot 0,002 = 0,118 \text{ м};$$

$$h_2 = [h_2]\mu_f = 50 \cdot 0,002 = 0,1 \text{ м}.$$

Тоді

$$R_{23} = \frac{R_{24}l_{AC} + F_{in_2}h'_2 - G_2h_2 - M_{in_2}}{l_{AB}} =$$

$$= \frac{733,5 \cdot 0,62 + 155 \cdot 0,118 - 245,25 \cdot 0,1 - 31,81}{0,36} = 1157,6 \text{ Н}.$$

На підставі рівняння (2.2) будуємо план сил у масштабі $\mu_f = 7,0 \text{ Н/мм}$ і визначаємо реакцію:

$$R_{21} = [R_{21}]\mu_f = 71,5 \cdot 7,0 = 500,5 \text{ Н}.$$

Для визначення реакції \bar{R}_{30} складаємо векторне рівняння рівноваги сил, що діють на ланку 3. На цю ланку діють сили $\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{23}$, \bar{G}_3 і \bar{R}_{30} . Тоді

$$\underline{\bar{R}_{32}} + \underline{\bar{G}_3} + \underline{\bar{R}_{30}} = 0. \quad (2.3)$$

Розв'язуючи графічно на об'єднаному плані сил групи 2—3 рівняння (2.3), одержимо

$$R_{30} = [R_{30}]\mu_f = 181 \cdot 7,0 = 1267 \text{ Н}.$$

2.5 Силовий розрахунок механізму I класу

На кривошипі ОА діють такі сили: реакція $\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}$, реакція \bar{R}_{10} , сила тяжіння \bar{G}_1 . Для рівноваги ланки 1, крім цих сил, необхідно врахувати ще зрівноважувальну силу \bar{F}_{3p} , яку прикладаємо в точці А перпендикулярно до кривошипа ОА [1].

Зрівноважувальну силу визначаємо з умови рівноваги кривошипа відносно точки О₁:

									Арк.
									26
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	КП ТММ 42.06.02				

$$\sum_{i=1}^n M_{O_1}(\bar{F}_i) = R_{12}h_1 - F_{зр}l_{O_1A} = 0,$$

де $h_1 = [h_1]\mu_f = 72 \cdot 0,0015 = 0,108 \text{ м.}$

Тоді

$$F_{зр} = \frac{R_{12}h_1}{l_{O_1A}} = \frac{500,5 \cdot 0,108}{0,113} = 478,4 \text{ Н.}$$

Для визначення реакції \bar{R}_{10} будемо план сил у масштабі $\mu_f = 5 \text{ Н/мм}$ на підставі векторного рівняння:

$$\underline{\bar{F}}_{зр} + \underline{\bar{R}}_{12} + \underline{\bar{G}}_1 + \underline{\bar{R}}_{10} = 0,$$

звідки маємо

$$R_{10} = [R_{10}]\mu_f = 40 \cdot 5 = 200 \text{ Н.}$$

Аналогічно будемо плани сил для першого положення. Значення сил, які знаходимо, наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Значення знайдених сил, Н

Положення	R_{50}	$R_{42} = R_{54}$	R_{23}	R_{21}	R_{30}	$F_{зр}$	R_{10}
1	323,3	205,6	386,2	334,3	401,9	226,3	318,6
6	598,5	733,5	1157,6	647,5	1267	615,8	199,2

2.6 Визначення зрівноважувальної сили методом важеля М. Є. Жуковського

Для визначення $F_{зр}$ методом М. Є. Жуковського будемо повернутий на 90° проти миттєвого обертання план швидкостей, на якому прикладаємо у відповідних точках усі зовнішні сили, що діють на ланки механізму, включаючи сили інерції і зрівноважувальну силу. Момент сил інерції $M_{ін_2}$ замінюємо парою сил $F'_{зр_2}$, які за величиною дорівнюють

$$F'_{ін_2} = \frac{M_{ін_2}}{l_{AB}} = \frac{31,81}{0,36} = 88,4 \text{ Н.}$$

								Арк.
Вип.	Архив	№ докум.	Підпис	Дата	КП ТММ 42.06.02			27

З рівняння рівноваги плану швидкостей під дією прикладених сил відносно полюса визначаємо зрівноважувальну силу:

$$F_{зр} = \frac{1}{ra} (-F_{ін_5} \cdot pc_4 + F_{ко} \cdot pc_4 - F'_{ін_2} h_2'' + F_{ін_2} h_1 + G_2 h_2 + G_3 h_3 - F'_{ін_2} h_2') =$$

$$= \frac{1}{141,5} (-114,8 \cdot 67,5 + 588,6 \cdot 67,5 - 88,4 \cdot 64 + 155,0 \cdot 94 + 245,25 \cdot 114 +$$

$$+ 39,2 \cdot 110 - 88,4 \cdot 87) = 462,5 \text{ Н.}$$

Порівнюємо величину зрівноважувальної сили, що отримана методом планів $F_{зр}$ і методом важеля М. Є. Жуковського $F'_{зр}$:

$$\Delta F_{зр} = \frac{F_{зр} - F'_{зр}}{F_{зр}} 100\% = \frac{478,4 - 462,5}{478,4} 100\% = 3,3\%.$$

Розбіжність значень $F_{зр}$ знаходиться у допустимих межах.

					КП ТММ 42.06.02	Арх.
						28
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ МАХОВИКА (аркуш 3, дод. ИЗ)

3.1 Визначення зведеного моменту сил корисного опору

Зведений момент сил корисного опору визначаємо з умови рівності потужностей $P_{зб} = P_{ко}$ (потужністю сил шкідливого опору тут нехтуємо). Через те, що $P_{зб} = M_{зб}\omega_1$, а $P_{ко} = F_{ко}v_c \cos \alpha$, маємо

$$M_{ко} = F_{ко} \frac{v_c}{\omega_1} \cos \alpha = -F_{ко} \frac{v_c}{\omega_1},$$

де $\alpha = 180^\circ$, $\cos \alpha = \cos 180^\circ = -1$.

Тут знак «-» показує на те, що зведений момент сил корисного опору напрямлений у бік, протилежний обертанню кривошипа.

Результати обчислень наведено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Зведений момент сил корисного опору, Н·м

Позначення	Положення механізму						
	a	2	3	4	5	6	b
$M_{ко}$	30,20	37,47	38,91	38,91	37,47	31,41	25,60

На підставі одержаних даних будуюмо діаграму зведених моментів сил корисного опору у функції кута повороту φ ланки зведення, відкладаючи для зручності побудови від'ємні значення $M_{ко}$ вгору від осі абсцис.

Приймаємо масштаб моментів сил $\mu_m = 0,4 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{мм}$ і масштаб кутів повороту кривошипа O, A

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{0-0} = \frac{2 \cdot 3,14}{300} = 0,0209 \text{ рад} / \text{мм}.$$

КП ТММ 42.06.03

Вип. Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	КП ТММ 42.06.03				
Розроб.	Войтюк							
Перевір.	Середа			Визначення моменту інерції маховика	Літера	Аркуш	Аркушів	
					н	29	4	
Н. контр.				ТУП ар ТМ-31				
Затвер.								

3.2 Побудова діаграми робіт

Інтегруючи графічно діаграму $M_{\text{ко}} = M_{\text{ко}}(\varphi)$, одержимо діаграму $A_{\text{ко}} = A_{\text{ко}}(\varphi)$ робіт сил корисного опору. Масштаб μ_A діаграми робіт

$$\mu_A = \mu_M \mu_\varphi H = 0,4 \cdot 0,0209 \cdot 60 = 0,5 \text{ Дж/мм.}$$

Згідно із завданням на курсовий проект приймаємо, що зведений момент M_p рушійних сил має сталі значення у всіх положеннях механізму. Величину M_p за один цикл роботи визначаємо з рівності робіт $A_{\text{ко}} = A_p$, прийнявши роботу сил опору $A_o = A_{\text{ко}}$. За цієї умови діаграма буде похилою прямою, яка з'єднує початок координат з кінцевою точкою ординати $0 - 0'$.

Продиференціювавши діаграму $A_p = A_p(\varphi)$, одержимо пряму, паралельну осі абсцис, яка є діаграмою зведених моментів рушійних сил.

Тоді

$$M_p = \overline{0 - 0'} \cdot \mu_M = 37,5 \cdot 0,4 = 15 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

3.3 Побудова діаграми зміни кінетичної енергії механізму

Складаємо алгебраїчно додатні ординати діаграми $A_p = A_p(\varphi)$ і від'ємні ординати діаграми $A_{\text{ко}} = A_{\text{ко}}(\varphi)$, отримані відрізки відкладаємо вгору і вниз від осі, суворо дотримуючись їх знаків. Зєднавши кінцеві точки ординат, одержимо графік зміни кінетичної енергії $\Delta T = \Delta T(\varphi)$ машини без маховика. Масштаб діаграми $\mu_T = \mu_A = 0,5 \text{ Дж/мм.}$

3.4 Визначення зведених моментів інерції машини без маховика

Зведений момент інерції механізму визначається з умови рівності кінетичної енергії ланки зведення (кривошипна ОА) кінетичній енергії усіх рухомих ланок, тобто

$$T_{\text{зб}} = \sum_{i=1}^n T_i,$$

де $T_{\text{зб}} = \frac{J_{\text{зб}} \omega_1^2}{2}$ — кінетична енергія ланки зведення; $i = 1, 2, 3, \dots, n$ — номер ланки.

					КП ТММ 42.06.03	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		30

Тоді момент інерції маховика

$$J_M = \frac{kl \cdot \mu_E}{\delta \omega_c^2} = \frac{176,5 \cdot 0,5}{1 / 35 \cdot 9,425^2} = 34,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Примітка. Точка І на діаграмі $\Delta T = \Delta T(J_M)$ знаходиться за межами рисунка.

3.6 Визначення розмірів маховика

Приймаємо діаметр маховика $D = 0,8 \text{ м}$. Тоді маса маховика

$$m = \frac{4J_M}{D^2} = \frac{4 \cdot 34,8}{0,8^2} = 217,3 \text{ кг}.$$

Визначаємо колову швидкість обода маховика:

$$v = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,8 \cdot 90}{60} = 3,77 \text{ м/с}.$$

Така швидкість допустима для чавунних маховиків ($v_{\text{доп}} \leq 35 \text{ м/с}$ — допустима колова швидкість обода чавунних маховиків).

Ширина обода маховика

$$b \approx 0,01 \sqrt{\frac{m}{D}} = 0,01 \sqrt{\frac{217,3}{0,8}} = 0,165 \text{ м}.$$

Товщина обода маховика

$$c = 0,4b = 0,4 \cdot 0,165 = 0,066 \text{ м}.$$

Приймаємо $b = 170 \text{ мм}$, $c = 65 \text{ мм}$.

Викреслюємо переріз обода маховика у масштабі $M 1:2$.

					КП ТММ 42.06.03	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		32

4 СИНТЕЗ І АНАЛІЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ (аркуш 4, дод. ІА)

4.1 Побудова діаграм руху штовхача

Для побудови діаграм переміщень, аналогів швидкостей і прискорень використаємо залежності позиційних інваріантів a_k, b_k, c_k , які наведено в [3, 25]. Числові значення a_k, b_k, c_k (для 20 значень k) наведені в дод. Д. Використавши залежності (1) ... (3) [11], визначаємо величини: переміщень штовхача

$$s = a_k S_{max}; \tag{4.1}$$

аналогів швидкостей

$$s' = b_k \frac{S_{max}}{\varphi_\beta}; \tag{4.2}$$

аналогів прискорень

$$s'' = c_k \frac{S_{max}}{\varphi_\beta^2}, \tag{4.3}$$

де S_{max} — максимальний хід штовхача, м; φ_β — кут віддалення, рад (для періоду наближення у залежностях (4.2)–(4.3) замість φ_β підставляємо значення кута наближення φ_n).

Кут повороту кулачка для періоду віддалення $\varphi_i = k\varphi_\beta$, для періоду наближення $\varphi'_i = \varphi_\beta + \varphi_{\partial.c.} + k_1\varphi_n$, де $k = t_i / t_\beta = \varphi_i / \varphi_\beta$ — безрозмірний параметр, який являє собою відносний час руху штовхача t до часу всього періоду (t_β чи t_n) або, при $\omega_i = const$ відношення кута повороту кулачка від початку фазового кута віддалення (наближення) до кута повороту за весь інтервал φ_β (чи φ_n); $k_1 = 1 - k$.

Числові значення всіх параметрів наведено у табл. 4.1. У нашому випадку сталі параметри в залежностях (4.2) і (4.3) дорівнюють:

					КП ТММ 42.06.04			
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Войтюк				Синтез і аналіз кулачкового механізму	Літера	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Середа					н	33	5
Н. контр.					ТУП вр ТМ-31			
Затвер.								

для періоду віддалення

$$\frac{S_{max}}{\varphi_в} = \frac{39 \cdot 180}{125 \cdot 3,14} = 17,88 \text{ мм}; \quad \frac{S_{max}}{\varphi_в^2} = \frac{39 \cdot 180^2}{125^2 \cdot 3,14^2} = 8,19 \text{ мм};$$

для періоду наближення

$$\frac{S_{max}}{\varphi_н} = \frac{39 \cdot 180}{100 \cdot 3,14} = 22,36 \text{ мм}; \quad \frac{S_{max}}{\varphi_н^2} = \frac{39 \cdot 180^2}{100^2 \cdot 3,14^2} = 12,82 \text{ мм}.$$

Таблиця 4.1

Значення величин переміщень, аналогів швидкостей і прискорень залежно від кута повороту кулачка, мм

Період віддалення											
k	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
φ_i	0°	12,5°	25°	37,5°	50°	62,5°	75°	87,5°	100°	112,5°	125°
s	0	0,78	3,12	7,02	12,48	18,50	26,52	31,98	35,88	38,22	39
s'	0	7,15	14,30	21,46	28,61	35,76	28,61	21,46	14,30	7,15	0
s''	32,76					±32,76	-32,76				
Період наближення											
k	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
φ_i	175°	185°	195°	205°	215°	225°	235°	245°	255°	265°	275°
s	39	38,22	35,88	31,98	26,52	18,50	12,48	7,02	3,12	0,78	0
s'	0	8,94	17,89	26,83	35,78	44,72	35,78	26,83	17,89	11,92	8,94
s''	-51,28					±51,28	51,28				

На підставі наведених у табл. 4.1 числових значень переміщень s, аналогів швидкостей s' і прискорень s'' штовхача будуємо діаграми руху штовхача у функції кута повороту кулачка φ .

					КП ТММ 42.06.04	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		34

Масштаби побудов:

$$\mu_s = \frac{S_{max}}{[S_{max}]} = \frac{0,039}{78} = 0,0005 \text{ мм};$$

$$\mu_{s'} = \frac{S'_{max}}{[S'_{max}]} = \frac{0,003572}{71,5} = 0,0005 \text{ мм};$$

$$\mu_{s''} = \frac{S''_{max}}{[S''_{max}]} = \frac{0,03278}{65,6} = 0,0005 \text{ мм};$$

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_0 / 180^\circ}{l_0} = \frac{125 \cdot 3,14 / 180}{125} = 0,0175 \text{ рад/мм},$$

де $[S_{max}]$, $[S'_{max}]$, $[S''_{max}]$ — відповідно ординати, які зображають на кресленні максимальні значення переміщень, аналогів швидкостей і прискорень штовхача, мм; l_0 — відрізок на кресленні, який зображає кут віддалення, мм.

Тоді відрізок l_n , що зображає кут наближення на кресленні, дорівнює

$$l_n = \frac{\varphi_n \pi / 180}{\mu_\varphi} = \frac{100 \cdot 3,14 / 180}{0,0175} = 100 \text{ мм}.$$

4.2 Визначення мінімального радіуса кулачка

Задача визначення мінімального радіуса кулачка розв'язується так.

1. На підставі побудованих діаграм $s = s(\varphi)$ і $s' = s'(\varphi)$ будуюмо діаграму $s = s(s')$. Для цього по осі ординат відкладаємо переміщення s , штовхача, а по осі абсцис — відповідні значення аналогів швидкостей s'_i .

Масштаби по осі ординат і осі абсцис $\mu_s = \mu_{s'} = 0,0005 \text{ м/мм}$.

2. З'єднуючи одержані точки 1, 2, 3 і т. д. (див. аркуш 4), отримуємо діаграму $s = s(s')$ у вигляді замкненої кривої.

3. Проводимо під кутом $\mu_{min} = 40^\circ$ до осі s' дві дотичні до побудованої кривої $s = s(s')$, які обмежують певну частину площини (на аркуші 4 вона заштрихована). Будь-яка точка, що лежить у цій площині може бути центром обертання кулачка.

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

КП ТММ 42.06.04

Арк.

35

4. Відкладаємо зміщення центра обертання кулачка відносно осі штовхача (вісь штовхача на діаграмі $s = s(s')$ збігається з віссю s), яке на кресленні визначається відрізком

$$[e] = \frac{e}{\mu'_1}$$

де $\mu'_1 = \mu_s$ — масштаби довжин.

У нашому випадку $e = 0$.

Отже, центр обертання кулачка може бути вибраний у будь якій точці A , яка знаходиться у заштрихованій зоні на лінії руху штовхача.

Приймаємо відрізок $AO = 57$ мм.

Тоді мінімальний радіус кулачка

$$r_0 = AO \cdot \mu'_1 = 57 \cdot 0,0005 = 0,0275 \text{ м.}$$

Приймаємо $r_0 = 28$ мм.

4.3 Профілювання кулачка

Для побудови теоретичного профілю кулачка використаємо метод оберненого руху механізму. Побудову проводимо в масштабі $\mu_1 = 0,0004$ м/мм. При наданні кулачковому механізму додаткового обертового руху навколо центра кулачка з кутовою швидкістю $-\omega_k$, кулачок буде нерухомим, а штовхач разом з напрямною буде обертатися навколо кулачка, при цьому вістря штовхача переміщатиметься по теоретичному профілю кулачка і, крім цього, відносно напрямної так, як і в дійсному русі.

Будуємо профіль кулачка у такому порядку.

1. З довільно вибраної точки A , яка прийнята за центр обертання кулачка, будуємо основне коло кулачка радіусом

$$[r_0] = \frac{r_0}{\mu_1} = \frac{0,028}{0,0004} = 70 \text{ мм.}$$

2. Відкладаємо ексцентриситет $[e]$, який визначає положення осі руху штовхача відносно осі обертання кулачка, і проводимо радіусом $[e] = e / \mu_1$ коло. У нашому випадку $e = 0$.

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

КП ТММ 42.06.04

Арк.

36

3. З точки 0 перетину основного кола і траєкторії штовхача відкладаємо його максимальний хід у масштабі μ_1 , тобто

$$[S_{max}] = \frac{S_{max}}{\mu_1} = \frac{0,039}{0,0004} = 97,5 \text{ мм.}$$

одержимо точку 10'.

Радіус $A-10'$ визначає максимальний радіус кулачка $[r_{max}]$.

4. Від лінії $A-10'$ проти обертання кулачка відкладаємо фазові кути $\varphi_a, \varphi_{a.c.}, \varphi_n$.

5. Будуємо положення осі штовхача в оберненому русі. Для цього ділимо фазові кути φ_a і φ_n на 10 рівних частин для кожного періоду і через одержані точки 1, 2, 3 і т. д. проводимо дотичні до кола радіуса $[e]$ (у нашому випадку проводимо промені $A-1''$, $A-2''$ і т. д.). Ці дотичні визначають положення осі штовхача в оберненому русі.

6. Маючи діаграму переміщень штовхача $s = s(\varphi)$, знаходимо положення вістря штовхача у дійсному русі (точки 0, 1', 2', 3' і т. д. на осі штовхача).

7. Будуємо теоретичний профіль кулачка. Для цього з центра кулачка A радіусами $A1'$, $A2'$, $A3'$ і т. д. робимо дугові засічки на відповідних положеннях штовхача в оберненому русі. Одержані точки (0, 1, 2, 3 і т. д.) з'єднуємо плавною кривою, яка буде теоретичним профілем кулачка.

На ділянках дальнього і ближнього стояння профіль кулачка буде окреслений дугами кола відповідних радіусів.

8. Вибираємо радіус ролика з умови контактної міцності матеріалів кулачка і ролика. Рекомендується приймати [1:5]

$$r_p \leq (0,4 \dots 0,5)r_{min} = (0,4 \dots 0,5) \cdot 28 = (11,3 \dots 14) \text{ мм.}$$

Приймаємо $r_p = 14$ мм, який на кресленні зображений відрізком

$$[r_p] = r_p / \mu_1 = 0,014 / 0,0004 = 24 \text{ мм.}$$

						КП ТММ 42.06.04	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			37

Вибраний радіус ролика перевіряємо з умови усунення самоперетину кулачка практичного профілю. При цьому необхідно, щоб додержувалась умова

$$r_p \leq 0,8 \rho_{\min}, \quad (4.4)$$

де ρ_{\min} — мінімальний радіус кривизни теоретичного профілю кулачка. У нашому випадку $\rho_{\min} = 19$ мм.

Отже, умова (4.4) витримується.

4.4 Побудова діаграм кута передачі руху

З цією метою використовуємо діаграму $s = s(s')$, на якій з'єднаємо центр обертання кулачка з точками 0, 1, 2, ..., 24 діаграми $s = s(s')$ (рис. 4.1). Тоді гострий кут між відрізками $AO, A1, A2 \dots A24$ і аналогами швидкостей s'_i (віссю абсцис) визначає у відповідних положеннях механізму кут передачі μ_i , значення якого можна обчислити за формулою

$$\mu_i = \arctg \frac{r_0 + s_i}{|s'_i|}$$

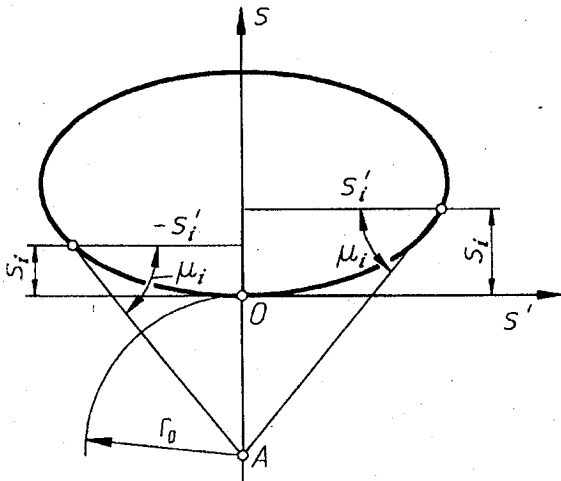


Рис. 4.1

Числові значення кутів передачі наведені у табл. 4.2. За цими даними будуємо діаграму кута передачі руху в координатах $\mu = \mu(\varphi)$.

Масштаб діаграми

$$\mu_\mu = \frac{\mu_{\max}}{[\mu_{\max}]} = \frac{90}{90} = 1 \text{ град / мм,}$$

де μ_{\max} — максимальне значення кута передачі, град;
 $[\mu_{\max}]$ — максимальна ордината на діаграмі $\mu = \mu(\varphi)$, мм.

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

КП ТММ 42.06.04

Арк.

38

Таблиця 4.2

Кути передачі руху

Положення механізму	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
μ , град	90	84,2	78,9	74,4	70,9	68	73,5	78,1	82,3	86,2	90
Положення механізму	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
μ , град	90	85,3	80,4	75,3	69,7	63,2	66,6	70,8	76,3	82,8	90

4.5 Побудова замінюваного механізму

Замінімо вищу пару IV класу, яка утворена штовхачем і кулачком, парами V класу. Для цього знаходимо центр кривизни кулачка і центр кривизни ролика. З'єднаємо центр обертання кулачка А з центром його кривизни у точці В, а цю точку — з центром ролика. Відрізок АВ визначає у масштабі μ_1 довжину кривошипа, ВС — довжину шатуна, e — ексцентриситет. За цими даними будуємо кінематичну схему замінюючого механізму, для якого

$$l_{AB} = AB \cdot \mu_1 = 87 \cdot 0,0004 = 0,0348 \text{ м};$$

$$l_{BC} = BC \cdot \mu_1 = 117 \cdot 0,0004 = 0,0708 \text{ м}.$$

4.6 Побудова плану швидкостей замінюваного механізму

Для зручності порівняння з аналогами швидкостей руху штовхача приймаємо кутову швидкість обертання кривошипа $\omega_1 = 1 \text{ с}^{-1}$.

Тоді швидкість точки В

$$v'_B = \omega_1 l_{AB} = 1 \cdot 0,0348 = 0,0348 \text{ м/с}.$$

Вибираємо масштаб плану швидкостей

$$\mu'_v = \frac{v'_B}{[pb]} = \frac{0,0348}{69,6} = 0,0005 \text{ м/(с} \cdot \text{мм)}.$$

Для визначення швидкості точки С складаємо векторне рівняння

$$\vec{v}'_C = \vec{v}'_B + \vec{v}'_{CB}.$$

						КП ТММ 42.06.04	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			39

Будуємо план швидкостей, з якого визначаємо швидкість точки С:

$$\vec{v}_c = [\rho c] \mu'_v = 56 \cdot 0,0005 = 0,028 \text{ м/с.}$$

Відносна похибка значень швидкості штовхача, які визначені різними способами:

$$\Delta v = \frac{v_c - v'_c}{v_c} 100\% = \frac{0,02861 - 0,028}{0,02861} 100\% = 2,1\%,$$

де $v_c = s' = 0,02861 \text{ м/с}$ — значення швидкості штовхача (при $\omega_1 = 1 \text{ с}^{-1}$), яке знайдене аналітичним шляхом (див. табл. 4.1).

									Арх.
									40
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	КП ТММ 42.06.04				

5 СИНТЕЗ І АНАЛІЗ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ (аркуш 5, дод. И5)

5.1 Визначення передаточного відношення зубчастого механізму

Загальне передаточне відношення від двигуна до виконуючого органу

$$i = \frac{n_1}{n_{\text{вих}}} = \frac{2500}{54,6} = 45,8,$$

$$\text{де } n_{\text{вих}} = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 0,42} = 54,6 \text{ об/хв.}$$

Оскільки передаточний механізм багатоступінчастий, перший ступінь у ньому — планетарний механізм, а два наступні — прості зубчасті, то

$$i = i_{\text{аН}} i_{45} i_{56},$$

де $i_{\text{аН}}$ — передаточне відношення першого ступеню (планетарного) від колеса а до водила Н; i_{45}, i_{56} — передаточне відношення другого та третього ступенів.

Передаточне відношення простих зубчастих механізмів:

$$i_{45} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{40}{20} = 2; \quad i_{56} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{54}{18} = 3.$$

Тоді передаточне відношення зубчастого планетарного механізму

$$i_{\text{аН}} = \frac{i}{i_{45} i_{56}} = \frac{45,8}{2 \cdot 3} = 7,64.$$

5.2 Вибір чисел зубів зубчастих коліс планетарного механізму

При виборі чисел зубів зубчастих коліс планетарних механізмів необхідно виконати такі умови:

КП ТММ 42.06.05

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Войтюк				Синтез і аналіз зубчастої передачі	Літера	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Середа					н	41	10
Н. контр.						ТУП ар ТМ-31		
Затвер.								

- а) забезпечення заданого передаточного відношення;
- б) співвісність;
- в) сусідство;
- г) складання;
- д) правильність зачеплення.

Задано числом зубів малого центрального колеса a так, щоб $z_a \geq 12$.

При цьому для збільшення можливості задоволення умови складання z_a повинно бути кратним числу сателітів. Найбільш вигідне число сателітів $n_w = 3$. Приймаємо число зубів малого центрального колеса $z_a = 15$. З умови забезпечення передаточного відношення визначаємо число зубів z_b великого центрального колеса:

$$z_b = (i_{aH} - 1)z_a = (7,64 - 1) \cdot 15 = 99,54.$$

Одержане значення заокруглюємо до числа, що кратне числу сателітів.

Приймаємо $z_b = 99$.

Перевіряємо умову складання:

$$C = \frac{z_a + z_b}{n_w} = \frac{15 + 99}{3} = 38.$$

Умова виконується, оскільки одержане число — ціле.

З умови співвісності визначаємо число зубів сателіта

$$z_g = \frac{z_b - z_a}{2} = \frac{99 - 15}{2} = 42.$$

Перевіряємо умову сусідства за формулою

$$(z_a + z_g) \sin \pi / n_w > (z_g + 2) = (15 + 42) \sin 180 / 3 > (42 + 2); \quad (5.1)$$

$$49,6 > 44.$$

Отже, умова (5.1) виконується.

Таким чином, остаточно приймаємо значення числа зубів зубчатих коліс планетарного механізму:

$$z_a = 15; z_b = 99; z_g = 42.$$

				КП ТММ 42.06.05	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис		Дата

5.3 Вибір коефіцієнтів зміщення зубчастих коліс евольвентного зовнішнього зачеплення

Завданням на проектування вимагається вибрати коефіцієнти зміщення для пари зубчастих коліс a і g планетарного механізму, виходячи з умови забезпечення максимального торцевого коефіцієнта перекриття.

Оскільки в нашому випадку кут нахилу лінії зуба $\beta = 0$, то еквівалентні числа зубців, які визначені з [12, формула (12)],

$$z_{v_1} = z_1 = 15; \quad z_{v_2} = z_2 = 42.$$

Враховуючи те, що коефіцієнт перекриття збільшується із зменшенням кута зачеплення α_w , точка, яка відповідає передачі з $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha_{\max}}$, знаходиться в лівому нижньому куті блокувального контуру. З блокувального контуру $z_1 = 15$ і $z_2 = 42$ [12] маємо

$$x_1 = 0,2; \quad x_2 = -0,5.$$

5.4 Розрахунок геометричних параметрів евольвентної циліндричної передачі зовнішнього зачеплення

Вихідні дані для розрахунку: числа зубців $z_1 = 15$; $z_2 = 42$; модуль $m = 4$ мм; кут нахилу лінії зубів $\beta = 0^\circ$; параметри вихідного контуру за ГОСТ 13755-68 ($h_a^* = 1,0$; $c^* = 0,25$; $\rho_f^* = 0,384$; $\alpha = 20^\circ$); коефіцієнти зміщення $x_1 = 0,2$ і $x_2 = -0,5$. Надалі надамо шестерні а індекс 1, а колесу g індекс 2.

5.4.1 Крок зубчастого зачеплення

$$p = \pi m = 3,14 \cdot 4 = 12,56 \text{ мм.}$$

5.4.2 Коефіцієнт суми зміщень

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0,2 - 0,5 = -0,3.$$

5.4.3 Кут профілю інструмента в торцевому перетині

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = \frac{0,364}{1} = 0,364; \quad \alpha = 20^\circ.$$

5.4.4 Кут зачеплення у торцевому перетині

$$\operatorname{inv} \alpha_{t_w} = \frac{2x_\Sigma \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t = -\frac{2 \cdot 0,3 \cdot 0,3640}{15 + 42} + 0,014904 = 0,011073,$$

$$\text{тоді } \alpha_{t_w} = 18^\circ 10'.$$

КП ТММ 42.06.05

Арк.

43

Вип. Аркуш № докум. Підпис Дата

5.4.5 Міжосьова відстань

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m \cos \alpha_1}{2 \cos \beta \cos \alpha_w} = \frac{(15 + 42)4 \cdot 0,9377}{2 \cdot 1,0 \cdot 0,9501} = 112,51 \text{ м.}$$

5.4.6 Ділильна міжосьова відстань

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta} = \frac{(15 + 42)4}{2 \cdot 1,0} = 114 \text{ м.}$$

5.4.7 Ділильні діаметри

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta} = \frac{15 \cdot 4}{1,0} = 60 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{z_2 m}{\cos \beta} = \frac{42 \cdot 4}{1,0} = 168 \text{ мм.}$$

5.4.8 Передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{42}{15} = 2,8.$$

5.4.9 Початкові діаметри:

$$d_{w_1} = \frac{2a_w}{u+1} = \frac{2 \cdot 112,51}{2,8+1} = 59,2 \text{ мм}; \quad d_{w_2} = \frac{2a_w u}{u+1} = \frac{2 \cdot 112,51 \cdot 2,8}{2,8+1} = 165,8 \text{ мм.}$$

5.4.10 Коефіцієнт сприймального зміщення

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{112,51 - 114}{4} = -0,372.$$

5.4.11 Коефіцієнт зрівнювального зміщення

$$\Delta y = x_\Sigma - y = -0,3 + 0,372 = 0,072.$$

5.4.12 Діаметри вершин:

$$d_{a_1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)m = 60 + 2(1 + 0,2 - 0,072)4 = 69,02 \text{ мм};$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m = 168 + 2(1 - 0,5 - 0,072)4 = 171,42 \text{ мм.}$$

5.4.13 Діаметри западин:

$$d_f = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m = 60 - 2(1 + 0,25 - 0,2)4 = 51,60 \text{ мм};$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2)m = 60 - 2(1 + 0,25 + 0,5)4 = 154,00 \text{ мм.}$$

									Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	КП ТММ 42.06.05				44

5.4.14 Діаметри основних кіл:

$$d_{B_1} = d_1 \cos \alpha_t = 60 \cdot 0,9397 = 56,38 \text{ мм};$$

$$d_{B_2} = d_2 \cos \alpha_t = 168 \cdot 0,9397 = 157,87 \text{ мм}.$$

5.4.15 Товщина зубів по дузі діляльного кола:

$$s_1 = m(\pi / 2 + 2x_t \operatorname{tg} \alpha) = 4(1,57 + 2 \cdot 0,2 \cdot 0,3640) = 6,86 \text{ мм};$$

$$s_2 = m(\pi / 2 + 2x_t \operatorname{tg} \alpha) = 4(1,57 - 2 \cdot 0,5 \cdot 0,3640) = 4,82 \text{ мм}.$$

5.4.16 Ширина западин по дузі діляльного кола:

$$e_1 = m(\pi / 2 - 2x_t \operatorname{tg} \alpha) = 4(1,57 - 2 \cdot 0,2 \cdot 0,3640) = 5,70 \text{ мм};$$

$$e_2 = m(\pi / 2 - 2x_t \operatorname{tg} \alpha) = 4(1,57 + 2 \cdot 0,2 \cdot 0,3640) = 7,74 \text{ мм}.$$

5.4.17 Висота зубів:

$$h_1 = (d_{a_1} - d_{f_1}) / 2 = (69,02 - 51,60) / 2 = 8,71 \text{ мм};$$

$$h_2 = (d_{a_2} - d_{f_2}) / 2 = (171,42 - 154,00) / 2 = 8,71 \text{ мм}.$$

5.5 Перевірка геометричних і кінематичних умов існування передачі**5.5.1 Перевірку відсутності підрізування зубів проводимо по шестерні.**

Повинна виконуватись умова

$$x_1 \geq x_{1_{\min}},$$

де

$$x_{1_{\min}} = \frac{2h_a^* \cos \beta - z_1 \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 1 - 15 \cdot 0,3420^2}{2 \cdot 1} = 0,123.$$

Через те, що $0,2 > 0,123$, підрізування зубів відсутнє.

5.5.2. Перевірка нормальної товщини зубів на поверхні вершин.

Загострення зубів буде відсутнє, якщо виконується умова

$$s_{a_1} \geq [s_{a_1}],$$

де $[s_{a_1}] = 0,25m = 0,25 \cdot 4 = 1 \text{ мм}$ — допустима товщина зубів на поверхні вершин;

$$s_{a_1} = d_{a_1} \left[\left(\frac{\pi}{2} + 2x_t \operatorname{tg} \alpha \right) / z_1 + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_a \right] \cos \beta_a.$$

						КП ТММ 42.06.05	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			45

Тут d_{a_i} — діаметр кола вершин i -го колеса;

$$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a};$$

β_a — кут нахилу лінії вершин зуба, який визначається з умови

$$\beta_a = \operatorname{arctg} \left[\frac{d_{a_i}}{d_i} \operatorname{tg} \beta \right].$$

Перевірку відсутності загострення зубів виконуємо для шестерні.

При цьому

$$\cos \alpha_{a_i} = 56,38 / 69,02 = 0,8169;$$

звідки

$$\alpha_{a_i} = 39^\circ; \operatorname{inv} \alpha_{a_i} = 0,12911; \beta_a = 0^\circ;$$

$$s_{a_i} = 69,02 \left(\frac{1,57 + 2 \cdot 0,2 \cdot 0,3640}{15} + 0,014904 - 0,12911 \right) 1,0 = 1,08 \text{ мм.}$$

Оскільки $1,08 > 1,0$, то загострення зубів відсутнє.

5.5.3 Перевірка відсутності інтерференції зубів. Інтерференція буде відсутня, якщо евольвентний профіль зуба одного зубчастого колеса спрягається тільки з евольвентним профілем іншого зуба. Для цього повинна виконуватись умова

$$\rho_{li} < \rho_{pi},$$

де $\rho_{pi} = a_w \sin \alpha_{i_w} - r_{bi} \operatorname{tg} \alpha_{i_{a_i}}$ — радіус кривини евольвенти у граничній точці;

$$\rho_{li} = m \left(\frac{z_i \sin \alpha_i}{2 \cos \beta} - \frac{h_a^* - x_i}{\sin \alpha_i} \right) \text{ — радіус кривини евольвенти у нижній точці активного профілю.}$$

Проводимо перевірку відсутності інтерференції на ніжках зубів шестерні:

$$\rho_{li} = 4 \left(\frac{15 \cdot 0,3420}{2} - \frac{1 - 0,2}{0,3420} \right) = 9,99 \text{ мм;}$$

$$\rho_{pi} = 112,51 \cdot 0,3118 - 28,19 \cdot 0,4780 = 21,61 \text{ мм.}$$

									Арк.
Вип.	Архив	№ докум.	Підпис	Дата	КП ТММ 42.06.05				46

Тут

$$\alpha_{to2} = \arccos\left(\frac{d_{b2}}{d_{o2}}\right) = \arccos\left(\frac{157,87}{171,42}\right) = 25^{\circ}33'$$

Оскільки $21,61 > 9,99$, то інтерференція зубів відсутня.

