

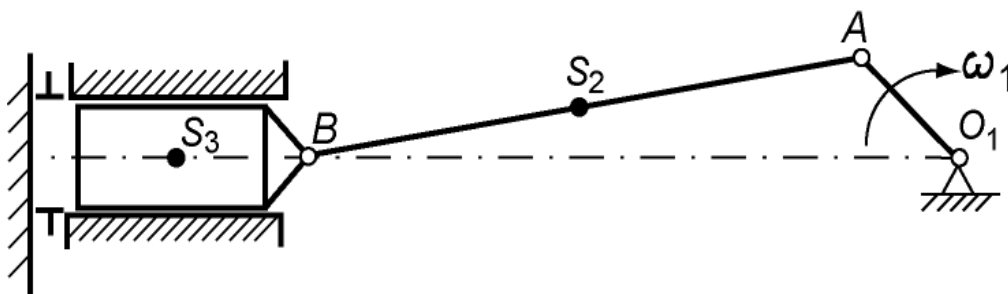
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
“Київський політехнічний інститут”

КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ

## ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

### МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

для студентів інженерно-хімічних спеціальностей



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
“Київський політехнічний інститут”

КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ

# ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ**

для студентів інженерно-хімічних спеціальностей

6.050503 – Машинобудування

6.050502 – Інженерна механіка

*Гриф надано Методичною радою НТУУ “КПІ”*

КИЇВ НТУУ “КПІ” 2010

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН. Методичні вказівки до виконання курсового проекту для студентів інженерно-хімічних спеціальностей. / О.А.Кірієнко. – К.: НТУУ “КПІ”. 2010. - 72 стор.

*Гриф надано Методичною радою НТУУ “КПІ”  
(Протокол № 2 від “28” жовтня 2010 р.)*

Навчальне видання

## ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

### **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ**

для студентів інженерно-хімічних спеціальностей

Кірієнко Олена Анатоліївна,  
канд. техн. наук, доцент

Відповідальний редактор:  
докт. техн. наук, проф.

Данильченко Ю.М.

Рецензент:

Скуратовський А.К.,  
канд. техн. наук, доцент

## **ВСТУП**

Курсове проектування з теорії механізмів і машин (ТММ) сприяє закріпленню, поглибленню та узагальненню отриманих у курсі теоретичних знань, застосуванню цих знань до комплексного розв'язання конкретних інженерних задач з дослідження та розрахунку механізмів і машин. Воно розвиває у студентів творчу ініціативу та самостійність, підвищує їх цікавість до вивчення дисципліни та прищеплює деякі навички науково-дослідної роботи.

Навчальна та інженерна цінність курсового проекту визначається в значній мірі комплексністю проектного завдання та реальністю об'єктів проектування.

Курсовий проект є самостійною роботою студента під керівництвом викладача.

### ***Мета та основні завдання роботи***

*Мета даних методичних указівок* – допомогти студентам у курсовому проектуванні з теорії механізмів і машин, складанні, написанні та оформленні пояснювальної записки, виконанні креслень курсового проекту відповідно до вимог Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД), а також у підготовці до захисту курсового проекту згідно з положеннями рейтингової системи оцінювання знань студентів (РСО).

Особливістю курсового проектування на інженерно-хімічному факультеті є виконання курсового проекту одночасно з вивченням теоретичного курсу (в одному семестрі), що ще більше ускладнює й без того трудомістку та складну роботу студентів над курсовим проектом з такої важкої дисципліни як теорія механізмів і машин.

Тому максимальне забезпечення студентів якісними, докладними, доступно викладеними методичними матеріалами є вкрай важливою задачею, яку й намагається розв'язати дана робота.

## **КОРОТКІ ВІДОМОСТІ ПРО СКЛАД І ОБ'ЄМ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

*Метою виконання курсового проекту з теорії механізмів і машин (ТММ) є поглиблення знань, отриманих при вивченні теоретичного курсу, набуття навичок самостійної роботи з дослідження основних типів механізмів та їх проектування.*

Згідно з робочою навчальною програмою кредитного модуля “Теорія механізмів і машин” на інженерно-хімічному факультеті курсовий проект із ТММ складається з трьох креслень формату А1, а саме:

- 1 креслення - “Динамічний аналіз і синтез шарнірно-важільного механізму”.
- 2 креслення - “Кінетостатичний аналіз шарнірно-важільного механізму”.
- 3 креслення - “Синтез кулачкового механізму”.

та пояснювальної записки об'ємом 40...45 сторінок рукописного тексту.

У даних методичних указівках докладно розглянуто виконання трьох креслень та пояснювальної записки по відповідних розділах курсового проекту для забезпечення матеріалами студентів усіх форм навчання.

Слід відмітити, що дані методичні вказівки будуть корисними студентам різних спеціальностей у зв'язку з універсальністю методики та подібністю машин і механізмів, що пропонуються для дослідження та розрахунку в бланках завдань на курсовий проект з ТММ.

Для полегшення студентам складання та оформлення пояснювальної записки згідно з положеннями Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД), дані методичні вказівки виконані у вигляді самої пояснювальної записки до курсового проекту, але супроводжуються необхідними коментарями, примітками, поясненнями та посиланнями на інші методичні матеріали.

У якості прикладу розглядається така поширена в технологічних схемах хімічних виробництв і виробництва будівельних матеріалів машина як *плунжерний насос*.

Пояснювальна записка (ПЗ), як “текстовий документ”, починається зі сторінки “Зміст”, що містить перелік усіх розділів і підрозділів курсового проекту з зазначенням номера відповідної сторінки (може займати одну - дві сторінки). Перша сторінка ПЗ має

штамп 40 x 185 мм (форма 2), решта сторінок - штамп 15 x 185 мм (форма 2-А).

Нумерація сторінок ПЗ починається з першої сторінки без пропусків (підряд).

Після “Змісту” розташовується бланк “Технічне завдання на курсовий проект”, в якому задаються вихідні параметри для проектування, перелік креслень, список літератури, що рекомендується, а також терміни виконання етапів роботи. “Технічне завдання” підписують керівник курсового проекту (як “замовник”) і студент (як “виконавець”).

Після “Технічного завдання” розташовується бланк “Технологічна схема та обладнання для виробництва...” (вказано, що виробляється), одним з елементів якої є робоча машина (наприклад, плунжерний насос, важільний прес, завантажник термічної печі, хитний конвеєр, дробарка тощо), механізми якої має досліджувати студент-проектант у курсовому проекті.

Слідом за “Технологічною схемою” розміщується бланк завдання на курсовий проект, у якому наведені ескізи кінематичних схем механізмів, що має досліджувати студент, та усі вихідні дані на проектування цих механізмів. У бланку завдання на одну машину наведено п'ять варіантів числових даних, які видаються так званій “конструкторській бригаді” з п'яти студентів, сформованій за власним бажанням самих студентів. Це спонукає студентів до обговорювання методів, шляхів розв'язання конкретних інженерних задач, до взаємних консультацій, привчає користуватися технічною мовою, доступно для своїх товаришів викладати думки щодо виконання розділів курсової роботи. Окрім того, це надає можливість викладачеві при спілкуванні з “конструкторською бригадою” давати загальні поради стосовно конкретного завдання, враховуючи “нюанси” різних варіантів.

У розділі “Вступ” даються загальні відомості про мету та методи курсового проектування з ТММ.

У розділі “Призначення механізму, що проектується” наводяться короткі відомості про машину, механізми якої належить досліджувати студентів, її види, особливості, позитивні якості тощо. Інформацію про різні машини можна отримати в технічному довіднику, енциклопедії, Інтернеті тощо, а також у викладача на консультації.

У розділі “Принцип дії механізму, що проектується” наводяться короткі відомості про ті механізми, що є об'єктами дослідження в даному курсовому проекті, наприклад, шарнірно-важільний механізм, механізм приводу, кулачковий механізм тощо.

*Першому кресленню* “Динамічний аналіз і синтез шарнірно-важільного механізму (ШВМ)” відповідає розділ 3 із відповідною назвою. За завданням викладача студент має провести спочатку кінематичний синтез ШВМ для визначення невідомих сталих параметрів кінематичної схеми механізму (довжин ланок), провести спочатку структурний, а потім кінематичний аналіз ШВМ із побудовою 12-ти планів положень, 12-ти планів швидкостей та 2-х планів прискорень (для нульового та заданого робочого положень).

Наступним етапом динамічного аналізу та синтезу ШВМ є розрахунки та побудова графіків зведених моментів інерції та сил корисного опору, побудова графіку зведеної роботи сил корисного опору (методом графічного інтегрування), побудова графіків зведених роботи та моменту рушійних сил, визначення сумарної роботи та моменту інерції маховика, що утримує періодичні коливання кутової швидкості початкової ланки в межах, визначених заданим коефіцієнтом нерівномірності руху. В даній роботі використовується графоаналітичний метод М.І.Мерцалова.

*Другому кресленню* “Кінетостатичний аналіз шарнірно-важільного механізму” відповідає розділ 4 ПЗ з відповідної назвою.

При кінетостатичному аналізі студенту пропонується провести силовий розрахунок для заданого робочого положення механізму з побудовою планів сил, а також важеля М.Є.Жуковського.

*Третьому кресленню* “Синтез кулачкових механізмів” відповідає розділ 5 ПЗ з відповідною назвою. Тут студенту пропонується спроектувати профіль кулачка заданого типу кулачкового механізму, визначивши спочатку закон руху вихідної ланки (штовхача) та геометричні параметри кулачкового механізму.

Останньою сторінкою пояснювальної записки є список використаної літератури, складений за правилами ЄСКД.

## ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

1. Курсовий проект здається в папці з поворозками.
2. На обкладинку папки наклеюється *титкульний аркуш* (див. зразок у Додатку 2).
3. На зворотному боці обкладинки папки наклеюється *відомість ескізного проекту* (див. зразок у Додатку 3).
4. У середині папки знаходяться:
  - *пояснювальна записка* (ПЗ): формат аркушів А4 (210 x 297 мм); аркуш має рамку з полями 20 мм з лівого боку, решта – поля по 5 мм; штамп першої сторінки 40 x 185 мм (форма 2); штамп решти сторінок – 15 x 185 мм (форма 2-А). Записка зшивається та проклеюється смужкою паперу (виходить “коринка”).
  - *креслення формату А1* (840 x 594 мм), які складені за ЄСКД (“вісімкаю”). Штамп креслення 55 x 185 мм.
5. Пояснювальна записка пишеться пастою або чорнилами *чорного кольору* (стандарт НТУУ “КПІ”) *авторським рукописом* (не дозволяється друкувати пояснювальну записку на комп'ютері або друкарській машинці).
6. *Переноси слів у заголовках не дозволяються. Крапки наприкінці заголовків не ставляться.*
7. Заголовок не розміщують внизу сторінки, якщо після нього уміщується лише один рядок тексту. Заголовки не можуть бути окремо від тексту або таблиць.
8. Відстань між заголовком і наступним текстом, між текстом і наступним заголовком, між заголовками розділу та підрозділу має бути *не менш двох інтервалів, що прийняті у тексті.* Це відноситься й до підписів до рисунків і заголовків таблиць.
9. Рисунки, таблиці накреслюються олівцем, зміст таблиць заповнюється ручкою.
10. Кожний рисунок має *підрисунковий підпис* (див. зразки в тексті ПЗ).
11. Усі таблиці мають *заголовки* (див. зразки в тексті ПЗ).
12. Формули розшифровуються, починаючи з наступного рядка, зі слова “де”, наприклад:

$$\overline{F_i} = -m \overline{a_S},$$

де  $F_i$  - сила інерції, Н;  $m$  - маса ланки, кг;  $a_S$  - прискорення центра мас ланки, м/с<sup>2</sup>.

**УВАГА!** Числові дані в формули підставляються *обов'язково!*  
Після результату пишуться *одиниці вимірювання*.

13. Кожний *новий розділ* (відноситься до відповідного креслення) починається з *нового аркуша* (нової сторінки). *Підрозділи* (всередині розділу) пишуться *підряд*.

14. Таблиці та рисунки мають бути пронумерованими та міститься після посилань на них у тексті.

15. *Нумерація* таблиць і рисунків у кожному розділі має бути *самостійною* та складатися з *номеру розділу та порядкового номеру відповідного рисунку або таблиці*, наприклад, “Таблиця 3.2” (розділ 3, таблиця 2) або “рис. 5.1” (розділ 5, рисунок 1) тощо.

16. Описуючи побудову планів, графіків тощо необхідно давати *посилання на шифр* відповідного креслення, наприклад: “На графіку

$M_{36}^{KO} = M_{36}^{KO}(\varphi)$  показано.....(вставити пояснення)  
(див. ЛП81 . 363.217. 003. *PP* ).  
*шифр групи класифікатор номер документа*  
*машини для креслень*

*Примітка:* Класифікатор машин, що переважно розглядаються в курсових проектах, наведено в Додатку 4.

17. Усі розрахунки, що виконані для декількох положень механізму, зводяться у таблиці (див. п.п. 9 і 11).

18. При використанні готової формули, діаграми, номограми, таблиці, довідкової величини, необхідно давати посилання на *літературне джерело, звідки позичена ця інформація*, у квадратних дужках. Наприклад, “Із табл. 3.3 [6] вибираємо коефіцієнт ...”.

19. Остання сторінка ПЗ – список літератури, складений за вимогами ЄСКД (див. зразок).

20. Усі виправлення необхідно робити тільки після акуратного підчищення неправильного запису або використання коректора, але не більш двох виправлень на сторінці. В іншому випадку необхідно переписати сторінку без помарок.

ПРИКЛАД ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ ДО КУРСОВОГО  
ПРОЕКТУ З ТММ

**ЗМІСТ**

Технічне завдання на курсовий проект.....	3
Технологічна схема та обладнання для виробництва (вставити назву з бланку схеми).....	4
Бланк завдання на курсовий проект.....	5
ВСТУП.....	6
1. Призначення механізму, що проектується.....	7
2. Принцип дії механізму, що проектується.....	8
3. Динамічний аналіз і синтез шарнірно-важільного механізму (ШВМ).....	9
3.1. Задачі.....	і т.д.
3.2. Кінематичний синтез шарнірно-важільного механізму.....	
3.3. Структурний аналіз шарнірно-важільного механізму.....	
3.4. Плани положень.....	
3.5. Плани швидкостей.....	
3.6. Зведений момент інерції.....	
3.7. Сили виробничого (корисного) опору.....	
3.8. Зведений момент сил виробничого (корисного) опору.....	
3.9. Графік зведеної роботи сил корисного опору.....	
3.10. Графік зведеної роботи рушійних сил.....	
3.11. Графік зведеного моменту рушійних сил.....	
3.12. Графік суми робіт зведених моментів сил.....	
3.13. Визначення моменту інерції маховика.....	
3.14. Графік кутової швидкості початкової ланки.....	
3.15. Визначення кутового прискорення початкової ланки.....	
3.16. Плани прискорень.....	
3.17. Висновки.....	
4. Кінетостатичний аналіз шарнірно-важільного механізму (ШВМ).....	
4.1. Задачі.....	
4.2. Сили, що діють на ланки механізму.....	
4.3. Сили інерції ланок механізму.....	

ШТАМП 40 X 185 ММ (ФОРМА 2) – 1 сторінка ПЗ

4.4. Визначення реакцій у кінематичних парах.....	
4.5. Початкова ланка.....	
4.6. Важіль М.Є.Жуковського.....	
4.7. Висновки.....	
5. Синтез кулачкового механізму .....	
5.1. Задача.....	
5.2. Закон руху вихідної ланки.....	
5.3. Визначення мінімального радіусу кулачка.....	
5.4. Профілювання кулачка.....	
5.5. Замикання вищої кінематичної пари.....	
5.6. Графік кута передачі.....	
5.7. Висновки.....	
Література.....	

ШТАМП 15 X 185 ММ (ФОРМА 2-А) – 2 сторінка ПЗ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
 “Київський політехнічний інститут”  
 КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ

Дисципліна – ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Спеціальність \_\_\_\_\_

Курс \_\_\_\_\_ група \_\_\_\_\_ семестр \_\_\_\_\_

**ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ**

студента \_\_\_\_\_

1. Тема курсового проекту \_\_\_\_\_
2. Термін здачі студентом готового проекту: “....”..... 20.....року
3. Вихідні дані до проекту подані на бланку: \_\_\_\_\_
4. Зміст пояснювальної записки:
  - 4.1. Короткий опис призначення та принципу дії механізмів машини, що проектується
  - 4.2. Обґрунтування вибору методів аналізу та синтезу механізмів, що застосовуються.
  - 4.3. Розрахунки по усіх етапах роботи.
  - 4.4. Програми обчислювань на ЕОМ, елементи наукових досліджень.
  - 4.5. Висновки та рекомендації щодо удосконалення схем механізмів.
5. Перелік графічного матеріалу:
  - 5.1. Креслення 1 - Динамічний аналіз і синтез шарнірно-важільного механізму (ШВМ).
  - 5.2. Креслення 2 – Кінетостатичний аналіз ШВМ.
  - 5.3. Креслення 3 – Синтез кулачкового механізму.
6. Дата видачі завдання “....” \_\_\_\_\_ лютого 20..... року.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

Найменування етапів курсового проекту	Термін виконання	
	За планом	Фактично
1. Динамічний аналіз і синтез ШВМ	...	...
2. Кінетостатичний аналіз ШВМ	...	...
3. Синтез кулачкового механізму	...	...
4. Пояснювальна записка	...	...
5. ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	...	...