5.5.4 Перевірка коефіцієнта перекриття. Коефіцієнт торцевого перекриття обчислюють за формулою

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1(\operatorname{tg}\alpha_{to1} - \operatorname{tg}\alpha_{toW}) + z_2(\operatorname{tg}\alpha_{to2} - \operatorname{tg}\alpha_{toW})}{2\pi} =$$

$$= \frac{15(0,8107 - 0,3281) + 42(0,4780 - 0,3281)}{6,28} = 2,1.$$

Коефіцієнт осьового перекриття $\varepsilon_{\beta} = 0$, бо $\beta = 0^{\circ}$.

Повний коефіцієнт перекриття

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 2,1.$$

5.6 Розрахунок контрольних параметрів зубчастих коліс

Товщина зуба шестерні по постійній хорді визначається за формулою

$$\bar{s}_{c1} = \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha + x_1 \sin 2\alpha\right) m = (1,57 \cdot 0,9397^2 + 0,2 \cdot 0,6428) 4 = 6,06 \text{ мм.}$$

Висота до постійної хорди

$$\bar{h}_{c1} = 0,5(d_{o1} - d_1 - s_{c1} \operatorname{tg}\alpha) = 0,5(69,02 - 60 - 6,06 \cdot 0,3640) = 5,18 \text{ мм.}$$

5.7 Побудова картини евольвентного зубчастого зачеплення в торцевому перерізі

5.7.1 Побудова картини зачеплення. Масштаб побудови вибираємо таким, щоб висота зуба на кресленні була не меншою 40 мм. Приймаємо висоту зуба на кресленні $[h] = 43,55$ мм. Тоді

$$\mu_1 = \frac{h}{[h]} = \frac{0,00871}{43,55} = 0,0002 \text{ мм}$$

де h — дійсна висота зуба, м.

КП ТММ 42.06.05

Арк.

47

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата
------	-------	----------	--------	------

Креслення профілів зубів проводимо у такому порядку (див. аркуш 5, дод. И5).

1. Будуємо початкові, ділительні й основні кола.
2. Під кутом α_w до початкової прямої Т—Т проводимо лінію зачеплення N—N.
3. Будуємо евольвенти, які описує точка П лінії N—N при перекочуванні її по основних колах шестерні й колеса [3].
4. Будуємо кола вершин зубів і западин.
5. Будуємо спрощено перехідну криву (галтель) зуба. Радіус заокруглення в основі зуба приймаємо

$$r = 0,4m = 0,4 \cdot 4 = 1,6 \text{ мм},$$

що на кресленні складатиме

$$[r] = \frac{r}{\mu_1} = \frac{1,6}{0,00020} 10^{-3} = 8,0 \text{ мм}.$$

Якщо $r_b - r_f > 0,4m$, то від основи евольвенти до кіл западин проводимо радіальний відрізок, а біля основи зуба робимо заокруглення радіусом $[r]$.

6. Відкладаємо на ділительних колах шестерні й колеса дуги, які дорівнюють $0,5s$, і проводимо вісь симетрії зубів. Другу сторону зубів будуємо симетрично. Аналогічно будуємо інші зуби зачеплення, відклавши від осі симетрії побудованих зубів крок зубчастого зачеплення.

5.7.2 Лінія зачеплення. Розрізняють теоретичну й активну лінію зачеплення. Теоретичною лінією зачеплення називають відрізок V_1V_2 дотичної до основних кіл, який міститься між точками дотику V_1 і V_2 . Активною лінією зачеплення називають відрізок H_1H_2 теоретичної лінії зачеплення, який міститься між точками перетину її з колами вершин зубів коліс.

5.7.3 Активні ділянки профілів зубів. Ті ділянки профілів зубів, які беруть участь у зачепленні, називають активними. Щоб знайти ці ділянки, треба для першого колеса через точку H_2 з центра O_1 провести дугу радіусом O_1H_2 до перетину з профілем зуба першого колеса. А для другого

					КП ТММ 42.06.05	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		48

колеса — через точку H_1 з центра O_2 радіусом O_2H_2 до перетину з профілем зуба другого колеса. Точки перетину є нижніми точками активних ділянок. Верхні точки цих ділянок лежать на колах вершин зубчастих коліс. Активні ділянки профілів зубів на аркуші 5 виділені подвійними лініями.

5.7.4 Коефіцієнт перекриття. Коефіцієнт торцевого перекриття визначають за формулою [1; 12], використовуючи дані графічних побудов:

$$\varepsilon'_\alpha = \frac{(H_1H_2) \mu_t \cos \beta}{\pi m \cos \alpha_t} = \frac{121 \cdot 0,0002 \cdot 1,0}{3,14 \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9397} = 2,05.$$

Відносна похибка

$$\Delta \varepsilon = \left| \frac{\varepsilon_\alpha - \varepsilon'_\alpha}{\varepsilon_\alpha} \right| 100\% = \frac{2,1 - 2,05}{2,1} = 2,4\%.$$

знаходиться у допустимих межах, де ε_α — коефіцієнт торцевого перекриття визначений аналітично (див. п. 5.4).

5.8 Визначення якісних характеристик зачеплення

Характеристика зносу спряжених профілів кутів здійснюється за допомогою питомого ковзання, що визначаються за формулами [9]:

для шестерні

$$\vartheta_1 = \frac{(z_1 + z_2)(\operatorname{tg} \alpha_{\text{т}1} - \operatorname{tg} \alpha_{\text{т}w})}{z_2 \operatorname{tg} \alpha_{\text{т}1}}; \quad (5.2)$$

для колеса

$$\vartheta_2 = \frac{(z_1 + z_2)(\operatorname{tg} \alpha_{\text{т}2} - \operatorname{tg} \alpha_{\text{т}w})}{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{\text{т}2}}; \quad (5.3)$$

де $\alpha_{\text{т}1}$ і $\alpha_{\text{т}2}$ — кути профілю поточної точки контакту, які визначаються за формулами

$$\cos \alpha_{\text{т}1} = \frac{r_{b1}}{r_{y1}}; \quad \cos \alpha_{\text{т}2} = \frac{r_{b2}}{r_{y2}},$$

					КП ТММ 42.06.05	Арк.
Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

причому радіуси вибираємо в проміжку

$$r_{p1} \leq r_{y1} \leq r_{a1}; \quad r_{p2} \leq r_{y2} \leq r_{a2},$$

де r_{p1}, r_{p2} — радіуси нижніх точок активного профілю відповідно шестерні 1 і колеса 2.

Використовуючи формули (5.2) і (5.3), визначаємо питомі ковзання ϑ_1 і ϑ_2 (табл. 5.1).

Таблиця 5.1

Значення коефіцієнтів питомого ковзання

$r_{y1}, \text{ мм}$	34,50	31,00	29,60	29,00	28,30
ϑ_1	0,81	0,38	0	-0,49	-3,90
$r_{y2}, \text{ мм}$	85,70	84,50	82,90	82,00	79,50
ϑ_2	0,86	0,55	0	-0,60	-6,33

На підставі даних, наведених у табл. 5.1, будемо діаграми питомих ковзань ϑ_1 і ϑ_2 у прямокутній системі координат, прийнявши масштаб $\mu_\vartheta = 0,05 \text{ мм}^{-1}$.

5.9 Кінематичне дослідження планетарного механізму графоаналітичним методом

У масштабі $\mu_l = 0,003 \text{ м/мм}$ викреслюємо схему планетарного механізму в двох площинах: у площині, що проходить через центральну вісь механізму, і в площині, перпендикулярній до неї (див. арк. 5, дод. И5). На кресленні, що розташоване у площині обертання зубчастих коліс, позначаємо характерні точки: O_1 і O_2 — центри обертання коліс a і g ; Π — полюс зачеплення пари коліс a і g ; D — точка, яка лежить на водилі H і збігається з точкою Π ; C — миттєвий центр обертання сателіта g .

Визначаємо колову швидкість точки Π , яка лежить на колесі a :

$$v_{\Pi} = \frac{d_1 \omega_1}{2} = \frac{0,060 \cdot 261,7}{2} = 7,85 \text{ м/с.}$$

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	КП ТММ 42.06.05	Арк.
						50

$$\text{де } \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 2500}{30} = 261,7 \text{ с}^{-1}.$$

Відкладаємо вектор цієї швидкості у вигляді відрізка \overline{Pa} і з'єднуємо кінець цього вектора з центром O_p . Пряма $O_p a$ зображає закон розподілення швидкостей точок центрального колеса a . Масштаб швидкостей

$$\mu_v = \frac{v_{\Pi}}{\Pi a} = \frac{7,85}{78,5} = 0,1 \text{ м / (с} \cdot \text{мм)}.$$

Точка C є миттєвим центром обертання сателіта d , тому пряма Ca , яка з'єднує точку C з кінцем відрізка \overline{Pa} , зображає закон розподілення швидкостей точок сателіта.

Цей закон використаємо для визначення швидкості центра сателіта O_2 , провівши через точку O_2 горизонталь до її перетину в точці b з прямою Ca . Оскільки точка O_2 належить також і водилу H , центром якого є точка O_p , то пряма $O_p b$ зобразить закон розподілення швидкостей точок водила. Швидкість точки D , яка лежить на водилі, буде зобразитися відрізком \overline{Pa} . Передаточне відношення планетарного механізму

$$i_{aH}^{B'} = \frac{\omega_a r_1}{\omega_H r_1} = \frac{v_{\Pi}}{v_D} = \frac{\Pi a}{\Pi d} = \frac{78,5}{10,6} = 7,4.$$

Відносна похибка

$$\Delta i = \left| \frac{i_{aH} - i_{aH}}{i_{aH}} \right| 100\% = \frac{7,64 - 7,40}{7,64} 100\% = 3\%,$$

знаходиться в допустимих межах [12], де i_{aH} — передаточне відношення планетарного механізму визначене аналітично (див. п. 5.1).

Примітка. Для визначення передаточного відношення можна використовувати картину кутових швидкостей зубчастого механізму (див. п. 10.2).

Вип.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

КП ТММ 42.06.05

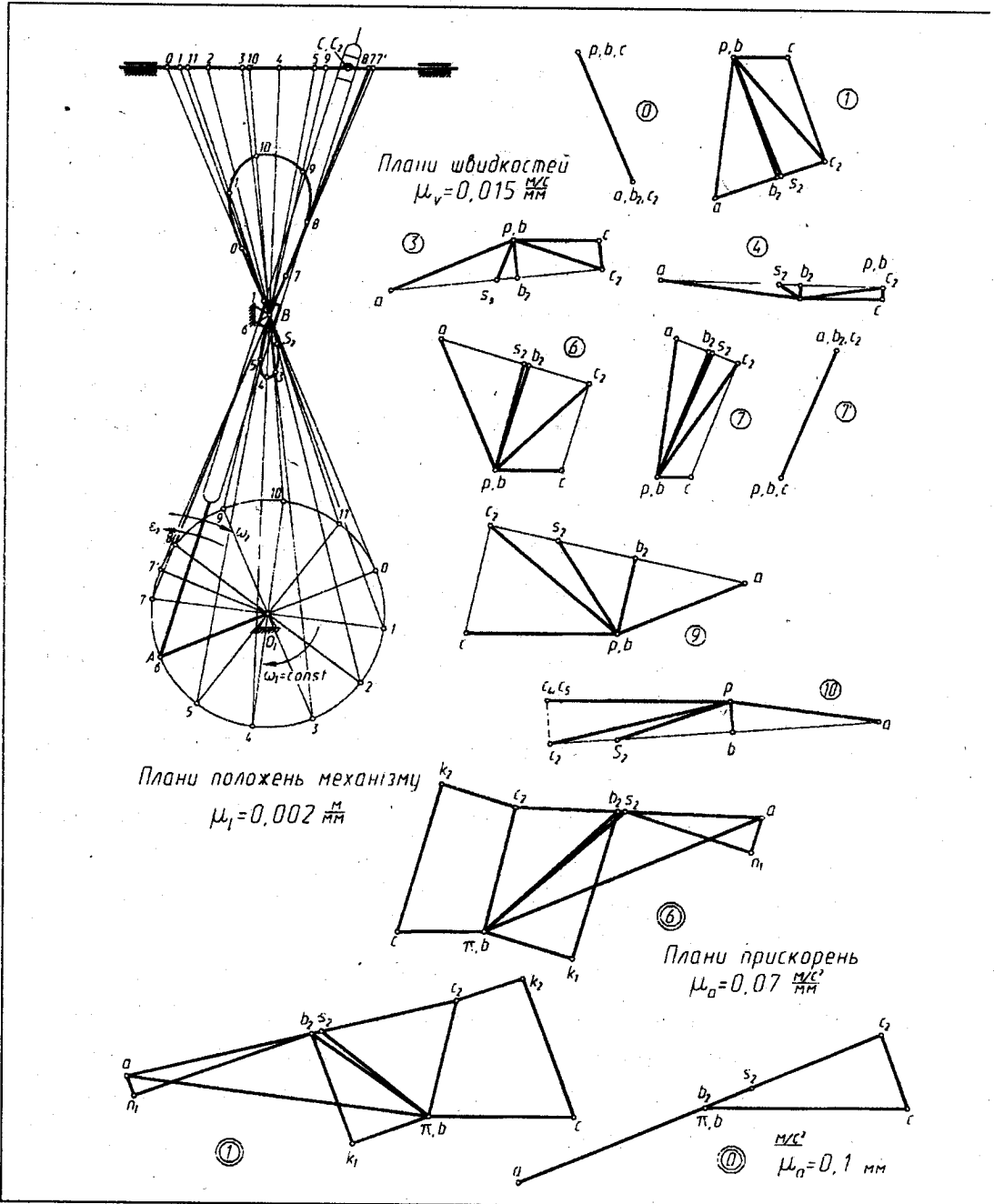
Арк.

51

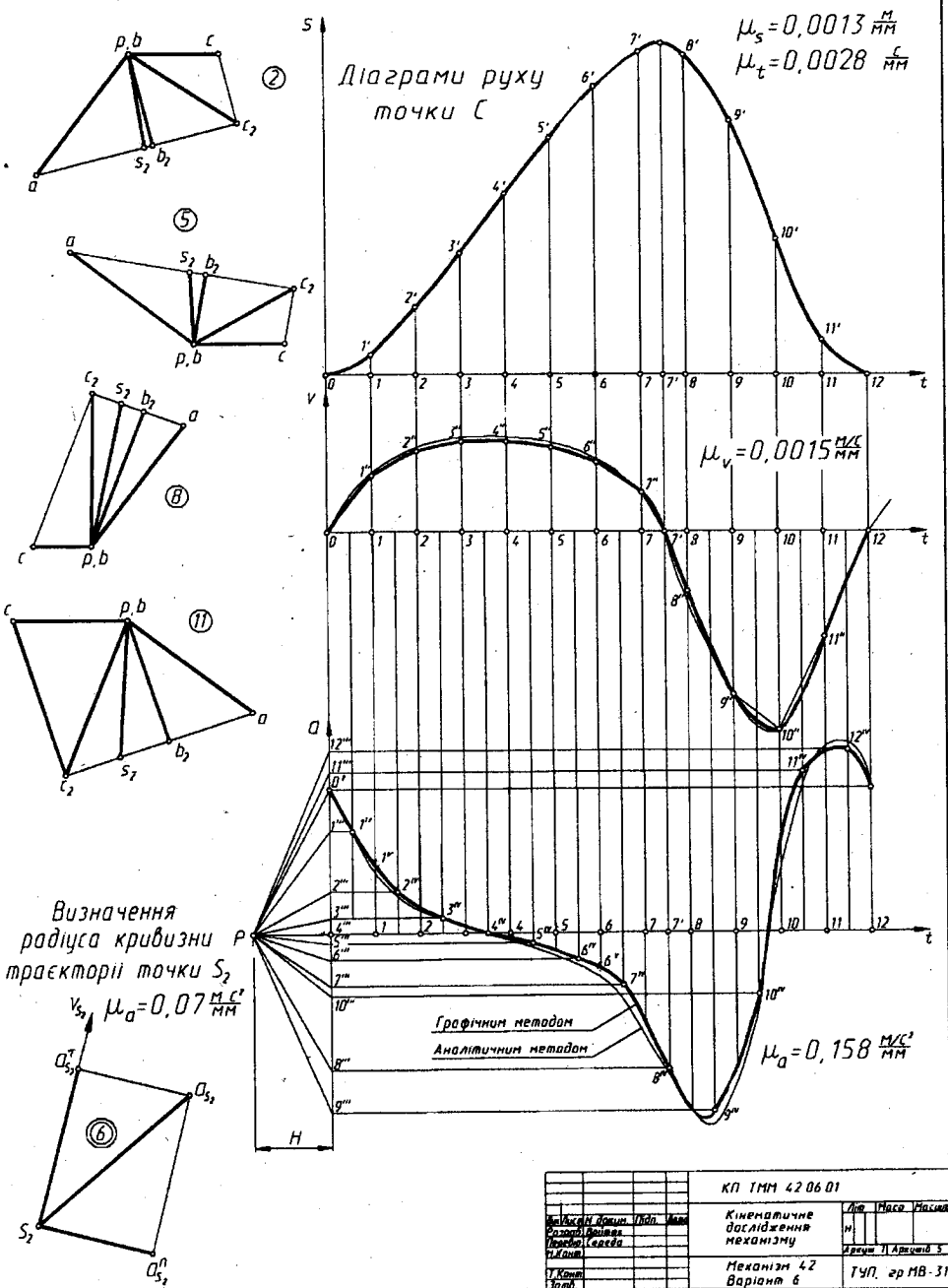
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Артоболовский И. И. Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1988. — 640 с.
2. Артоболовский И. И., Эдельштейн Б. В. Сборник задач по теории механизмов и машин. — М.: Наука, 1973. — 265 с.
3. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1990. — 592 с.
4. Теория механизмов и машин / К. И. Заблонский, И. М. Белоконев, Б. М. Щекин. — К.: Высш. шк., 1989. — 376 с.
5. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др. — М.: Высш. шк., 1987. — 496 с.
6. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А. С. Кореняко, Л. И. Кременштейн, С. Д. Петровский и др. — К.: Высш. шк., 1970. — 332 с.
7. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учеб. пособие для инж.-техн. спец. вузов / В. К. Акулич, П. П. Анцирович, Э. И. Астахов и др.; под общ. ред. Г. Н. Девойно. — Минск: Вышейш. шк., 1986. — 285 с.
8. Киницкий Я. Т. Унифицированные алгоритмы расчета механизмов на ЭВМ. — К.: УМК ВО, 1988. — 116 с.
9. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. — К.: Наукова думка, 2002. — 670 с.
10. Теорія механізмів і машин: Текст лекцій: Ч. 1—9 / Я. Т. Кіницький. — Хмельницький: ХТІ, 1990—1997.
11. Завдання на курсові проекти з теорії механізмів і машин. — Хмельницький: ХТІ, 1994. — 92 с.
12. Методические указания по проектированию кулачковых механизмов с применением ЭВМ. — Хмельницький: ХТИБО, 1986. — 68 с.
13. Проектування зубчастих механізмів. Методичні вказівки та завдання до виконання курсового проекту з теорії механізмів і машин. — Хмельницький: ТУП, 1998. — 58 с.

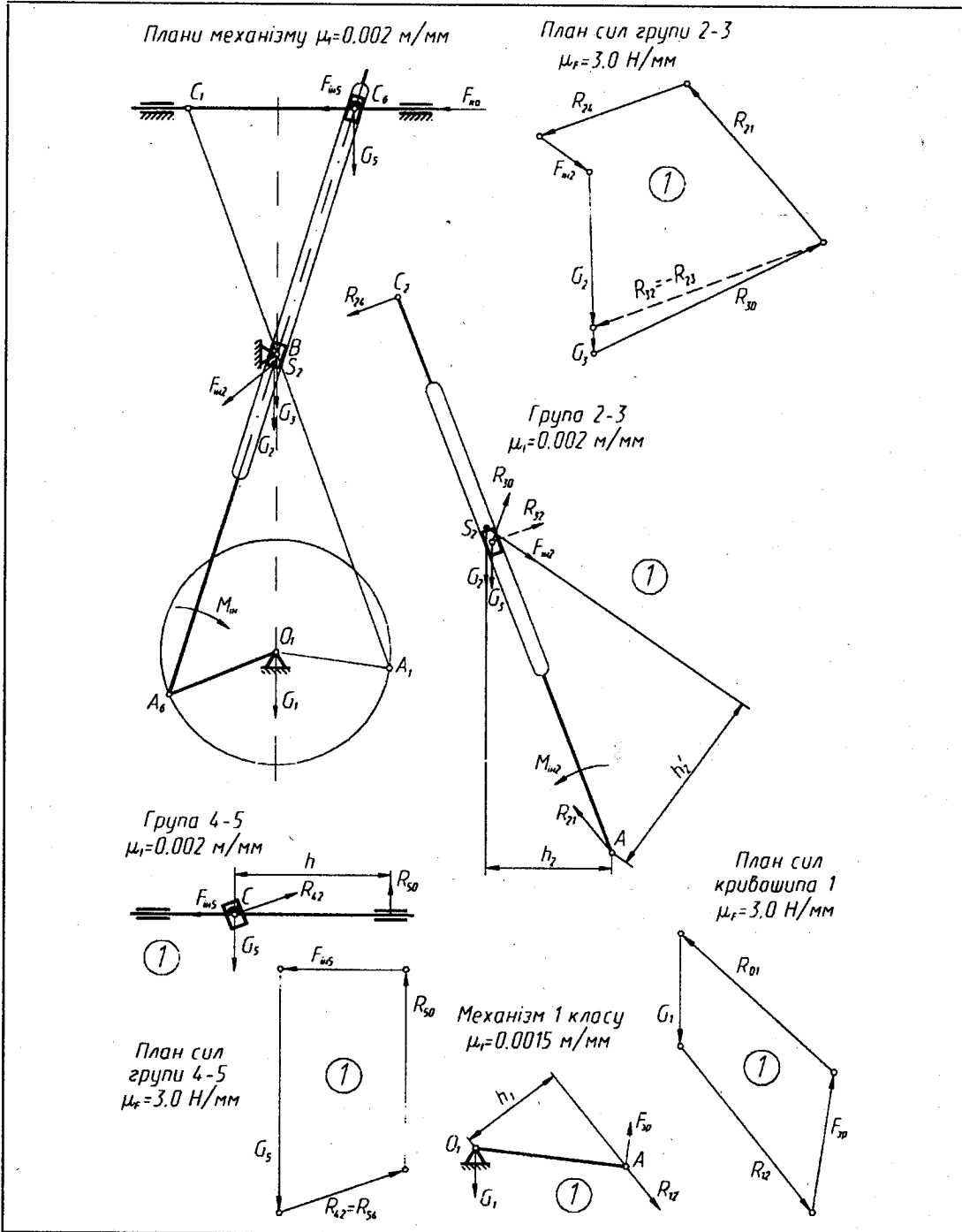
КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ



Продовження додатка И1

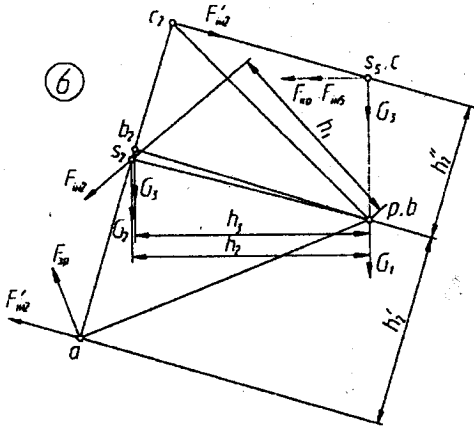


КІНЕТОСТАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ

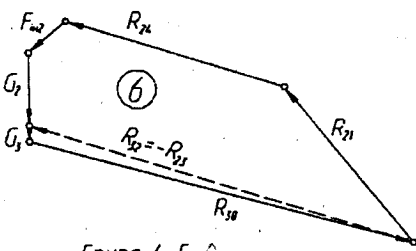


Продовження додатка И2

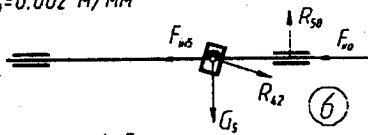
Важіль М. Е. Жуковського



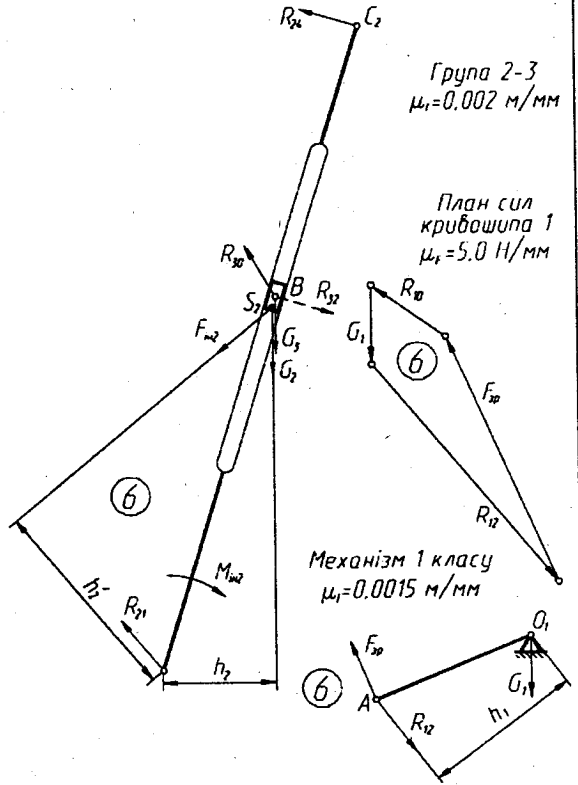
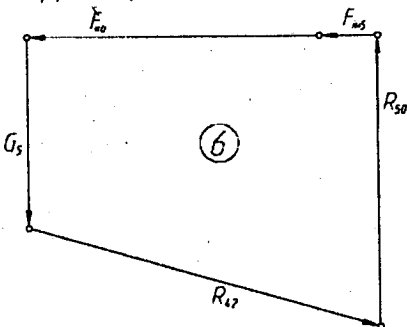
План сил групи 2-3
 $\mu_f = 7.0 \text{ Н/мм}$



Група 4-5
 $\mu_f = 0.002 \text{ м/мм}$



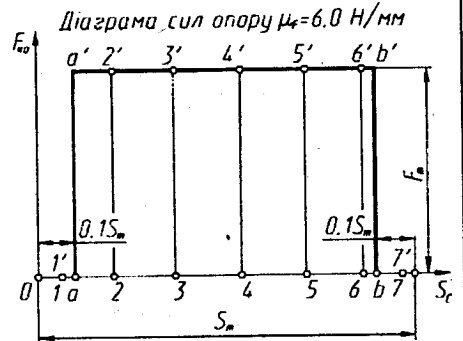
План сил групи 4-5
 $\mu_f = 4.5 \text{ Н/мм}$



Група 2-3
 $\mu_f = 0.002 \text{ м/мм}$

План сил кривошипа 1
 $\mu_f = 5.0 \text{ Н/мм}$

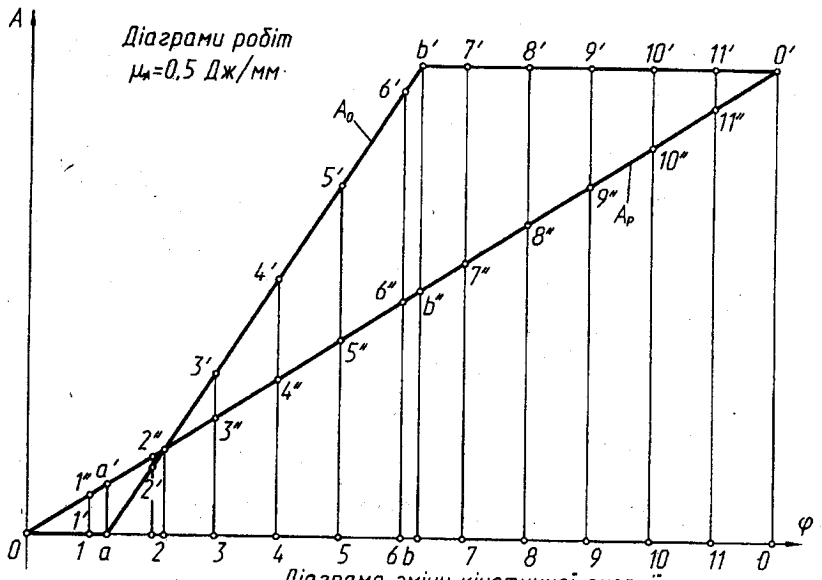
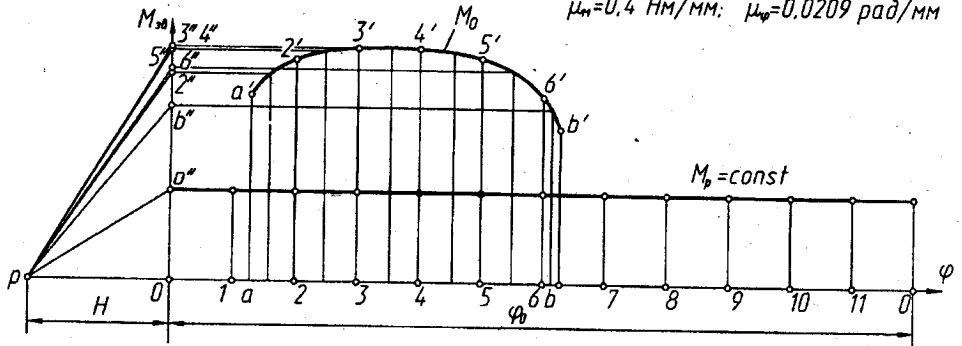
Механізм 1 класу
 $\mu_f = 0.0015 \text{ м/мм}$



КП ТММ 42.06.02				Кінестатичне дослідження механізму		
№ завдання	№ варіанта	№ групи	№ підгрупи	№	Варіант	Листок
Завдання 4.2				Листок 7 з 8		
Варіант 6				ТУП, ар. ТМ-31		

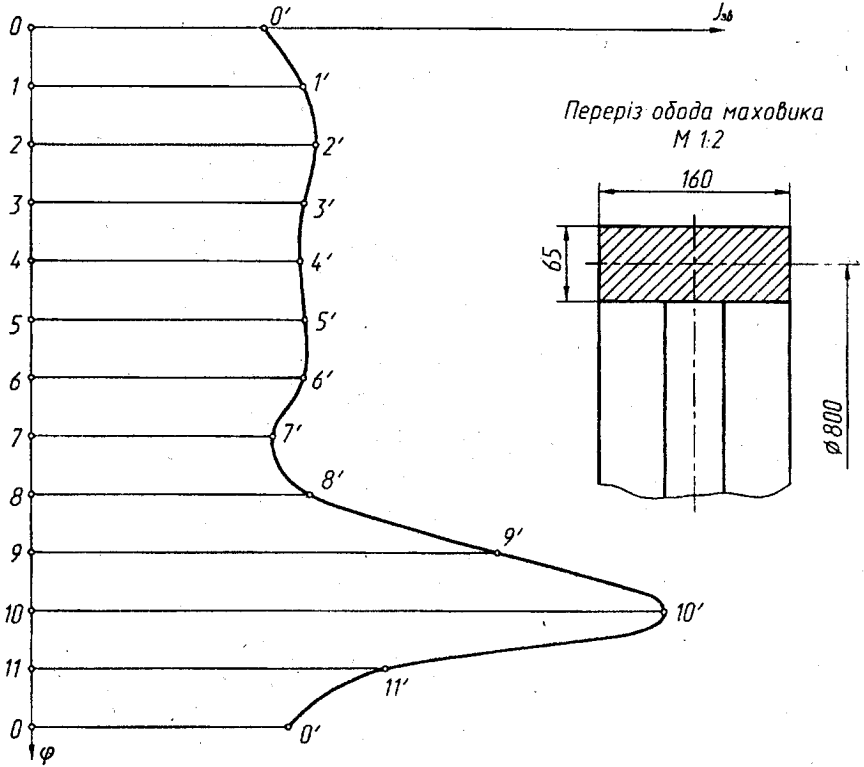
ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ МАХОВИКА

Діаграми зведених моментів сил
 $\mu_m = 0.4 \text{ Нм/мм}$; $\mu_{\varphi} = 0.0209 \text{ рад/мм}$

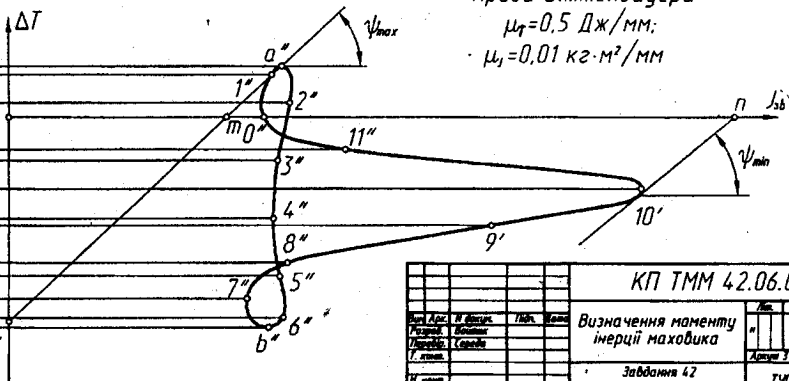


Продовження додатка ІЗ

Діаграма зведених моментів інерції машини без маховика
 $\mu_1 = 0,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{мм}$



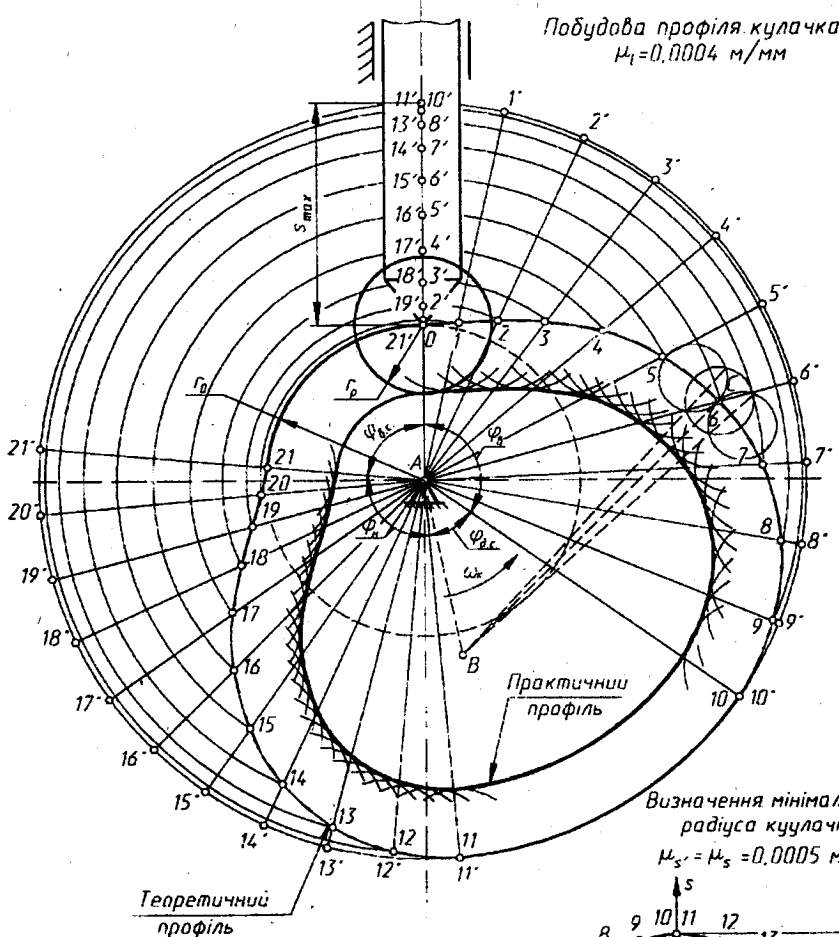
Крива Віттенбауера
 $\mu_2 = 0,5 \text{ Дж} / \text{мм}$;
 $\mu_1 = 0,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{мм}$



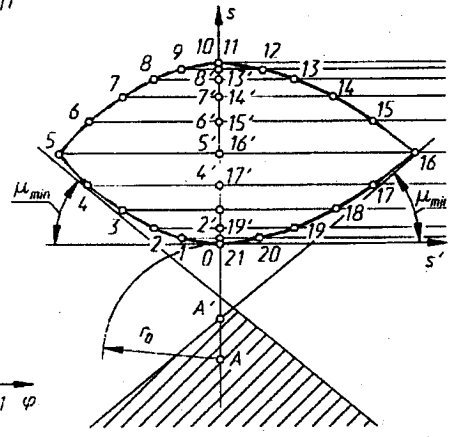
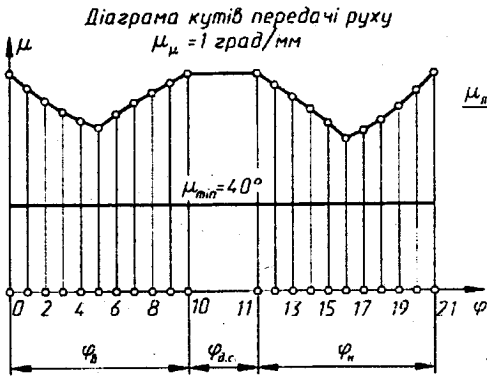
				КП ТММ 4.2.06.02		
Дат. Арх.	В. Арх.	Лист	Всього	Визначення моменту інерції маховика	Лист	Всього
Різдво	Висхідні				№	Листів
Літо	Східні			Завдання 42 Варіант 6		ТМЛ, пр. ТМ-31
Осінні						
Зима						

СИНТЕЗ І АНАЛІЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

Побудова профіля кулачка
 $\mu_1 = 0,0004 \text{ м/мм}$



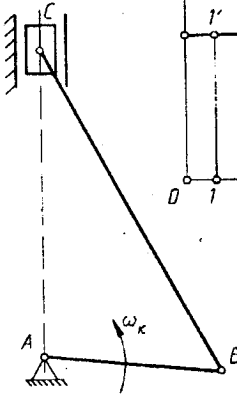
Визначення мінімального радіуса кулачка
 $\mu_s = \mu = 0,0005 \text{ м/мм}$



Продовження додатка И4

Заміюючий механізм
та його план
швидкостей

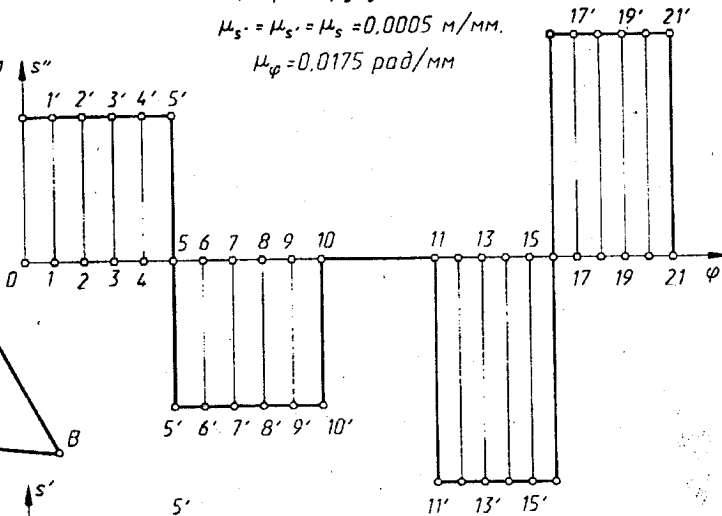
$\mu_v = 0.0004 \text{ м/мм}$



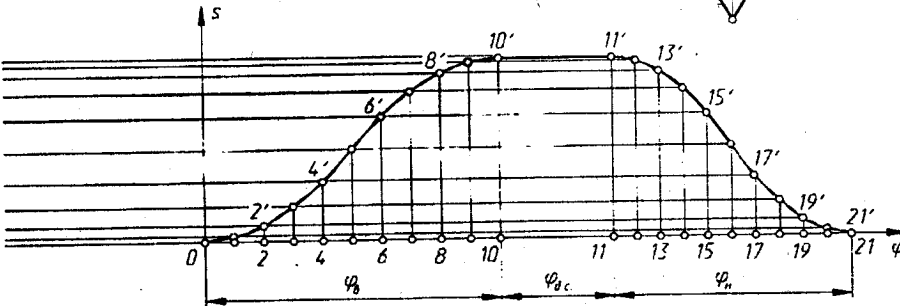
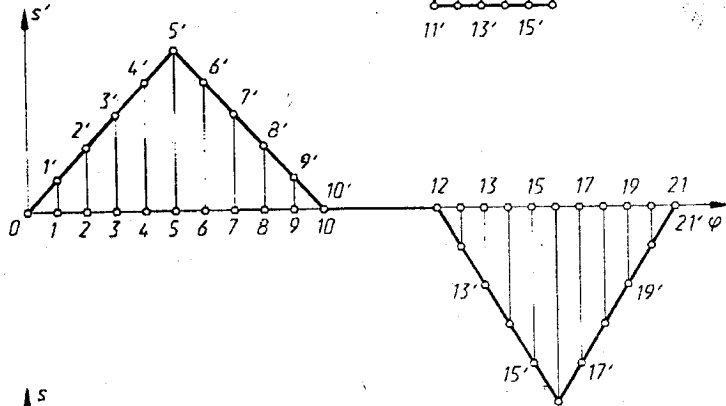
Діаграми руху штовхача

$\mu_{s'} = \mu_{s''} = \mu_s = 0.0005 \text{ м/мм.}$

$\mu_{\varphi} = 0.0175 \text{ рад/мм}$



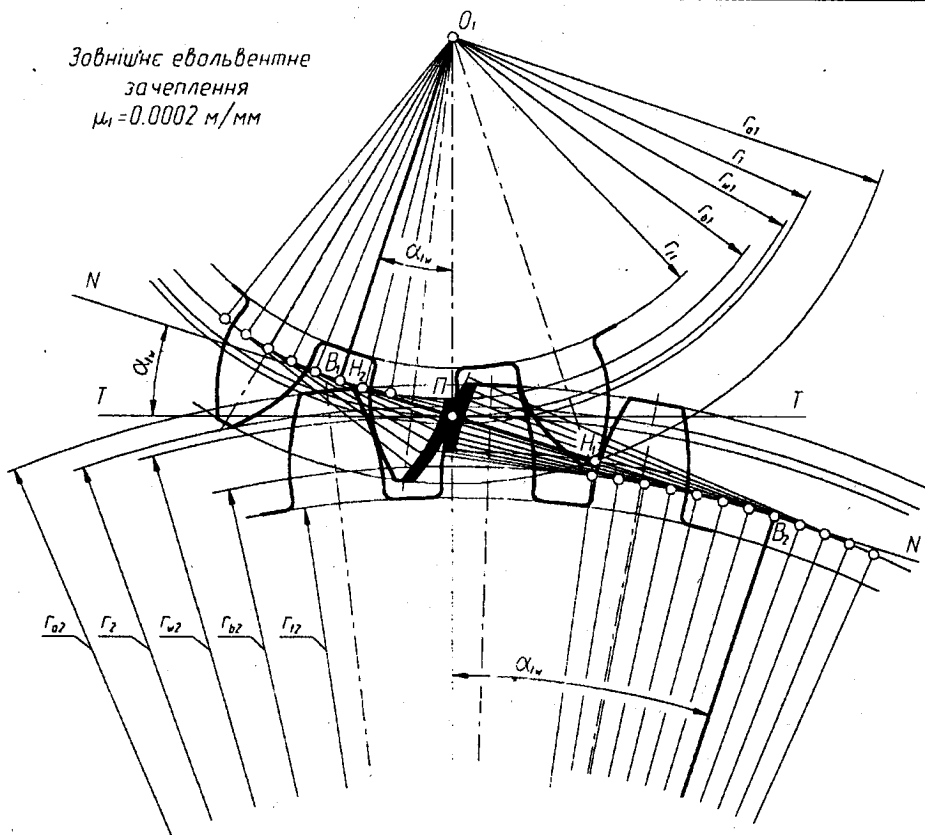
$\mu_v = 0.0005 \frac{\text{м}}{\text{мм} \cdot \text{с}}$



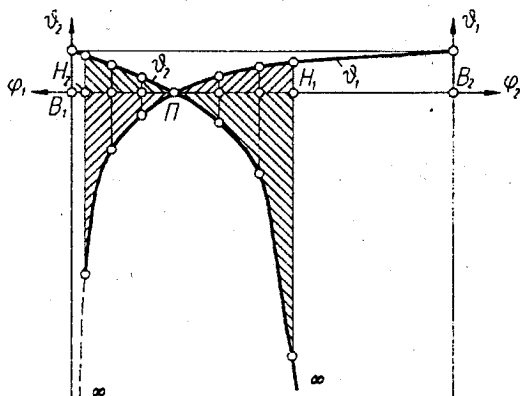
		КП ТММ 42.06.04		Лит.	Важ	Участі
Автор	Проф. М. Данил	Тема	Синтез і аналіз кулачкового механізму	№	№	№
Робота	Виконав	Група	механізму	Автори 4, 4 (всього 5)		
Тема	Задання 42	Варіант б		ГЧП, гр. ТМ-31		
Місяць						

АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ЗУБЧАТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Зовнішнє евольвентне
зацеплення
 $\mu_1 = 0.0002 \text{ м/мм}$

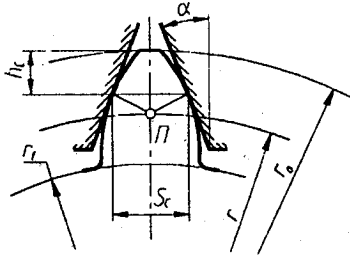


Графіки питомого ковзання
 $\mu_3 = 0.05 \text{ 1/мм}$



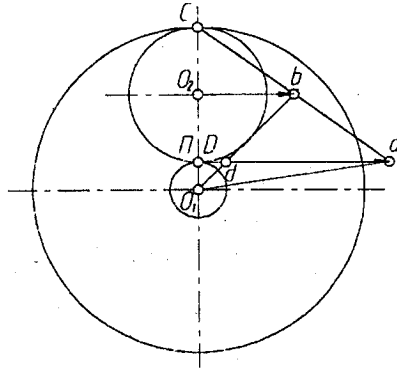
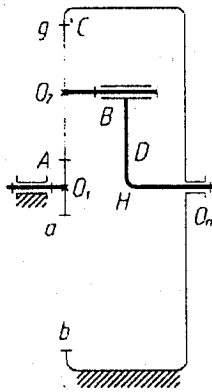
Продовження додатка И5

Схема контролю
зубчастого колеса
 $\mu_1 = 0.00025$ м/мм

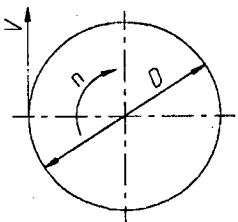
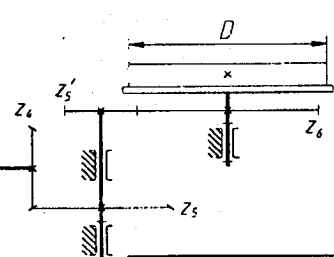
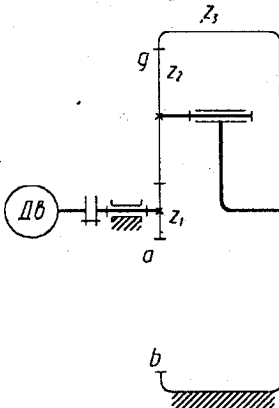


Модуль	m	4
Кількість зубів	z	15 42
Кут нахилу	β	0°
Нормальний вихідний контур	-	ГОСТ 13755-81
Коеф. зміщення	x	0.2 -0.5
Товщина зуба по постійній хорді	S_c	6.06 -
Ділильний діаметр	d	60 148
Висота зуба	h	10.49 10.49
Коеф. перекриття	ϵ_γ	2.1

Планетарний механізм
і його картина швидкостей
 $\mu_1 = 0.003$ м/мм



Механізм приводу візка



				КП ТММ 42.06.05			
Відп. Лект.	Н. Фігур	ТММ	Відео	Аналіз і синтез зубчастієї передачі			
Робота	Висота			Лект.	Відео	Рисунки	
Перевір.	Середн.			Лект.	Відео	Рисунки	
Г. прот.				Завдання 42 Варіант 6			
Н. прот.				ТУП, ар. ТМ-31			
Зуби							

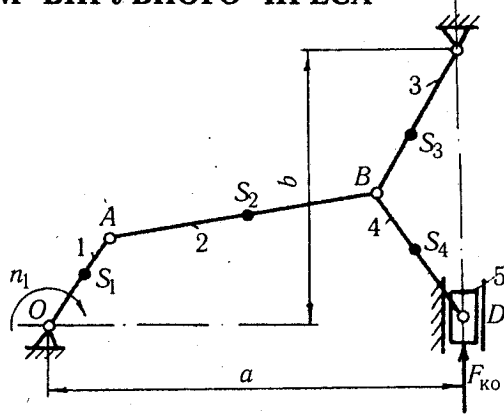
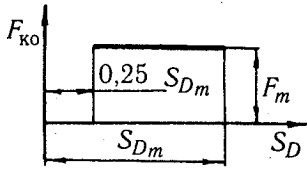
ЗАВДАННЯ НА ВИКОНАННЯ 1...3 РОЗДІЛІВ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ [33, 38]

Умовні позначення:

- a, b, c, d — лінійні розміри елементів стояка, діаграми сил опору;
 l_{OA}, l_{AB} — дійсні розміри відповідно ланок OA, AB, \dots ;
 α, β — кути;
 S_{Em}, S_{Dm} — максимальний хід (переміщення) вихідної ланки;
 K — коефіцієнт зміни середньої швидкості вихідної ланки;
 n_1 — частота обертання кривошипа OA ;
 G_i — вага i -ї ланки, де $i = 1, 2, 3, \dots$;
 J_S — момент інерції i -ї ланки відносно її центра мас;
 $F_{ко}, M_{ко}$ — відповідно сила і момент сили корисного опору;
 F_p — рушійна сила;
 F_m, M_m — максимальні значення відповідно сили та моменту сил корисного опору;
 μ_F — масштаб наведеної діаграми сил;
 δ — коефіцієнт нерівномірності ходу машини;
 N_0 полож. — положення механізму, для яких необхідно побудувати плани прискорень і виконати силовий розрахунок.

Примітка. Надалі наведено дві серії завдань (А і Б) на курсові проекти: в серії А (20 схем, 200 варіантів) задані всі геометричні параметри важільних механізмів; у серії Б (40 схем, 200 варіантів) необхідно здійснити кінематичний синтез механізмів, використовуючи заданий коефіцієнт зміни середньої швидкості вихідної ланки K або два крайні положення ланок 3 і 5. Завдання серії А полегшені і рекомендуються для студентів, які виконують курсові роботи обсягом не більше 3-х аркушів формату А1 (1—3 розділи курсового проекту). Остаточний зміст і обсяг курсової роботи (проекту) визначає кафедра.

1. МЕХАНІЗМ ВИРУБНОГО ПРЕСА



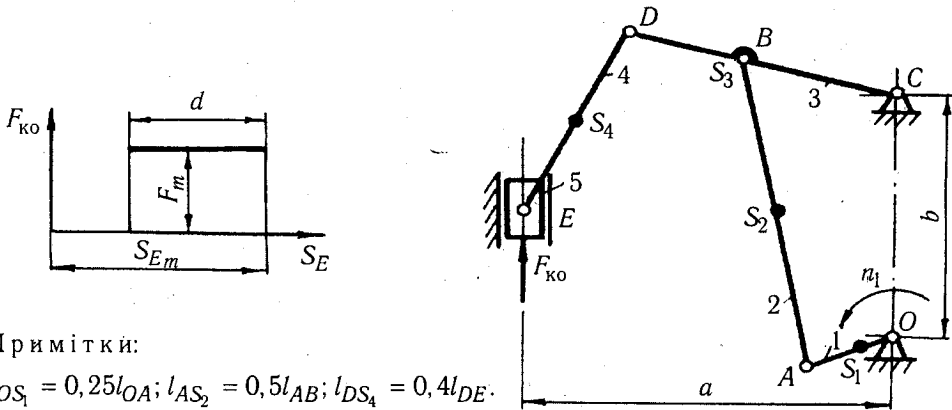
Примітки:

$$l_{OS_1} = 0,2l_{OA}; \quad l_{AS_2} = 0,4l_{AB};$$

$$l_{BS_3} = 0,4l_{BC}; \quad l_{BS_4} = 0,5l_{BD}.$$

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	m	0,450	0,450	0,500	0,500	0,500	0,400	0,440	0,600	0,550	0,470
b	m	0,325	0,325	0,120	0,150	0,150	0,300	0,200	0,250	0,300	0,280
l_{OA}	m	0,060	0,075	0,070	0,095	0,085	0,095	0,100	0,100	0,080	0,090
l_{AB}	m	0,390	0,540	0,430	0,425	0,615	0,525	0,360	0,500	0,440	0,350
l_{BC}	m	0,280	0,360	0,280	0,350	0,360	0,390	0,400	0,420	0,340	0,400
l_{BD}	m	0,300	0,400	0,280	0,350	0,360	0,390	0,400	0,420	0,340	0,400
n_1	об/хв	90	80	100	95	75	60	105	90	80	85
G_1	H	50	80	60	70	90	100	110	120	130	140
G_2	H	200	250	270	300	350	400	500	600	510	300
G_3	H	150	250	270	300	350	420	550	650	600	400
G_4	H	160	200	250	250	350	500	400	500	600	400
G_5	H	400	800	500	600	700	800	900	1000	1100	600
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,001	0,002	0,001	0,002	0,010	0,008	0,007	0,006	0,005	0,005
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,250	0,195	0,100	0,150	0,200	0,250	0,090	0,300	0,150	0,180
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,200	0,250	0,150	0,210	0,150	0,200	0,200	0,130	0,140	0,250
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,200	0,300	0,180	0,220	0,170	0,210	0,210	0,220	0,150	0,260
F_m	$кН$	12	14	15	20	21	1,8	1,7	1,6	1,1	1,4
δ	—	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10	1/11	1/12	1/13	1/14
№ пол.	—	1	2	3	4	5	8	9	10	11	7

2. МЕХАНІЗМ ПРЕСА



Примітки:

$$l_{OS_1} = 0,25l_{OA}; l_{AS_2} = 0,5l_{AB}; l_{DS_4} = 0,4l_{DE}.$$

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	$м$	0,450	0,500	0,600	0,650	0,700	0,750	0,800	0,850	0,900	0,950
b	$м$	0,800	0,950	1,100	1,000	1,200	0,900	1,300	1,400	0,850	1,200
l_{OA}	$м$	0,100	0,100	0,090	0,070	0,140	0,085	0,150	0,140	0,085	0,110
l_{AB}	$м$	0,900	1,000	1,170	1,110	1,230	1,035	1,350	1,440	1,125	1,380
l_{BC}	$м$	0,300	0,250	0,380	0,400	0,400	0,450	0,500	0,600	0,650	0,700
l_{CD}	$м$	0,500	0,500	0,500	0,600	0,650	0,650	0,660	0,900	1,000	1,000
l_{DE}	$м$	0,500	0,400	0,600	0,450	0,500	0,550	0,510	0,570	0,300	0,350
n_1	об/хв	60	75	95	50	120	110	100	90	80	70
G_1	$Н$	250	300	300	400	350	450	360	100	100	260
$G_2=G_4$	$Н$	500	550	600	650	650	620	570	385	400	520
G_3	$Н$	350	500	500	500	600	600	600	655	400	450
G_5	$Н$	400	350	300	400	475	400	425	500	250	350
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,15	0,09	0,08	0,07	0,06	0,01	0,10	0,11	0,06	0,05
$J_{S_2}=J_{S_4}$	$кг \cdot м^2$	0,45	0,13	0,07	0,25	0,24	0,37	0,16	0,18	0,10	0,18
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,50	0,15	0,08	0,20	0,26	0,30	0,20	0,20	0,11	0,12
F_m	$кН$	100	90	80	85	95	60	65	20	30	200
d/S_{Em}	—	0,60	0,70	0,90	1,00	0,95	0,85	0,80	0,88	0,66	0,55
δ	—	1/15	1/16	1/17	1/18	1/19	1/20	1/14	1/13	1/12	1/10
№ пол.	—	2	1	4	3	7	5	8	9	11	10

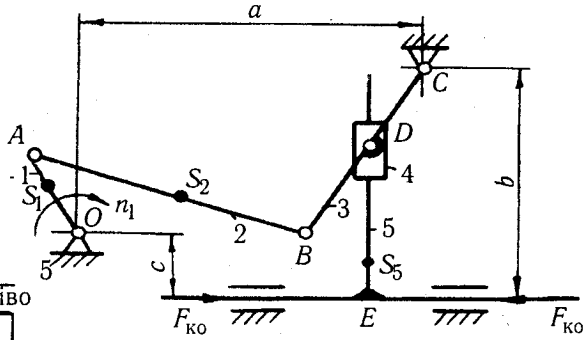
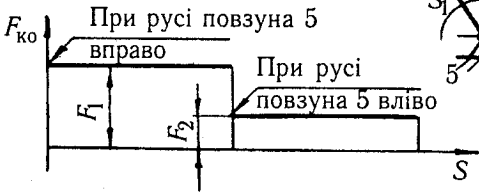
3. МЕХАНІЗМ КОЛИВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА

Примітки:

1. Центри мас ланок 1, 2 і 3 прийняті посередині їх довжин.

2. $l_{ES_2} = 0,1b$.

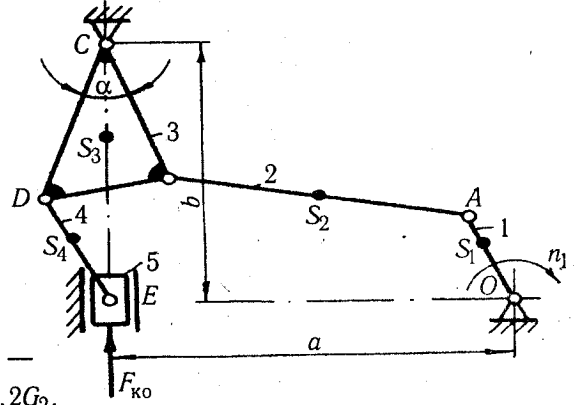
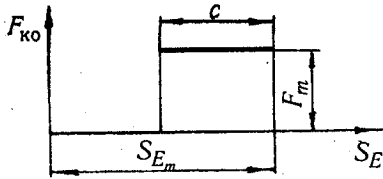
Діаграма сил опору



Позна- чення	Оди- ниця вим.	Варіант										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8'	9	
a	м	0,250	0,250	0,275	0,200	0,300	0,350	0,400	0,450	0,500	0,510	
b	м	0,170	0,150	0,160	0,140	0,120	0,200	0,225	0,750	0,240	0,300	
c	м	0,020	0,040	0,050	0,060	0,070	0,090	0,020	0,050	0,040	0,060	
l_{OB}	м	0,040	0,035	0,054	0,030	0,040	0,050	0,060	0,100	0,080	0,120	
l_{AB}	м	0,250	0,220	0,235	0,190	0,310	0,370	0,400	0,480	0,500	0,475	
l_{BC}	м	0,150	0,145	0,140	0,135	0,110	0,170	0,200	0,240	0,210	0,260	
l_{CD}	м	0,120	0,100	0,125	0,110	0,080	0,125	0,160	0,200	0,200	0,250	
n_1	об/хв	40	50	60	70	80	90	75	55	45	35	
G_1	Н	40	45	60	70	80	50	55	60	65	85	
G_2	Н	250	220	235	190	320	370	400	480	500	475	
$G_3 = 5G_5$	Н	120	125	135	150	160	175	180	190	200	210	
G_5	Н	200	300	400	500	600	700	800	900	750	850	
J_{S_1}	кг·м ²	0,010	0,009	0,012	0,015	0,020	0,025	0,017	0,019	0,024	0,028	
J_{S_2}	кг·м ²	0,080	0,120	0,140	0,160	0,180	0,190	0,200	0,210	0,220	0,230	
J_{S_3}	кг·м ²	0,120	0,130	0,160	0,150	0,160	0,180	0,190	0,190	0,200	0,210	
F_1	кН	0,5	0,7	0,9	1,0	1,1	1,2	1,4	1,5	1,8	1,6	
F_2	кН	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,3	0,4	0,5	
δ	—	1/20	1/21	1/22	1/23	1/24	1/25	1/10	1/11	1/12	1/13	
№ пол.	—	8	1	9	7	2	10	5	3	11	4	

4. МЕХАНІЗМ ПРЕСА З ПРИВОДОМ ВІД КОЛІНВАЛА

Діаграма сил опору

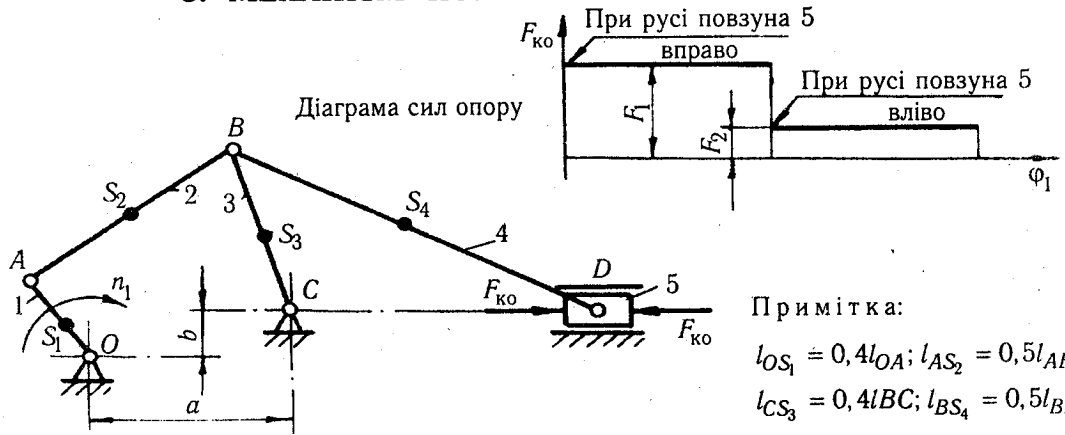


Примітки:

1. Центр мас S_3 ланки 3 прийняти на перетині медіан, центри мас ланок 2 і 4 — на їх середині, $l_{OA} = 0,1l_{OA}$. 2. $G_3 = 1,2G_2$.

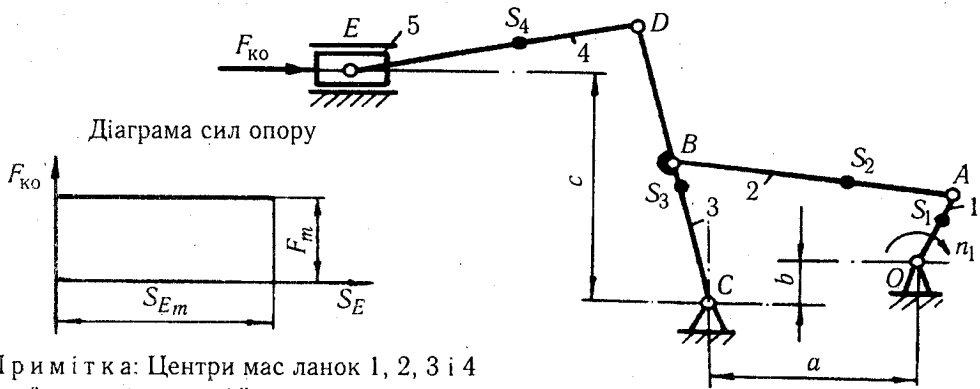
Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	м	0,350	0,480	0,380	0,425	0,500	0,500	0,450	0,525	0,550	0,600
b	м	0,200	0,190	0,220	0,250	0,300	0,160	0,100	0,060	0	0
l_{OA}	м	0,050	0,058	0,045	0,054	0,100	0,065	0,050	0,080	0,070	0,090
l_{AB}	м	0,380	0,482	0,335	0,330	0,500	0,405	0,400	0,480	0,550	0,560
l_{BC}	м	0,240	0,220	0,200	0,270	0,230	0,240	0,180	0,300	0,325	0,250
l_{CD}	м	0,256	0,200	0,300	0,270	0,305	0,220	0,280	0,300	0,250	0,200
l_{DE}	м	0,300	0,250	0,400	0,350	0,300	0,375	0,425	0,500	0,450	0,425
α	град	35	30	45	40	35	20	50	45	38	48
c/S_{E_m}	—	0,2	0,25	0,3	0,4	0,3	0,5	0,6	0,45	0,35	0,4
n_1	об/хв	88	62	45	54	65	70	90	100	110	120
G_1	Н	48	40	38	50	55	60	70	45	54	84
$G_2 = G_4$	Н	380	420	300	250	350	200	200	210	275	260
G_5	Н	500	520	580	600	620	400	350	605	550	520
J_S	кг·м ²	0,001	0,002	0,003	0,003	0,001	0,002	0,004	0,005	0,006	0,005
$J_{S_2} = J_{S_4}$	кг·м ²	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,009	0,016	0,014	0,017	0,018
J_{S_1}	кг·м ²	0,055	0,047	0,065	0,078	0,098	0,088	0,081	0,067	0,055	0,048
F_m	кН	50	40	60	100	120	10	25	150	200	5
δ	—	1/20	1/18	1/16	1/14	1/12	1/10	1/8	1/6	1/5	1/9
№ пол.	—	4	2	1	3	5	10	8	7	9	11

5. МЕХАНІЗМ КОЛІВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА



Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	м	0,700	0,750	0,800	0,850	0,900	0,950	1,000	1,100	1,050	1,150
b	м	0,080	0,090	0,100	0,110	0,120	0,125	0,130	0	-0,105	-0,040
l_{OA}	м	0,150	0,175	0,200	0,225	0,250	0,275	0,300	0,310	0,180	0,280
l_{AB}	м	0,800	0,850	0,950	0,900	1,000	1,000	1,100	1,200	1,200	1,320
l_{BC}	м	0,400	0,450	0,500	0,500	0,525	0,550	0,600	0,575	0,540	0,650
l_{BD}	м	0,850	0,900	0,950	1,000	1,100	1,050	1,200	1,150	1,250	1,275
n_1	об/хв	110	120	105	100	95	90	85	80	75	70
G_1	Н	100	120	140	150	160	180	170	200	225	240
G_2	Н	500	550	580	600	650	650	700	780	780	800
G_3	Н	200	225	250	250	260	270	300	280	270	325
G_4	Н	425	430	475	450	500	500	550	600	600	660
G_5	Н	600	650	700	750	800	850	550	500	450	400
J_{S_1}	кг·м ²	0,08	0,09	0,10	0,11	0,15	0,12	0,14	0,16	0,17	0,18
$J_{S_2} = J_{S_4}$	кг·м ²	0,35	0,40	0,45	0,42	0,60	0,62	0,65	0,75	0,55	0,50
J_{S_3}	кг·м ²	0,18	0,20	0,25	0,24	0,28	0,32	0,35	0,34	0,29	0,22
F_1	кН	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	1,5	2,5	3,0
F_2	кН	0,2	0,1	0,3	0,4	0,5	0,3	0,6	0,5	1,0	1,0
δ	—	1/24	1/25	1/10	1/11	1/12	1/13	1/14	1/15	1/16	1/17
№ пол.	—	1	2	3	4	5	7	8	9	10	11

6. МЕХАНІЗМ ПОДАЧІ КРИШКОРОБНОЇ МАШИНИ

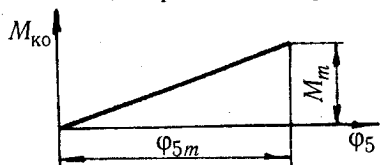


Примітка: Центри мас ланок 1, 2, 3 і 4 прийняти посередині їх довжини

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	м	0,350	0,460	0,500	0,400	0,650	0,380	0,300	0,320	0,280	0,550
b	м	0,120	0,200	0,250	0,150	0,300	0,350	0,210	0,180	0,220	0,280
c	м	0,220	0,350	0,425	0,500	0,550	0,350	0,250	0,280	0,300	0,480
l_{OA}	м	0,140	0,150	0,080	0,090	0,070	0,085	0,100	0,075	0,060	0,175
l_{AB}	м	0,370	0,470	0,510	0,440	0,690	0,460	0,300	0,305	0,280	0,540
l_{BC}	м	0,360	0,425	0,300	0,400	0,300	0,350	0,250	0,225	0,180	0,525
l_{CD}	м	0,400	0,565	0,500	0,650	0,550	0,480	0,300	0,350	0,320	0,725
l_{DE}	м	0,625	0,700	0,350	0,500	0,400	0,450	0,380	0,520	0,420	0,800
n_1	об/хв	25	30	35	40	50	30	40	60	65	70
G_1	Н	20	22	28	30	32	38	40	30	25	45
$G_2 = G_4$	Н	40	42	50	44	35	45	30	35	38	54
G_3	Н	36	38	40	40	48	50	55	60	70	65
G_5	Н	160	180	150	140	200	210	220	240	260	280
J_S	кг·м ²	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0002	0,0002	0,0003	0,0003	0,0004	0,0004
$J_{S_2} = J_{S_4}$	кг·м ²	0,0011	0,0012	0,0013	0,0014	0,0015	0,0016	0,0017	0,0018	0,0019	0,0020
J_{S_3}	кг·м ²	0,0012	0,0014	0,0011	0,0012	0,0016	0,0019	0,0018	0,0017	0,0014	0,0015
F_m	кН	150	200	250	300	350	180	280	320	120	100
δ	—	1/50	1/48	1/46	1/44	1/42	1/40	1/38	1/35	1/30	1/25
№ пол.	—	3	11	1	10	2	9	4	8	5	7

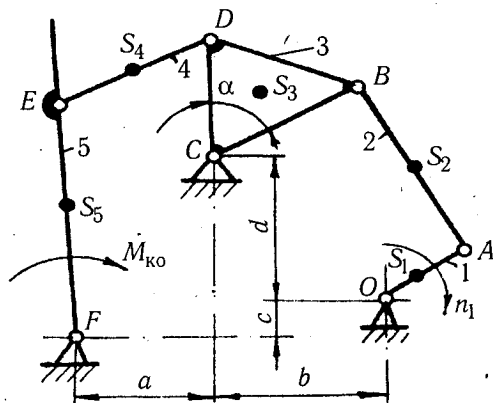
7. БАТАННИЙ МЕХАНІЗМ З КОРОТКИМ ШАТУНОМ

Діаграма сил опору



Примітки:

1. Φ_{5m} — кут розмаху ланки 5.
2. Центр мас S_3 ланки 3 прийняти на перетині медіан.
3. $l_{AS_2} = 0,5l_{AB}$; $l_{DS_4} = 0,5l_{DE}$; $l_{FS_5} = 0,6l_{AB}$;
 $G_4 = 0,8G_2$; $J_{S_1} = 0,2J_{S_2} = 5J_{S_3} = 4J_{S_4}$.



Позначення	Одиниця вим.	Варіант										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
a	m	0,400	0,320	0,345	0,365	0,375	0,400	0,300	0,345	0,250	0,375	
b	m	0,350	0,250	0,280	0,300	0	0,050	0,400	0,290	0,450	0,330	
c	m	0,225	0,245	0,100	0,195	0	0,325	0,400	0	0,085	0,205	
d	m	0,325	0,150	0,345	0,295	0,525	0,225	0	0,435	0,425	0,320	
l_{OA}	m	0,061	0,060	0,065	0,075	0,080	0,050	0,070	0,105	0,090	0,078	
l_{AB}	m	0,550	0,420	0,435	0,390	0,730	0,350	0,500	0,640	0,660	0,310	
$l_{BC} = l_{DC}$	m	0,470	0,300	0,250	0,335	0,350	0,200	0,280	0,325	0,260	0,350	
l_{DE}	m	0,335	0,400	0,450	0,430	0,375	0,425	0,360	0,420	0,300	0,360	
l_{EF}	m	0,640	0,600	0,650	0,750	0,850	0,800	0,700	0,650	0,825	0,750	
α	град	40	45	90	80	105	95	0	45	70	60	
n_1	об/хв	200	210	190	150	110	100	80	70	60	125	
G_1	H	20	25	30	28	50	37	45	40	35	25	
$G_2 = G_3$	H	50	60	70	80	120	95	110	100	90	80	
G_5	H	300	350	370	400	425	440	450	500	550	420	
$J_{S_2} = J_{S_3}$	$кг \cdot м^2$	0,0011	0,0012	0,0013	0,0015	0,0017	0,0021	0,0022	0,0024	0,0031	0,0027	
J_{S_5}	$кг \cdot м^2$	0,0600	0,0700	0,0800	0,0900	0,0850	0,1000	0,0950	0,1100	0,0750	0,1200	
M_m	$H \cdot м$	40	60	70	80	90	110	100	120	150	100	
δ	—	1/30	1/26	1/24	1/22	1/20	1/25	1/35	1/45	1/21	1/23	
№ пол.	—	11	1	8	2	9	3	7	4	10	5	

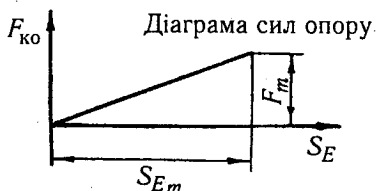
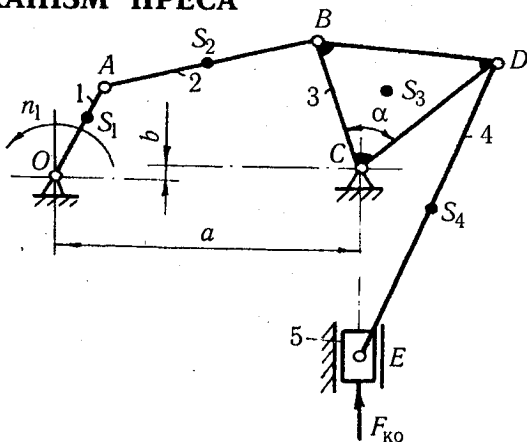
8. МЕХАНІЗМ ПРЕСА

Примітки:

1. Центр ваги S_3 ланки 3 прийняти на перетині медіан.

2. $l_{OS_1} = 0,25l_{OA}$; $l_{AS_2} = 0,5l_{AB}$;

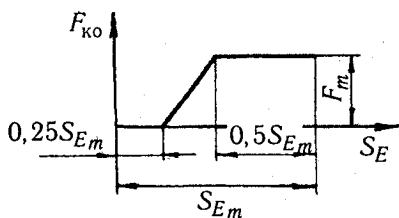
$l_{DS_4} = 0,5l_{DE}$.



Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	м	0,400	0,450	0,475	0,500	0,550	0,600	0,620	0,650	0,700	0,750
b	м	0	0,020	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,120	0,015	0
l_{OA}	м	3,070	0,093	0,110	0,075	0,120	0,140	0,090	0,130	0,125	0,112
l_{AB}	м	0,350	0,455	0,450	0,495	0,550	0,600	0,590	0,670	0,790	0,824
l_{BC}	м	0,175	0,160	0,195	0,150	0,175	0,200	0,220	0,250	0,280	0,300
l_{CD}	м	0,175	0,120	0,140	0,150	0,125	0,120	0,200	0,160	0,220	0,250
l_{DE}	м	0,400	0,200	0,250	0,450	0,500	0,360	0,550	0,320	0,600	0,750
α	град	165	135	160	150	130	105	145	150	120	140
n_1	об/хв	40	45	120	60	80	50	70	110	100	90
G_1	Н	80	90	100	110	120	125	140	95	150	180
$G_2 = G_4$	Н	200	220	240	250	260	200	300	290	300	320
G_3	Н	220	250	240	270	280	300	320	340	350	360
G_5	Н	400	460	500	520	540	350	420	600	550	580
J_S	кг·м ²	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,055	0,065	0,075	0,085	0,095
$J_{S_2} = J_{S_4}$	кг·м ²	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,07	0,06	0,09	0,12
J_{S_3}	кг·м ²	0,05	0,085	0,06	0,075	0,07	0,065	0,08	0,055	0,09	0,095
F_m	кН	10	20	30	200	150	100	80	70	60	90
δ	—	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10	1/20	1/12	1/15	1/18
№ пол.	—	1	2	3	4	11	5	9	10	7	8

9. МЕХАНІЗМ ПРЕСА

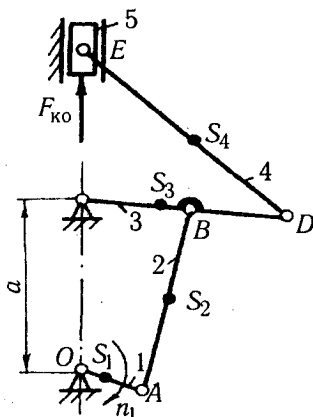
Діаграма сил опору



Примітки:

$$l_{OS_1} = 0,1l_{OA}; l_{AS_2} = 0,5l_{AB};$$

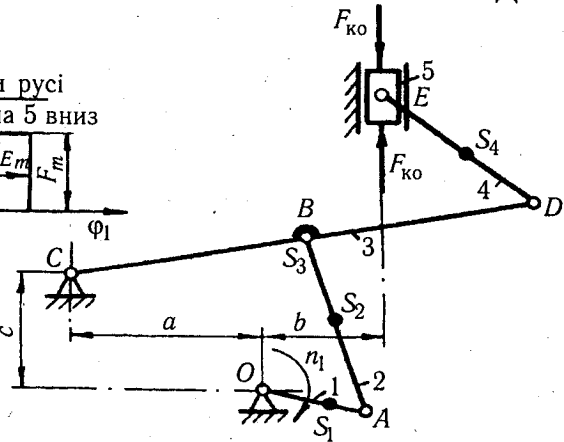
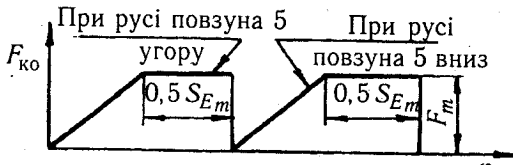
$$l_{CS_3} = 0,9l_{BC}; l_{DS_4} = 0,5l_{DE}.$$



Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	m	0,210	0,240	0,250	0,300	0,400	0,350	0,320	0,450	0,500	0,550
l_{OA}	m	0,040	0,050	0,060	0,070	0,030	0,080	0,020	0,055	0,045	0,100
l_{AB}	m	0,250	0,320	0,340	0,340	0,430	0,420	0,370	0,455	0,555	0,620
l_{BC}	m	0,180	0,210	0,225	0,200	0,190	0,240	0,160	0,300	0,320	0,320
l_{CD}	m	0,200	0,210	0,150	0,100	0,240	0,200	0,220	0,300	0,280	0,260
l_{DE}	m	0,400	0,380	0,360	0,400	0,600	0,700	0,650	0,560	0,600	0,650
n_1	об/хв	60	70	80	90	100	110	120	95	75	105
G_1	H	40	50	60	70	90	100	110	120	110	140
G_2	H	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
G_3	H	80	140	90	125	100	160	120	150	110	140
G_4	H	150	160	170	180	190	200	210	220	240	250
G_5	H	400	450	460	500	510	520	550	300	350	425
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,0015	0,0011	0,0017	0,0018	0,0019	0,0020	0,0021	0,0025	0,0031	0,0026
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,0035	0,0050	0,0060	0,0080	0,0100	0,0690	0,0700	0,0110	0,0130	0,0140
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,0035	0,0040	0,0045	0,0035	0,0090	0,0080	0,0060	0,0070	0,0050	0,0030
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,0040	0,0060	0,0070	0,0080	0,0110	0,0100	0,0090	0,0120	0,0150	0,0160
F_m	$кН$	10	12	15	8	7	20	25	6	18	9
δ	—	1/19	1/20	1/18	1/17	1/16	1/15	1/14	1/13	1/12	1/10
№ пол.	—	10	11	7	8	4	3	2	1	9	5

10. МЕХАНІЗМ КОМПРЕСОРА ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ

Діаграма сил опору

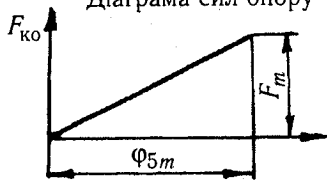


Примітка:
Центри мас ланок 1, 2, 3, 4
прийняті на їх середині.

Позна- чення	Оди- ниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	m	0,085	0,080	0,075	0,060	0,100	0	0,080	0,040	0,125	0,065
b	m	0,120	0,085	0,100	0,090	0,075	0,105	0	0,040	0,120	0,080
c	m	0,300	0,225	0,230	0,220	0,295	0,270	0,290	0,320	0,220	0,210
l_{OA}	m	0,035	0,035	0,026	0,040	0,045	0,050	0,075	0,060	0,030	0,055
l_{AB}	m	0,345	0,225	0,280	0,220	0,280	0,290	0,285	0,350	0,250	0,240
l_{BC}	m	0,145	0,100	0,125	0,090	0,120	0,110	0,150	0,170	0,130	0,115
l_{CD}	m	0,230	0,170	0,200	0,157	0,180	0,110	0,100	0,085	0,260	0,150
l_{DE}	m	0,170	0,150	0,120	0,160	0,200	0,180	0,110	0,125	0,240	0,175
n_1	об/хв	120	150	200	220	240	280	320	400	500	600
G_1	H	30	40	25	35	20	40	25	40	35	25
$G_2 = G_4$	H	50	40	45	35	50	55	60	65	70	75
G_3	H	70	75	80	85	90	80	95	120	110	100
G_5	H	30	35	40	45	50	50	45	65	55	50
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,003	0,002	0,004	0,005	0,005	0,006	0,006	0,004	0,003	0,002
$J_{S_2} = J_{S_4}$	$кг \cdot м^2$	0,015	0,009	0,012	0,017	0,018	0,021	0,011	0,016	0,018	0,025
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,018	0,012	0,013	0,020	0,020	0,023	0,014	0,018	0,019	0,028
F_m	$кН$	1,6	1,2	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
δ	—	1/10	1/11	1/12	1/13	1/14	1/15	1/1	1/17	1/18	1/19
№ пол.	—	1	5	9	10	2	7	4	8	3	11

11. МЕХАНІЗМ КАМЕНЕДРОБАРКИ

Діаграма сил опору



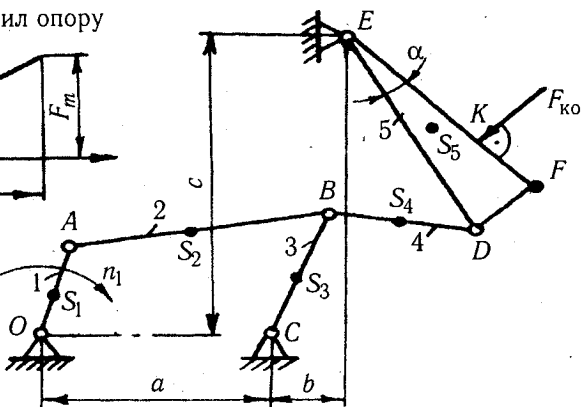
Примітки:

1. Центри ваги S_5 ланки 5 знаходиться на перетині медіан, а ланок 1, 2, 3 — посередині їх довжин.

2. $l_{EK} = 0,9l_{EF} = 0,8l_{DE}$.

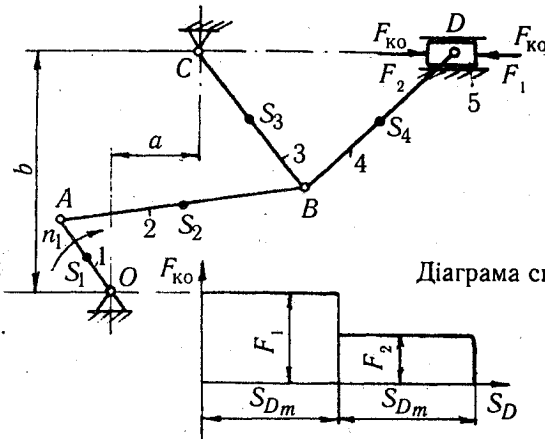
3. $G_2 = G_3 = G_4 = 0,5G_5$.

4. $J_{S_3} = J_{S_4} = 0,5J_{S_5}$.



Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	м	0,550	0,400	0,522	0,600	0,500	0,700	0,650	0,680	0,700	0,750
b	м	0,400	0,425	0,450	0,475	0,500	0,400	0,400	0,500	0,500	0,550
c	м	1,000	1,100	1,250	1,200	1,000	1,300	1,350	1,400	1,280	1,320
l_{OA}	м	0,070	0,080	0,090	0,100	0,110	0,120	0,125	0,130	0,140	0,145
l_{AB}	м	0,800	0,720	0,780	0,750	0,700	1,500	0,800	0,770	0,900	1,100
l_{BC}	м	0,500	0,550	0,600	0,550	0,525	0,650	0,675	0,700	0,600	0,700
l_{BD}	м	0,300	0,500	0,550	0,650	0,600	0,500	0,720	0,900	0,800	0,800
l_{DE}	м	0,550	0,600	0,700	0,720	0,550	0,700	0,675	0,800	0,750	0,700
α	град	20	15	10	12	17	20	25	8	5	0
n_1	об/хв	60	65	70	75	80	105	120	110	100	90
G_1	Н	100	150	200	250	120	180	240	260	280	300
G_2	Н	400	450	450	500	420	440	500	560	580	600
G_5	Н	420	470	500	520	440	480	500	540	500	500
J_{S_1}	кг·м ²	0,10	0,12	0,14	0,16	0,15	0,18	0,24	0,26	0,25	0,28
J_{S_2}	кг·м ²	0,65	0,55	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	0,92	0,88
J_{S_3}	кг·м ²	0,80	0,85	0,87	0,90	0,92	0,94	0,95	0,96	0,98	1,00
F_m	кН	2,5	2,8	2,9	2,7	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
δ	—	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10	1/11	1/12	1/13	1/14
№ пол.	—	8	10	9	1	7	2	11	3	4	5

12. МЕХАНІЗМ КОЛИВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА



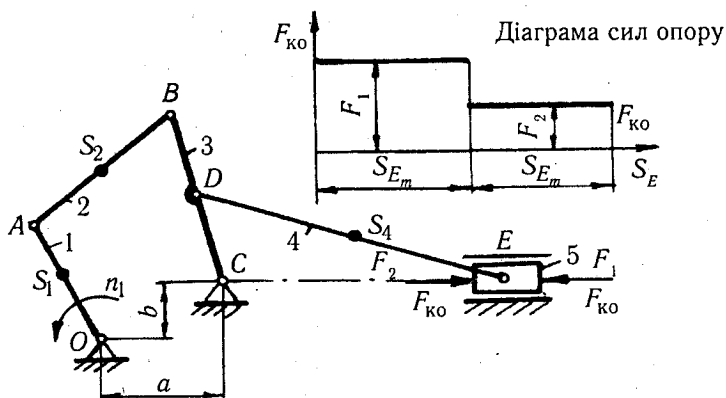
Примітки:
 1. Центри ваги ланок
 2, 3, 4 прийняти
 посередині їх довжин.
 2. $l_{OS_1} = 0,3l_{OA}$.

Діаграма сил опору

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	м	0,500	0,600	0,550	0,800	0,620	0,500	0,400	0,750	0,650	0,450
b	м	0,260	0,200	0,380	0,300	0,200	0,250	0,400	0,500	0,650	0,600
l_{OA}	м	0,130	0,150	0,125	0,100	0,140	0,120	0,157	0,125	0,175	0,150
l_{AB}	м	0,700	0,650	0,625	0,900	0,660	0,420	0,530	0,875	0,925	0,750
l_{BC}	м	0,300	0,250	0,350	0,200	0,220	0,320	0,260	0,280	0,300	0,285
l_{BD}	м	0,900	0,800	1,000	0,600	0,700	0,650	0,750	0,850	0,950	0,800
n_1	об/хв	180	40	120	80	60	50	70	90	100	120
G_1	Н	90	100	120	140	80	40	50	110	150	75
$G_2 = G_4$	Н	300	250	280	320	400	375	325	275	210	280
G_3	Н	150	140	200	210	250	200	180	150	160	160
G_5	Н	1000	1200	1400	1500	1600	1100	1700	1350	800	700
J_S	кг·м ²	0,0011	0,0012	0,0013	0,0014	0,0015	0,0018	0,0015	0,0017	0,0019	0,0021
J_{S_2}	кг·м ²	0,050	0,080	0,065	0,087	0,079	0,060	0,080	0,090	0,045	0,075
J_{S_3}	кг·м ²	0,025	0,040	0,033	0,040	0,040	0,030	0,040	0,045	0,035	0,037
J_{S_4}	кг·м ²	0,055	0,085	0,070	0,090	0,080	0,070	0,090	0,090	0,055	0,085
F_1	кН	4,5	5,0	3,0	6,0	4,0	9,0	9,5	10,0	11,0	12,0
F_2	кН	2,0	3,0	1,0	4,0	2,0	3,0	3,0	4,0	5,0	5,0
δ	—	1/10	1/11	1/12	1/13	1/14	1/15	1/16	1/17	1/18	1/19
№ пол.	—	1	7	5	2	11	10	4	3	8	9

13. МЕХАНІЗМ ГРОХОТА-КОНВЕЄРА

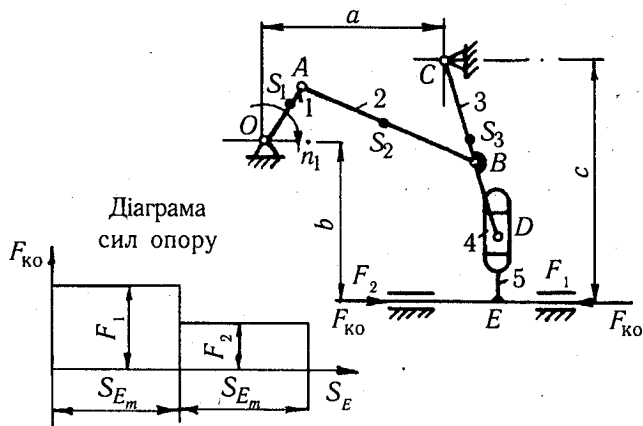
Примітка:
Центри ваги ланок 2, 3, 4 прийняти посередині їх довжин.



Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	м	0,140	0,165	0,120	0,100	0,020	0,022	0,060	0,070	0,080	0,090
b	м	0,150	0,180	0,060	0,000	0,080	0,120	0,140	0,160	0,200	0,240
l_{OA}	м	0,400	0,400	0,200	0,280	0,350	0,320	0,400	0,360	0,420	0,500
l_{AB}	м	0,300	0,400	0,250	0,200	0,150	0,280	0,350	0,500	0,420	0,480
l_{BC}	м	0,350	0,400	0,250	0,280	0,350	0,260	0,425	0,450	0,420	0,520
l_{CD}	м	0,250	0,200	0,150	0,180	0,200	0,165	0,210	0,250	0,220	0,250
l_{DE}	м	0,800	0,750	0,500	0,600	0,700	0,650	0,840	1,000	0,660	0,850
n_1	об/хв	55	58	42	64	75	50	60	40	35	48
G_1	Н	70	80	90	100	60	50	40	75	85	65
$G_2 = G_3$	Н	60	80	120	120	80	60	70	110	140	100
G_4	Н	180	210	200	240	320	280	250	220	260	200
G_5	Н	300	320	280	360	400	420	480	500	550	600
J_S	кг·м ²	0,0011	0,0018	0,0017	0,0015	0,0021	0,0012	0,0012	0,0016	0,0022	0,0018
$J_{S_2} = J_{S_3}$	кг·м ²	0,0013	0,0015	0,0017	0,0012	0,0017	0,0018	0,0016	0,0016	0,0022	0,0021
J_{S_4}	кг·м ²	0,0025	0,0024	0,0031	0,0027	0,0028	0,0024	0,0032	0,0032	0,0036	0,0029
F_1	кН	0,75	1,00	1,25	1,35	1,50	0,90	1,40	1,60	1,80	2,00
F_2	кН	0,50	0,50	0,40	0,50	0,50	0,30	0,40	0,80	0,70	1,20
ξ	—	1/14	1/15	1/16	1/17	1/18	1/19	1/20	1/21	1/22	1/23
№ пол.	—	1	3	2	4	7	5	9	8	11	10

14. МЕХАНІЗМ КОЛІВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА

- Примітки:
 1. Центри ваги ланок 2, 3, 4 прийняті посередині їх довжин, а ланки 5 — в точці E.
 2. $G_4 = 0,2G_3$.

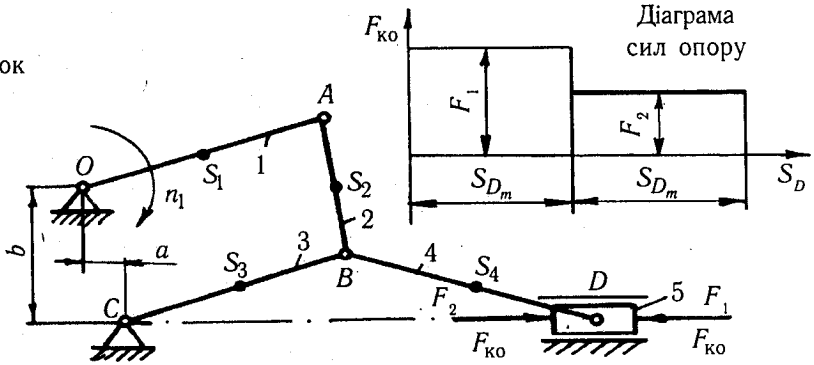


Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	м	0,190	0,225	0,250	0,300	0,320	0,280	0,350	0,295	0,400	0,450
b	м	0,220	0,265	0,200	0,245	0,135	0,100	0,000	0,050	0,150	0,180
c	м	0,320	0,360	0,350	0,385	0,355	0,300	0,240	0,280	0,400	0,360
l_{OA}	м	0,050	0,060	0,055	0,070	0,110	0,045	0,065	0,080	0,055	0,075
l_{AB}	м	0,210	0,240	0,305	0,350	0,330	0,305	0,355	0,340	0,415	0,425
l_{BC}	м	0,150	0,200	0,260	0,170	0,240	0,220	0,180	0,160	0,200	0,250
l_{CD}	м	0,280	0,340	0,360	0,380	0,340	0,290	0,230	0,270	0,380	0,325
n_1	об/хв	57	47	67	60	50	70	45	40	80	100
G_1	Н	50	75	80	90	100	180	125	150	200	120
G_2	Н	120	200	250	500	240	420	300	400	460	350
G_3	Н	100	150	200	400	120	350	200	200	350	300
G_5	Н	800	400	1100	1000	1200	1300	650	500	750	700
J_{S_1}	кг·м ²	0,009	0,008	0,007	0,011	0,012	0,013	0,011	0,012	0,015	0,010
J_{S_2}	кг·м ²	0,054	0,075	0,088	0,092	0,095	0,077	0,076	0,055	0,045	0,081
J_{S_3}	кг·м ²	0,042	0,062	0,081	0,085	0,075	0,067	0,056	0,051	0,040	0,062
F_1	кН	1,1	1,2	1,5	2,5	2,4	3,6	3,9	4,5	5,7	9,0
F_2	кН	0,2	0,3	0,2	0,5	0,4	0,6	0,7	1,5	2,1	3,0
δ	—	1/18	1/19	1/20	1/21	1/22	1/23	1/24	1/25	1/20	1/22
№ пол.	—	1	3	2	5	9	3	7	10	11	4

15. МЕХАНІЗМ ГРОХОТА-КОНВЕЄРА

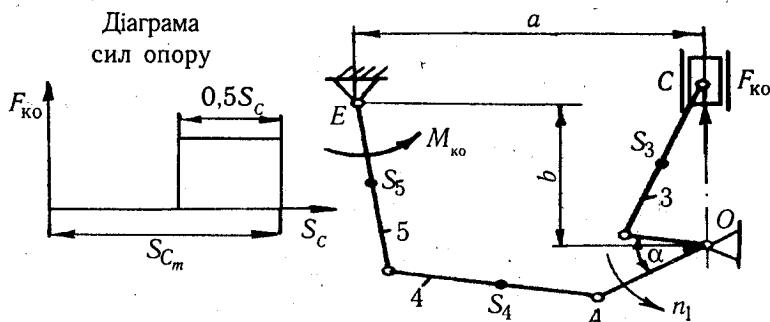
Примітка:

1. Центри ваги ланок
- 2 і 4 прийняти посередині їх довжин.
2. $G_4 = 0,2G_3$.



Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	м	0,030	0,040	0,025	0,055	0,050	0,020	0,000	0,060	0,080	0,100
b	м	0,070	0,065	0,060	0,065	0,050	0,060	0,080	0,080	0,020	0,050
l_{OA}	м	0,180	0,160	0,200	0,150	0,120	0,150	0,220	0,225	0,200	0,240
l_{AB}	м	0,180	0,160	0,180	0,160	0,160	0,175	0,180	0,250	0,210	0,260
l_{BC}	м	0,180	0,160	0,180	0,140	0,200	0,130	0,200	0,225	0,220	0,250
l_{BD}	м	0,560	0,480	0,600	0,500	0,700	0,420	0,800	0,750	0,680	1,000
n_1	об/хв	30	40	35	60	120	70	40	80	50	25
$G_1 = G_3$	Н	40	45	80	85	80	40	85	45	50	55
G_2	Н	35	40	60	70	80	90	50	75	65	95
G_4	Н	100	90	120	120	140	130	110	160	170	180
G_5	Н	120	160	140	240	360	210	280	160	120	180
J_S	кг·м ²	0,0011	0,0012	0,0013	0,0014	0,0015	0,0016	0,0017	0,0018	0,0019	0,0015
J_{S_2}	кг·м ²	0,0013	0,0014	0,0012	0,0011	0,0015	0,0015	0,0016	0,0019	0,0018	0,0018
J_{S_3}	кг·м ²	0,0012	0,0013	0,0015	0,0016	0,0017	0,0018	0,0019	0,0010	0,0017	0,0011
J_{S_4}	кг·м ²	0,0021	0,0032	0,0035	0,0025	0,0024	0,0028	0,0029	0,0030	0,0022	0,0035
F_1	кН	0,60	0,70	0,50	0,40	0,30	0,80	0,45	0,90	1,00	1,10
F_2	кН	0,20	0,30	0,40	0,10	0,20	0,60	0,40	0,40	0,60	0,30
δ	—	1/23	1/24	1/25	1/10	1/11	1/12	1/13	1/14	1/15	1/16
№ пол.	—	2	1	4	3	7	5	9	8	4	10

16. МЕХАНІЗМ ГРОХОТА-КОНВЕЄРА

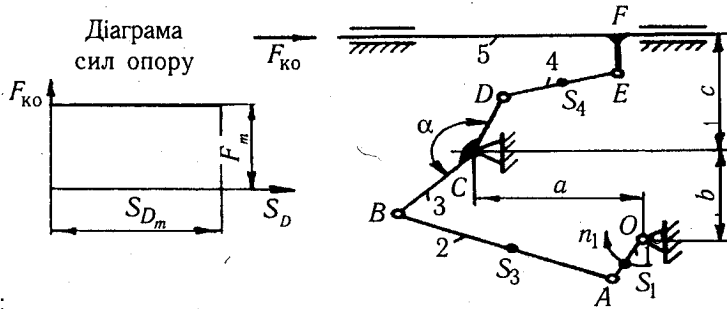


Примітки:

1. Центри ваги ланок 1 прийняті на перетині медіан, ланок 2 і 4 — посередині їх довжин, $l_{ES_5} = 0,3l_{DE}$.
2. $G_4 = G_5 = G_2$.
3. $J_{S_4} = J_{S_5}$.
4. $M_{ко} = M_m$.

Позначення	Одиниця вим.	Варіант										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
a	м	0,125	0,150	0,180	0,210	0,250	0,280	0,300	0,320	0,350	0,350	
b	м	0,160	0,120	0,220	0,250	0,190	0,140	0,175	0,200	0,210	0,240	
l_{OA}	м	0,008	0,010	0,012	0,014	0,015	0,018	0,020	0,025	0,016	0,018	
l_{AC}	м	0,195	0,100	0,150	0,250	0,300	0,120	0,160	0,180	0,220	0,280	
l_{OB}	м	0,055	0,050	0,040	0,060	0,080	0,070	0,030	0,025	0,045	0,060	
l_{BD}	м	0,125	0,160	0,250	0,320	0,300	0,280	0,370	0,400	0,420	0,450	
l_{DE}	м	0,170	0,155	0,115	0,145	0,175	0,150	0,080	0,100	0,150	0,140	
α	град	0	30	60	90	120	50	100	0	75	15	
n_1	об/хв	150	140	130	120	110	100	80	90	75	60	
G_1	Н	50	60	70	75	80	85	90	110	100	120	
G_2	Н	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	
G_3	Н	120	125	140	150	180	220	260	280	300	360	
J_{S_1}	кг·м ²	0,001	0,001	0,002	0,003	0,002	0,004	0,003	0,005	0,006	0,007	
J_{S_2}	кг·м ²	0,012	0,013	0,015	0,020	0,025	0,017	0,018	0,023	0,035	0,031	
J_{S_3}	кг·м ²	0,015	0,015	0,021	0,022	0,028	0,011	0,012	0,013	0,015	0,021	
F_m	кН	1,5	4,5	3,0	7,5	8,0	10,0	11,0	12,0	16,0	15,0	
M_m	Н·м	5,0	7,0	8,0	9,0	6,0	4,0	3,0	2,0	1,0	0,5	
δ	—	1/20	1/16	1/14	1/12	1/10	1/9	1/18	1/7	1/6	1/5	
№ пол.	—	5	7	8	9	10	4	3	2	1	11	

17. МЕХАНІЗМ РЕЙКОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРОКАТНИХ ШТАБ

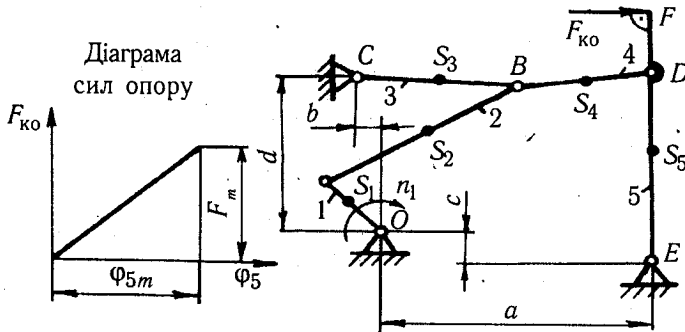


Примітки:

1. Центри ваги ланок 3 прийняті в точці С, а ланок 1, 2 і 4 — посередині їх довжин, ланки 5 — в точці F.
2. $G_3 = G_2 = 1,2G_4$.
3. $J_{S_4} = 0,8J_{S_2}$.

Позначення	Одиниця вим.	Варіант										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
a	м	1,200	1,400	0,900	0,800	0,700	0,600	1,000	1,100	1,200	1,300	
b	м	1,100	0,550	0,300	0,350	0,250	0,150	0,400	0,450	1,500	0,525	
c	м	1,300	0,750	0,700	0,800	0,500	0,550	0,600	0,650	0,700	0,400	
l_{OA}	м	0,275	0,290	0,150	0,190	0,200	0,170	0,220	0,265	0,315	0,250	
l_{AB}	м	1,525	1,440	0,950	0,900	0,800	0,790	1,200	0,960	1,940	1,450	
l_{BC}	м	1,140	0,625	0,700	0,600	0,500	0,550	0,625	0,650	0,750	0,675	
l_{CD}	м	1,140	0,450	0,550	0,500	0,350	0,400	0,500	0,525	0,550	0,380	
l_{DE}	м	0,720	0,500	0,450	0,400	0,350	0,500	0,400	0,615	0,550	0,500	
l_{EF}	м	0,000	0,050	0,100	0,150	0,100	0,080	0,100	0,125	0,120	0,000	
α	град	165	180	190	170	175	150	160	195	145	170	
n_1	об/хв	100	120	160	180	250	200	300	350	400	450	
G_1	Н	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	
G_5	Н	150	200	250	300	380	320	350	240	270	400	
J_{S_1}	кг·м ²	0,0015	0,0025	0,0027	0,0016	0,0031	0,0032	0,0035	0,0020	0,0030	0,0040	
J_{S_2}	кг·м ²	0,0045	0,0055	0,0050	0,0060	0,0070	0,0080	0,0065	0,0075	0,0080	0,0090	
J_{S_3}	кг·м ²	0,0050	0,0060	0,0070	0,0080	0,0090	0,0080	0,0070	0,0080	0,0060	0,0080	
F_m	кН	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	0,3	1,1	1,2	
δ	—	1/10	1/12	1/14	1/16	1/18	1/20	1/22	1/24	1/25	1/15	
№ пол.	—	1	5	11	2	10	9	3	7	8	4	

18. БАТАННИЙ МЕХАНІЗМ З ПОДВІЙНИМ ПРИБОЄМ

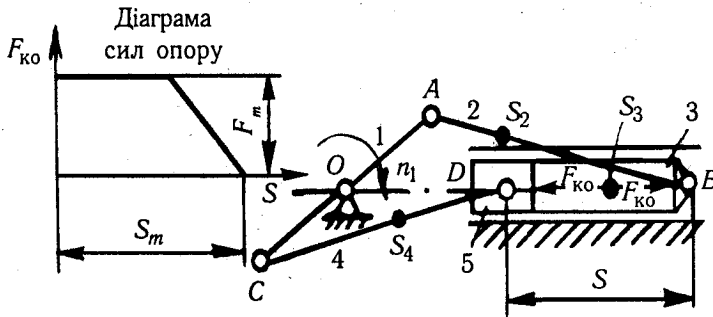


Примітки:

1. Центри ваги ланок 1, 2, 3, 4 і 5 прийняті посередині їх довжин.
2. $l_{EF} = 1, l_{ED}$. 3. $G_4 = 0,5G_2; G_1 = 0,4G_3$. 4. $J_{S_4} = 0,5J_{S_2} = J_{S_3}$.

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	m	0,500	0,450	0,250	0,530	0,290	0,270	0,460	0,380	0,350	0,400
b	m	0,225	0,150	0,200	0,240	0,270	0,115	0,150	0,000	0,000	0,100
c	m	0,235	0,200	0,220	0,240	0,070	0,066	0,200	0,000	0,100	0,000
d	m	0,400	0,370	0,375	0,420	0,450	0,330	0,350	0,500	0,450	0,550
l_{OA}	m	0,090	0,100	0,085	0,105	0,110	0,083	0,096	0,097	0,105	0,120
l_{AB}	m	0,386	0,360	0,375	0,415	0,450	0,345	0,360	0,540	0,500	0,580
l_{BC}	m	0,240	0,180	0,200	0,240	0,300	0,210	0,186	0,250	0,220	0,270
l_{BD}	m	0,490	0,520	0,260	0,520	0,280	0,165	0,480	0,200	0,260	0,250
l_{ED}	m	0,625	0,550	0,600	0,645	0,525	0,410	0,560	0,480	0,580	0,550
n_1	об/хв	180	200	220	160	150	120	110	100	80	60
G_2	H	60	80	50	40	75	80	100	45	85	105
G_3	H	120	110	100	90	80	80	90	75	70	60
G_4	H	180	190	200	210	220	270	280	230	240	250
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,0010	0,0020	0,0030	0,0040	0,0050	0,0010	0,0011	0,0015	0,0025	0,0035
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,010	0,020	0,008	0,003	0,015	0,050	0,040	0,025	0,021	0,019
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,055	0,060	0,070	0,075	0,063	0,080	0,085	0,065	0,070	0,085
F_m	$кН$	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,70	0,80	0,60	0,90	0,15
δ	—	1/20	1/25	1/30	1/35	1/40	1/45	1/50	1/22	1/28	1/33
№ пол.	—	1	2	11	3	9	5	4	10	7	8

19. МЕХАНІЗМ КОМПРЕСОРА



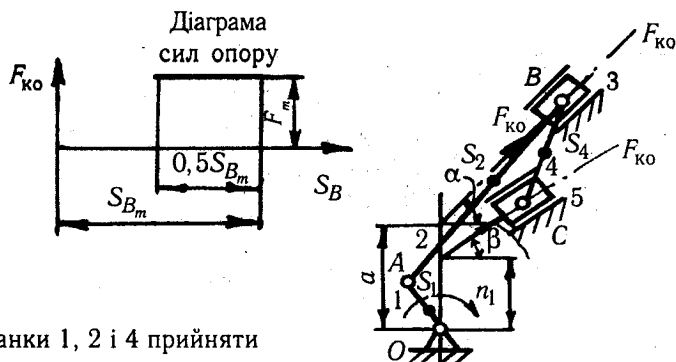
Примітки:

1. Центри ваги ланки 1 прийняти в точці O .

2. $S = S_{\max} - S_{\min}$.

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_{OA}	м	0,050	0,030	0,036	0,040	0,045	0,050	0,055	0,066	0,070	0,080
l_{AB}	м	0,500	0,270	0,300	0,310	0,325	0,360	0,380	0,420	0,500	0,650
l_{OC}	м	0,050	0,025	0,030	0,040	0,040	0,050	0,050	0,060	0,070	0,060
l_{CD}	м	0,350	0,190	0,180	0,160	0,150	0,200	0,210	0,240	0,260	0,400
l_{AS_2}	м	0,200	0,120	0,150	0,200	0,150	0,180	0,200	0,210	0,200	0,300
l_{CS_3}	м	0,160	0,080	0,090	0,080	0,070	0,100	0,150	0,120	0,120	0,200
l_{CS_4}	м	0,100	0,060	0,070	0,060	0,075	0,060	0,070	0,090	0,100	0,120
n_1	об/хв	100	200	250	300	400	500	600	700	800	900
G_1	Н	100	60	80	75	90	50	65	40	50	80
G_2	Н	300	200	220	240	240	180	200	225	250	260
G_3	Н	60	80	100	120	110	125	140	150	160	170
G_4	Н	200	180	150	135	160	145	150	160	175	180
G_5	Н	50	55	60	65	70	80	90	100	105	120
J_S	кг·м ²	0,002	0,002	0,003	0,004	0,003	0,005	0,006	0,007	0,006	0,005
J_{S_2}	кг·м ²	0,015	0,017	0,018	0,020	0,022	0,025	0,028	0,030	0,035	0,040
J_{S_4}	кг·м ²	0,012	0,015	0,016	0,018	0,020	0,020	0,020	0,025	0,030	0,035
F_m	кН	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0	2,2
δ	—	1/25	1/30	1/40	1/35	1/45	1/50	1/55	1/60	1/65	1/70
№ пол.	—	8	5	11	4	9	3	7	2	10	1

20. МЕХАНІЗМ РУХУ БОКОВИХ НОЖІВ ТРИСТОРОННІХ РІЗАЛЬНИХ МАШИН 2ТР І БОП-3

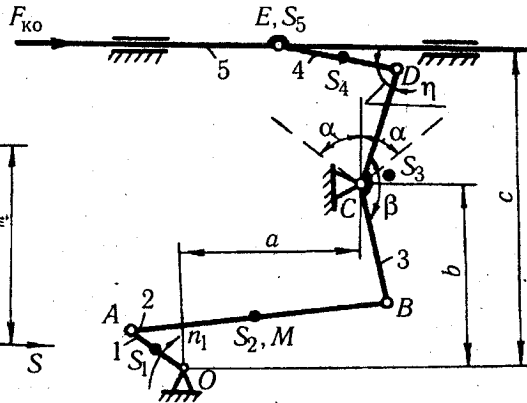
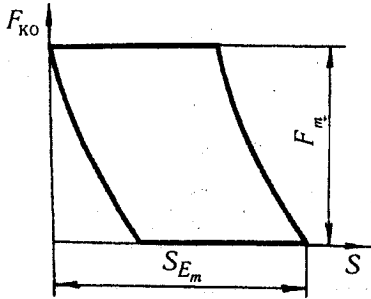


Примітка:
Центри ваги ланки 1, 2 і 4 прийняти посередині їх довжин.