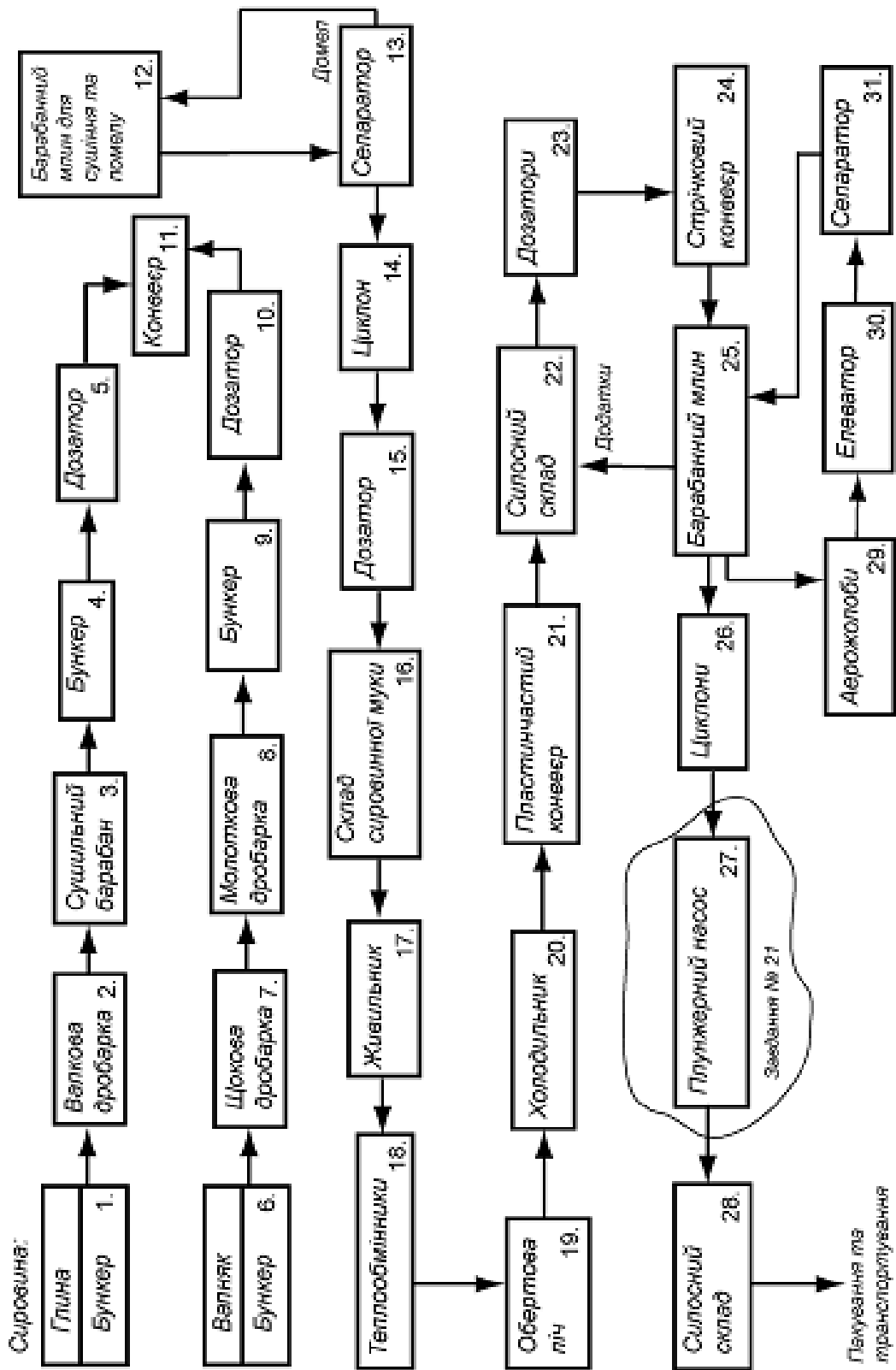
**ЛІТЕРАТУРА**

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука. 1988.
2. Динамічний аналіз механізмів. Методичні вказівки до вивчення курсу “Теорія механізмів і машин” та виконання курсового проекту. К.: ІВЦ “Політехніка”, 2005.
3. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. Підручник. Київ. Видавництво “Наукова думка”. 2002. – 660 с.
4. Методичні вказівки до вивчення курсу “Теорія механізмів і машин” та виконання курсового проекту. Розділ “Кінематичний аналіз механізмів”. Київ. “Політехніка”. 2004.
5. Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки до вивчення курсу і виконання курсового проекту. Розділ “Кінетостатичний аналіз механізмів”. Київ. “Політехніка”. 2004.
6. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з теорії механізмів і машин. Розділ: «Синтез та аналіз механізму привода». Київ. КПІ. 1993.
7. Синтез кулачкових механізмів. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з теорії механізмів і машин. Київ. «Політехніка». 2003.

Студент \_\_\_\_\_  
 (підпис)

Викладач \_\_\_\_\_  
 (підпис)

**Технологічна схема та обладнання для виробництва цементу (сухий спосіб)**





## ВСТУП

*Теорія механізмів і машин (ТММ)* – це наука про загальні методи дослідження загальних властивостей механізмів і машин і проектування їх схем

ТММ розглядає такі методи дослідження і проектування схем машин, які є спільними для машин різних галузей промисловості, не залежать від їх технічного призначення, а також фізичної природи робочого процесу.

Курс ТММ є вступним у спеціальність майбутнього інженера і має інженерну спрямованість.

*Курсове проектування з ТММ* сприяє закріпленню, поглибленню й узагальненню теоретичних знань, застосуванню їх до комплексного рішення конкретної задачі по дослідженню й розрахунку механізмів і машин.

## **1. Призначення механізму, що проектується**

НАСОС – гідравлічна машина для підвищення енергії рідини з метою переміщення цієї рідини, розпилювання і т.д.

За принципом дії розрізняють 3 основних класи насосів: лопатні, вихрові, та об'ємні.

В об'ємних насосах підвищення енергії здійснюється в процесі витискання в напірний трубопровід об'єму рідини із замкнутого простору поршнем (плунжером) , що має зворотно-поступальний рух.

Об'ємні насоси характеризуються тим, що їхні робочі органи періодично утворюють замкнуті об'єми рідини та витискають ці відібрані порції рідини, збільшуючи їхній тиск, в нагнітальний трубопровід.

Подача об'ємних насосів від 0,8 до 800 кубічних метрів на годину.

ККД складає 80-90 %.

## **2. Принцип дії механізму, що проектується**

НАСОС, що проектується, є механічним, кривошипним, тобто зворотно-поступальний рух повзуна (поршня) здійснюється за допомогою кривошипно-повзунного механізму (в даному завданні – чотириланкового).

Обертання кривошипу надається від асинхронного трифазного електродвигуна через двоступінчасту зубчасту передачу, де першим ступенем є планетарний редуктор, у даному завданні - 2-го типа.

Регулювання відкриття та закриття клапанів насоса здійснюється кулачком, який закріплено на приводному валі кривошипа.

У даному завданні кулачковий механізм - з обертовим кулачком і поступально рухомим плоским штовхачем штовхачем.

Шарнірно-важільний механізм складається зі стояка, кривошипа  $OA$ , шатуна  $AB$  і повзуна  $B$ .

### 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ШАРНІРНО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ (ШВМ)

#### 3.1. Задачі

Для заданого основного механізму за його кінематичною схемою, масовими характеристиками ланок, відомими зовнішніми силами визначити закон руху початкової ланки при усталеному русі та момент інерції маховика, що утримує періодичні коливання швидкості початкової ланки в межах, що визначаються заданим коефіцієнтом нерівномірності руху.

#### 3.2. Кінематичний синтез шарнірно-важільного механізму

Для визначення довжин ланок даного механізму проведемо кінематичний синтез ШВМ. Для цього розглянемо крайні положення механізму (рис. 3.1).

У крайніх положеннях кривошип  $OA$  і шатун  $AB$  спочатку витягуються в одну пряму, а потім шатун накладається на кривошип, отже, можна записати:

$$H = - \left\{ \begin{array}{l} OA + AB \\ AB - OA \end{array} \right\},$$

де  $H$  – *хід механізму*, тобто відстань між крайніми положеннями вихідної ланки (повзуна). Значення  $H$  задається завданням на проектування. Тоді:

$$H = 2 OA,$$

звідки довжина кривошипа  $OA$ :

$$l_1 = OA = \frac{H}{2} = \dots\dots \text{ мм.}$$

*Примітка:* Підстановка чисел у формули є обов'язковою.

За завданням задано співвідношення довжин кривошипа та шатуна  $\lambda = \frac{AB}{OA}$ .

Отже, визначаємо довжину шатуна  $AB$ :

$$l_2 = AB = \lambda OA = \dots\dots \text{ мм.}$$

У табл. 3.1. наведені результати кінематичного синтезу ШВМ.

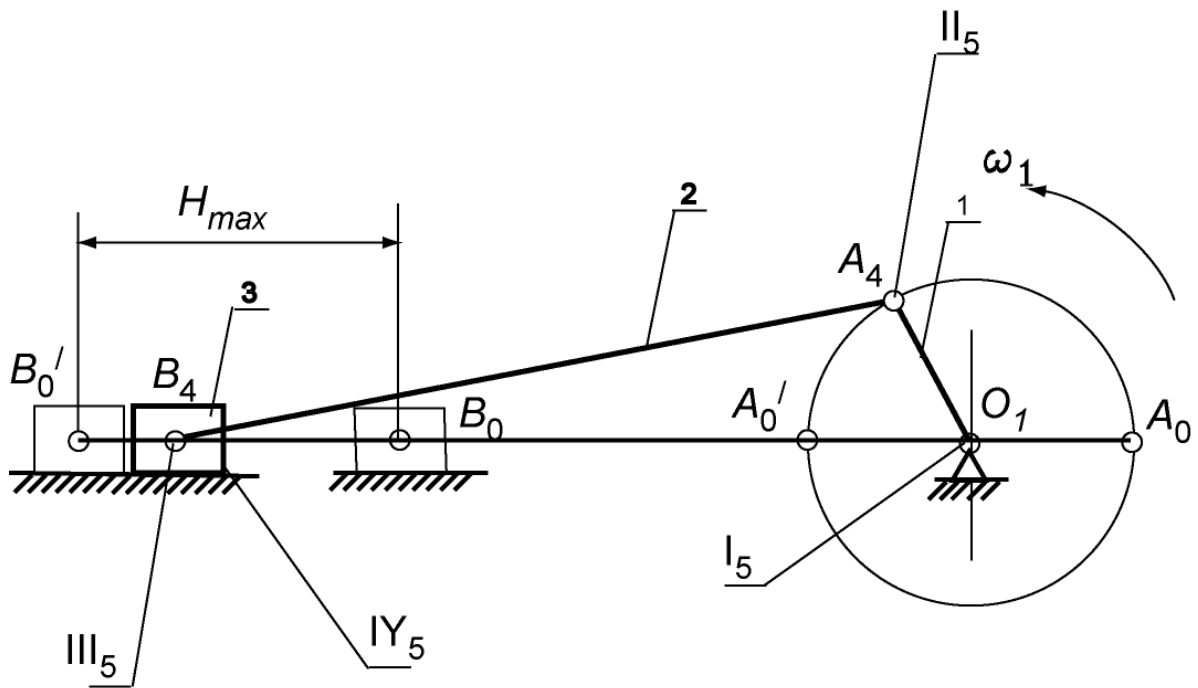


Рис. 3.1. Кінематичний синтез шарнірно-важільного механізму.  
Ескіз кінематичної схеми ШВМ

Таблиця 3.1.

Результати кінематичного синтезу ШВМ

	$l_1 = OA$	$l_2 = AB$	$H$
Довжина, мм	...	...	...

### 3.3. Структурний аналіз шарнірно-важільного механізму

1. Визначимо степінь рухомості заданого ШВМ (див. рис. 3.1). Даний механізм – плоский, отже, за формулою Чебишева:

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

де  $n$  - число рухомих ланок;  $n = 3$ ;  $p_5$  - число кінематичних пар 5-го класу;  $p_5 = 4$ ;  $p_4$  - число кінематичних пар 4-го класу;  $p_4 = 0$ . Тоді:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1. \text{ Потрібен 1 двигун.}$$

2. Побудуємо структурну схему механізму. Для зручності побудови складаємо таблицю ланок і кінематичних пар, що їх утворюють (табл. 3.2).

Таблиця 3.2.

Ланки і кінематичні пари

$I_5$	$II_5$	$III_5$	$IV_5^\infty$
0,1	1,2	2,3	3,0

Структурну схему будуємо в наступній послідовності:

- зображуємо стояк (за числом кінематичних елементів);
  - зображуємо ланки, які утворюють кінематичні пари зі стояком;
  - зображуємо решту ланок які утворюють замкнуті контури.
- Структурну схему представлено на рис. 3.2,а.

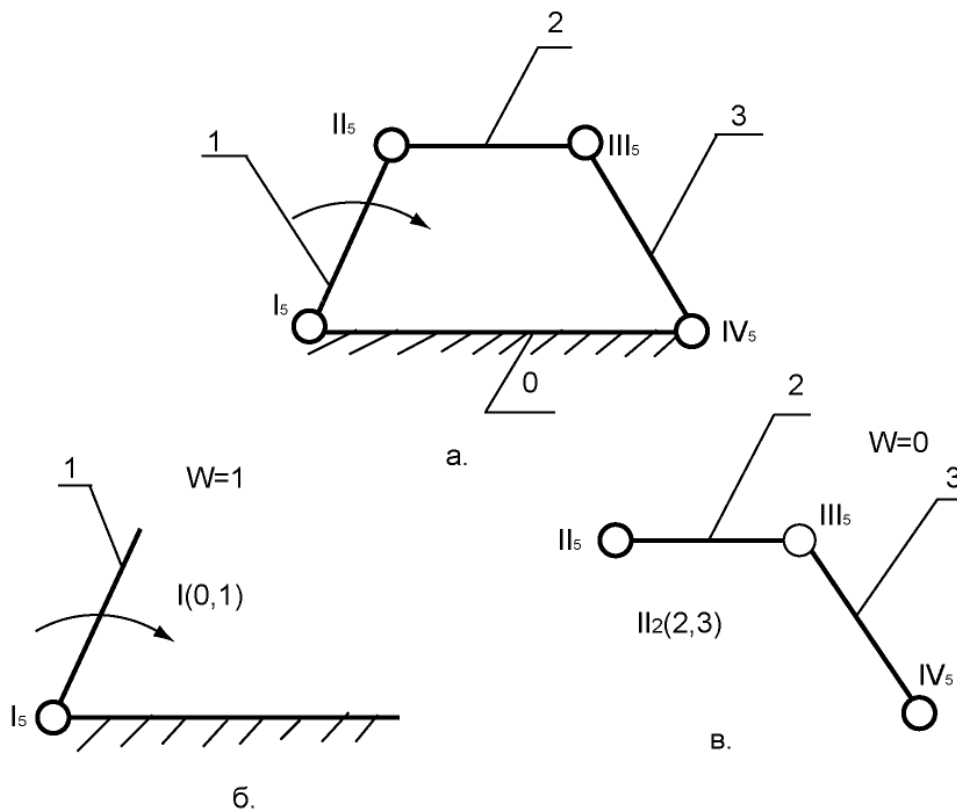


Рис. 3.2. Структурна схема ШВМ (а), початковий механізм (б) і група Ассура (в)

3. Розкладаємо структурну схему на групи Ассура, виділяючи початковий механізм (рис. 3.2, б) і групу Ассура (рис. 3.2,в), визначаємо її клас і порядок.

4. Формула будови механізму має вигляд:

$$I(0,1) \leftarrow II_2(2,3).$$

Це механізм 2-го класу.

### 3.4. Плани положень

Плани положень будуються методом “засічок”, що ґрунтується на тому положенні ТММ, що всі ланки механізму є абсолютно жорсткими та не змінюють своїх розмірів.

Будуємо кінематичну схему механізму в положеннях, що відповідають крайнім положенням початкової ланки механізму (кривошипа  $O_1A$ ).

Задаємося масштабом планів положень, наприклад,  $\mu_l = 0,002 \text{ м / мм}$ .

Побудову починаємо з нанесення точки стояка  $O_1$  і осі руху повзуна  $B$ , у даному прикладі горизонтальної. Проводимо коло кривошипа  $O_1A$  з центра  $O_1$ .

Далі визначаємо крайні положення механізму (при цьому кривошип  $O_1A$  і шатун  $AB$  або витягуються в одну пряму, або шатун  $AB$  намощується на кривошип  $O_1A$ ).

З двох крайніх положень механізму за початок робочого ходу приймаємо те, з якого рух вихідної ланки (повзуна  $B$ ) починається проти заданого напрямку сили корисного опору  $F_{К.О.}$  (див. рис. 3.1).

Усі точки початку робочого ходу позначаємо індексами “0”, точки другого крайнього положення позначаємо індексами “0'”.

Відстань між крайніми положеннями вихідної ланки (повзуна  $B$ ) називається *ходом механізму* ( $H_{\max}$ ). Це основна характеристика шарнірно-важільного механізму.

Розбиваємо коло кривошипа на 12 рівних частин, починаючи з точки  $A_0$ , усі точки розподілу нумеруємо в заданому напрямку  $\omega_1$ . Вибираємо робоче положення механізму згідно з заданим кутом  $\varphi$ , в даному прикладі,  $\varphi = 120^0$  (4-е положення).

Положення решти точок знаходимо за допомогою циркуля методом “засічок”. Плани положень наведені на кресленні.....

Примітка: дати посилання на шифр креслення, наприклад,  
 $\underbrace{ЛП81}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{363.217.}_{\text{класифікатор машини}} \underbrace{003}_{\text{номер документа}} \underbrace{PP}_{\text{для креслень}}$ .

### 3.5. Плани швидкостей

Плани швидкостей будуємо для всіх 12-ти положень механізму, починаючи з нульового. Плани швидкостей будуються за формулою будови, починаючи з початкового механізму.

#### 3.5.1. Початковий механізм

1. Визначаємо швидкість т.  $A_1$  кривошипа, м/с:

$$V_{A_1} = \omega_1 l_{O_1A},$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість кривошипа,  $\text{с}^{-1}$  ;  
 $l_{O_1A}$  - довжина кривошипа, м.

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30},$$

де  $n_1$  - частота обертання кривошипа,  $\text{хв}^{-1}$  (за завданням).

2. Задаємося масштабним коефіцієнтом плану швидкостей  $\mu_V$ ,  $\text{мс}^{-1}/\text{мм}$ :

$$\mu_V = \frac{V_{A_1}}{\overline{pa_1}},$$

де  $\overline{pa_1}$  - відрізок на плані, мм.

Приймаємо  $\overline{pa_1} = \dots\dots\text{мм}$ .

Примітка:  $\overline{pa_1}$  приймається в межах 50...90 мм таким чином, щоб між значеннями  $V_{A_1}$  і  $\overline{pa_1}$  була кратність, як у стандартах ЕСКД (тобто 1, 2, 2.5, 4, 5 тощо). Рекомендуються масштаби  $\mu_V = 0,01; 0,02; 0,005 \text{ мс}^{-1}/\text{мм}$  тощо. Такі масштаби є зручними для користування.

Із довільного полюса  $p$  проводимо вектор  $\overline{pa_1}$  перпендикулярно до кривошипа  $O_1A$  в бік  $\omega_1$ .

### 3.5.2. Група 2-3

1. Швидкість  $\overline{V_{A_1}} = \overline{V_{A_2}}$ , тому що ланки 1 і 2 зв'язані обертальною парою. Біля т.  $a_1$  ставимо т.  $a_2$ .

Ланки 2 і 3 також зв'язані обертальною парою, тому  $\overline{V_{B_2}} = \overline{V_{B_3}}$ .

2. Для визначення швидкості т.  $B$  складаємо два векторних рівняння, тому що т.  $B$  належить двом ланкам:

$$\begin{cases} \overline{V_{B_2}} = \overline{V_{A_2}} + \overline{V_{B_2A_2}} \\ \overline{V_{B_2}} = \overline{V_{B_3}} = \overline{V_{O_2}} + \overline{V_{B_3O_2}} \end{cases},$$

де швидкість  $\overline{V_{B_2A_2}}$  перпендикулярна до ланки  $BA$ ;  $\overline{V_{O_2}} = 0$ , т. щ. це стояк;  $\overline{V_{B_3O_2}}$  паралельна вісі руху повзуна  $B$  (в поступальному русі).

3. Із т.  $a_2$  проводимо пряму, перпендикулярну до ланки  $AB$ , а з полюса  $p$  - пряму, паралельну вісі руху повзуна  $B$ , в даному прикладі, горизонтальну.

На перетині отримуємо т.  $b_{2,3}$ . Тоді швидкість т.  $B$ :

$$V_{B_{2,3}} = (pb_{2,3})_{\mu_V}.$$

4. Швидкості центрів мас шатуна  $S_2$  і повзуна  $S_3$  знаходимо за подібністю (як точка лежить на ланці, так вона знаходиться і на плані швидкостей).

Остаточоно:

$$V_{S_2} = (ps_2)_{\mu_V}.$$

$$V_{S_3} = V_{B_3} = (pb_3)_{\mu_V}.$$

Значення швидкостей усіх точок ланок механізму зведені в табл. 3.3, а плани швидкостей наведені на кресленні .....

*Примітка:* дати посилання на шифр креслення, наприклад,  
 $\underbrace{ЛП81}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{363.217.}_{\text{класифікатор машини}} \underbrace{003.}_{\text{номер документа}} \text{PP}.$   
 для креслень

Таблиця 3.3.

Значення швидкостей точок ланок механізму, м/с

	0	1	2	3	4	5	6
$V_{B_3}$	...	...	...	...	...	...	...
$V_{S_2}$	...	...	..	..	...	...	...

продовження табл. 3.3.

	7	8	9	10	11	12
$V_{B_3}$	...	...	...	...	...	...
$V_{S_2}$	...	...	...	...	...	...

### 3.6. Зведений момент інерції

Складаємо формулу для визначення зведеного моменту інерції згідно [4, стор. 274 ].

$$I_{z_6} = I_{z_5} \left( \frac{z_6}{z_5} \right)^2 + I_{z_6} + m_2 r_{O_1A}^2 \left( \frac{ps_2}{pa_1} \right)^2 + I_{S_2} \left( \frac{r_{O_1A}}{l_{BA}} \right)^2 \left( \frac{ba}{pa_1} \right)^2 + m_3 r_{O_1A}^2 \left( \frac{pb_3}{pa_1} \right)^2,$$

де  $r_{O_1A}$  - довжина кривошипа, м;

$l_{BA}$  - довжина шатуна;

$\overline{pa_1}$ ,  $\overline{ps_2}$ ,  $\overline{ba}$ ,  $\overline{pb_3}$  - відрізки з планів швидкостей, мм.