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	m	0,400	0,350	0,420	0,450	0,425	0,500	0,380	0,410	0,300	0,325
b	m	0,200	0,210	0,150	0,200	0,150	0,250	0,125	0,180	0,120	0,075
l_{OA}	m	0,100	0,120	0,130	0,140	0,150	0,110	0,105	0,145	0,070	0,125
l_{AB}	m	0,700	1,20	1,300	1,250	1,500	1,000	0,855	1,100	0,750	0,950
l_{BC}	m	0,250	0,335	0,380	0,450	0,550	0,360	0,300	0,325	0,320	0,400
α	град	48	40	40	45	48	50	50	55	55	60
β	град	40	35	37	38	42	45	46	50	48	55
n_1	об/хв	17	18	19	20	16	12	13	14	15	24
G_1	H	50	55	40	48	35	68	62	65	70	75
G_2	H	300	600	650	620	750	500	425	550	375	475
G_3	H	30	35	40	45	30	50	60	60	50	40
G_4	H	1200	1210	990	825	750	780	620	460	510	950
G_5	H	30	40	40	50	50	60	50	45	45	35
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,001	0,001	0,007	0,002	0,003	0,003	0,004	0,004	0,005	0,005
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,051	0,047	0,065	0,075	0,062	0,075	0,081	0,066	0,091	0,098
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,090	0,110	0,120	0,095	0,0130	0,088	0,100	0,014	0,015	0,018
F_m	$кН$	5,4	5,6	7,0	4,5	6,4	4,0	4,5	4,2	5,0	6,0
δ	—	1/10	1/15	1/20	1/25	1/30	1/35	1/40	1/45	1/50	1/5
№ пол.	—	1	11	5	2	7	8	4	3	10	9

1. МЕХАНІЗМ КИСНЕВОГО КОМПРЕСОРА

Діаграма сил опору

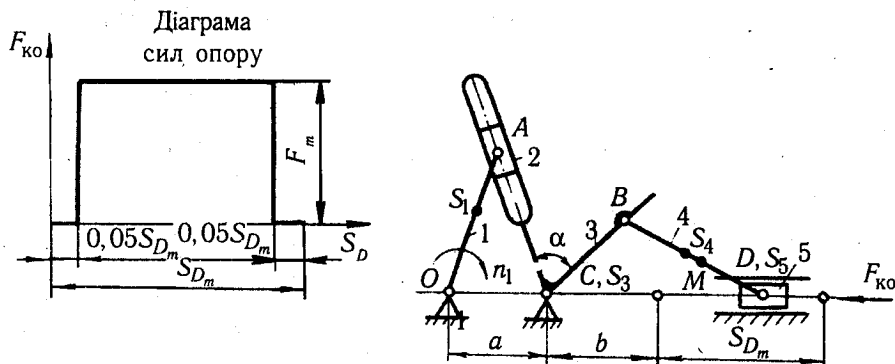


Примітки:

1. В правому крайньому положенні ланки 5 кут $CDE = \eta$.
2. Центри ваги ланок 1, 2 і 4 лежать на їх серединах, ланки 3 — на перетині медіан трикутника BCD , а центр ланки 5 — збігається з точкою E .
3. $G_3 = G_2 = 3,5G_1$, $G_4 = 0,6G_3$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,125	0,140	0,150	0,145	0,200
b	m	0,180	0,160	0,180*	0,080	0,140
c	m	0,305	0,280	0,280	0,220	0,190
$l_{BC} = l_{DC}$	m	0,115	0,105	0,090	0,120	0,130
β	град	165	150	160	180	190
η	град	85	80	70	80	90
α	град	15	30	30	20	25
n_1	об/хв	300	200	220	330	270
G_1	H	100	80	150	120	130
G_5	H	200	400	350	250	300
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,0042	0,0035	0,0020	0,0025	0,0039
$J_{S_2} = J_{S_3}$	$кг \cdot м^2$	0,0220	0,0300	0,0350	0,0400	0,0330
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,0065	0,0075	0,0055	0,0080	0,0070
F_m	H	300	650	830	1000	750
δ	—	1/60	1/50	1/30	1/80	1/40
№ пол.	—	0,4,8	0,1,7	0,2,6	0,3,10	0,4,9

2. МЕХАНІЗМ ПОПЕРЕЧНО-СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА



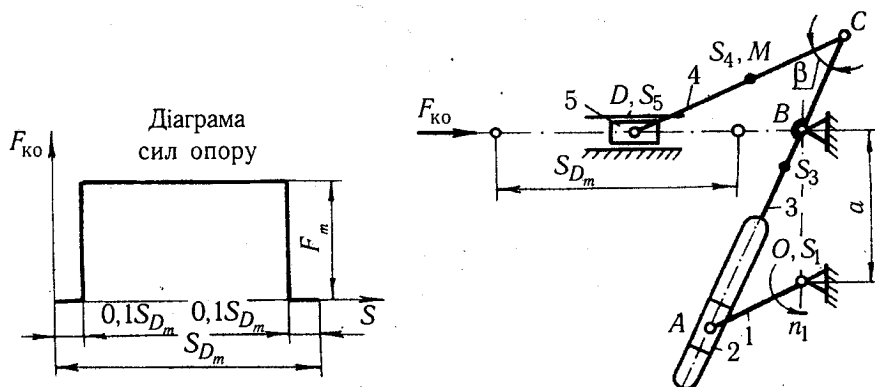
Примітки:

1. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою C, ланки 5 — з точкою D.

2. $l_{OS_1} = 0,3l_{OA}$, $l_{BS_2} = 0,6l_{BD}$, $l_{BM} = 0,85l_{BD}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,045	0,050	0,060	0,065	0,055
b	$м$	0,300	0,250	0,375	0,400	0,360
S_{D_m}	$м$	0,150	0,450	0,200	0,300	0,240
l_{OA}	$м$	0,175	0,150	0,225	0,240	0,180
α	град	90	0	45	60	180
n_1	об/хв	180	150	200	130	70
G_1	$Н$	120	100	130	150	170
G_3	$Н$	220	250	300	280	200
G_4	$Н$	130	150	90	140	160
G_5	$Н$	400	600	500	650	300
J_S	$кг \cdot м^2$	0,0020	0,0040	0,0035	0,0025	0,0045
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,0250	0,0400	0,0350	0,0450	0,0200
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,0080	0,0090	0,0110	0,0060	0,0050
F_m	$Н$	220	150	200	170	240
δ	—	1/25	1/30	1/40	1/50	1/60
№ пол.	—	0,4,11	0,3,7	0,5,10	0,2,9	0,1,8

3. МЕХАНІЗМ СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

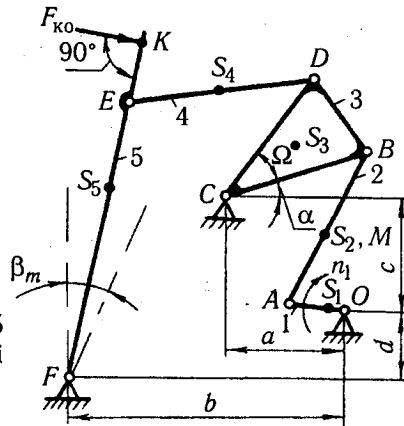
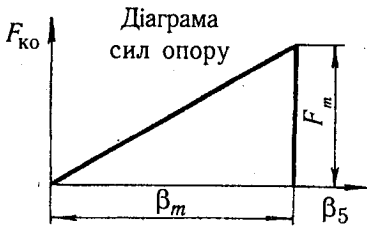


Примітки:

1. В крайньому лівому положенні ланки 5 кут $BCD = \beta$.
2. Центр ваги ланки 1 збігається з точкою O , ланки 2 — з точкою A , ланки 2 — з точкою D , $l_{CS_4} = 0,6l_{BD}$, $l_{BS_4} = 0,3l_{BC}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,150	0,300	0,165	0,225	0,275
l_{BC}	м	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5
K	—	1,80	2,05	2,00	1,57	2,50
β	град	90	90	90	80	100
n_1	об/хв	110	90	150	130	170
G_1	Н	250	200	300	350	150
G_2	Н	60	90	110	100	50
G_3	Н	150	100	200	120	180
G_4	Н	100	80	180	100	120
G_5	Н	30	35	40	45	50
J_{S_5}	кг·м ²	0,0030	0,0080	0,0040	0,0090	0,0050
J_{S_3}	кг·м ²	0,0500	0,0600	0,0700	0,0750	0,0650
J_{S_4}	кг·м ²	0,080	0,1000	0,0950	0,0850	0,0900
F_m	Н	400	800	900	500	700
δ	—	1/40	1/60	1/75	1/55	1/70
№ пол.	—	0,2,9	0,4,11	0,1,10	0,3,7	0,5,8

4. БАТАННИЙ МЕХАНІЗМ З КОРОТКИМ ШАТУНОМ



Примітки:

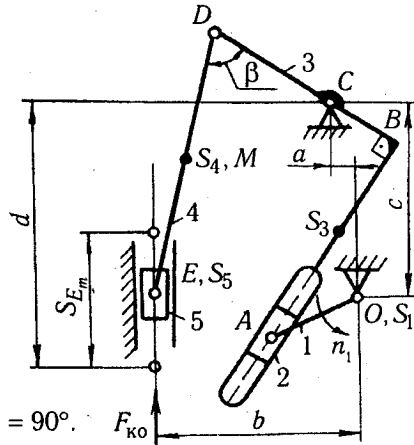
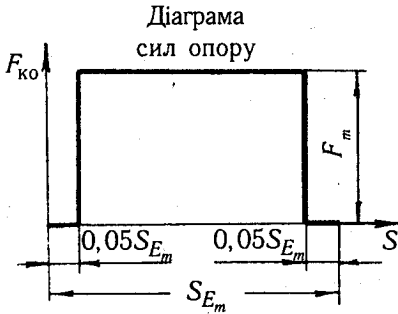
1. В крайньому правому положенні ланки 5 кут $\alpha = 0^\circ$, в крайньому лівому положенні ланка 5 розташована вертикально.
2. $l_{KF} = 1, l_{EF}$.

3. Центри ваги ланок 2 і 4 лежать на їх серединах, ланки 3 — на перетині медіан ΔBCD , $l_{ES_3} = 0,4l_{EF}$, $l_{OS_1} = 0,5l_{OA}$.

4. $G_2 = 3G_1 = 1,2G_3$, $G_5 = 3G_2$. 5. $J_{S_2} = 3J_{S_1} = J_{S_3}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,250	0,345	0,300	0,165	0,350
b	m	0,570	0,625	0,660	0,560	0,750
c	m	0,250	0,270	0,390	0,345	0,270
d	m	0,145	0,170	0,100	0,160	0,260
l_{BC}	m	0,300	0,320	0,335	0,350	0,375
l_{DC}	m	0,300	0,300	0,350	0,350	0,350
l_{EF}	m	0,600	0,650	0,700	0,750	0,600
Ω	град	35	30	20	25	25
β_m	град	17	12	9	11	10
n_1	об/хв	260	150	250	230	210
$G_2 = G_4$	H	200	250	260	350	360
$J_{S_2} = J_{S_4}$	$кг \cdot м^2$	0,0250	0,0350	0,0300	0,0330	0,0360
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,0600	0,0950	0,0650	0,1000	0,0700
F_m	H	400	450	500	600	550
δ	—	1/40	1/75	1/50	1/45	1/55
№ пол.	—	0,3,11	0,5,6	0,2,10	0,1,6	0,4,9

5. МЕХАНІЗМ ДОВБАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

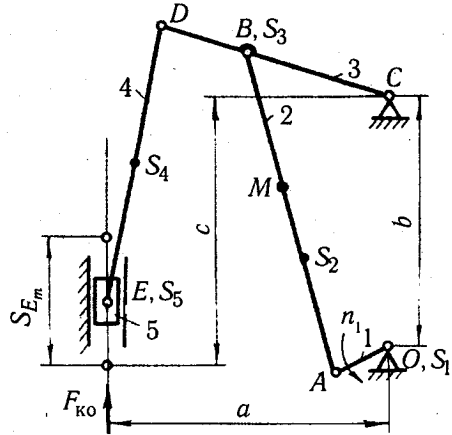
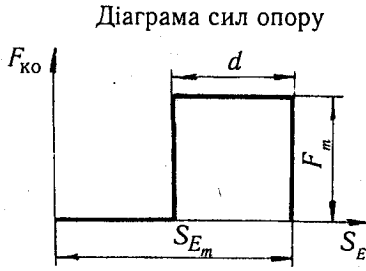


Примітки:

1. $l_{BC} = 0,5(b - a)$.
2. В крайньому нижньому положенні ланки 5 кут $\beta = 90^\circ$.
3. $\angle ABC = 90^\circ$.
4. Центр ваги ланки 1 збігається з точкою O , ланки 5 — з точкою E .
5. $l_{ES_3} = 0,4l_{BC}$, $l_{DS_4} = 0,6l_{DE}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
b	м	0,310	0,360	0,405	0,450	0,495
a	м	0,060	0,040	0,105	0,050	0,055
c	м	0,300	0,340	0,480	0,450	0,500
d	м	0,450	0,500	0,400	0,540	0,600
K	м	2,0	1,8	1,4	1,6	2,1
n_1	об/хв	150	200	170	210	190
G_1	Н	90	100	120	60	70
G_3	Н	270	300	360	180	220
G_4	Н	200	180	250	150	190
G_5	Н	350	400	450	480	390
J_S	кг·м ²	0,0450	0,0600	0,0500	0,0800	0,0850
J_{S_3}	кг·м ²	0,1000	0,1300	0,1800	0,2500	0,1500
J_{S_4}	кг·м ²	0,085	0,1000	0,0950	0,1300	0,1100
F_m	Н	1500	1800	2000	2500	1000
δ	—	1/40	1/45	1/48	1/55	1/50
№ пол.	—	0,1,8	0,3,7	0,4,11	0,2,10	0,5,9

6. МЕХАНІЗМ ПРЕСА

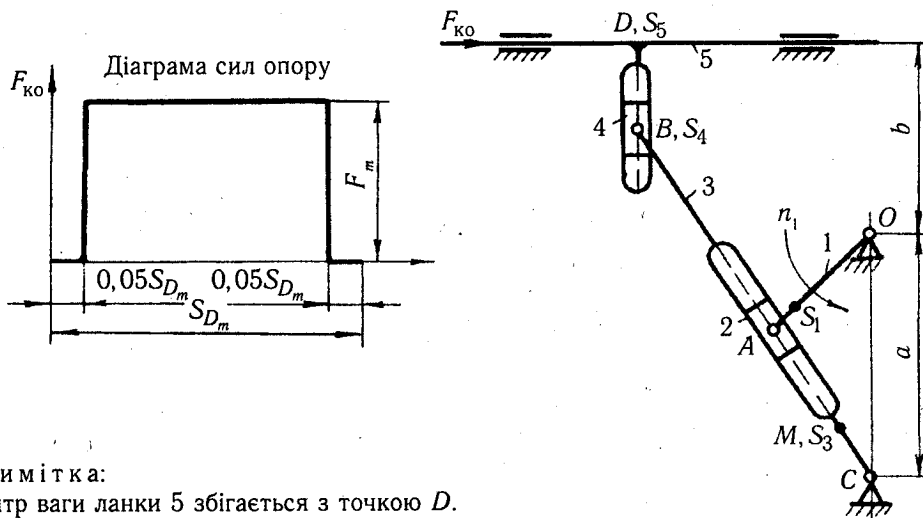


Примітки:

1. Центр ваги ланки 1 збігається з точкою O , ланки 3 — з точкою B , ланки 5 — з точкою E , $l_{AS_2} = 0,3l_{AB}$, $l_{AM} = 0,8l_{AB}$, $l_{DS_4} = 0,3l_{DE}$.
2. $d = 0,5S_{E_m}$.
3. $G_1 = 1,5G_2$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,450	0,500	0,600	0,650	0,510
b	$м$	0,800	0,950	1,100	1,000	1,200
c	$м$	0,500	0,550	0,500	0,600	0,600
S_{E_m}	$м$	0,100	0,120	0,150	0,200	0,175
$l_{DC} = l_{DE}$	$м$	0,400	0,520	0,600	0,700	0,500
l_{BC}	$м$	0,300	0,350	0,380	0,400	0,400
n_1	об/хв	45	110	50	60	70
$G_2 = G_4$	$Н$	900	850	950	500	800
G_3	$Н$	600	500	550	400	450
G_5	$Н$	2000	1800	1000	1200	1300
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25
$J_{S_2} = J_{S_4}$	$кг \cdot м^2$	0,60	0,70	0,98	0,65	0,90
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,55	0,65	0,60	0,90	0,75
F_m	$Н$	2500	2000	2300	2150	2400
δ	—	1/55	1/80	1/40	1/75	1/60
№ пол.	—	0,4,6	0,2,7	0,5,9	0,3,11	0,1,10

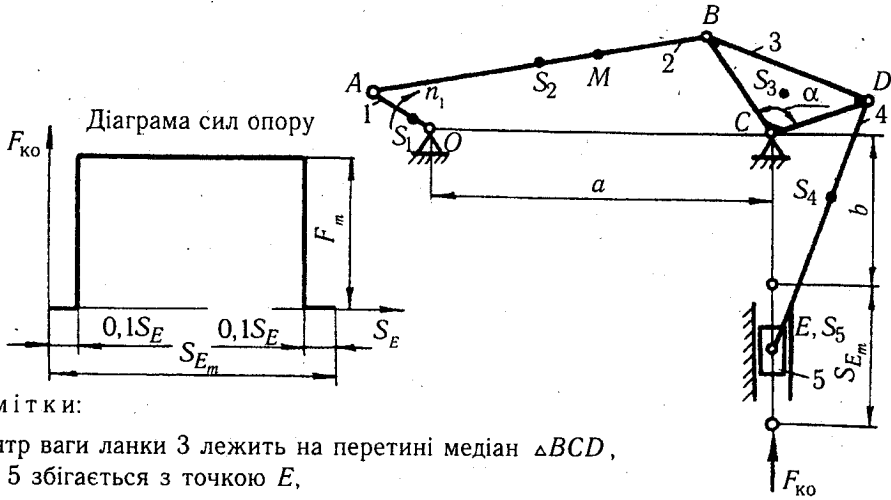
7. МЕХАНІЗМ ПОПЕРЕЧНО-СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТУ



Примітка:
 Центр ваги ланки 5 збігається з точкою D.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,280	0,320	0,350	0,400	0,450
b	$м$	0,180	0,200	0,250	0,320	0,320
l_{BC}	$м$	0,425	0,500	0,575	0,650	0,750
K	—	1,50	1,75	1,85	2,00	2,15
n_1	об/хв	150	130	100	140	85
G_1	$Н$	90	150	120	140	105
G_3	$Н$	450	600	650	700	750
G_4	$Н$	80	90	70	100	85
G_5	$Н$	1250	1500	1750	1500	1800
J_S	$кг \cdot м^2$	0,040	0,035	0,045	0,050	0,070
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,300	0,450	0,600	0,700	0,800
l_{OS_5}	$м$	$0,2l_{OA}$	$0,6l_{OA}$	$0,5l_{OA}$	$0,4l_{OA}$	$0,3l_{OA}$
l_{BS_4}	$м$	0,300	0,350	0,250	0,280	0,320
F_m	$Н$	7500	9000	8000	8500	5000
δ	—	1/50	1/25	1/18	1/30	1/45
№ пол.	—	0,1,8	0,2,9	0,3,10	0,4,11	0,5,7

8. МЕХАНІЗМ ПРЕСА



Примітки:

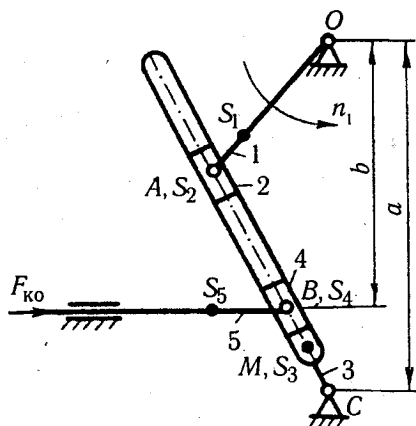
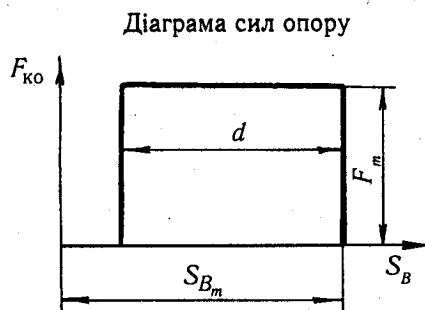
1. Центр ваги ланки 3 лежить на перетині медіан $\triangle BCD$, ланки 5 збігається з точкою E,

$$l_{OS_1} = 0,2l_{OA}, l_{AS_2} = 0,3l_{AB}, l_{AM} = 0,8l_{AB}, l_{DS_4} = 0,55l_{DE}.$$

2. $G_1 = 0,8G_2, J_{S_1} = 0,4J_{S_2}.$

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,400	0,450	0,475	0,500	0,550
b	m	0,200	0,260	0,280	0,300	0,350
S_{E_m}	m	0,100	0,110	0,090	0,110	0,150
l_{DE}	m	0,250	0,300	0,325	0,350	0,400
l_{BC}	m	0,175	0,160	0,195	0,150	0,180
l_{DC}	m	$0,8l_{BC}$	$0,8l_{BC}$	$0,8l_{BC}$	$0,7l_{BC}$	$0,9l_{BC}$
α	град	130	100	140	120	110
n_1	об/хв	45	50	140	70	100
$G_2 = G_4$	H	250	300	350	400	450
G_3	H	450	300	550	600	500
G_5	H	500	550	700	850	650
$J_{S_2} = J_{S_4}$	$кг \cdot м^2$	0,75	0,80	0,95	1,20	0,85
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	1,80	1,70	1,60	1,50	1,20
F_m	H	12000	16000	18000	9000	11000
δ	—	1/15	1/30	1/45	1/25	1/35
№ пол.	—	0,5,10	0,3,11	0,4,7	0,2,9	0,1,8

9. МЕХАНІЗМ ПОПЕРЕЧНО-СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

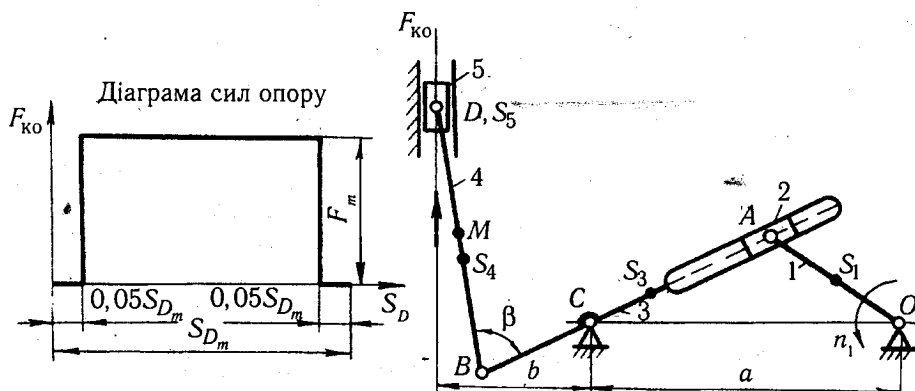


Примітка:

$$l_{BS_5} = 0,55S_{B_m}$$

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,750	0,560	0,800	0,640	0,930
b	м	0,325	0,300	0,450	0,360	0,600
K	—	1,6	1,7	1,8	1,9	2,1
d/S_{E_m}	—	0,8	0,9	0,6	0,7	0,5
J_{OS_5}	м	0,4	0,6	0,7	0,3	0,2
J_{CS_3}	м	0,280	0,250	0,200	0,300	0,250
n_1	об/хв	170	155	150	100	115
G_1	Н	170	155	150	100	115
$G_2 = G_4$	Н	100	90	80	95	60
G_3	Н	350	250	450	580	350
G_5	Н	650	750	700	800	850
J_S	кг·м ²	0,05	0,04	0,09	0,03	0,02
J_{S_5}	кг·м ²	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90
F_m	Н	800	900	1200	600	700
δ	—	1/40	1/50	1/28	1/55	1/35
№ пол.	—	0,2,11	0,3,8	0,4,9	0,1,6	0,5,10

10. МЕХАНІЗМ ДОВБАЛЬНОГО ВЕРСТАТА



Примітки:

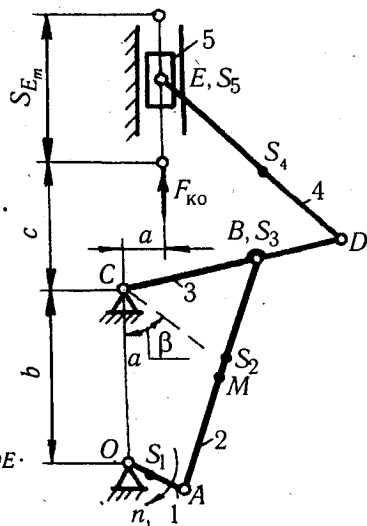
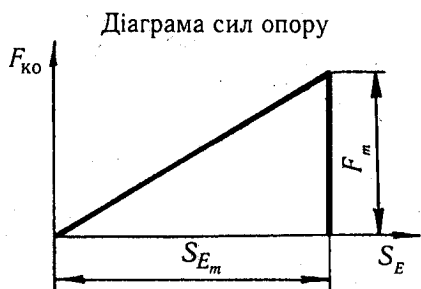
1. В крайньому нижньому положенні ланки 5 $\angle CBD = \beta$.

2. Центр ваги ланки 5 збігається з точкою D ,

$$l_{OS_1} = 0,65l_{OA}, l_{CS_3} = 0,3l_{BC}, l_{BS_4} = 0,3l_{BD}, l_{BM} = 0,6l_{BD}.$$

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
b	м	0,150	0,200	0,175	0,210	0,220
a	м	0,300	0,350	0,375	0,400	0,425
l_{BC}	м	$0,7b$	$1,25b$	$1,2b$	$1,0b$	$0,8b$
K	м	1,50	1,75	1,90	2,00	2,20
β	град	90	60	50	65	70
n_1	об/хв	100	250	70	120	180
G_1	Н	250	180	280	300	150
G_3	Н	950	400	450	500	1200
G_4	Н	200	450	250	350	650
G_5	Н	400	700	850	800	750
J_{S_1}	кг·м ²	0,08	0,04	0,07	0,01	0,09
J_{S_3}	кг·м ²	0,80	0,50	2,50	3,00	1,00
J_{S_4}	кг·м ²	1,90	1,10	2,20	2,50	1,00
F_m	Н	8000	1000	1200	11000	6000
δ	—	1/75	1/80	1/60	1/65	1/85
№ пол.	—	0,3,8	0,1,9	0,4,11	0,2,10	0,5,7

11. МЕХАНІЗМ ПРЕСА

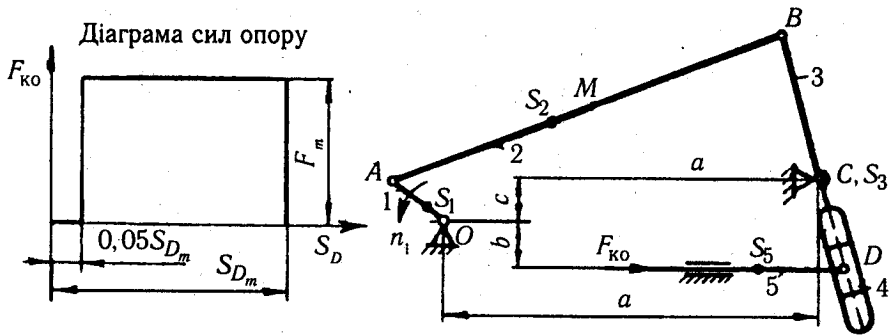


Примітки:

1. $l_{OS_1} = 0,55l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,8l_{AB}$, $l_{AM} = 0,4l_{AB}$, $l_{DS_4} = 0,3l_{DE}$.
2. $G_2 = 1,5G_1 = 3G_3$.
3. $J_{S_1} = 0,25J_{S_2}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,100	0,080	0,180	0	0,030
b	$м$	0,140	0,130	0,165	0,180	0,210
c	$м$	0,140	0,180	0,200	0,250	0,300
S_{E_m}	$м$	0,080	0,070	0,090	0,100	0,075
l_{DC}	$м$	0,180	0,210	0,225	0,200	0,240
l_{BC}	$м$	$0,5l_{DC}$	$0,6l_{DC}$	$0,6l_{DC}$	$0,65l_{DC}$	$0,65l_{DC}$
β	град	60	65	70	60	55
n_1	об/хв	90	150	80	120	130
G_2	H	200	230	250	150	180
G_4	H	250	190	320	240	260
G_5	H	230	200	280	185	210
$J_{S_2} = J_{S_4}$	$кг \cdot м^2$	0,65	0,85	0,45	0,40	0,35
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,95	1,40	1,00	0,90	0,85
F_m	H	2500	3500	4000	1800	2100
δ	—	1/60	1/80	1/75	1/55	1/70
№ пол.	—	0,4,11	0,3,8	0,2,7	0,1,9	0,6,10

12. МЕХАНІЗМ ПОДАЧІ



Примітки:

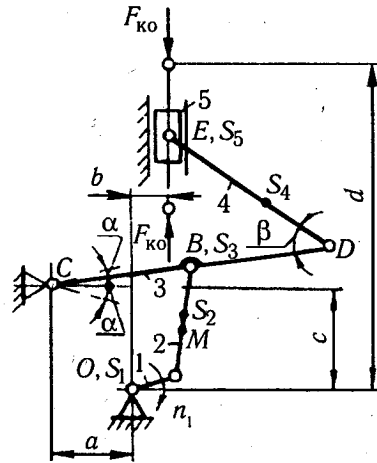
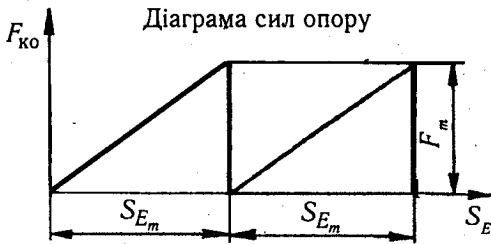
1. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою С,

$l_{OS_1} = 0,5l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,3l_{AB}$, $l_{AM} = 0,6l_{AB}$, $l_{DS_3} = 0,3a$.

2. В середньому положенні ланка 3 збігається з вертикаллю.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,150	0,200	0,180	0,225	0,250
b	м	0	0,030	0,025	0,010	0,020
c	м	0,035	0,015	0,040	0,050	0,030
S_{D_m}	м	0,040	0,050	0,060	0,070	0,065
l_{BC}	м	0,060	0,055	0,080	0,070	0,100
n_1	об/хв	70	90	180	200	230
G_1	Н	15	20	25	30	35
G_2	Н	60	40	90	130	150
G_3	Н	55	20	35	40	45
G_5	Н	200	250	300	350	400
J_{S_1}	кг·м ²	0,010	0,040	0,015	0,045	0,020
J_{S_2}	кг·м ²	0,450	0,350	0,400	0,150	0,250
J_{S_3}	кг·м ²	0,550	0,150	0,250	0,300	0,450
F_m	Н	500	550	600	700	1000
δ	—	1/30	1/55	1/40	1/50	1/70
№ пол.	—	0,3,8	0,1,9	0,2,10	0,5,7	0,4,11

13. МЕХАНІЗМ КОМПРЕСОРА ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ



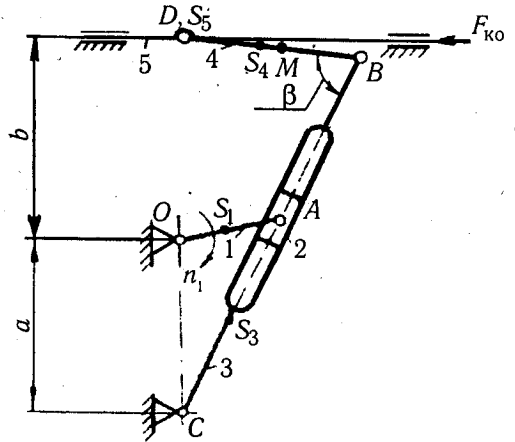
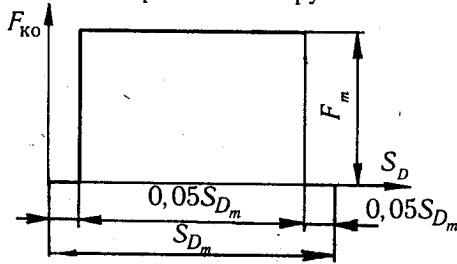
Примітки:

1. У крайньому верхньому положенні ланки 5 кут $\beta = 90^\circ$.
2. $l_{BC} = l_{BD}$.
3. $l_{AS_2} = 0,5l_{AB}$, $l_{AM} = 0,3l_{AB}$, $l_{DS_4} = 0,5l_{DE}$. Центр ваги ланки 1 збігається з точкою O, ланки 3 — з точкою B, ланки 5 — з точкою E.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,085	0,080	0,075	0,060	0,100
b	м	0,130	0,085	0,100	0,090	0,100
c	м	0,300	0,225	0,230	0,220	0,245
d	м	0,650	0,390	0,420	0,400	0,445
α	град	20	15	18	22	25
n_1	об/хв	300	250	400	450	350
G_1	Н	300	350	500	600	400
$G_2 = G_4$	Н	450	550	350	400	300
G_3	Н	600	450	1200	1400	1000
G_5	Н	1200	600	2000	2400	1500
J_S	кг·м ²	0,055	0,045	0,025	0,060	0,050
$J_{S_2} = J_{S_4}$	кг·м ²	0,350	0,450	0,600	0,650	0,550
J_{S_3}	кг·м ²	1,200	1,000	0,750	0,600	0,550
F_m	Н	1300	1200	600	500	550
δ	—	1/20	1/25	1/50	1/55	1/45
№ пол.	—	0,4,8	0,2,7	0,6,11	0,1,10	0,3,9

14. МЕХАНІЗМ ПОПЕРЕЧНО-СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТУ

Діаграма сил опору



Примітки:

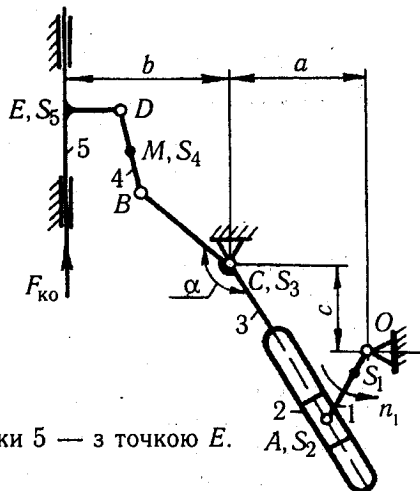
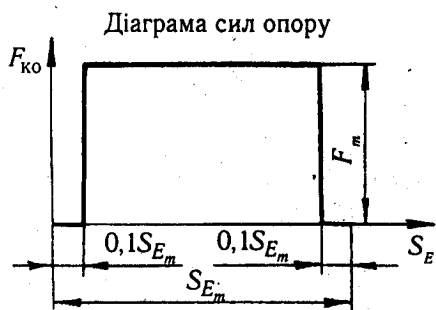
1. У правому крайньому верхньому положенні ланки 5 $\angle CBD = \beta$.

2. Центр ваги ланки 5 збігається з точкою D

$$l_{OS_1} = 0,55l_{OA}, l_{CS_3} = 0,3l_{BC}, l_{BS_4} = 0,5l_{BD}, l_{BM} = 0,4l_{BD}$$

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,300	0,320	0,700	0,550	0,650
b	м	0,250	0,260	0,375	0,500	0,425
S_{Dm}	м	0,550	0,580	0,870	0,960	0,640
K	—	2,00	2,15	1,60	1,80	1,50
β	град	80	90	60	75	95
n_1	об/хв	120	100	180	200	230
G_1	Н	600	700	200	150	300
G_3	Н	1000	1200	600	500	600
G_4	Н	550	600	180	120	250
G_5	Н	2500	4500	5000	6000	7000
J_{S_1}	кг·м ²	0,080	0,090	0,045	0,085	0,040
J_{S_3}	кг·м ²	0,900	0,105	0,650	0,700	0,950
J_{S_4}	кг·м ²	0,450	0,500	0,350	0,300	0,400
F_m	Н	2000	1500	800	1300	700
δ	—	1/40	1/28	1/50	1/60	1/55
№ пол.	—	0,3 10	0,1,11	0,2,8	0,5,9	0,4,7

15. МЕХАНІЗМ ДОВБАЛЬНОГО ВЕРСТАТА



Примітки:

1. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою С, ланки 5 — з точкою Е.

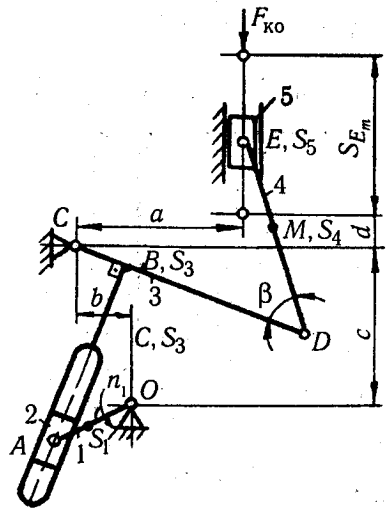
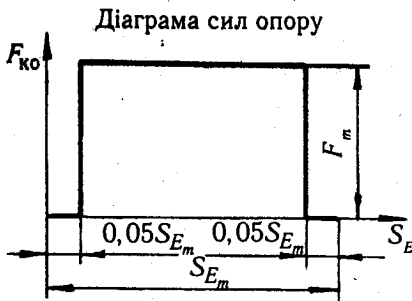
$l_{OS_1} = 0,5l_{OA}$, $l_{BS_4} = 0,4l_{BD}$.

2. $G_1 = 3,5G_2 = 0,1G_3 = 2G_4$.