*Примітка:* Значення довжин ланок у дужках, ураховуючи, що це співвідношення, можна брати в мм із табл.3.1, а також, можна брати й масштабні значення з плану положень механізму.

Момент інерції  $I_{z_5}$ , кгм<sup>2</sup>, зубчастого колеса 5 (шестірні) визначаємо приблизно як момент інерції суцільного диска з зовнішнім діаметром, що дорівнює діаметру діляльного кола  $d_5$ , шириною  $b$  колеса, яку орієнтовно приймаємо 40 мм:

$$I_{z_5} = \frac{m_{II} d_5^2}{8} = \frac{\pi d_5^2 b \rho}{4} \cdot \frac{d_5^2}{8} = \frac{\pi m_{II}^4 z_5^4 b \rho}{32 \cdot 10^{15}} = \dots$$

де  $m_{II}$  - модуль зачеплення, мм;

$z_5$  - число зубців шестірні;

$b$  - ширина вінця колеса; приймаємо  $b = 40$  мм;

$\rho$  - густина матеріалу коліс (для чавуна  $\rho = 7100$  кг/м<sup>3</sup>);

$d_5$  - діаметр ділильного кола шестірні, мм.

Момент інерції  $I_{z_6}$ , кгм<sup>2</sup>, колеса 6 визначаємо як момент інерції колеса з суцільним ободом, для якого радіус інерції приблизно дорівнює радіусу кола западин  $r_{f_6}$ :

$$I_{z_6} = m_6 r_{f_6}^2 = \dots$$

де  $m_6$  - маса вінця колеса, кг;

$r_{f_6}$  - радіус кола западин колеса, м.

У свою чергу маса вінця колеса, кг:

$$m_6 = \pi d_{f_6} S \rho = \dots$$

де  $S$  - площа поперечного перерізу, м<sup>2</sup>;

$d_{f_6}$  - діаметр кола западин колеса, м.

$$S = 3m_{II} b = \dots$$

$$d_{f_6} = 2r_{f_6} = \dots$$

Радіус кола западин колеса, мм:

$$r_{f_6} = r_6 - m_{II} (h_a^* + c^* - x_6) = \dots$$

де  $r_6$  - радіус ділильного кола колеса, мм.

$$r_6 = \frac{m_{II} z_6}{2} = \dots$$

$h_a^*$  - коефіцієнт висоти головки зубця;  $h_a^* = 1,0$ ;

$c^*$  - коефіцієнт радіального зазору;  $c^* = 0,25$ .

$x_6$  - коефіцієнт зміщення колеса; визначаємо  $x_6$  у залежності від виду зачеплення за табл. Д.3.1...Д.3.3 [6]. При  $z_5 = \dots$  і  $z_6 = \dots$ :  $x_6 = \dots$

*Примітка:* обов'язково необхідно враховувати знак коефіцієнта зміщення – при рівнозміщеному зачепленні знак “мінус”; при нерівнозміщеному – “плюс”; при нульовому зачепленні -  $x_6 = 0$ .

Маса всього колеса з урахуванням маси спиць і маточини, кг:

$$m_1 = 1,3 m_e = \dots$$

Решта параметрів (за завданням або розрахунками):

● Маса ланок, кг, при  $q = \dots \text{кг} / \text{мм}$  (задано):

➤ для шатуна 2:  $m_2 = q l_2 = \dots$

➤ для повзуна 3:  $m_3 = k m_2 = \dots$ , де  $k$  - заданий коефіцієнт співвідношення мас  $m_2, m_3$ .

*Примітка:* маси  $m_2, m_3$  можуть задаватися завданням на проектування.

● Моменти інерції ланок,  $\text{кгм}^2$ :

➤ для шатуна 2:  $I_{S_2} = m_2 \rho_{S_2}^2 = \dots$

де  $\rho_{S_2}^2 = \frac{l_2^2}{12} = \dots$ , де  $l_2$  - довжина шатуна 2, м;

*Примітка:* Підстановка числових значень в усі формули обов'язкова!

Після підстановки всіх складових рівняння та його перетворення маємо робочу формулу для зведеного моменту інерції:

$$I_{36} = \dots\dots\dots$$

*Примітка:* для складання робочої формули всі сталі величини треба перемножити (буде коефіцієнт), залишивши в дужках тільки змінні параметри – відрізки з планів швидкостей.

Визначаємо значення  $I_{36}$  для всіх 12-ти положень механізму,  $\text{кгм}^2$ , результати занести в табл. 3.4.

*Примітка:* в робочу формулу необхідно підставити значення всіх відрізків, узятих із планів швидкостей.

Таблиця 3.4.

Значення зведеного моменту інерції, кгм<sup>2</sup>

	0	1	2	3	4	5	6
$ps_2$	...	...	...	...	...	...	...
$ba$	...	...	...	...	...	...	...
$pb_3$	...	...	...	...	...	...	...
$I_{36}$	...	...	...	...	...	...	...

продовження табл. 3.4.

	7	8	9	10	11	12
$ps_2$	...	...	...	...	...	...
$ba$	...	...	...	...	...	...
$pb_3$	...	...	...	...	...	...
$I_{36}$	...	...	...	...	...	...

Будуємо графік зведеного моменту інерції в функції кута повороту кривошипа  $I_{36} = I_{36}(\varphi)$ , задавшись масштабами  $\mu_\varphi \left[ \frac{\text{рад}}{\text{мм}} \right]$  та  $\mu_I \left[ \frac{\text{кгм}^2}{\text{мм}} \right]$  (див. креслення ..... ) – рис. 3.3,а.

*Примітка:* дати посилання на шифр креслення, наприклад,  $\underbrace{\text{ЛП81}}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{363.217.}_{\text{класифікатор машини}} \underbrace{003}_{\text{номер документа}} \text{ PP}$ . Рекомендується прийняти відрізок для зображення циклу усталеного руху  $2\pi$  - 180 мм, тоді масштаб

$\mu_\varphi = \frac{6,28}{180} = 0,0349 \text{ рад/мм}$ ,  $\mu_I$  приймається орієнтовано в межах 0,005...0,01 кгм<sup>2</sup>/мм.

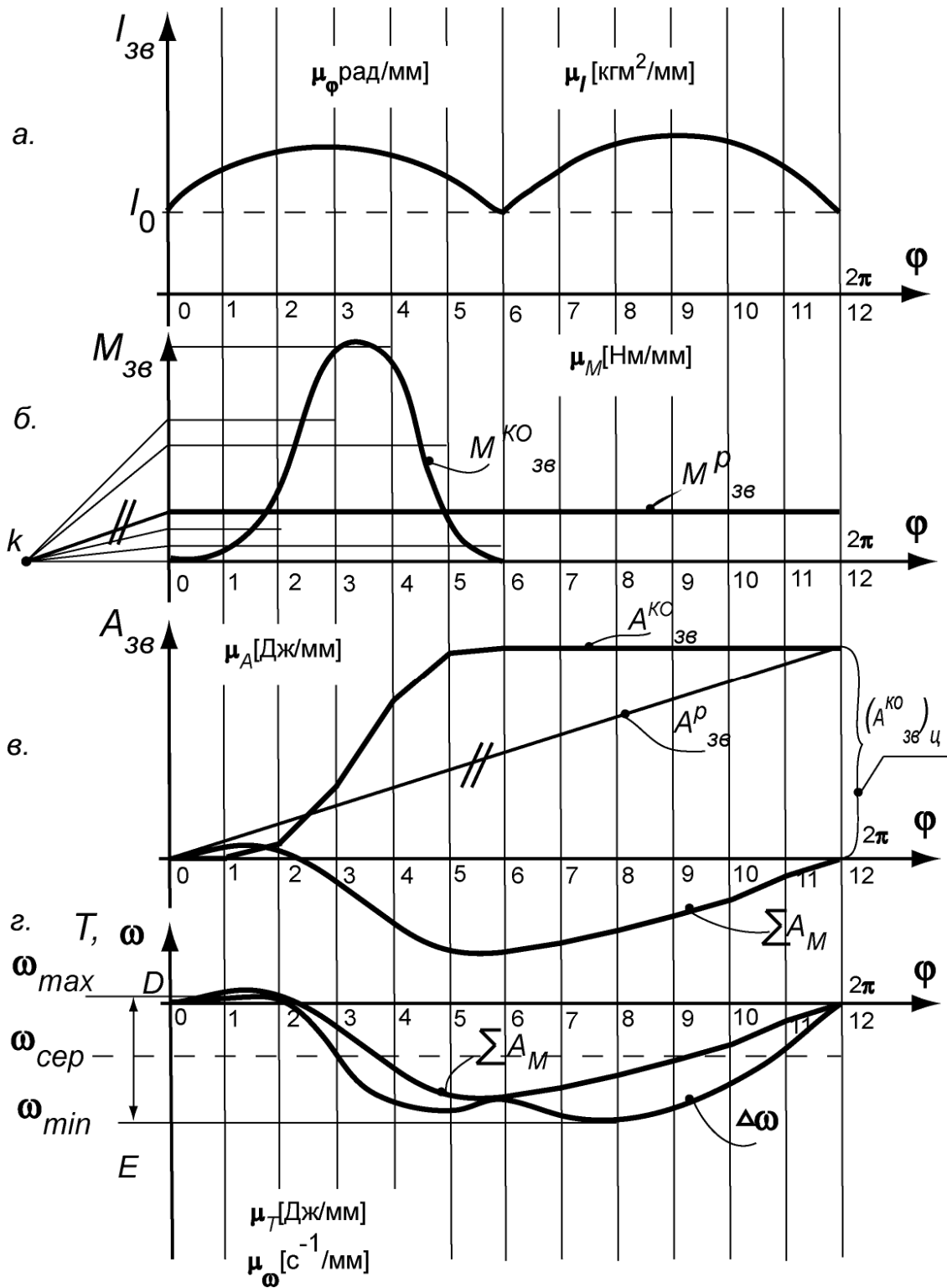


Рис. 3.3. Графоаналітичний метод М.І.Мерцалова

а – графік зведеного моменту інерції; б. – графіки зведених моментів; в. – графіки зведених робіт; г. – графік кутової швидкості та кінетичної енергії маховика

### 3.7. Сили виробничого (корисного) опору

Сили корисного опору визначаються за графіком  $F_{KO} = F_{KO}(S)$ , наведеним за завданням на проектування на кресленні ....., з масштабом  $\mu_F \left[ \frac{H}{мм} \right]$ .

Примітка: дати посилання на шифр креслення, наприклад,  
 $\underbrace{ЛП81}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{363.217.}_{\text{класифікатор машини}} \underbrace{003}_{\text{номер документа для креслень}} \text{ РР.}$

### 3.8. Зведений момент сил виробничого (корисного) опору

Формула для визначення зведеного моменту сил корисного опору  $M_{36}^{KO}$ , [Нм], має вигляд:

$$M_{36}^{KO} = F_{36} l_{O_1A} = F_{KO} l_{O_1A} \frac{V_B}{V_A} = F_{KO} l_{O_1A} \frac{\overline{pb_3}}{\overline{pa_1}},$$

де  $F_{36}$  - сила, що зведена до кривошипа, Н;

$l_{O_1A}$  - довжина кривошипа, м;

$\overline{pb_3}, \overline{pa_1}$  - відрізки з плану швидкостей, мм.

Визначаємо зведений момент сил корисного опору  $M_{36}^{KO}$  для всіх 12-ти положень механізму та зводимо результати в табл. 3.5.

Таблиця 3.5.

Значення зведеного моменту сил корисного опору, Нм

	0	1	2	3	4	5	6
$F_{KO}, H$	...	...	...	...	...	...	...
$\overline{pb_3} / \overline{pa_1}$	...	...	...	...	...	...	...
$F_{36}, H$	...	...	...	...	...	..	...
$M_{36}^{KO}$	...	...	...	...	...	...	...

продовження табл. 3.5.

	7	8	9	10	11	12
$F_{KO}, H$	...	...	...	...	...	...
$pb_3 / pa_1$	...	...	...	...	...	...
$F_{36}, H$	...	...	...	...	...	..
$M_{36}^{KO}$	...	...	...	...	...	...

За отриманими результатами будемо графік зведеного моменту сил корисного опору в функції кута повороту кривошипа  $M_{36}^{KO} = M_{36}^{KO}(\varphi)$  (рис. 3.3,б), прийнявши масштаб  $\mu_M \left[ \frac{Hm}{mm} \right]$ .

*Примітка:* Графік  $M_{36}^{KO} = M_{36}^{KO}(\varphi)$  розташовується під графіком  $I_{36} = I_{36}(\varphi)$  (має спільну з ним координатну систему – див. рис. 3.3. і зразок креслення “Динамічний аналіз і синтез ШВМ” в Додатку 1). Рекомендується прийняти такий масштаб  $\mu_M \left[ \frac{Hm}{mm} \right]$ , щоб максимальна ордината  $M_{36}^{KO}$  на графіку не перевищувала 80...90 мм, наприклад,  $\mu_M = 2..3 \frac{Hm}{mm}$ .

### 3.9. Графік зведеної роботи сил корисного опору

Графік зведеної роботи сил корисного опору в функції кута повороту кривошипа  $A_{36}^{KO} = A_{36}^{KO}(\varphi)$  будемо в наступній координатній системі, що розташована під графіком  $M_{36}^{KO} = M_{36}^{KO}(\varphi)$  (див. рис. 3.3,в і зразок у Додатку 1), *методом графічного інтегрування* графіка  $M_{36}^{KO} = M_{36}^{KO}(\varphi)$  по куту повороту  $\varphi$ .

1. Вибираємо полюсну відстань ліворуч від початку координат графіка  $M_{36}^{KO} = M_{36}^{KO}(\varphi)$ , наприклад,  $KO = 60$  мм.
2. Площу, яка обмежена графіком інтегровної функції  $M_{36}^{KO} = M_{36}^{KO}(\varphi)$  та осями координат, ділимо на  $n$  рівних частин (у нашому прикладі на 12, як і коло кривошипа, вже поділено по вісі  $\varphi$ ). Точки розподілу пронумеровані 0...12.

3. Кожну утворену ділянку замінюємо прямокутником, рівним за площею ділянці, що замінюється. Для цього на кожній ділянці інтегрованої кривої  $M_{3\phi}^{KO} = M_{3\phi}^{KO}(\varphi)$  знаходимо точку, через яку проводимо горизонтальну пряму так, щоб отримати рівні площі *над* кривою та *під* кривою (див. рис. 3.4.).

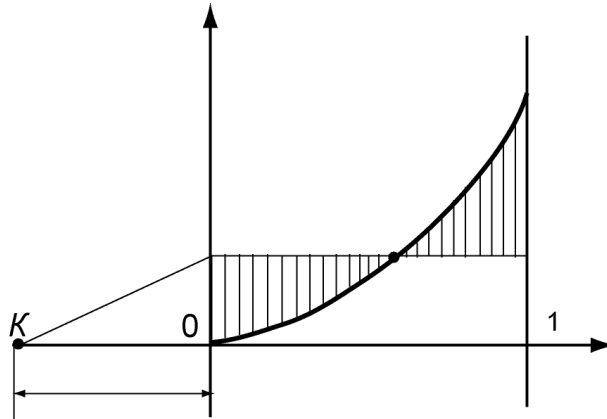


Рис. 3.4. До методу графічного інтегрування

4. Знайдену точку проектуємо на вісь ординат і з'єднуємо з полюсом інтегрування  $K$ . Полюсна відстань  $KO$  вибирається довільно, але в даному випадку рекомендується приймати 60...70 мм.

*Примітка:* Слід зауважити, що чим менш полюсна відстань  $KO$ , тобто, чим ближче полюс  $K$ , тим *крутіше* піде інтегральна крива.

5. На кожній ділянці (0-1, 1-2, 2-3 тощо) системи координат інтегральної кривої (в даному випадку графіка  $A_{3\phi}^{KO} = A_{3\phi}^{KO}(\varphi)$ ) проводимо промінь, паралельний відповідному променю інтегрованої функції (в даному випадку  $M_{3\phi}^{KO} = M_{3\phi}^{KO}(\varphi)$ ), тобто на ділянці 0-1 паралельно 1-му променю, на 1-2 – паралельно 2-му і так далі. Одержану ламану лінію огинаємо плавною кривою – це і буде шукана *інтегральна крива* (в даному випадку – графік  $A_{3\phi}^{KO} = A_{3\phi}^{KO}(\varphi)$ ) - рис. 3.3,в).

Отже:

$$A_{3\phi}^{KO} = \int_0^{2\pi} M_{3\phi}^{KO} d\varphi.$$

*Примітка:* На ділянках, де інтегровна функція дорівнює нулю, інтегральна крива йде паралельно вісі абсцис (тому що інтеграл від нуля – *const*).

6. Визначаємо масштаб графіка роботи:

$$\mu_A = \mu_M \mu_\varphi (KO) = \dots\dots$$

де  $\mu_M$  - масштаб моменту,  $\frac{Hm}{mm}$ ;  $\mu_\varphi$  - масштаб кута повороту,  $\frac{rad}{mm}$ ; (KO) – полюсна відстань, мм. Перевіряємо розмірність:

$$\frac{Дж}{mm} = \frac{Hm}{mm} \cdot \frac{1}{mm} \cdot (mm) = \frac{Дж}{mm}.$$

7. Робота сил корисного опору за цикл усталеного руху:

$$\left( A_{36}^{KO} \right)_ц = \overline{(12 - 12')} \mu_A,$$

де  $\overline{(12 - 12')}$  - максимальна ордината графіка  $A_{36}^{KO} = A_{36}^{KO}(\varphi)$  в 12-тому положенні (див. креслення .....

*Примітка:* дати посилання на шифр креслення, наприклад,  
 $\underbrace{ЛП81}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{363.217.}_{\text{класифікатор машини}} \underbrace{003.}_{\text{номер документа}} \underbrace{PP.}_{\text{для креслень}}$

### 3.10. Графік зведеної роботи рушійних сил

Відомо, що зведена робота рушійних сил дорівнює:

$$A_{36}^P = \int_0^{2\pi} M_{36}^P d\varphi.$$

Для будь-якої робочої машини (прес, насос, дробарка, верстат тощо) момент рушійних сил вважається *сталю величиною*, тоді графік зведеної роботи рушійних сил  $A_{36}^P = A_{36}^P(\varphi)$  являє собою *прямопропорційну залежність* від кута повороту кривошипа  $\varphi$ .

Відомо також, що за *законом збереження енергії* за цикл усталеного руху:

$$\left(A_{36}^P\right)_y = \left(A_{36}^{KO}\right)_y.$$

Тому з'єднуємо на графіку  $A_{36}^{KO} = A_{36}^{KO}(\varphi)$  точки 0 і  $12'$  прямою та отримуємо графік зведеної роботи рушійних сил  $A_{36}^P = A_{36}^P(\varphi)$  (рис. 3.3, в).

### 3.11. Графік зведеного моменту рушійних сил

Для побудови графіка зведеного моменту рушійних сил  $M_{36}^P = M_{36}^P(\varphi)$  (рис. 3.3,б) треба *графічно продиференціювати* графік зведеної роботи рушійних сил  $A_{36}^P = A_{36}^P(\varphi)$ . Для цього з полюса  $K$  проведемо *промінь, паралельний графіку*  $A_{36}^P = A_{36}^P(\varphi)$ , до перетину з віссю ординат, далі графік  $M_{36}^P = M_{36}^P(\varphi)$  *підє паралельно вісі абсцис* (див. креслення....).