3. $J_{S_4} = 4J_{S_1}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,400	0,450	0,500	0,380	0,550
b	м	0,560	0,500	0,500	0,650	0,700
c	м	0,260	0,200	0,300	0,220	0,350
l_{BC}	м	0,480	0,500	0,450	0,520	0,500
l_{BD}	м	0,160	0,180	0,200	0,220	0,450
l_{DE}	м	0,080	0,060	0,100	0,120	0,150
α	град	145	140	130	150	160
K	—	1,75	1,90	1,80	2,00	2,50
n_1	об/хв	80	130	150	140	100
G_1	Н	130	70	60	110	130
G_5	Н	800	950	450	350	400
J_{S_1}	кг·м ²	0,040	0,095	0,200	0,080	0,065
J_{S_3}	кг·м ²	0,550	0,800	1,100	0,750	0,900
F_m	Н	4000	3500	4500	5000	5500
δ	—	1/40	1/55	1/60	1/80	1/100
№ пол.	—	0,4,9	0,2,7	0,1,11	0,3,8	0,5,10

16. МЕХАНІЗМ ДОВБАЛЬНОГО ВЕРСТАТА



Примітки:

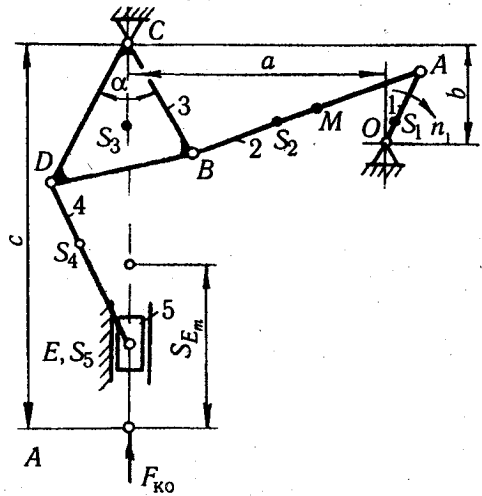
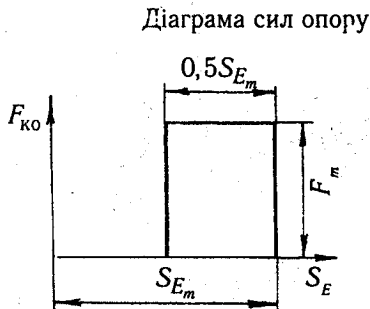
1. В крайньому верхньому положенні ланки 5 $\angle BDE = \beta$.
2. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою B, ланки 5 — з точкою E.

$$l_{OS_1} = 0,65l_{OA}, l_{DS_4} = 0,5l_{DE}.$$

3. $G_1 = 0,45G_3 = 0,2G_4$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,140	0,160	0,180	0,200	0,220
b	m	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080
c	m	0,210	0,240	0,270	0,300	0,330
d	m	0,140	0,200	0,150	0,175	0,400
l_{BC}	m	0,040	0,065	0,100	0,080	0,200
K	—	1,50	1,75	2,10	2,20	1,60
β	град	60	45	50	65	50
n_1	об/хв	100	120	60	70	160
G_1	H	200	230	80	90	100
G_5	H	700	850	400	300	350
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,045	0,050	0,035	0,010	0,040
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,190	0,250	0,270	0,290	0,150
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,150	0,180	0,060	0,130	0,070
F_m	H	2500	3500	3000	4000	4500
δ	—	1/60	1/75	1/65	1/80	1/55
№ пол.	—	0,3,10	0,4,8	0,2,9	0,1,11	0,5,7

17. МЕХАНІЗМ ПРЕСА З ПРИВОДОМ ВІД КОЛІНВАЛА

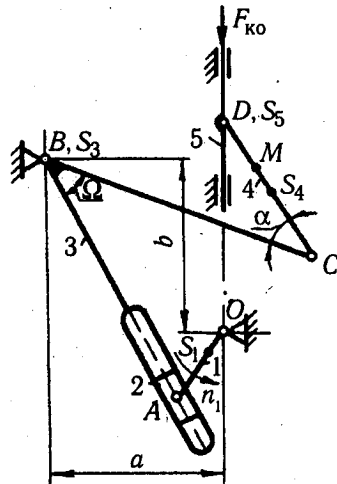
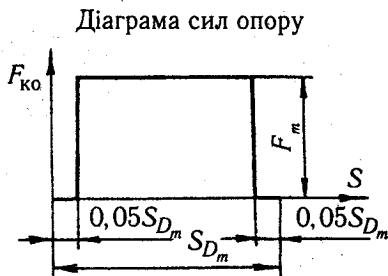


Примітки:

1. В крайньому правому положенні ланки 3 лінія DC збігається з вертикаллю.
2. $l_{DC} = l_{DE} = 1,2l_{BC}$.
3. Центр ваги ланки 3 знаходиться на перетині медіан $\triangle BCD$, ланки 5 збігається з точкою E. $l_{O_1} = 0,5l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,75l_{AB}$, $l_{AM} = 0,4l_{AB}$, $l_{DS_4} = 0,5l_{DE}$.
4. $d = 0,5S_{Em}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,480	0,380	0,425	0,575	0,520
b	м	0,190	0,220	0,160	0,175	0,120
c	м	0,480	0,540	0,590	0,560	0,700
S_{Em}	м	0,180	0,200	0,240	0,225	0,275
α	град	36	30	40	35	45
n_1	об/хв	65	100	120	90	130
G_1	Н	300	350	400	330	420
$G_2 = G_4$	Н	600	650	750	700	800
G_3	Н	680	720	850	750	800
G_5	Н	1000	1300	1400	1450	1500
J_{S_1}	кг·м ²	0,240	0,200	0,150	0,100	0,095
$J_{S_2} = J_{S_4}$	кг·м ²	0,400	0,500	0,200	0,250	0,300
J_{S_3}	кг·м ²	0,600	0,750	0,800	0,350	0,400
F_m	Н	12000	15000	7000	11000	14000
δ	—	1/30	1/40	1/25	1/35	1/60
№ пол.	—	0,4,9	0,1,8	0,5,7	0,2,10	0,3,11

18. МЕХАНІЗМ ДОВБАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

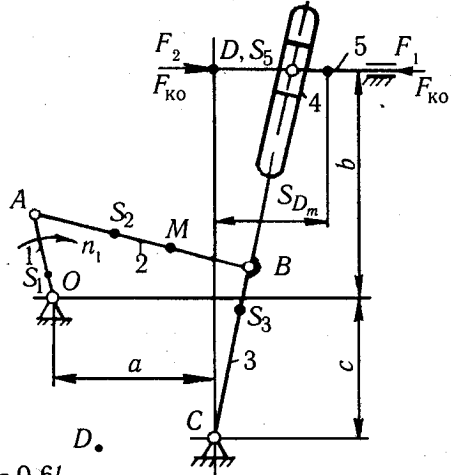
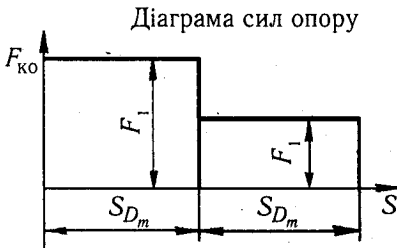


Примітки:

1. В крайньому верхньому положенні ланки 5 $\angle BCD = \alpha$.
2. Центр ваги ланки 2 збігається з точкою A, ланки 3 — з точкою B, ланки 5 — з точкою D.
 $l_{OS_1} = 0,5l_{OA}$, $l_{CS_4} = 0,35l_{CD}$, $l_{CM} = 0,5l_{CD}$.
3. $G_1 = 1,5G_2 = 0,6G_4$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,300	0,460	0,450	0,425	0,500
b	м	0,175	0,125	0,140	0,146	0,430
l_{BC}	м	0,420	0,550	0,500	0,540	0,650
Ω	град	45	30	20	35	48
α	град	110	105	85	100	90
K	—	1,50	1,25	1,15	1,30	1,40
n_1	об/хв	75	85	100	90	110
G_1	Н	150	160	210	195	225
G_3	Н	250	200	150	500	300
G_5	Н	450	600	300	800	900
J_{S_1}	кг·м ²	0,025	0,030	0,020	0,015	0,018
J_{S_3}	кг·м ²	0,600	0,700	0,750	0,800	0,850
J_{S_4}	кг·м ²	0,500	0,450	0,400	0,600	0,750
F_m	Н	5000	2500	6000	4000	5500
δ	—	1/50	1/30	1/60	1/35	1/40
№ пол.	—	0,1,9	0,2,11	0,3,10	0,4,7	0,5,8

19. МЕХАНІЗМ КОЛИВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА

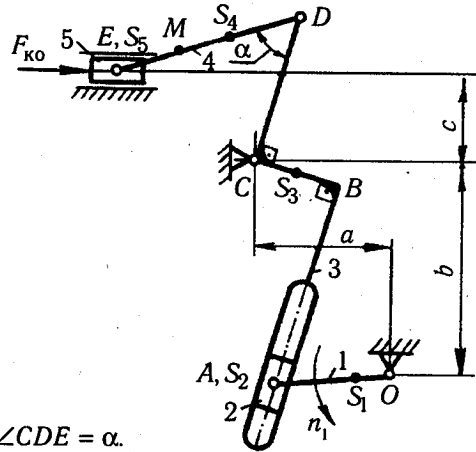
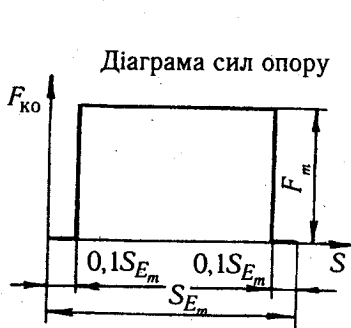


Примітки:

1. У крайньому лівому положенні ланка 3 займає вертикальне положення.
2. Центр ваги ланки 5 збігається з точкою D.
3. $F_2 = 0,5F_1$

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	1,300	1,350	1,400	1,250	1,425
b	м	1,350	1,400	1,250	1,360	1,280
c	м	1,400	1,425	1,375	1,350	1,280
l_{BC}	м	1,300	1,250	1,385	1,400	1,295
S_{D_m}	м	1,500	1,600	2,400	1,450	1,800
n_1	об/хв	30	25	35	90	100
G_1	Н	300	350	550	600	250
G_2	Н	1800	1000	1700	900	1600
G_3	Н	1500	850	1450	750	1400
G_5	Н	8000	12000	14000	6000	11000
J_{S_1}	кг·м ²	0,30	0,33	0,28	0,40	0,36
J_{S_2}	кг·м ²	0,80	0,90	0,87	0,73	0,45
J_{S_3}	кг·м ²	2,50	2,30	2,10	2,00	1,85
F_1	кН	35	15	18	28	31
δ	—	1/70	1/75	1/60	1/65	1/55
№ пол.	—	0,5,8	0,4,11	0,1,9	0,2,7	0,3,10

20. МЕХАНІЗМ СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

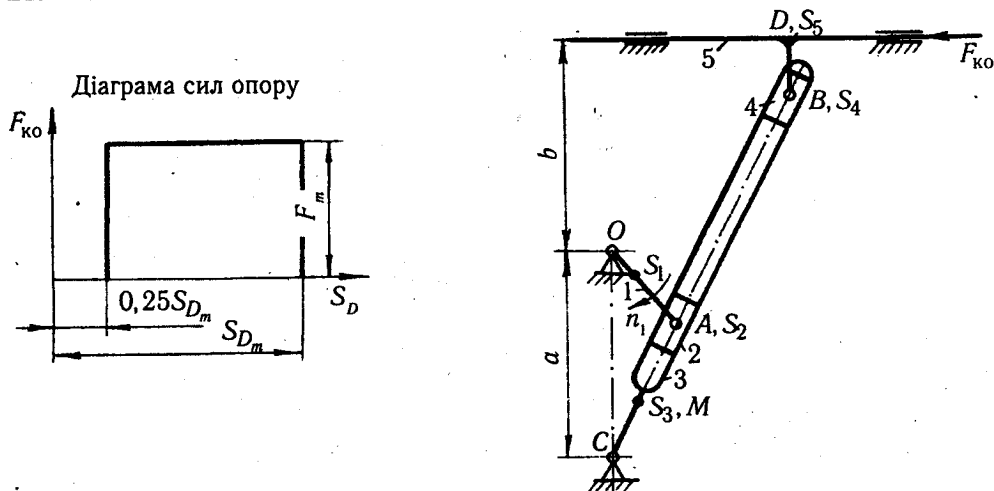


Примітки:

1. $l_{CD} = 1,3c$.
2. У крайньому лівому положенні ланка 5 $\angle CDE = \alpha$.
3. Центр ваги ланки 2 збігається з точкою A, ланки 5 — з точкою E
 $l_{OS_1} = 0,4l_{OA}$, $l_{CS_3} = 0,6l_{CB}$, $l_{DS_4} = 0,3l_{DE}$, $l_{DM} = 0,5l_{DE}$.
4. $G_1 = 1,5G_2 = 0,2G_4$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,020	0,040	0,050	0	0
c	m	0,250	0,300	0,350	0,325	0,340
b	m	0,300	0,400	0,350	0,450	0,375
l_{BC}	m	0,030	0,050	0,035	0,045	0,040
K	—	1,30	1,75	1,60	2,00	2,10
α	град	85	95	95	100	100
n_1	об/хв	150	140	120	60	70
G_1	H	80	90	100	110	120
G_3	H	200	150	180	210	300
G_5	H	350	400	200	300	450
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,028	0,025	0,020	0,015	0,010
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,700	0,300	0,350	0,200	0,550
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,550	0,180	0,230	0,130	0,450
F_m	$кН$	5500	2000	6000	2500	8000
δ	—	1/20	1/30	1/28	1/35	1/40
№ пол.	—	0,5,9	0,4,8	0,1,10	0,3,11	0,2,7

21. МЕХАНІЗМ ПОПЕРЕЧНО-СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

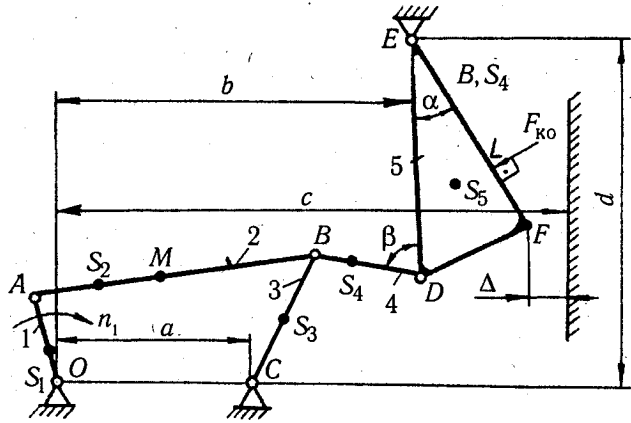
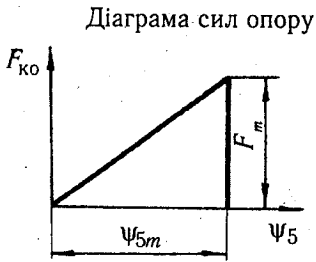


Примітка:

Центр ваги ланки 2 збігається з точкою А,
ланки 4 — з точкою В, ланки 5 — з точкою D.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,300	0,180	0,250	0,275	0,350
b	$м$	0,300	0,240	0,200	0,250	0,300
l_{DB}	$м$	0,040	0,020	0,035	0,025	0,050
K	—	1,8	2,2	2,0	1,6	1,9
l_{OS}	$м$	0,4	0,5	0,7	0,8	0,2
l_{CS_3}	$м$	0,250	0,160	0,190	0,450	0,400
n_1	об/хв	60	80	140	160	180
G_1	H	30	35	40	45	50
$G_2 = G_4$	H	240	300	360	420	480
G_3	H	250	320	700	600	650
G_5	H	600	500	2000	2300	2400
J_S	$кг \cdot м^2$	0,035	0,040	0,050	0,055	0,060
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,500	0,450	0,400	1,200	0,550
F_m	H	2500	5000	8000	7000	9000
δ	—	1/60	1/70	1/75	1/65	1/55
№ пол.	—	0,5,9	0,4,11	0,1,8	0,2,10	0,3,7

22. МЕХАНІЗМ КАМЕНОДРОБАРКИ



Примітки:

1. В крайньому правому положенні ланки 5 кут $\beta = 90^\circ$.

2. Максимальний кут розмаху

ψ_{5m} ланки 5 дорівнює куту $\alpha = 30^\circ$.

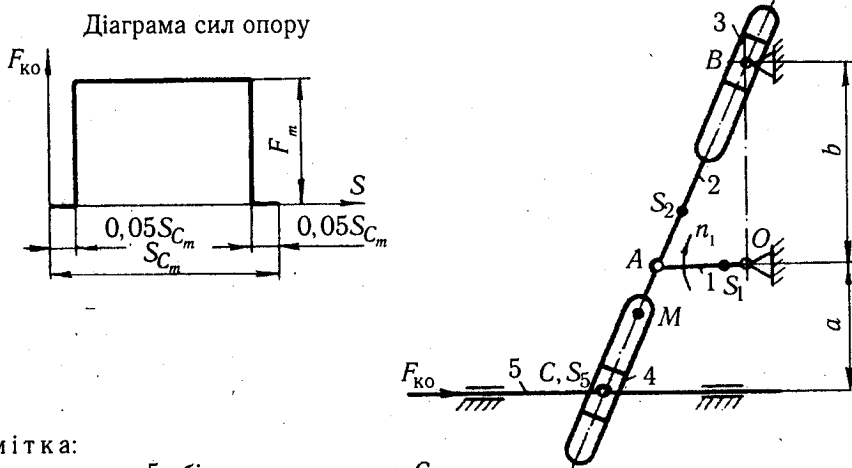
3. Центр ваги ланки 5 знаходиться на перетині медіан $\triangle DEF$.

$l_{OS_1} = 0,3l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,4l_{AB}$, $l_{AM} = 0,6l_{AB}$, $l_{BS_3} = 0,4l_{BC}$, $l_{BS_4} = 0,65l_{BD}$.

4. $G_1 = 0,6G_2 = 0,2G_3$, $G_3 = 1,5G_4$. 5. $J_{S_1} = 0,3J_{S_2} = 0,04J_{S_3}$, $J_{S_3} = 1,5J_{S_4}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,550	0,620	0,540	0,600	0,580
c	m	1,500	1,400	1,420	1,400	1,430
b	m	1,075	0,900	0,870	0,940	1,030
Δ	m	0,040	0,050	0,055	0,030	0,045
d	m	1,000	1,200	1,100	0,980	1,040
$l_{EF} = 1,4l_{EL}$	m	0,650	0,800	0,750	0,600	0,700
l_{DE}	m	0,700	0,825	0,800	0,650	0,750
l_{BD}	m	$0,5l_{DE}$	$0,6l_{DE}$	$0,4l_{DE}$	$0,55l_{DE}$	$0,4l_{DE}$
n_1	об/хв	60	80	40	100	120
G_1	H	190	270	450	350	300
G_5	H	900	800	1000	1200	1400
J_S	$кг \cdot м^2$	0,020	0,025	0,028	0,026	0,033
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,850	1,550	0,650	1,750	0,700
F_m	H	8500	6000	5000	6500	7000
δ	—	1/28	1/18	1/25	1/28	1/40
№ пол.	—	0,4,9	0,3,10	0,5,11	0,1,8	0,2,7

23. МЕХАНІЗМ ПОПЕРЕЧНО-СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

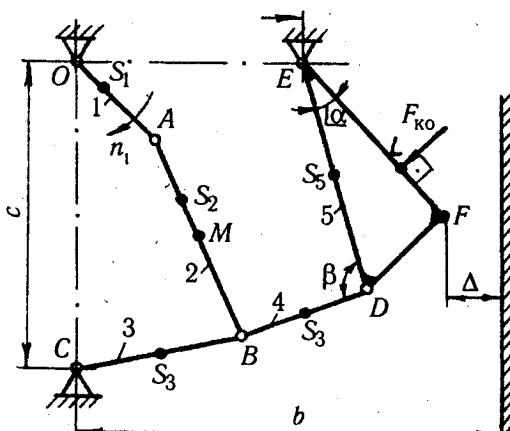
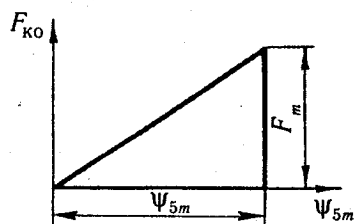


Примітка:
 Центр ваги ланки 5 збігається з точкою С.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,155	0,070	0,200	0,275	0,090
b	м	0,265	0,140	0,320	0,475	0,190
K	—	1,60	1,25	1,30	1,50	1,40
l_{OS_1} / l_{OA}	м	0,4	0,6	0,8	0,1	0
l_{AS_2}	м	0,150	0,120	0,180	0,090	0,130
l_{AM}	м	0,060	0,080	0,070	0,025	0,035
n_1	об/хв	130	50	70	90	120
G_1	Н	350	400	450	200	300
G_2	Н	350	550	800	700	350
G_5	Н	1150	1400	650	550	750
J_S	кг·м ²	0,020	0,025	0,018	0,040	0,035
J_{S_5}	кг·м ²	0,500	0,700	0,800	0,950	1,400
F_m	Н	1050	1250	800	1500	1700
δ	—	1/18	1/20	1/25	1/30	1/35
№ пол.	—	0,3,8	0,4,11	0,1,9	0,5,10	0,2,7

24. МЕХАНІЗМ КАМЕНЕДРОБАРКИ

Діаграма сил опору



Примітки:

1. В крайньому правому положенні ланки 5 кут $\beta = 90^\circ$.

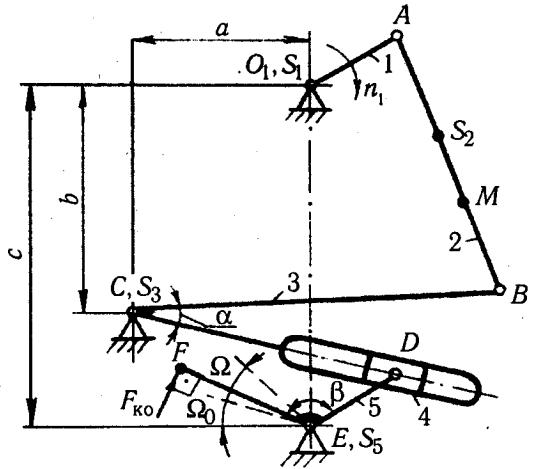
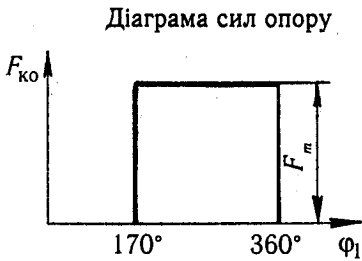
2. Максимальний кут розмаху ψ_{5m} ланки 5 дорівнює куту α .

3. $l_{OS_1} = 0,5l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,4l_{AB}$, $l_{AM} = 0,6l_{AB}$, $l_{CS_3} = 0,4l_{BC}$, $l_{BS_4} = 0,6l_{BD}$, $l_{ES_5} = 0,5l_{DE}$.

4. $G_2 = 2G_1$. 5. $J_{S_1} = 1,2J_{S_4} = 10J_{S_5} = J_{S_2}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,650	0,500	0,800	0,400	0,600
b	m	1,100	0,900	1,200	1,000	0,950
Δ	m	0,025	0,040	0,035	0,050	0,030
c	m	0,800	0,750	0,950	0,900	0,620
$l_{EF} = 0,9l_{DF}$	m	0,600	0,650	0,800	0,550	0,500
$l_{BD} = l_{EL}$	m	$0,5l_{ED}$	$0,5l_{ED}$	$0,45l_{ED}$	$0,6l_{ED}$	$0,65l_{ED}$
α	град	15	20	22	25	18
n_1	об/хв	100	80	220	250	180
G_1	H	230	100	130	280	350
$G_3 = G_4$	H	1000	800	600	450	900
G_5	H	2500	3000	3500	1000	2000
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,110	0,030	0,050	0,130	0,070
J_{S_5}	$кг \cdot м^2$	2,300	0,950	2,000	1,200	2,500
F_m	H	1700	900	2800	3500	1200
δ	—	1/35	1/45	1/50	1/55	1/60
№ пол.	—	0,4,9	0,2,11	0,1,10	0,3,8	0,5,7

25. МЕХАНІЗМ ЧОВНИКА ШВЕЙНОЇ МАШИНИ



Примітки:

1. Центри ваги ланок 1, 3 і 5 прийняти в точках O , C і E .

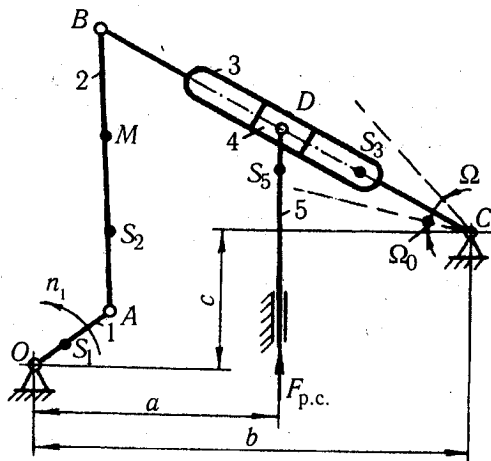
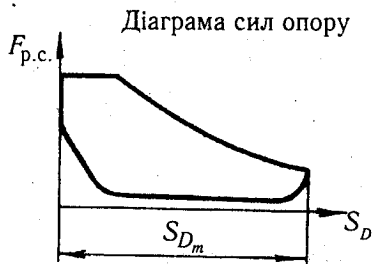
$l_{AS_2} = 0,5l_{AB}$, $l_{AM} = 0,7l_{AB}$.

2. $G_1 = 0,05G_2 = 0,4G_3 = 0,2G_5$.

3. $J_{S_1} = 0,1J_{S_2} = 0,5J_{S_3} = 0,2J_{S_5}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,020	0,040	0,028	0,042	0,045
b	м	0,170	0,222	0,220	0,240	0,200
c	м	0,200	0,230	0,251	0,272	0,240
l_{EF}	м	0,021	0,022	0,024	0,020	0,023
l_{DE}	м	0,018	0,025	0,028	0,022	0,032
l_{BC}	м	0,075	0,118	0,080	0,084	0,120
α	град	70	40	60	40	45
β	град	140	160	150	110	135
Ω_0	град	15	10	0	25	5
Ω	град	60	70	65	90	80
n_1	об/хв	1000	800	1300	1500	1700
G_1	Н	0,550	0,500	0,300	0,350	0,600
J_{S_5}	кг·м ²	1,35	1,50	1,25	0,85	1,40
F_m	Н	0,80	0,70	0,65	0,85	0,30
δ	—	1/18	1/22	1/25	1/26	1/32
№ пол.	—	0,4,9	0,5,10	0,1,8	0,2,11	0,3,7

26. МЕХАНІЗМ ПАРОВОЇ МАШИНИ

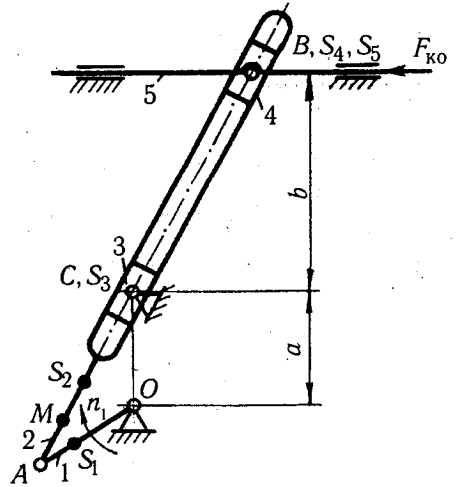
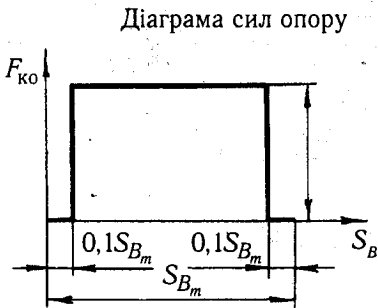


Примітки:

- $l_{OS_1} = 0,5l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,4l_{AB}$, $l_{AM} = 0,6l_{AB}$, $l_{CS_3} = 0,4l_{BC}$, $l_{DS_3} = 0,2l_{BC}$.
- $G_2 = 1,5G_1$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,350	0,400	0,450	0,500	0,400
b	$м$	0,600	0,650	0,700	0,750	0,800
c	$м$	0,280	0,275	0,350	0,250	0,400
l_{BC}	$м$	0,800	0,900	1,000	1,100	1,050
Ω_0	град	15	20	25	30	10
Ω	град	30	32	35	37	40
n_1	об/хв	22	8	14	25	20
G_1	$Н$	650	800	850	550	450
G_3	$Н$	1400	1600	1800	900	850
G_5	$Н$	450	600	500	450	150
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,035	0,040	0,050	0,060	0,070
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,700	0,800	0,900	0,600	1,000
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	1,600	2,300	3,000	2,600	3,500
μ_F	$Н/мм$	150	500	450	200	100
δ	—	1/70	1/120	1/110	1/30	1/90
№ пол.	—	0,1,9	0,2,7	0,5,10	0,3,8	0,4,11

27. МЕХАНІЗМ ПОПЕРЕЧНО-СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА



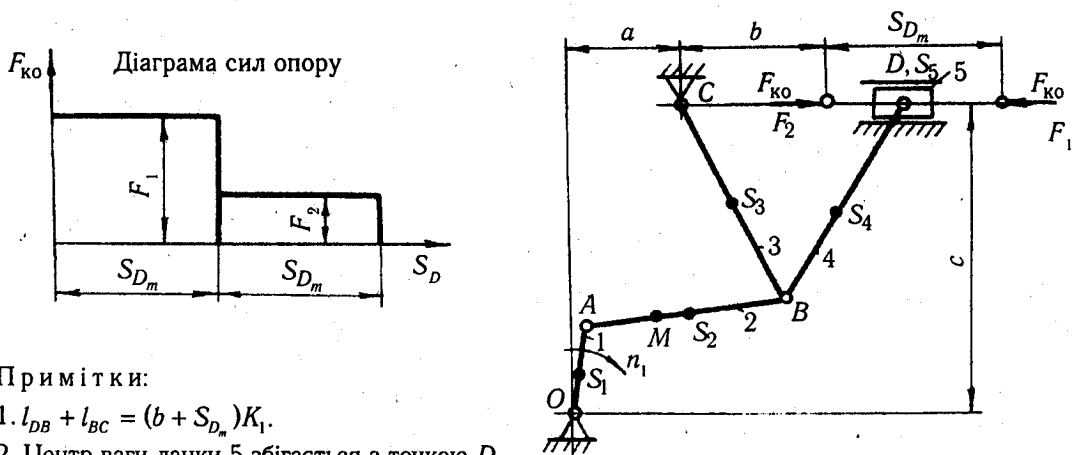
Примітки:

1. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою C , ланок 4 і 5 — з точкою B .

2. $G_1 = 0,5G_2$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,400	0,150	0,450	0,675	0,225
b	$м$	0,650	0,275	0,825	1,235	0,415
l_{OS_3}	$м$	0,10	0,05	0,15	0,2	0
l_{AS_2}	$м$	0,15	0,10	0,200	0,300	0,250
l_{AM}	$м$	0,180	0,080	0,140	0,200	0,250
K	—	1,70	1,90	2,10	1,80	2,00
n_1	об/хв	150	180	200	220	165
G_2	H	150	100	200	300	500
G_3	H	25	30	35	70	80
G_4	H	45	40	55	50	100
G_5	H	650	800	300	350	700
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,5	0,6	1,5	1,8	1,0
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	1,5	2,0	5,0	5,5	4,0
F_m	$H/мм$	1800	2000	1600	700	900
δ	—	1/20	1/50	1/60	1/25	1/30
№ пол.	—	0,2,11	0,3,8	0,1,10	0,5,9	0,4,7

28. МЕХАНІЗМ КОЛІВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА



Примітки:

1. $l_{DB} + l_{BC} = (b + S_{D_m})K_1$.

2. Центр ваги ланки 5 збігається з точкою D.

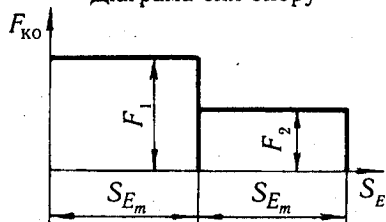
$l_{OS_1} = 0,4l_{OA}, l_{AS_2} = 0,6l_{AB}, l_{AM} = 0,5l_{AB}, l_{CS_3} = 0,65l_{BC}, l_{BS_4} = 0,4l_{BD}$.

3. $G_1 = 0,6G_2$. 4. $J_{S_1} = 0,2J_{S_2}$. 5. $F_2 = 0,2F_1$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,700	0,600	0,550	0,800	1,020
b	м	1,400	1,000	1,500	1,200	1,300
c	м	0,260	0,200	0,380	0,300	0,200
S_{D_m}	м	0,550	0,400	0,350	0,450	0,500
l_{BD} / l_{BC}	м	3,0	3,2	3,5	4,5	3,8
K_1	—	1,25	1,05	1,30	1,10	1,20
n_1	об/хв	120	200	170	150	130
$G_2 = G_3$	Н	350	600	250	650	450
G_4	Н	1400	900	1200	1300	1100
G_5	Н	2200	2500	2800	1200	2300
J_{S_2}	кг·м ²	0,90	0,55	0,85	0,95	1,00
J_{S_3}	кг·м ²	0,60	0,50	0,45	0,55	0,40
J_{S_4}	кг·м ²	1,80	1,50	1,60	1,40	1,30
F_1	Н	6500	7000	5500	9000	7500
δ	—	1/40	1/45	1/60	1/50	1/30
№ пол.	—	0,4,9	0,5,8	0,1,11	0,2,7	0,3,10

29. МЕХАНІЗМ КОЛИВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА

Діаграма сил опору

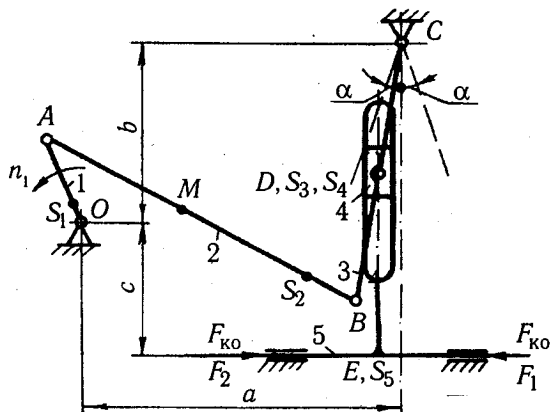


Примітки:

- $l_{BD} = 0,5l_{BC}$.
- Центри ваги ланок 3 і 4 збігаються з точкою D , ланки 5 — з точкою E .

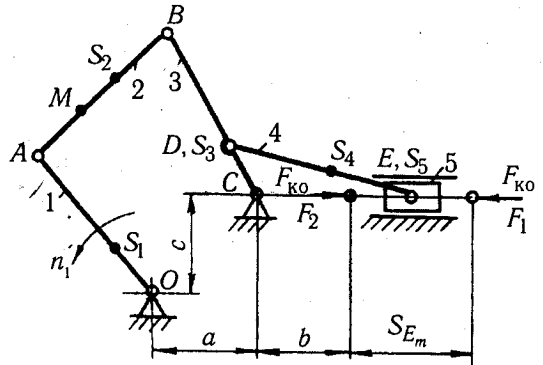
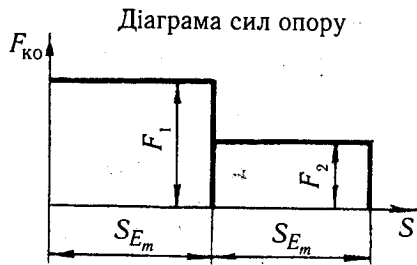
$l_{OS_1} = 0,4l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,75l_{AB}$, $l_{AM} = 0,5l_{AB}$.

- $G_1 = 0,2G_2$.
- $J_{S_1} = 0,2J_{S_2}$.



Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,190	0,250	0,275	0,200	0,300
b	м	0,100	0,125	0,150	0,175	0,200
c	м	0,100	0,115	0,090	0,085	0,120
l_{BC}	м	0,175	0,200	0,210	0,230	0,275
α	град	15	18	20	14	25
n_1	об/хв	100	110	50	90	40
G_2	Н	150	170	60	75	100
G_3	Н	450	500	400	350	280
G_4	Н	50	25	20	70	35
G_5	Н	750	900	950	650	600
J_{S_2}	кг·м ²	1,5	2,3	0,6	1,2	1,9
J_{S_3}	кг·м ²	3,5	4,0	5,0	4,5	5,5
F_1	Н	2000	2500	2800	1800	3000
F_2	Н	1200	1500	1800	1200	2000
δ	—	1/30	1/60	1/65	1/50	1/45
№ пол.	—	0,3,10	0,4,7	0,5,9	0,1,11	0,2,8

30. МЕХАНІЗМ ГРОХОТА-КОНВЕЄРА

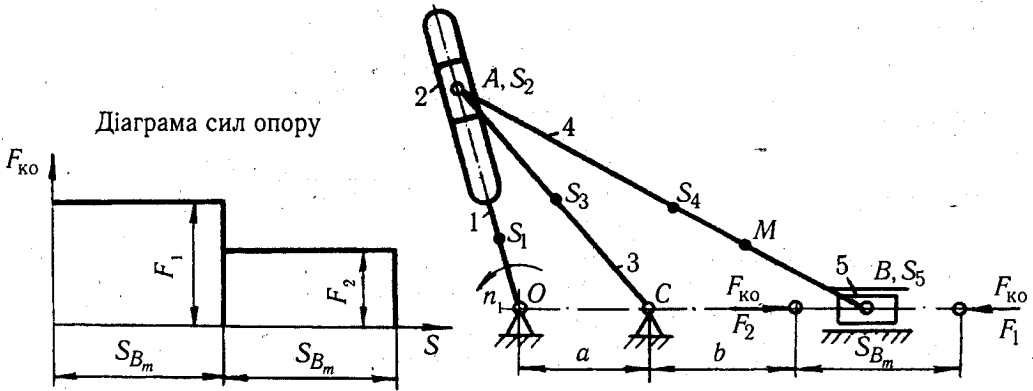


Примітки:

1. Ланки 1 і 3 повноповоротні $l_{OA} = l_{AB} = l_{BC}$.
2. Центр ваги ланки 5 збігається з точкою D ,
 $l_{OS_5} = 0,45l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,5l_{AB}$, $l_{AM} = 0,3l_{AB}$, $l_{DS_4} = 0,4l_{DE}$.
3. $G_1 = 0,5G_2 = 0,9G_3$. 4. $J_{S_3} = 4,5J_{S_1}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,160	0,120	0,100	0,080	0,110
b	м	0,350	0,300	0,400	0,320	0,380
c	м	0,180	0,060	0	0,080	0,120
S_{E_m}	м	0,200	0,250	0,220	0,180	0,260
l_{BD} / l_{DC}	—	3,0	1,5	2,5	2,1	1,9
n_1	об/хв	40	90	70	45	50
G_2	Н	200	500	550	200	150
G_4	Н	300	750	650	400	350
G_5	Н	800	900	950	1000	550
J_{S_1}	кг·м ²	0,120	0,055	0,100	0,110	0,130
J_{S_2}	кг·м ²	0,150	0,160	0,180	0,200	0,140
J_{S_4}	кг·м ²	1,500	1,800	2,000	1,900	1,600
F_1	Н	1200	1400	1500	1800	900
F_2	Н	650	550	700	800	400
δ	—	1/20	1/60	1/50	1/40	1/50
№ пол.	—	0,4,11	0,5,10	0,1,8	0,2,7	0,3,9

31. МЕХАНІЗМ ГРОХОТА-КОНВЕЄРА



Примітки:

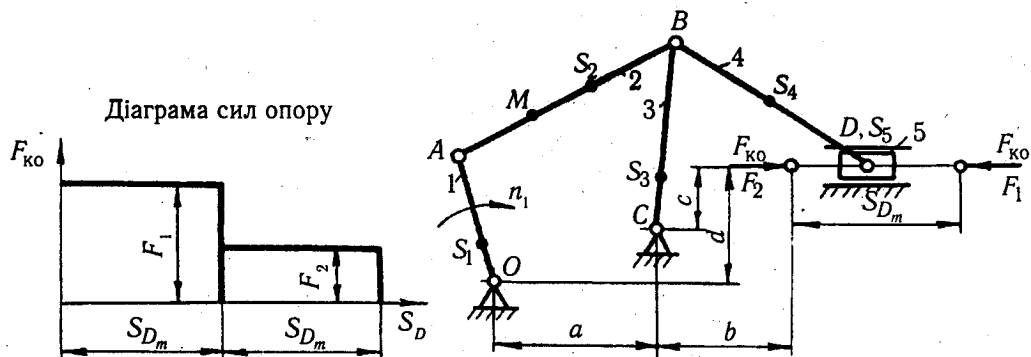
1. Ланки 1 і 3 повноповоротні.

2. Центр ваги ланки 2 збігається з точкою A, ланки 5 — з точкою B. $l_{AS_2} = 0,4l_{AB}$, $l_{AM} = 0,8l_{AB}$.

3. $G_3 = 1,2G_1$. 4. $J_{S_3} = 1,2J_{S_1}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,050	0,100	0,120	0,080	0,140
b	$м$	0,260	0,250	0,300	0,350	0,400
S_{B_m}	$м$	0,180	0,220	0,260	0,250	0,320
l_{OS_1}	$м$	$0,4a$	$0,3a$	$0,2a$	$0,5a$	$0,35a$
l_{CS_3}	$м$	$0,3l_{AC}$	$0,45l_{AC}$	$0,5l_{AC}$	$0,4l_{AC}$	$0,2l_{AC}$
n_1	об/хв	55	50	45	100	60
G_1	H	70	80	30	90	35
G_2	H	20	30	40	10	80
G_4	H	400	450	250	200	500
G_5	H	900	950	1000	800	500
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,030	0,025	0,028	0,035	0,033
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,600	1,500	1,700	0,550	1,400
F_1	H	2000	2400	2600	1800	2800
F_2	H	1300	1500	1700	1000	1800
δ	—	1/40	1/65	1/70	1/50	1/55
№ пол.	—	0,3,7	0,1,8	0,2,10	0,5,9	0,4,11

32. МЕХАНІЗМ КОЛИВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА



Примітки:

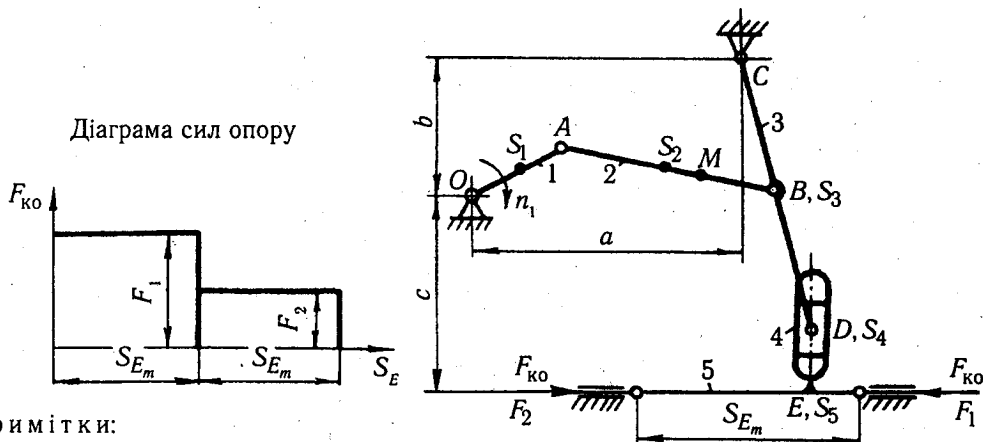
1. Центр ваги ланки 5 збігається з точкою D.

$l_{OS_1} = 0,4l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,5l_{AB}$, $l_{AM} = 0,3l_{AB}$, $l_{CS_3} = 0,2l_{BC}$, $l_{BS_4} = 0,4l_{BD}$.

2. $G_1 = 0,5G_2 = 0,25G_3 = 0,5G_4$. 3. $J_{S_1} = 0,2J_{S_3}$. 4. $F_2 = 0,25F_1$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,900	0,700	1,440	1,160	0,930
b	м	0,780	0,600	0,735	0,700	0,675
c	м	0,120	0,220	0,100	0,340	0,290
d	м	0,180	0	0	0	0,200
S_{D_m}	м	0,320	0,500	0,350	0,300	0,750
l_{BD}	м	1,265	1,000	1,550	1,340	1,100
l_{BC}	м	0,810	0,880	0,960	0,760	0,790
n_1	об/хв	140	250	220	270	290
G_1	Н	250	300	350	450	500
G_5	Н	650	1000	1100	900	800
J_{S_2}	кг·м ²	0,50	0,85	0,45	0,95	0,90
J_{S_3}	кг·м ²	0,15	0,10	0,20	0,25	0,30
J_{S_4}	кг·м ²	2,30	2,00	2,50	1,80	1,65
F_1	Н	5000	5500	4000	6000	6500
δ	—	1/60	1/70	1/65	1/80	1/75
№ пол.	—	0,3,8	0,4,10	0,1,9	0,5,7	0,2,11

33. МЕХАНІЗМ КОЛИВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА

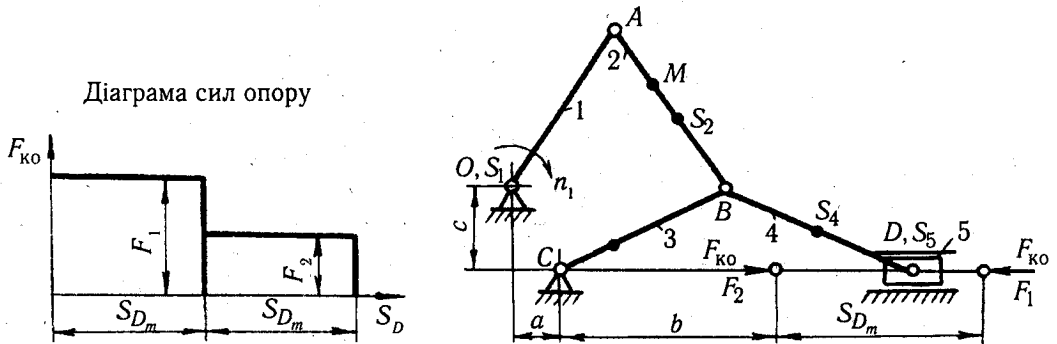


Примітки:

1. Крайні положення ланки 3 симетричні відносно вертикалі.
2. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою B, ланки 4 — з точкою D, ланки 5 — з точкою E.
 $l_{OS_1} = 0,65l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,5l_{AB}$, $l_{AM} = 0,6l_{AB}$.
3. $G_1 = 0,4G_2 = 1,5G_4$. 4. $J_{S_1} = 0,3J_{S_2}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	м	0,250	0,300	0,260	0,300	0,320
b	м	0,100	0,120	0,150	0,140	0,115
c	м	0,200	0,260	0,250	0,290	0,335
S_{E_m}	м	0,250	0,220	0,200	0,280	0,180
l_{DC}	м	0,260	0,350	0,350	0,400	0,400
l_{DC} / l_{BC}	—	2	1,8	2,1	1,75	2,25
n_1	об/хв	40	85	95	100	45
G_1	Н	90	120	140	80	150
G_3	Н	450	400	500	200	600
G_5	Н	800	900	950	450	1000
J_{S_2}	кг·м ²	0,18	0,22	0,35	0,28	0,25
J_{S_3}	кг·м ²	0,95	0,90	1,00	0,55	0,50
F_1	Н	1800	2000	1300	1700	1500
F_2	Н	550	700	350	450	500
δ	—	1/20	1/40	1/30	1/35	1/25
№ пол.	—	0,1,9	0,2,10	0,3,11	0,4,7	0,5,8

34. МЕХАНІЗМ ГРОХОТА-КОНВЕЄРА



Примітки:

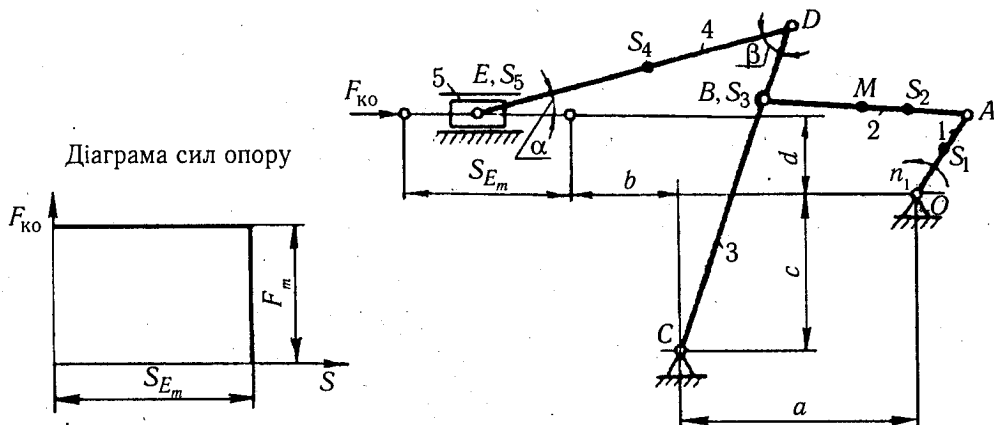
1. Ланки 1, 2 і 3 повноповоротні.

2. Центр ваги ланки 1 збігається з точкою O, ланки 5 — з точкою D.

$$l_{AS_2} = 0,6l_{AB}, l_{AM} = 0,4l_{AB}, l_{CS_3} = 0,4l_{BC}, l_{BS_4} = 0,6l_{BD}$$

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,030	0,040	0,025	0,055	0,050
b	m	0,290	0,320	0,350	0,400	0,380
c	m	0,070	0,065	0,055	0,060	0,050
S_{D_m}	m	0,260	0,320	0,340	0,300	0,280
n_1	об/хв	70	35	40	50	60
$G_1 = G_2 = G_3$	H	450	550	600	400	350
G_4	H	950	700	850	650	400
G_5	H	750	600	700	550	300
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,250	0,180	0,270	0,230	0,150
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,180	0,050	0,130	0,070	0,060
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,200	0,120	0,200	0,100	0,120
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,400	0,500	0,600	0,700	0,800
F_1	H	1500	1600	2000	700	600
F_2	H	550	600	650	200	150
δ	—	1/40	1/45	1/50	1/30	1/20
№ пол.	—	0,4,9	0,5,10	0,1,11	0,3,8	0,2,7

35. ПОДАВАЛЬНИЙ МЕХАНІЗМ КРИШКОРОБНОЇ МАШИНИ КД

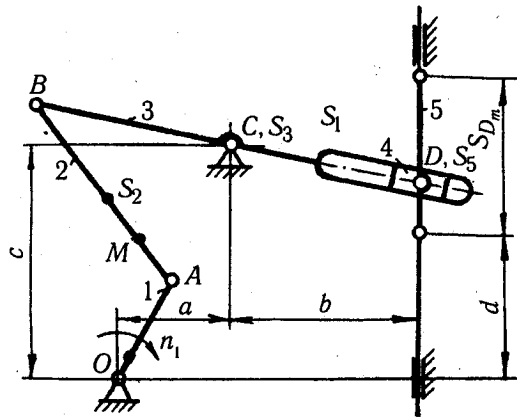
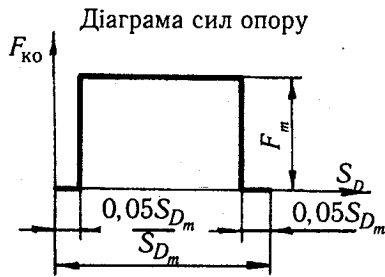


Примітки:

1. В лівому крайньому положенні ланки 5 кут $\alpha = 15^\circ$, кут $\beta = 90^\circ$.
2. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою B, ланки 5 — з точкою E.
 $l_{OS_1} = 0,65l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,5l_{AB}$, $l_{AM} = 0,7l_{AB}$, $l_{DS_4} = 0,4l_{DE}$.
3. $G_2 = 1,2G_4 = 2,5G_1$. 4. $J_{S_2} = 3,5J_{S_1}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,500	0,520	0,600	0,620	0,720
b	m	0,400	0,425	0,450	0,475	0,500
c	m	0,120	0,200	0,250	0,280	0,300
d	m	0,100	0,150	0,175	0,200	0,250
S_{E_m}	m	0,315	0,400	0,450	0,500	0,580
l_{BC}	m	0,360	0,425	0,475	0,525	0,620
n_1	об/хв	15	20	25	30	40
G_1	H	110	50	45	40	150
G_3	H	350	150	450	200	550
G_5	H	900	400	1000	550	1200
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,06	0,02	0,04	0,10	0,15
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,07	0,25	0,12	0,40	0,20
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,65	0,03	0,05	0,20	0,20
F_m	H	300	100	400	200	500
δ	—	1/40	1/45	1/18	1/30	1/50
№ пол.	—	0,3,11	0,5,10	0,2,7	0,1,8	0,4,9

36. МЕХАНІЗМ ЗУБОДОВБАЛЬНОГО ВЕРСТАТА



Примітки:

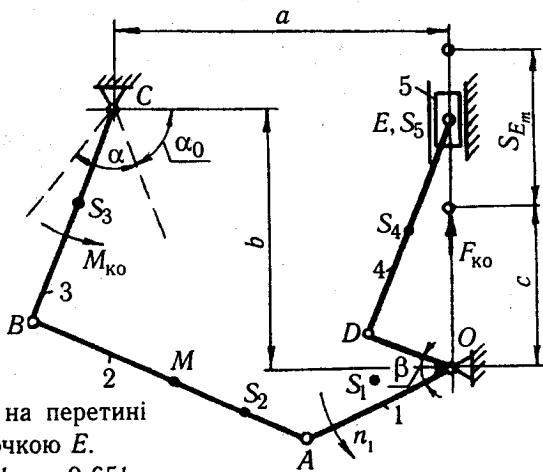
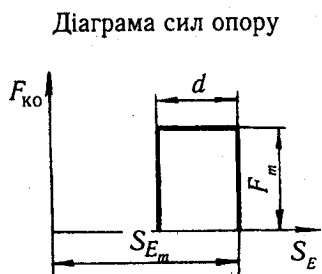
1. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою C, ланки 5 — з точкою D.

$l_{OS_1} = 0,1l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,6l_{AB}$, $l_{AM} = 0,5l_{AB}$.

2. $G_2 = 2G_1$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,100	0,150	0,180	0,200	0,250
b	m	0,250	0,300	0,350	0,160	0,200
c	m	0,300	0,450	0,400	0,425	0,475
d	m	0,100	0,150	0,200	0,250	0,250
S_{E_m}	m	0,400	0,375	0,350	0,315	0,350
l_{BC}	m	0,100	0,150	0,200	0,125	0,300
n_1	об/хв	180	200	130	150	110
G_1	H	30	40	50	60	120
G_3	H	220	350	400	430	180
G_5	H	1800	1500	2000	800	700
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,025	0,030	0,035	0,038	0,045
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,900	1,000	1,100	1,200	1,300
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	1,100	1,200	1,300	1,400	1,500
F_m	H	2000	2500	3000	8000	5800
δ	—	1/40	1/30	1/25	1/20	1/18
№ пол.	—	0,4,11	0,3,10	0,5,9	0,1,8	0,2,7

37. МЕХАНІЗМ АВТОМАТА ДЛЯ ШТАМПУВАННЯ ДРІБНИХ ДЕТАЛЕЙ



Примітки:

1. Центр ваги ланки 1 знаходиться на перетині медіан ΔAOD , ланки 5 збігається з точкою E .

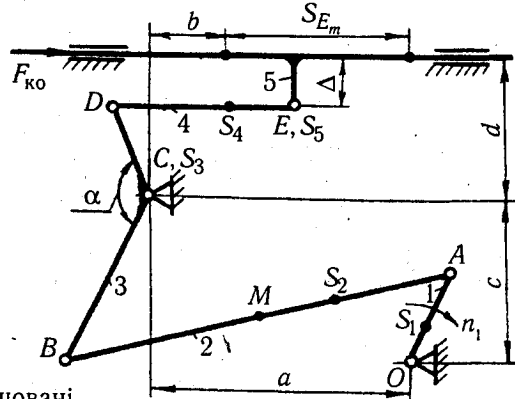
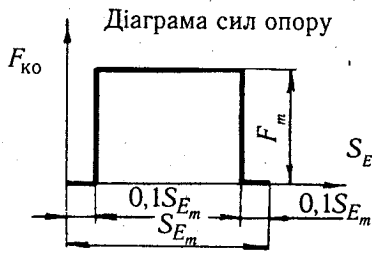
$l_{AS_2} = 0,2l_{AB}$, $l_{AM} = 0,6l_{AB}$, $l_{CS_3} = 0,5l_{BC}$, $l_{DS_4} = 0,65l_{DE}$.

2. $G_1 = 3,5G_2 = 0,8G_4 = 0,5G_5$.

3. $J_{S_2} = 4J_{S_1} = 2J_{S_4}$. 4. $M_{ко} = \text{const}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,130	0,150	0,180	0,210	0,250
b	$м$	0,160	0,120	0,220	0,250	0,190
c	$м$	0,195	0,100	0,150	0,250	0,300
S_{E_m}	$м$	0,018	0,022	0,025	0,030	0,035
l_{BC}	$м$	0,170	0,150	0,215	0,245	0,275
α_0	град	75	70	80	65	72
α	град	35	28	30	40	42
β	град	0	30	60	90	180
d	$м$	0,012	0,006	0,008	0,011	0,022
n_1	об/хв	50	60	40	70	110
$G_1 = G_3$	$Н$	80	90	120	130	350
$J_{S_2} = J_{S_4}$	$кг \cdot м^2$	0,600	0,650	0,550	0,800	0,900
$M_{ко}$	$Н \cdot м$	90	100	40	50	110
F_m	$Н$	1300	700	2000	1100	2500
δ	—	1/50	1/55	1/60	1/70	1/75
№ пол.	—	0,4,11	0,1,8	0,2,7	0,3,10	0,5,9

38. МЕХАНІЗМ РЕЙКОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРОКАТНИХ ШТАБ

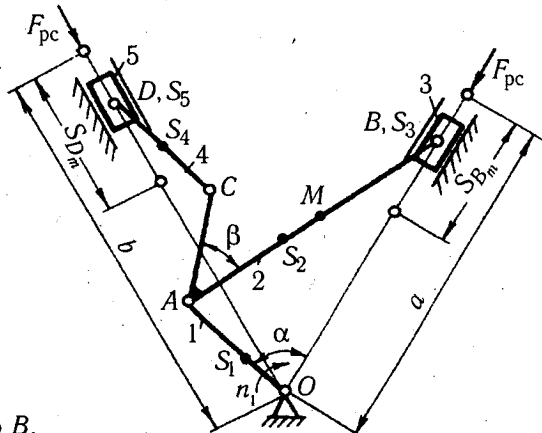
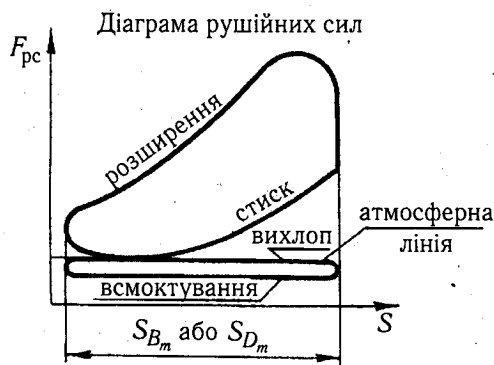


Примітки:

1. Крайні положення точки D розташовані симетрично відносно вертикалі, що проходить через точку C .
2. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою C , ланки 5 — з точкою E .
3. $l_{OS_1} = 0,3l_{OA}$, $l_{AS_2} = 0,4l_{AB}$, $l_{AM} = 0,6l_{AB}$, $l_{DS_4} = 0,5l_{DE}$.
4. $G_1 = 0,8G_2 = 0,5G_3 = 0,1G_5$. $J_{S_2} = 4J_{S_1}$.

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	1,000	1,100	1,200	1,300	1,500
b	m	0,200	0,400	0,250	0,150	0,300
c	m	0,400	0,450	1,200	0,850	0,700
d	m	0,600	0,650	0,700	0,725	0,750
Δ	m	0,100	0,125	0,150	0,175	0,200
S_{E_m}	m	0,400	0,425	0,450	0,475	0,500
l_{DC}	m	0,500	0,525	0,550	0,550	0,450
l_{BC}	m	$1,25l_{DC}$	$1,3l_{DC}$	$1,4l_{DC}$	$1,45l_{DC}$	$1,5l_{DC}$
α	град	160	190	135	185	175
n_1	об/хв	30	35	28	33	38
$G_1 = G_4$	H	450	400	140	180	230
$J_{S_1} = J_{S_4}$	$кг \cdot м^2$	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,35	0,45	0,50	0,55	0,60
F_m	H	2000	3000	4000	9000	11000
δ	—	1/20	1/30	1/33	1/40	1/45
№ пол.	—	0,3,8	0,4,9	0,5,10	0,2,7	0,1,11

39. МЕХАНІЗМ V-ПОДІБНОГО ДВИГУНА



Примітки:

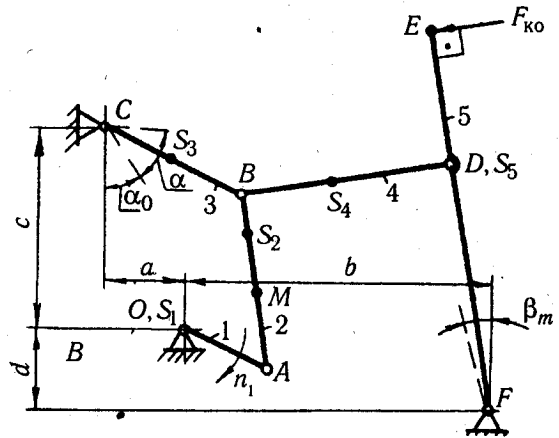
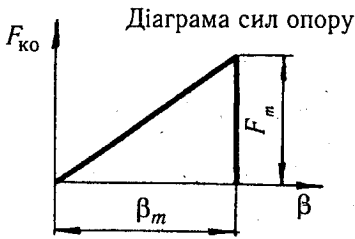
1. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою B, ланки 5 — з точкою D.

$$l_{OS} = 0,5l_{OA}, l_{AS_2} = 0,5l_{AB}, l_{AM} = 0,7l_{AB}, l_{CS_4} = 0,5l_{CD}.$$

$$2. J_S = 0,2J_{S_2}.$$

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,500	0,350	0,400	0,420	0,475
b	$м$	0,560	0,400	0,420	0,400	0,500
S_{B_m}	$м$	0,185	0,120	0,170	0,160	0,140
l_{AB}/l_{AC}	—	3,00	4,00	5,00	6,00	4,50
β	град	50	48	45	52	55
α	град	45	50	55	60	65
n_1	об/хв	700	650	750	900	1400
G_1	H	15	10	60	70	50
G_2	H	50	30	120	160	180
$G_3 = G_5$	H	10	6	40	45	20
G_4	H	20	15	60	80	40
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,020	0,030	0,040	0,050	0,060
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,010	0,015	0,020	0,025	0,030
M_F	$H/мм$	250	350	550	750	700
δ	—	1/80	1/70	1/120	1/100	1/110
№ пол.	—	0,2,10	0,3,8	0,5,9	0,1,11	0,4,7

40. БАТАННИЙ МЕХАНІЗМ З ПОДВІЙНИМ ПРИБОЄМ



Примітки:

1. В правому крайньому положенні ланка 5 розташована вертикально.

2. $l_{ED} = 0,5l_{DF}$.

3. Центр ваги ланки 1 збігається з точкою O , ланки 5 — з точкою D .

$l_{AS_2} = 0,8l_{AB}$, $l_{AM} = 0,4l_{AB}$, $l_{CS_3} = 0,5l_{BC}$, $l_{BS_4} = 0,5l_{BD}$.

4. $G_3 = 3G_1 = 2G_2$. 5. $J_{S_3} = 2J_{S_4} = 0,5J_{S_2}$.

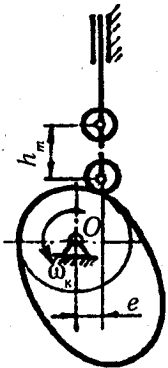
Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,150	0,200	0,225	0,240	0,270
b	m	0,450	0,470	0,500	0,530	0,550
c	m	0,350	0,375	0,400	0,420	0,450
d	m	0,200	0,220	0,240	0,250	0,270
l_{BC}	m	0,180	0,200	0,240	0,250	0,300
l_{DF}	m	0,550	0,600	0,630	0,650	0,680
α_0	град	70	75	65	60	55
α	град	35	40	45	50	55
n_1	об/хв	250	300	350	380	220
$G_3 = G_4$	H	180	220	250	450	500
G_5	H	300	350	400	450	550
$J_{S_3} = J_{S_4}$	$кг \cdot м^2$	0,30	0,35	0,38	0,42	0,45
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	1,50	0,90	2,50	3,00	3,50
F_m	H	1000	550	1300	1400	1500
δ	—	1/40	1/45	1/60	1/20	1/65
№ пол.	—	0,2,7	0,3,10	0,5,9	0,1,11	0,4,8

ЗАВДАННЯ НА ВИКОНАННЯ 4 РОЗДІЛУ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ (СИНТЕЗ І АНАЛІЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ) [38]

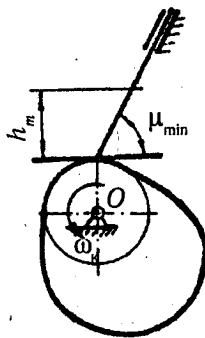
Умовні позначення:

- З — завдання (номер схеми важільного механізму);
 В — варіант курсового проекту;
 ТКМ — тип кулачкового механізму (номер рисунка);
 ЗРШ — закон руху штовхача;
 h_m — максимальний хід тарілки штовхача, мм;
 β_m — максимальний кут розмаху коромисла (для коромислових кулачкових механізмів), град;
 φ_b — кут віддалення, град;
 $\varphi_{д.с.}$ — кут дальнього (верхнього) стояння, град;
 $\varphi_{н.}$ — кут наближення, град;
 μ_{min} — мінімальний кут передачі руху, град;
 e — зміщення осі руху штовхача відносно осі обертання кулачка, мм;
 l_k — довжина коромисла, мм.

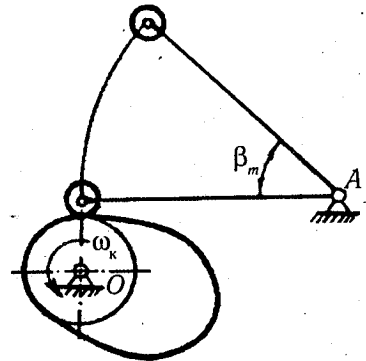
ТИПИ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ (ТКМ)



1-й тип



2-й тип



3-й тип

ДОДАТОК Л

3	B	TKM	ЗРШ	h_m	β_m	φ_b	$\varphi_{д.с.}$	φ_H	μ_{min}	e	l_x
1	1	1	P	20	—	80	120	160	40	—	—
	2	2	0050	30	—	90	110	150	90	—	—
	3	3	СП ₄₀	—	15	100	100	140	45	—	200
	4	1	0000	40	—	110	90	130	40	15	—
	5	2	PC ₄₀	50	—	120	80	100	80	—	—
2	1	3	PC ₃₀	—	20	130	70	120	55	—	250
	2	1	PC ₃₀	60	—	140	60	110	60	20	—
	3	2	K	70	—	150	50	100	75	—	—
	4	3	K ₄₀	—	25	160	40	80	50	—	300
	5	1	2.9	80	—	170	30	125	45	25	—
3	1	2	K ₃₀	120	—	120	20	130	90	—	—
	2	3	PC ₂₀	—	30	30	20	25	35	—	140
	3	1	PC ₂₀	110	—	40	30	30	40	—	—
	4	2	0040	100	—	150	40	140	85	—	—
	5	3	2.12	—	25	70	30	50	42	—	140
4	1	1	0030	90	—	80	20	40	45	30	—
	2	2	C ₀	80	—	90	10	100	80	—	—
	3	3	HC ₄₀	—	18	100	100	90	50	—	300
	4	1	СП ₀	70	—	110	15	95	55	40	—
	5	2	07535M	60	—	120	20	90	90	—	—
5	1	3	HC ₃₀	—	10	25	25	20	40	—	300
	2	1	0020	25	—	30	10	40	45	40	—
	3	2	12525M	30	—	90	40	130	90	—	—
	4	3	0510	—	18	50	100	40	28	—	200
	5	1	0307 (1,5)	35	—	60	60	80	50	—	—
6	1	2	17515M	40	—	75	75	90	90	—	—
	2	3	0540	—	21	90	40	80	55	—	250
	3	1	0010	45	—	100	100	80	60	20	—
	4	2	0312 (1,75)	50	—	125	25	100	80	—	—
	5	3	KCO (=0,005)	—	28	150	60	150	55	—	150
7	1	1	1030	30	—	70	60	60	—	—	—
	2	2	0317 (1,75)	35	—	80	60	120	90	—	—
	3	3	III	—	30	90	70	45	55	—	500
	4	1	C ₈₀	40	—	100	70	60	40	15	—
	5	2	3C ₄₀	45	—	110	80	80	85	—	—
	1	3	0317 (1,5)	—	35	120	80	80	50	—	450
	2	1	C ₆₀	50	—	130	90	80	45	25	—

З	В	ТКМ	ЗРШ	h_m	β_m	Φ_B	$\Phi_{\text{д.с.}}$	Φ_H	μ_{min}	e	l_k
8	3	2	КС03	60	—	140	90	80	70	—	—
	4	3	3С ₃₀	—	40	150	100	100	50	—	400
	5	1	П ₆	70	—	160	110	100	60	38	—
9	1	2	С ₄₀	80	—	170	30	140	90	—	—
	2	3	КС05	—	15	180	20	140	60	—	120
	3	1	3С ₂₀	90	—	190	10	160	55	12	—
	4	2	ОП _{1,5}	100	—	200	20	140	85	—	—
	5	3	0000	—	18	210	10	140	50	—	160
10	1	1	3С ₂₀	110	—	220	—	140	45	—	—
	2	2	ОП ₂	120	—	230	—	130	80	—	—
	3	3	С ₀	—	21	240	—	120	40	—	200
	4	1	С ₃₃	130	—	250	—	110	35	20	—
	5	2	КС ₁₀	140	—	160	—	100	90	—	—
11	1	3	ОП ₃	—	12	250	—	110	60	—	140
	2	1	Р	125	—	240	20	100	55	14	—
	3	2	С ₂₀	120	—	130	10	120	90	—	—
	4	3	0050	—	15	225	—	130	50	—	175
	5	1	ПС ₄₀	150	—	215	—	120	48	—	—
12	1	2	0000	140	—	200	—	160	90	—	—
	2	3	ОП ₅	—	24	180	—	160	45	—	225
	3	1	ПС ₃₀	24	—	160	—	140	42	45	—
	4	2	РС ₃₀	48	—	140	—	120	80	—	—
	5	3	К	—	30	120	—	100	40	—	250
13	1	1	К ₄₀	40	—	110	60	140	38	—	—
	2	2	2.9	50	—	100	70	110	90	—	—
	3	3	ОП ₁₀	—	25	90	80	80	42	—	400
	4	1	К ₃₀	60	—	80	90	90	45	40	—
	5	2	ПС ₂₀	70	—	170	10	160	80	—	—
14	1	3	РС ₂₀	—	30	60	110	50	48	—	300
	2	1	0040	80	—	50	50	40	50	30	—
	3	2	2.12	90	—	140	40	100	70	—	—
	4	3	0030	—	15	30	30	25	55	—	250
	5	1	С ₀	100	—	20	20	30	52	50	—
15	1	2	НС ₄₀	90	—	170	20	150	90	—	—
	2	3	СП ₀	—	18	80	—	50	55	—	100
	3	1	07535М	85	—	90	50	70	50	—	—
	4	2	0510	80	—	100	—	80	85	—	—

ДОДАТОК Л

З	В	ТКМ	ЗРШ	h_m	β_m	φ_a	$\varphi_{д.с.}$	φ_H	μ_{min}	e	l_k
	5	3	0307 (1,5)	—	25	110	—	100	45	—	160
16	1	1	17525М	75	—	120	40	110	42	42	—
	2	2	0540	70	—	130	—	100	80	—	—
	3	3	0010	—	30	140	30	100	40	—	200
	4	1	0312 (1,75)	60	—	160	—	160	48	18	—
	5	2	КС00	50	—	160	20	180	15	—	—
17	1	3	1030	—	22	60	40	100	60	—	200
	2	1	0317 (1,75)	45	—	70	50	90	55	—	—
	3	2	Ш	50	—	80	60	90	90	—	—
	4	3	C_{80}	—	28	90	70	80	50	—	220
	5	1	$3C_{40}$	40	—	100	80	80	45	—	—
18	1	2	0317 (1,5)	25	—	110	90	80	80	—	—
	2	3	C_{60}	—	23	120	100	80	40	—	240
	3	1	КС03	30	—	130	90	80	48	25	—
	4	2	3С	20	—	140	80	100	70	—	—
	5	3	Π_6	—	30	150	70	80	52	—	260
19	1	1	C_{40}	45	—	50	50	100	55	—	—
	2	2	КС05	55	—	160	60	100	90	—	—
	3	3	$3C_{20}$	—	15	70	70	100	51	—	100
	4	1	$0\Pi_{1,5}$	65	—	80	80	100	50	30	—
	5	2	$3C_{10}$	20	—	90	90	100	80	—	—
20	1	3	$0\Pi_2$	—	25	100	100	100	48	—	200
	2	1	C_0	75	—	110	110	100	45	40	—
	3	2	C_{33}	30	—	120	110	100	70	—	—
	4	3	КС10	—	30	130	110	100	42	—	300
	5	1	$0\Pi_3$	25	—	140	110	100	40	—	—
21	1	2	C_{20}	30	—	140	40	100	90	—	—
	2	3	P	—	24	130	40	100	60	—	420
	3	1	0050	35	—	150	50	100	55	24	—
	4	2	ΠC_{40}	40	—	120	50	110	90	—	—
	5	2	0000	—	28	110	60	115	50	—	240
22	1	1	$0\Pi_5$	45	—	105	60	95	45	—	—
	2	2	ΠC_{30}	50	—	95	70	80	80	—	—
	3	3	ΠC_{30}	—	32	100	70	70	40	—	70
	4	1	K	55	—	80	80	80	35	17	—
	5	2	K_{40}	60	—	165	20	160	70	—	—
	1	3	2.9	—	27	45	45	80	55	—	180