*Примітка:* дати посилання на шифр креслення, наприклад,  
 $\underbrace{\text{ЛП81}}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{363.217.}_{\text{класифікатор машини}} \underbrace{003.}_{\text{номер документа для креслень}} \text{PP}.$

Визначаємо величину зведеного моменту рушійних сил:

$$M_{36}^P = y' \mu_M,$$

де  $y'$  - ордината графіка  $M_{36}^P = M_{36}^P(\varphi)$  (стала величина);  $\mu_M$  - масштаб моменту,  $\frac{H_M}{m_M}$ .

### 3.12. Графік суми робіт зведених моментів сил

Для побудови графіка суми робіт зведених моментів сил  $\sum A_M$  (рис. 3.3,г) необхідно від ординат графіка  $A_{36}^P = A_{36}^P(\varphi)$  відібрати ординати графіка  $A_{36}^{KO} = A_{36}^{KO}(\varphi)$ , різниця і є  $\sum A_M$ , відповідний графік будуємо в тій же системі координат (див. креслення....).

*Примітка:* дати посилання на шифр креслення, наприклад,  
 $\underbrace{\text{ЛП81}}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{363.217.}_{\text{класифікатор машини}} \underbrace{003.}_{\text{номер документа для креслень}} \text{PP}.$

### 3.13. Визначення моменту інерції маховика

Ураховуючи встановлені функціональні залежності ([2], с. 21...25), визначаємо момент інерції маховика методом М.І.Мерцалова.

Теоретичне обґрунтування:

$$\Delta T_{36} = \Delta T_{36}^{лан} + \Delta T_{36}^{max},$$

де  $\Delta T_{36}$  - приростання кінетичної енергії всієї машини, враховуючи маховик;

$\Delta T_{36}^{лан}$  - приростання кінетичної енергії ланок механізмів машини (без маховика);

$\Delta T_{36}^{max}$  - приростання кінетичної енергії маховика.

Для побудови графіка кінетичної енергії всієї машини  $\Delta T_{36} = \Delta T_{36}(\varphi)$  перебудовуємо в наступній координатній системі графік суми робіт  $\sum A_M = \sum A_M(\varphi)$  в масштабі, зручному і для зображення графіка  $\Delta T_{36}^{лан} = \Delta T_{36}^{лан}(\varphi)$ , значення якого на порядок менш, ніж значення графіка  $\Delta T_{36} = \Delta T_{36}(\varphi)$  (тобто графік  $\sum A_M$  збільшуємо – масштаб  $\mu_A$  зменшуємо).

Значення графіка  $\Delta T_{36}^{лан} = \Delta T_{36}^{лан}(\varphi)$  розраховуємо за формулою:

$$\Delta T_{36}^{лан} = \frac{1}{2} (I_{36i} - I_{36_0}) \omega_{сер}^2,$$

де  $\omega_{сер}$  - середня кутова швидкість кривошипа,  $c^{-1}$ ;

$$\omega_{сер} = \frac{\pi n_{O_1A}}{30} = \dots$$

$I_{36i}$  - зведений момент інерції ланок,  $кгм^2$ , визначається за графіком  $I_{36} = I_{36}(\varphi)$  для всіх 12-ти положень механізму (або за табл. 3.4).

$I_{36_0}$  - зведений момент інерції ланок при нульовому значенні узагальненої координати (в нульовому положенні механізму).  $I_{36_0} = const$ .

Значення  $\Delta T_{36}^{лан}$  для всіх 12-ти положень механізму наведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6.

Значення кінетичної енергії ланок механізму, Дж

	0	1	2	3	4	5	6
$\Delta T_{зв}^{лан}$	...	...	...	...	...	...	...

продовження табл. 3.6.

	7	8	9	10	11	12
$\Delta T_{зв}^{лан}$	...	...	...	...	...	...

Відбираючи ординати графіка  $\Delta T_{зв}^{лан} = \Delta T_{зв}^{лан}(\varphi)$  від кожної ординати графіка  $\Delta T_{зв} = \Delta T_{зв}(\varphi)$ , отримуємо графік змінювання кінетичної енергії маховика  $\Delta T_{зв}^{max} = \Delta T_{зв}^{max}(\varphi)$  (див. креслення...).

*Примітка:* дати посилання на шифр креслення, наприклад,  $\underbrace{ЛП81}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{363.217}_{\text{класифікатор машини}} \cdot \underbrace{003}_{\text{номер документа для креслень}} \cdot \underbrace{PP}_{\text{PP}}$ .

Позначимо точки максимального та мінімального значень графіка  $\Delta T_{зв}^{max} = \Delta T_{зв}^{max}(\varphi)$  відповідно літерами  $D$  і  $E$ , тоді момент інерції маховика  $I_{зв}^{max}$ ,  $\text{кгм}^2$ , можна визначити за формулою:

$$I_{зв}^{max} = \frac{(DE) \mu_T}{\delta \omega_{сер}^2} = \dots$$

де  $\mu_T$  - масштаб графіків кінетичної енергії,  $\frac{\text{Дж}}{\text{мм}}$ ;

$\delta$  - коефіцієнт нерівномірності руху (за завданням);  $\delta = \dots$

$\omega_{сер}$  - кутова швидкість ланки зведення (кривошипа),  $\text{с}^{-1}$ .

### 3.14. Графік кутової швидкості початкової ланки

За методом Мерцалова графік змінювання кінетичної енергії маховика  $\Delta T_{36}^{max} = \Delta T_{36}^{max}(\varphi)$  водночас може служити й графіком змінювання кутової швидкості початкової ланки  $\Delta\omega = \Delta\omega(\varphi)$ .

Масштаб графіка кутової швидкості початкової ланки  $\mu_{\Delta\omega} \left[ \frac{c^{-1}}{мм} \right]$  можна визначити за формулою:

$$\mu_{\Delta\omega} = \frac{\delta \omega_{сер}}{(DE)} = \dots,$$

де  $(DE)$  - максимальний розмах коливань кутової швидкості, мм.

Примітка: Підстановка числових значень у формулу обов'язкова!

Значення кутової швидкості  $\omega_i, c^{-1}$ , для всіх 12-ти положень механізму визначаються за формулою:

$$\omega_i = \omega_{сер} \pm \Delta\omega.$$

Результати розрахунків  $\omega_i$  зведені в табл. 3.7.

Таблиця 3.7.

Значення кутової швидкості початкової ланки,  $c^{-1}$

	0	1	2	3	4	5	6
$\omega_i$	...	...	...	...	...	...	...

продовження табл. 3.7.

	7	8	9	10	11	12
$\omega_i$	...	...	...	...	...	...

### 3.15. Визначення кутового прискорення початкової ланки

Скористаємося рівнянням руху механізму в диференціальній формі:

$$\frac{\omega^2}{2} \frac{dI_{36}}{d\varphi} + I_{36} \varepsilon = M_{36}^p - M_{36}^{KO},$$

де  $\varepsilon$  - кутове прискорення початкової ланки,  $c^{-2}$ .

Перепишемо його для кожного  $i$ -того положення механізму в наступному вигляді:

$$\frac{\omega_i^2}{2} \left( \frac{dI_{36}}{d\varphi} \right)_i + I_{36i} \varepsilon_i = M_{36i}^p - M_{36i}^{KO}.$$

Розв'язуємо його відносно  $\varepsilon_i$ :

$$\varepsilon_i = \frac{M_{36i}^p - M_{36i}^{KO}}{I_{36i}} - \frac{\omega_i^2}{2I_{36i}} \left( \frac{dI_{36}}{d\varphi} \right)_i,$$

де  $M_{36i}^p = (y_1)_i \mu_M$ , де  $(y_1)_i$  - ордината графіка  $M_{36}^p = M_{36}^p(\varphi)$ ;

$M_{36i}^{KO} = (y_2)_i \mu_M$ , де  $(y_2)_i$  - ордината графіка  $M_{36}^{KO} = M_{36}^{KO}(\varphi)$ ;

$\omega_i$  - кутова швидкість для  $i$ -того положення з графіка  $\Delta\omega = \Delta\omega(\varphi)$ ;

$I_{36i}$  - зведений момент інерції з урахуванням моменту інерції маховика  $I_{36}^{max}$ :

$$I_{36i} = I_{36i}^{лан} + I_{36}^{max},$$

де  $I_{36i}^{лан}$  - зведений момент інерції ланок за графіком

$$I_{36} = I_{36}(\varphi);$$

$I_{36}^{max}$  - зведений момент інерції маховика;  $кгм^2$ ;

$$I_{36}^{max} = const \text{ (стала величина).}$$

$$\left( \frac{dI_{36}}{d\varphi} \right)_i = \frac{d}{d\varphi} \left( \frac{y}{x} \cdot \frac{\mu_I}{\mu_\varphi} \right)_i = \frac{\mu_I}{\mu_\varphi} \left( \frac{dy}{dx} \right)_i = \frac{\mu_I}{\mu_\varphi} \cdot \operatorname{tg} \psi_i,$$

де  $y$  - ордината графіка  $I_{3\theta} = I_{3\theta}(\varphi)$ ;  $x$  - абсциса графіка  $I_{3\theta} = I_{3\theta}(\varphi)$ ;  
 $\mu_I, \mu_\varphi$  - масштаби графіка  $I_{3\theta} = I_{3\theta}(\varphi)$ ;  
 $\psi_i$  - кут, що визначає нахил кривої  $I_{3\theta} = I_{3\theta}(\varphi)$  в кожній  $i$  - тій точці.

Визначаємо значення  $\varepsilon_i, \text{с}^{-2}$ , для двох заданих положень механізму (для нульового та заданого робочого).

Для нульового положення:

$$\varepsilon_0 = \dots$$

Для заданого робочого:

$$\varepsilon_i = \dots$$

Примітка: Підстановка числових значень в формулу обов'язкова!

### 3.16. Плани прискорень

Побудова планів прискорень здійснюється за формулою будови, починаючи з початкового механізму.

За завданням будуються два плани прискорень: для нульового та заданого (робочого) положень.

#### 3.16.1. Початковий механізм

1. Визначаємо прискорення т.  $A_1$  кривошипа,  $\text{м}/\text{с}^2$ :

$$\overline{a_{A_1O_1}} = \overline{a_{O_1}} + \overline{a_{A_1O_1}^n} + \overline{a_{A_1O_1}^\tau} + \overline{a_{A_1O_1}^K},$$

де  $\overline{a_{O_1}} = 0$ , т.щ. стояк;  $\overline{a_{A_1O_1}^K} = 0$ , т.щ.  $l_{AO_1} = \text{const}$ .