З	В	ТКМ	ЗРШ	h_m	β_m	φ_B	$\varphi_{д.с.}$	φ_H	μ_{min}	e	l_x
23	2	1	ОП ₁₀	45	—	50	45	80	52	—	—
	3	2	K ₃₀	40	—	60	45	80	90	—	—
	4	3	ПC ₂₀	—	20	55	45	80	48	—	110
	5	1	PC ₂₀	35	—	70	45	80	50	22	—
24	1	2	0040	25	—	165	45	135	80	—	—
	2	3	2.12	—	27	80	45	40	45	—	220
	3	1	0030	50	—	75	45	45	42	44	—
	4	2	C ₀	55	—	90	45	150	75	—	—
	5	3	HC ₄₀	—	30	85	45	55	40	—	330
25	1	1	СП ₀	60	—	60	150	40	55	50	—
	2	2	07535M	70	—	70	140	150	80	—	—
	3	3	0510	—	28	80	130	60	50	—	240
	4	1	0307 (1,5)	80	—	90	120	70	45	10	—
	5	2	17525M	90	—	100	110	80	85	—	—
26	1	3	0540	—	22	110	100	80	40	—	400
	2	1	0010	100	—	120	90	110	43	45	—
	3	2	0312 (1,75)	110	—	130	80	110	90	—	—
	4	3	KC00	—	18	140	70	120	48	—	150
	5	1	1030	120	—	150	60	120	52	15	—
27	1	2	0317 (1,75)	12	—	160	—	140	90	—	—
	2	3	Ш	—	27	170	—	130	55	—	270
	3	1	C ₈₀	16	—	180	—	120	50	15	—
	4	2	3C ₄₀	20	—	190	—	110	80	—	—
	5	3	0317 (1,5)	—	17	200	—	100	40	—	170
28	1	1	C ₈₀	24	—	150	50	110	45	20	—
	2	2	KC03	28	—	140	50	120	70	—	—
	3	3	PC ₃₀	—	31	130	50	130	48	—	150
	4	1	П ₆	32	—	120	40	140	42	30	—
	5	2	C ₄₀	6	—	110	40	150	80	—	—
29	1	3	KC05	—	20	50	50	100	60	—	220
	2	1	3C ₂₀	30	—	60	50	90	55	20	—
	3	2	ОП _{1,5}	40	—	70	50	80	90	—	—
	4	3	3C ₁₀	—	30	80	50	70	50	—	250
	5	1	ОП ₂	50	—	90	50	60	45	—	—
30	1	2	C ₀	60	—	100	50	120	80	—	—
	2	3	C ₃₃	—	18	110	50	140	48	—	300
	3	1	KC10	70	—	120	50	190	45	30	—

З	В	ТКМ	ЗРШ	h_m	β_m	φ_B	$\varphi_{д.с.}$	φ_H	μ_{min}	e	l_k
	4	2	ОП ₃	80	—	130	50	160	70	—	—
	5	3	ОП ₅	—	20	140	50	125	40	—	80
31	1	1	C ₂₀	10	—	110	50	100	50	25	—
	2	2	0050	15	—	160	60	140	70	—	—
	3	3	ПC ₄₀	—	15	180	—	180	45	—	220
	4	1	0000	20	—	200	—	160	35	—	—
	5	2	ОП ₅	25	—	175	15	150	90	—	—
32	1	3	ПC ₃₀	—	20	150	30	120	55	—	150
	2	1	PC ₃₀	30	—	125	75	90	42	30	—
	3	2	K	35	—	100	80	80	80	—	—
	4	3	K ₄₀	—	25	75	60	60	38	—	100
	5	1	2.9	40	—	50	40	40	46	—	—
33	1	2	ОП ₁₀	70	—	165	10	150	90	—	—
	2	3	K ₃₀	—	22	85	30	60	60	—	140
	3	1	ПC ₂₀	65	—	105	30	80	55	—	—
	4	2	PC ₂₀	60	—	125	40	100	90	—	—
	5	3	0040	—	32	145	50	120	50	—	180
34	1	1	2.12	55	—	165	60	110	45	10	—
	2	2	0030	50	—	135	70	130	80	—	—
	3	3	C ₀	—	32	115	80	125	40	—	240
	4	1	HC ₄₀	45	—	95	90	120	35	25	—
	5	2	СП ₀	40	—	75	100	110	75	—	—
35	1	3	07535M	—	18	18	18	15	50	—	150
	2	1	0510	32	—	30	30	25	48	17	—
	3	2	0307 (1,5)	28	—	140	35	125	46	—	—
	4	3	07525M	—	23	60	40	30	42	—	120
	5	1	0540	64	—	55	45	35	40	30	—
36	1	2	0010	53	—	70	50	140	38	—	—
	2	3	0312 (1,75)	—	29	75	55	55	35	—	110
	3	1	KC00	18	—	80	60	60	34	—	—
	4	2	1030	40	—	90	65	100	32	—	—
	5	3	0317 (1,75)	—	26	100	20	75	54	—	175
37	1	1	Ш	100	—	60	40	150	60	—	—
	2	2	C ₈₀	80	—	170	50	140	90	—	—
	3	3	3C ₄₀	—	24	80	60	130	55	—	500
	4	1	0317 (1,5)	120	—	90	70	120	50	40	—
	5	2	C ₆₀	50	—	100	80	110	90	—	—

З	В	ТКМ	ЗРШ	h_m	β_m	φ_b	$\varphi_{д.с.}$	φ_H	μ_{min}	e	l_K
38	1	3	КС03	—	25	110	90	100	45	—	400
	2	1	ЗС ₃₀	70	—	120	100	90	48	50	—
	3	2	П ₆	140	—	130	110	80	80	—	—
	4	3	С ₄₀	—	30	140	120	70	40	—	360
	5	1	КС05	60	—	150	130	60	38	30	—
39	1	2	ЗС ₂₀	70	—	145	90	120	70	—	—
	2	3	ОП _{1,5}	—	20	50	110	55	40	—	600
	3	1	ЗС ₁₀	65	—	55	100	60	42	55	—
	4	2	ОП ₂	75	—	85	90	70	80	—	—
	5	3	С ₀	—	26	70	85	80	45	—	550
40	1	1	С ₃₃	80	—	75	80	80	50	40	—
	2	2	КС10	60	—	80	75	100	90	—	—
	3	3	ОП ₃	—	28	85	70	110	55	—	400
	4	1	С ₂₀	96	—	90	85	120	60	—	—
	5	2	0050	50	—	95	60	130	90	—	—

**ЗАВДАННЯ
НА ВИКОНАННЯ 5 РОЗДІЛУ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
(СИНТЕЗ І АНАЛІЗ ЗУБЧАСТОГО МЕХАНІЗМУ) [34, 38]**

Завдання на проектування складені так, щоб зубчастий механізм, який проектується був би планетарним ступенем зубчастої передачі від двигуна до виконуючого органу машини. Наприклад, на рис. М1 зображена передача від електродвигуна до подаючого вальця віджимної машини, на рис. М3 — передача від електродвигуна до гайки ходового гвинта супорта металорізного верстата.

У всіх схемах за планетарні ступені прийняті редуктори типу 2К-Н: на рис. М1...М3 — з одинарним сателітом, на рис. М4...М6 — із здвоєним сателітом. Предметом проектування у всіх схемах є планетарний редуктор. Присутність в планетарних редукторах як зовнішнього, так і внутрішнього зубчастих зачеплень дозволяє студенту засвоїти навички розрахунку геометрії зубчастих зачеплень, виходячи з двох основних передумов: за заданим коефіцієнтом зміщення і заданою міжосьовою відстанню.

Вхідним кінематичним параметром задана частота обертання електродвигуна n_1 та інші параметри, через які легко визначається частота обертання вихідного вала передачі $n_{\text{вих}}$.

Наприклад: для рис. М1 і М4 задані колова швидкість v і діаметр D вальця, який посаджено на вихідний вал, для схем М3 і М6 задані швидкість переміщення супорта v і хід S ходового гвинта, який нарізано на вихідному валу.

Задані числа зубів зубчастих коліс тих ступенів, які розташовані за планетарною передачею: z_4, z_5, z_5', z_6 і т. д. Модуль m , кут нахилу лінії зубів β задані тільки для планетарного механізму. Особливі умови на проектування зубчастого зачеплення, які відзначені в завданні, стосуються лише пари зубчастих коліс a і g планетарного редуктора. В завданні на проектування можуть бути зазначені, зокрема, **особливі** умови роботи передачі, кути нахилу зубців β тощо.

СХЕМИ МЕХАНІЗМІВ І ВИХІДНІ ДАНІ

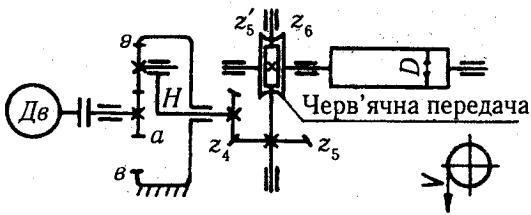


Рис. М1

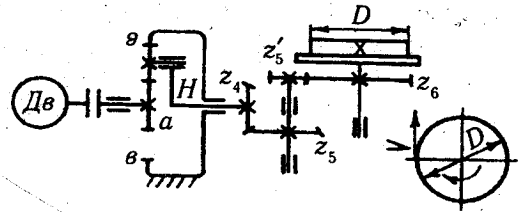


Рис. М2

Таблиця М1 — Механізм обтискувальної машини (рис. М1)

Параметр	Одиниця виміру	Варіанти параметрів механізму					
		1	2	3	4	5	6
n_1	об/хв	2500	2200	1600	1400	1200	1000
z_4	—	20	18	22	17	17	17
z_5	—	40	36	44	34	22	24
z'_5	—	2	2	2	2	2	2
z_6	—	26	26	22	24	26	24
D	мм	300	280	250	230	200	180
v	м/с	0,2	0,2	0,15	0,15	0,12	0,12
t	мм	3,0	2,5	2,0	2,5	3,0	3,5

Таблиця М2 — Механізм привода візка (рис. М2)

Параметр	Одиниця виміру	Варіанти параметрів механізму					
		1	2	3	4	5	6
n_1	об/хв	2200	2200	1600	1400	1200	1000
z_4	—	20	18	22	17	20	24
z_5	—	40	36	44	34	22	24
z'_5	—	18	20	22	20	22	20
z_6	—	54	80	66	80	66	80
D	мм	420	400	440	460	500	520
v	м/с	1,2	1,0	0,9	0,8	1,1	0,8
t	мм	4,0	3,0	2,5	3,0	2,5	2,0

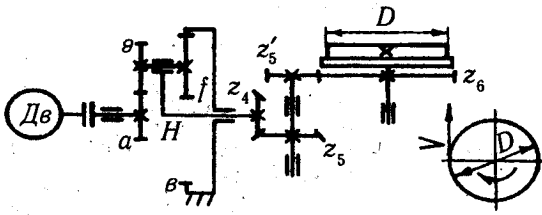


Рис. М3

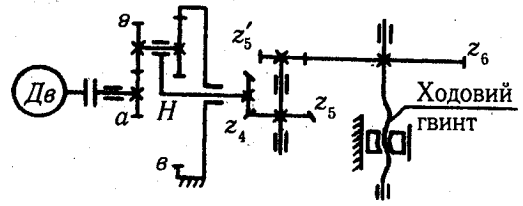


Рис. М4

Таблиця М3 — Механізм привода супорта (рис. М3)

Параметр	Одиниця виміру	Варіанти параметрів механізму					
		1	2 ✓	3	4	5	6
n_1	об/хв	2500	2200	1600	1400	1200	1000
z_4	—	20	18	22	17	20	24
z_5	—	40	36	44	34	30	36
z'_5	—	18	20	22	20	22	20
z_6	—	54	80	66	80	66	80
v	м/с	0,005	0,006	0,004	0,005	0,004	0,005
$S_{\text{ХОД.ГВИНТ.}}$	мм	5	6	8	8	8	10
t	мм	3,0	3,5	2,0	2,5	3,0	3,5

Таблиця М4 — Механізм обтискувальної машини (рис. М4)

Параметр	Одиниця виміру	Варіанти параметрів механізму					
		1	2	3	4	5	6
n_1	об/хв	3120	2800	2500	2500	2400	2400
z_4	—	20	18	22	17	17	17
z_5	—	40	36	44	34	22	24
z'_5	—	2	2	2	2	2	2
z_6	—	26	26	22	24	26	24
D	мм	300	280	250	230	200	180
v	м/с	0,25	0,2	0,15	0,15	0,12	0,12
t	мм	3,0	2,5	2,0	2,5	3,0	3,5

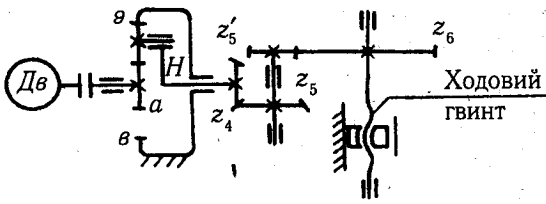


Рис. М5

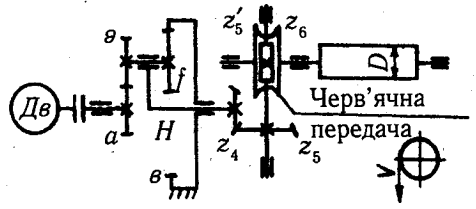


Рис. М6

Таблиця М5 — Механізм привода візка (рис. М5)

Параметр	Одиниця виміру	Варіанти параметрів механізму					
		1	2	3	4	5	6
n_1	об/хв	3200	2800	2500	2500	2400	2000
z_4	—	20	18	22	17	20	24
z_5	—	40	36	44	34	30	36
z_5'	—	18	20	22	20	22	20
z_6	—	54	80	66	80	66	80
D	мм	420	400	440	460	500	520
v	м/с	1,2	1,0	0,9	0,8	1,1	0,8
t	мм	2,5	2,0	3,5	2,0	3,5	4,0

Таблиця М6 — Механізм привода супорта (рис. М6)

Параметр	Одиниця виміру	Варіанти параметрів механізму					
		1	2	3	4	5	6
n_1	об/хв	3200	3000	2800	2400	2500	2000
z_4	—	20	18	22	17	20	24
z_5	—	40	36	44	34	30	36
z_5'	—	18	20	22	20	22	20
z_6	—	54	80	66	80	66	80
v	м/с	0,005	0,006	0,004	0,005	0,004	0,005
$S_{\text{ход.гвинт.}}$	мм	5	6	8	8	8	10
t	мм	4,0	2,0	3,0	3,5	4,0	2,5

ОСОБЛИВІ УМОВИ НА ПРОЕКТУВАННЯ ЗАЧЕПЛЕННЯ ПАРИ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС $a-g$

1. Забезпечення максимальної контактної міцності; $\epsilon_\alpha \geq 1,2$; $S_{a1} \geq 0,4m$.
2. Забезпечення мінімального зносу зубів $\epsilon_\alpha \geq 1,2$.
3. Забезпечення максимальної міцності зубів на згин при ведучій шестерні;
 $\epsilon_\alpha \geq 1,2$.
4. Забезпечення максимального коефіцієнта перекриття.
5. Забезпечення максимальної міцності на згин при ведучому колесі; $\epsilon_\alpha \geq 1,2$

Завдання на синтез і аналіз зубчастого механізму вибирають згідно з наведеною табл. М7, використовуючи рис. М1—М6, табл. М1—М6 та вказані вище особливі умови на проектування зубчастого зачеплення.

Таблиця М7 — Вихідні дані на проектування зубчастого механізму

Завдання (номер схеми важливого механізму)	Варіант	Схема зубчастого механізму (номер рисунок)	Варіант параметрів механізму	Кут нахилу зубців β , град	Особливі умови на проектування зачеплення пари зубчастих коліс
1	2	3	4	5	6
1	1	М1	1	0	1
	2		2	16	2
	3		3	0	3
	4		4	20	4
	5		5	0	5
2	1	М1	6	8	2
	2		1	0	3
	3		2	18	4
	4		3	0	5
	5		4	12	1
3	1	М1	5	0	2
	2		6	18	3
	3		1	0	4
	4		2	14	5
	5		3	0	1

Продовження таблиці М7

1	2	3	4	5	6
4	1	M1	4	14	2
	2		5	0	3
	3		6	12	4
	4		1	0	5
	5		2	20	1
5	1	M1	3	0	2
	2		4	16	3
	3		5	0	4
	4		6	20	5
	5		1	8	1
6	1	M1	2	0	2
	2		3	12	3
	3		4	0	4
	4		5	18	5
	5		6	0	1
7	1	M1	1	12	2
	2		2	0	3
	3		3	16	4
	4		4	0	5
	5		5	8	1
8	1	M2	1	0	1
	2		2	8	2
	3		3	0	3
	4		4	16	4
	5		5	0	5

1	2	3	4	5	6
9	1	М2	6	8	2
	2		1	0	3
	3		2	12	4
	4		3	0	5
	5		4	8	1
10	1	М2	5	0	2
	2		6	20	5
	3		1	0	3
	4		2	16	4
	5		3	0	1
11	1	М2	4	12	2
	2		5	0	5
	3		6	16	3
	4		1	0	4
	5		2	20	1
12	1	М2	3	0	2
	2		4	20	3
	3		5	0	5
	4		6	12	4
	5		1	8	1
13	1	М2	2	0	2
	2		3	8	3
	3		4	0	4
	4		5	16	1
	5		6	0	5

Продовження таблиці М7

1	2	3	4	5	6
14	1	М2	1	12	2
	2		2	0	3
	3		3	16	4
	4		4	0	1
	5		5	8	5
15	1	М3	6	8	2
	2		1	0	5
	3		2	16	3
	4		3	0	4
	5		4	14	1
16	1	М3	5	0	2
	2		6	12	1
	3		1	0	3
	4		2	10	4
	5		3	0	5
17	1	М3	4	8	2
	2		5	0	3
	3		6	10	5
	4		1	0	4
	5		2	14	1
18	1	М3	3	0	2
	2		4	10	3
	3		5	0	4
	4		6	16	5
	5		1	8	1

Продовження таблиці М7

1	2	3	4	5	6
19	1	М3	2	0	2
	2		3	8	3
	3		4	0	4
	4		5	12	1
	5		6	0	5
21	1	М4	1	0	1
	2		2	8	2
	3		3	0	3
	4		4	16	4
	5		5	0	5
22	1	М4	6	8	2
	2		1	0	5
	3		2	16	3
	4		3	0	4
	5		4	14	1
23	1	М4	5	0	2
	2		6	12	1
	3		1	0	3
	4		2	10	4
	5		3	0	5
24	1	М4	4	8	2
	2		5	0	3
	3		6	10	5
	4		1	0	4
	5		2	14	1

Продовження таблиці М7

1	2	3	4	5	6
25	1	М4	3	0	2
	2		4	10	3
	3		5	0	4
	4		6	16	4
	5		1	8	1
26	1	М4	2	0	2
	2		3	8	3
	3		4	0	4
	4		5	12	1
	5		6	0	2
27	1	М5	1	0	5
	2		2	8	2
	3		3	0	3
	4		4	16	4
	5		5	0	1
28	1	М5	6	8	2
	2		1	0	5
	3		2	16	3
	4		3	0	4
	5		4	14	1
29	1	М5	5	0	2
	2		6	12	1
	3		1	0	3
	4		2	10	4
	5		3	0	5

Продовження таблиці М7

1	2	3	4	5	6
30	1	М5	4	8	2
	2		5	0	3
	3		6	10	5
	4		1	0	4
	5		2	14	1
31	1	М5	3	0	2
	2		4	10	3
	3		5	0	4
	4		6	16	5
	5		1	8	1
32	1	М5	6	0	1
	2		1	18	3
	3		2	0	4
	4		3	12	5
	5		4	0	2
33	1	М6	1	0	5
	2		2	8	2
	3		3	0	3
	4		4	16	4
	5		5	0	1
34	1	М6	6	8	2
	2		1	0	5
	3		2	16	3
	4		3	0	4
	5		4	14	1

Продовження таблиці М7

1	2	3	4	5	6
35	1	М6	5	0	2
	2		6	12	1
	3		1	0	3
	4		2	10	4
	5		3	0	5
36	1	М6	4	8	2
	2		5	0	5
	3		6	10	3
	4		1	0	4
	5		2	14	1
37	1	М6	3	0	2
	2		4	10	3
	3		5	0	5
	4		6	16	4
	5		1	8	1
38	1	М6	2	0	5
	2		3	8	3
	3		4	0	4
	4		5	12	1
	5		6	0	2
39	1	М6	1	12	5
	2		2	0	3
	3		3	18	4
	4		4	0	1
	5		5	8	2

1	2	3	4	5	6
40	1	М6	6	0	1
	2		1	18	3
	3		2	0	4
	4		3	12	5
	5		4	0	2

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

А. Основна рекомендована література

1. *Артоболевский И. И.* Теория механизмов и машин М.: Наука, 1988. — 640 с.
2. *Левитская О. Н., Левитский Н.И.* Курс теории механизмов и машин М.: Высш. шк., 1985. — 279 с.
3. *Кіницький Я. Т.* Теорія механізмів і машин. — К.: Наукова думка, 2001. — 660 с.
4. *Заблонский К. И., Белоконов И. М., Щёкин Б. М.* Теория механизмов и машин — К.: Вища шк., 1989. — 376 с.
5. *Артоболевский И. И., Эдельштейн Б. В.* Сборник задач по теории механизмов и машин М.: Наука, 1973. — 256 с.
6. Курсове проектування з теорії механізмів і машин / *Є. І. Крижанівський та ін.* — Івано-Франківськ, 1996. — 337 с.

Б. Додаткова рекомендована література

7. *Артоболевский И. И.* Механизмы в современной технике. В 7-и томах — М.: Наука, 1979—1981.
8. *Белоконов И. М.* Теория механизмов и машин. Методы автоматизированного проектирования. — К.: Вища шк., 1990 — 208 с.
9. *Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М.* Механизмы: Справочник — М.: Машиностроение, 1973. — 591 с.
10. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под общ. ред. *Девойно Г. Н.* — Минск: Вышэйшая шк., 1986. — 285 с.
11. Современные методы и средства балансировки машин и приборов / Под ред. *Щепетильникова В. А.* — М.: Машиностроение, 1985. — 232 с.
12. *Решетов Л. Н.* Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник — М.: Машиностроение, 1985. — 272 с.
13. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. *Болотовского И. А.* — М.: Машиностроение, 1986 — 448 с.
14. Теория механизмов и машин / Под ред. *Фролова К. В.* — М.: Высш. шк., 1987 — 496 с.
15. Трение, изнашивание, смазка: Справочник. В 2-х томах / Под ред. *Крагельского И. В. и Алисина В. В.* — М.: Машиностроение, 1978. — 758 с.

В. Інша використана література

16. *Гуляев К. И. и др.* Расчет геометрии эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления. — Л.: Машиностроение, 1975. — 66 с.
17. *Киницкий Я. Т.* Унифицированные алгоритмы расчета механизмов на ЭВМ. — К.: УМК ВО, 1988. — 116 с.
18. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под ред. *Коренько А. С.* — Выща шк., 1970. — 332 с.
19. *Левенсон Л. Б.* Теория механизмов и машин. — М.: Машгиз, 1954. — 504 с.
20. *Левитский Н. И.* Кулачковые механизмы. — М.: Машиностроение, 1964. — 287 с.
21. *Марголин Ш. Ф.* Теория механизмов и машин. — Минск, Вышэйшая шк., 1968. — 359 с.

22. *Машков А. А.* Теория механизмов и машин. — Минск: Вышэйшая шк., 1971. — 471 с.
23. *Механика промышленных роботов*. — В 3 кн. / Под ред. *Фролова К. В., Воробьева Е. В.* — М.: Высш.шк., 1988. — Кн. 1: Кинематика и динамика / *Воробьев Е. И., Попов С. А., Шевелева Г. И.*
24. *Саввин Э. А.* Синтез полидинамических законов периодического движения // Критериальные расчеты цикловых механизмов. — Львов: УПИ им. Ив. Федорова, 1974. — Вып. 6. — 76 с.
25. *Тир К. В.* Механика полиграфических машин. — М.: Книга, 1965. — 496 с.
26. *Турбин Б. И., Карлин В. Д.* Теория механизмов и машин. — М.: Высш. шк., 1968. — 336 с.
27. *Юдин В. А., Петрокас Л. В.* Теория механизмов и машин. — М.: Высш. шк., 1977. — 527 с.
28. Программа по теории механизмов и машин для инженерно-техн. спец. вузов / МВССО СССР. — М.: Высш. шк., 1987. — 15 с.
29. Теорія механізмів і машин: Програма, робочі плани, метод. вказівки і завдання для контрольних і курсових робіт / Під ред. *Петровського С. Д.* — Львів: Вид-во ЛДУ, 1972. — 150 с.
30. Теория механизмов и машин и детали машин: Метод. указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-техн. спец. вузов / *Преображенский И. К. и др.* — М.: Высш. шк., 1987. — 72 с.
31. Теория механизмов, машин и роботов: Типовая программа, метод. указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-техн. спец. вузов / *Бысов Л. Ф. и др.* — Харьков: УЗПИ, 1987. — 60 с.
32. Теория механизмов и машин: Метод. указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-техн. спец. вузов / *Левитский Н. И. и др.* — М.: Высш. шк., 1989. — 127 с.
33. Теория механизмов и машин: Задания и метод. указания к выполнению курс. работы для студентов ОТФ механических спец. / *Киницкий Я. Т., Костогряз С. Г.* — Хмельницкий, ХТИБО, 1977. — 76 с.
34. Методические указания и задания к выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин. Проектирование зубчатых механизмов / *Костогряз С. Г., Киницкий Я. Т.* — Хмельницкий, ХТИБО, 1980. — 72 с.
35. Методические указания и задания к контрольным работам по теории механизмов и машин для студентов механических специальностей общетехнического факультета / *Киницкий Я. Т., Билецкий О. О., Костогряз С. Г.* — Хмельницкий, ХТИБО, 1982. — 100 с.
36. Методические указания по синтезу плоских кулачковых механизмов с применением ЭВМ / *Киницкий Я. Т., Семенюк М. Ф.* — Хмельницкий: ХТИБО, 1986. — 68 с.
37. Теорія механізмів і машин: Метод. вказівки щодо оформлення курсового проекту для студентів спец. 12.01, 12.02, 12.06, 17.07 / *Кіницький Я. Т. та ін.* — Хмельницький: ХТІ, 1994. — 76 с.
38. Завдання на курсові проекти з теорії механізмів і машин: Метод. вказівки для студентів механічного факультету / *Кіницький Я. Т. та ін.* — Хмельницький, ХТІ, 1994. — 92 с.

ЗМІСТ

<i>Передмова</i>	5
1. Програма курсу та загальні методичні вказівки	7
2. Структурний аналіз механізмів	19
2.1. Основні поняття та визначення	19
2.2. Структурний аналіз і синтез плоских механізмів	20
2.3. Задачі для самостійної роботи	25
3. Кінематичне дослідження механізмів	39
3.1. Побудова положень ланок механізму	39
3.2. Побудова діаграми переміщень	42
3.3. Побудова діаграм швидкостей і прискорень методом графічного диференціювання	43
3.4. Побудова планів швидкостей і прискорень	46
3.5. Аналітичне дослідження кінематики плоских важільних механізмів методом замкнутих векторних контурів	54
3.6. Задачі для самостійної роботи	61
3.7. Перша розрахунково-графічна робота	68
4. Силовий розрахунок механізмів	79
4.1. Визначення сил інерції	79
4.2. Методика і порядок силового розрахунку механізмів	81
4.3. Визначення зрівноважуючої сили методом М. Є. Жуковського	86
4.4. Задачі для самостійної роботи	88
5. Динамічний аналіз механізмів	95
5.1. Зведення сил і моментів сил	96
5.2. Зведення мас і моментів інерції	98
5.3. Задачі для самостійної роботи	99
5.4. Друга розрахунково-графічна робота	99

6. Нерівномірність та регулювання ходу машин	101
6.1. Загальні відомості	101
6.2. Визначення моменту інерції маховика методом Віттенбауера	102
6.3. Задачі для самостійної роботи	107
7. Тертя в машинах	111
7.1. Тертя ковзання	111
7.2. Тертя кочення	114
7.3. Визначення коефіцієнта корисної дії механізму	115
7.4. Задачі для самостійної роботи	118
8. Кулачкові механізми	131
8.1. Загальні відомості	131
8.2. Кінематичний аналіз кулачкових механізмів	134
8.3. Закони руху вихідної ланки	136
8.4. Кінематичний синтез кулачкових механізмів	139
8.5. Кути тиску і передачі	149
8.6. Динамічний синтез кулачкових механізмів	152
8.7. Визначення параметрів елементів вищої пари	161
8.8. Задачі для самостійної роботи	163
9. Зубчасті передачі	167
9.1. Загальні відомості про зубчасті передачі	167
9.2. Геометричні параметри циліндричних евольвентних зубчастих передач	168
9.3. Вибір коефіцієнтів зміщення зубчастих коліс евольвентного зовнішнього зачеплення	172
9.4. Розрахунок геометричних параметрів евольвентної циліндричної передачі зовнішнього зачеплення	175
9.5. Перевірка геометричних і кінематичних умов існування евольвентної циліндричної передачі зовнішнього зачеплення	177
9.6. Розрахунок контрольних параметрів зубчастих коліс	179
9.7. Побудова картини евольвентного зубчатого зачеплення в торцевому перерізі	181
9.8. Визначення якісних характеристик евольвентного циліндричного зовнішнього зачеплення	183
9.9. Визначення коефіцієнтів зміщення для внутрішнього зубчатого зачеплення планетарних механізмів	185

9.10. Розрахунок геометрії евольвентної циліндричної передачі внутрішнього зачеплення	188
9.11. Задачі для самостійної роботи	189
10. Багатоланкові зубчасті передачі	192
10.1. Зубчасті механізми з нерухомими осями	192
10.2. Зубчасті механізми з рухомими осями	197
10.3. Комбіновані зубчасті механізми	201
10.4. Синтез планетарних механізмів	204
10.5. Задачі для самостійної роботи	208
10.6. Третя розрахунково-графічна робота	208
11. Кінематичний синтез важільних механізмів	216
11.1. Умова існування кривошипа в чотириланкових механізмах	216
11.2. Синтез важільних механізмів за двома крайніми положеннями та коефіцієнтом зміни середньої швидкості вихідної ланки	219
11.3. Задачі для самостійної роботи	223
12. Зрівноваження механізмів	231
12.1. Зрівноваження механізмів на фундаменті	231
12.2. Зрівноваження обертових мас	234
12.3. Задачі для самостійної роботи	238
13. Курсове проектування	245
13.1. Зміст курсового проекту	245
13.2. Оформлення графічної частини курсового проекту	246
13.3. Оформлення пояснювальної записки	247
13.4. План виконання курсового проекту	251
13.5. Запитання для самоперевірки	257
<i>Список літератури</i>	<i>261</i>
Додаток А. Основні формули теоретичної механіки, які необхідні для вивчення ТММ	263
Додаток Б. Переведення одиниць МКГСС (технічної) в одиниці МКС (SI)	265
Додаток В. Уніфіковані підпрограми для кінематичного дослідження і синтезу важільних механізмів II класу за допомогою ЕОМ	266
Додаток Д. Таблиці безрозмірних коефіцієнтів (інваріантів) переміщень a_k , швидкостей b_k і прискорень c_k деяких законів руху вихідної ланки кулачкових механізмів	275

Додаток Е. Таблиці значень евольвентної функції	292
Додаток Ж. Блокуючі контури циліндричних евольвентних зубчастих передач	294
Додаток З. Приклад оформлення пояснювальної записки курсowego проекту	300
Додаток И. Приклад оформлення графічної частини курсowego проекту	354
Додаток К. Завдання на виконання 1—3 розділів курсowego проекту	364
Додаток Л. Завдання на виконання 4 розділу курсowego проекту	425
Додаток М. Завдання на виконання 5 розділу курсowego проекту	432

ПРО АВТОРА

Кіницький Ярослав Тимофійович — завідувач кафедри машинознавства Технологічного університету Поділля (м. Хмельницький) — народився 9 лютого 1939 року в селі Раково Старосамбірського району Львівської області в сім'ї сільського писаря. В 1955 р., після закінчення Раківської середньої школи, розпочав трудову діяльність вантажником у Львівському магазині хімреактивів. В 1961 році з відзнакою закінчив механічний факультет Українського поліграфічного інституту ім. Івана Федорова і був направлений на роботу в м. Казань, де працював майстром, конструктором комбінату друку. В 1962 році повернувся до Львова, де працював інженером-конструктором заводу автотранспорту. З 1963 року працює в м. Хмельницькому на викладацькій роботі в організованому від поліграфічного інституту загальнотехнічному факультеті, а нині Технологічному університеті Поділля. В 1972 році заочно закінчив аспірантуру при поліграфічному інституті (науковий керівник д. т. н., проф. Тір К. В.) і захистив кандидатську дисертацію на тему «Параметричне дослідження механізмів Чебишова зі зупинками веденої ланки». В 1975 році йому присвоєно вчене звання доцента кафедри «Деталі машин і ТММ», в 1991 році — професора кафедри «Основи конструювання машин», а в 1994 році захистив докторську дисертацію на тему «Дослідження шарнірних механізмів Чебишова з вистоем вихідної ланки та розробка методів їх оптимального синтезу».

З 1982 року чотири рази обирався завідувачем кафедри «Деталі машин і ТММ» (зараз кафедра машинознавства). Автор більше ста наукових і науково-методичних робіт, підручників, навчальних посібників і винаходів. Основний науковий напрямок — аналіз і синтез шарнірно-важільних напрямних механізмів та побудованих на їх основі механізмів із зупинкою вихідної ланки (ланок). Під його керівництвом та за його участю виконано велику кількість науково-дослідних робіт за замовленням різних підприємств України.

Я. Т. Кіницький багато зробив для розбудови Технологічного університету Поділля. Ним разом з іншими викладачами кафедри обладнано ряд оригінальних лабораторій і кабінетів. Нагороджений нагрудним знаком «За високі показники в роботі вищої школи», відмінник народної освіти України, лауреат премії Мінвузу України. Є членом Національного комітету України з теорії механізмів і машин, приймає участь у роботі спеціалізованих вчених рад по захисту докторських і кандидатських дисертацій Технологічного університету Поділля та НУ «Львівська Політехніка» за спеціальністю 05.02 — машинознавство.

Основні праці:

Я. Т. Киницкий. Унифицированные алгоритмы расчета механизмов на ЭВМ. — К.: УМО ВО, 1988. — 116 с.

Я. Т. Киницкий. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена. — К.: Выща шк., 1990. — 231 с.

Технічна механіка. Кн. 1. Теоретична механіка / Д.В. Чернілевський, Я.Т. Кіницький та ін. — К.: УМО ВО, 1992. — 384 с.

Технічна механіка. Кн. 3. Основи теорії машин і механізмів / Д. В. Чернілевський, Я. Т. Кіницький, С. Л. Панов. — К.: УМО ВО, 1992. — 168 с.

Основи курсу теорії машин і механізмів / С.Л. Панов, В.П. Луковенко, Я.Т. Кіницький та ін. — К.: ВДК КІТ, 2001. — 357 с.

Я. Т. Кіницький. Короткий курс теорії механізмів і машин. — Хмельницький: Вид-во НАПВУ, 2001. — 325 с.

Я. Т. Кіницький. Теорія механізмів і машин. — К.: Наукова думка, 2001. — 660 с.

Навчальний посібник

КІНИЦЬКИЙ Ярослав Тимофійович
ПРАКТИКУМ ІЗ ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Книга друкується в авторській редакції

Коректор *Василишин Д. В.*

Свідоцтво про внесення
до державного реєстру ДК № 618 від 02.10.2001 р.

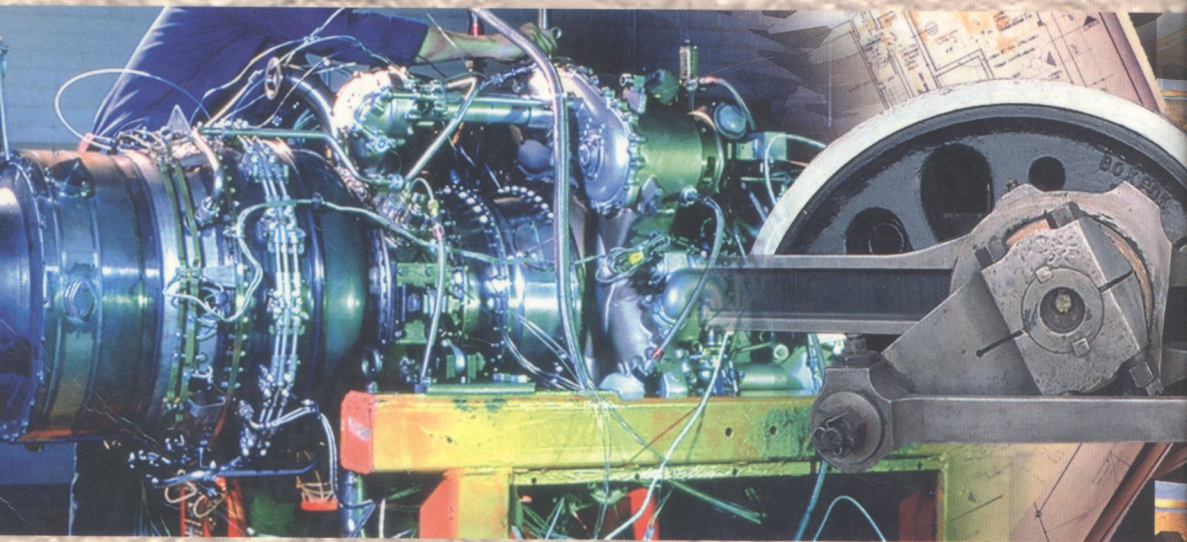
Підписано до друку 20.12.2001. Формат 70×100 1/16.
Папір офсетн. № 1. Гарнітура Антика.
Офсетний друк. Умов. друк. арк. 35,1. Обл.-вид. арк. 38,3.
Наклад 1 000. Замовлення № 36.

Повне товариство — видавнича фірма «Афіша».
79005 м. Львів, вул. Костя Левицького, 4.
Тел./факс: (0322) 97-14-27.

Віддруковано ПТВФ «Афіша».
79005 м. Львів, вул. Костя Левицького, 4.



Ярослав Тимофійович Кіницький
доктор технічних наук, професор
завідуючий кафедрою машинознавства
Технологічного університету Поділля



ISBN 966-7760-41-3



9 789667 760410 >