$a_{A_1O_1}^n$  - нормальне прискорення, паралельне кривошипу  $AO_1$ ;

$a_{A_1O_1}^\tau$  - тангенціальне прискорення, перпендикулярне до кривошипа  $AO_1$ .

$$a_{A_1O_1}^n = \omega_1^2 l_{AO_1} = \dots \text{м}/\text{с}^2;$$

$$a_{A_1O_1}^\tau = \varepsilon_1 l_{AO_1} = \dots \text{ м/с}^2.$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість кривошипа,  $\text{с}^{-1}$  (див. п. 3.5.1);

$\varepsilon_1$  - кутове прискорення кривошипа за результатами розрахунку п. 3.15.

Примітка: Підстановка числових значень в формулу обов'язкова!

2. Приймаємо масштаб плану прискорень,  $\text{мс}^{-2}/\text{мм}$ :

$$\mu_a = \frac{a_{A_1O_1}^n}{\pi n_1},$$

де  $\overline{\pi n_1}$  - відрізок на плані прискорень, мм. Приймаємо  $\overline{\pi n_1} = \dots \text{мм}$ .

Примітка: рекомендується прийняти  $\overline{\pi n_1}$  від 50 до 90 мм, усі поради щодо вибору  $\mu_a$  такі ж, як при виборі  $\mu_V$  (див. п. 3.5.1). Рекомендується масштаби  $\mu_a = 0,1; 0,2; 0,05 \text{ мс}^{-2}/\text{мм}$  тощо.

3. Із довільного полюса  $\pi$  проводимо відрізок  $\overline{\pi n_1}$  паралельно кривошипу  $AO_1$  в напрямку від т.  $A_1$  до т.  $O_1$ , ставимо т.  $n_1$ .

4. Визначаємо відрізок, мм, що зображує тангенціальне прискорення кривошипа  $a_{A_1O_1}^\tau$  за формулою:

$$\overline{n_1 a_1} = \frac{a_{A_1O_1}^\tau}{\mu_a}.$$

Для нульового положення:

$$\overline{n_1 a_1} = \dots$$

Для заданого (робочого) положення:

$$\overline{n_1 a_1} = \dots$$

Примітка: Підстановка числових значень в формулу обов'язкова!

УВАГА! Якщо відрізок  $\overline{n_1 a_1}$  менш 5 мм, то при побудові плану прискорень ним МОЖНА ЗНЕХТУВАТИ, але значення  $a_{A_1 O_1}^\tau$  записати біля плану в прямокутній рамці.

З точки  $n_1$  проводимо пряму, перпендикулярну до кривошипа  $AO_1$  в напрямку кутової швидкості  $\omega_1$ , якщо значення  $\varepsilon_1$  додатне (визначається за розрахунками п. 3.15 для даного положення) або протилежно напрямку кутової швидкості  $\omega_1$ , якщо значення  $\varepsilon_1$  від'ємне.

На перетині отримуємо точку  $a_1$  - це повне прискорення кривошипа  $AO_1$ .

УВАГА! Якщо тангенціальне прискорення кривошипа  $a_{A_1 O_1}^\tau$  не відкладається внаслідок його малості, то поруч із точкою  $n_1$  ставиться точка  $a_1$ .

### 3.16.2. Група 2-3

1. Прискорення  $\overline{a_{A_2}} = \overline{a_{A_1}}$ , т.щ. ланки 1 і 2 зв'язані обертальною парою. Біля т.  $a_1$  ставимо т.  $a_2$ . Ланки 2 і 3 також зв'язані обертальною парою, тому прискорення  $\overline{a_{B_2}} = \overline{a_{B_3}}$ .

2. Для визначення прискорення т.  $B$  складаємо два векторних рівняння, т.щ. т.  $B$  належить двом ланкам:

$$\begin{cases} \overline{a_{B_2}} = \overline{a_{A_2}} + \overline{a_{B_2 A_2}^n} + \overline{a_{B_2 A_2}^\tau} + \overline{a_{B_2 A_2}^K} \\ \overline{a_{B_2}} = \overline{a_{B_3}} = \overline{a_{O_2}} + \overline{a_{B_3 O_2}^n} + \overline{a_{B_3 O_2}^\tau} + \overline{a_{B_3 O_2}^K} \end{cases}$$

де  $\overline{a_{B_2 A_2}^n}$  паралельне ланці  $BA$ ;  $\overline{a_{B_2 A_2}^\tau}$  - перпендикулярне до ланки  $BA$ ;  $\overline{a_{B_2 A_2}^K} = 0$ , т.щ.  $l_{BA} = const$ ;  $\overline{a_{O_2}} = 0$  (стояк);  $\overline{a_{B_3 O_2}^n} = 0$ , т.щ. при поступальному русі радіус-вектор ланки (повзуна) дорівнює нескінченності;  $\overline{a_{B_3 O_2}^K} = 0$ , т.щ. при поступальному русі  $\omega_{O_2} = 0$  (стояк);  $\overline{a_{B_3 O_2}^\tau}$  паралельне вісі руху повзуна.

3. Визначаємо нормальну складову  $\overline{a_{B_2 A_2}^n}$ , м/с<sup>2</sup>:

$$a_{B_2A_2}^n = \frac{V_{B_2A_2}^2}{l_{BA}} = \frac{(a_2 b_2 \mu_V)^2}{(BA) \mu_l},$$

де  $(a_2 b_2)$  – відрізок з плану швидкостей, мм;

$\mu_V$  - масштаб плану швидкостей,  $\text{мс}^{-1} / \text{мм}$ ;

$l_{BA}$  - довжина ланки  $BA$ , м (можна натуральне значення брати з табл. 3.1).

*Примітка:* Окремими рядками дати розрахунки для кожного положення.

Для нульового положення:

$$\overline{a_{B_2A_2}^n} = \dots \text{ м/с}^2.$$

Для заданого (робочого):

$$\overline{a_{B_2A_2}^n} = \dots \text{ м/с}^2.$$

*Примітка:* Підстановка числових значень в формулу обов'язкова!

4. У масштабі  $\mu_a$ , мм:

$$\overline{a_2 n} = \frac{a_{B_2A_2}^n}{\mu_a};$$

Для нульового положення:

$$\overline{a_2 n} = \dots \text{ мм.}$$

Для заданого (робочого):

$$\overline{a_2 n} = \dots \text{ мм.}$$

5. Із т.  $a_{1,2}$  проводимо пряму, паралельну ланці  $BA$  в напрямку від т.  $B$  до т.  $A$ , відкладаємо відрізок  $\overline{a_2 n}$ , ставимо т.  $n$ , встановлюємо перпендикуляр; із полюса  $\pi$  проводимо пряму, паралельну вісі руху повзуна  $B$ .

На перетині отримуємо т.  $b_{2,3}$ . Тоді прискорення т.  $B$ :

$$a_{B_{2,3}} = (\pi b_{2,3}) \mu_a.$$

6. Прискорення центрів мас ланок  $S$  знаходимо за подібністю (як точка лежить на ланці, так вона знаходиться і на плані прискорень).

Остаточоно:

$$a_{S_2} = (\pi s_2) \mu_a.$$

$$a_{S_3} = a_{B_3} = (\pi b_3) \mu_a.$$

Значення прискорень усіх точок ланок механізму зведені в табл. 3.8, а плани прискорень наведені на кресленні ..... (дати посилання на шифр креслення, наприклад,

$\underbrace{ЛП81}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{363.217.}_{\text{класифікатор машини}} \underbrace{003.}_{\text{номер документа для креслень}} \underbrace{PP}_{\text{шифр креслення}}$ ).

Таблиця 3.8.

Значення прискорень точок ланок механізму,  $\text{м/с}^2$

Положення	$a_{B_{2,3}}$	$a_{S_2}$
Нульове	...	...
Робоче (№...)	...	...

### 3.17. Висновки

Проведено динамічний аналіз і синтез заданого основного механізму, побудовані плани положень, швидкостей та прискорень, визначено момент інерції маховика, що утримує періодичні коливання швидкості початкової ланки в межах, заданих коефіцієнтом нерівномірності руху  $\delta$ .

## 4. КІНЕТОСТАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ШАРНІРНО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ (ШВМ)

### 4.1. Задачі

Для заданого основного механізму за його кінематичною схемою, масовими характеристиками ланок, зовнішніми силами визначити реакції в кінематичних парах, із урахуванням сил інерції, та зрівноважувальну силу, що прикладена до початкової ланки.

### 4.2. Сили, що діють на ланки механізму

1. Сила корисного опору  $F_{KO}$  задається завданням на проектування графіком  $F_{KO} = F_{KO}(S)$ . Прикладена у точці  $B$  повзуна проти вектора швидкості  $(pb_3)$ .

*Примітка:* зразок креслення “Кінетостатичний аналіз механізму” наведений в Додатку 1.

2. Сили тяжіння ланок механізму,  $H$ :

- для шатуна 2:  $G_2 = m_2 g = \dots$
- для повзуна 3:  $G_3 = m_3 g = \dots$

де  $g \cong 10 \text{ м/с}^2$  - прискорення вільного падіння;

$m_2, m_3$  - маси ланок, кг, при  $q = \dots \text{кг/мм}$  (задано):

- для шатуна 2:  $m_2 = q l_2 = \dots$
- для повзуна 3:  $m_3 = k m_2 = \dots$ , де  $k$  - заданий коефіцієнт співвідношення мас  $m_2, m_3$ .

*Примітка:* маси  $m_2, m_3$  можуть задаватися завданням на проектування.

Сили тяжіння прикладені в центрах мас ланок  $S$ .

3. Роль кривошипа в робочій машині (прес, насос, дробарка, верстат тощо) виконує останнє зубчасте колесо привода із закріпленим на ньому пальцем (центр мас знаходиться на осі обертання). Маса колеса  $m_1$  визначається при силовому розрахунку початкової ланки.

*Примітка:* підстановка числових значень у формули обов'язкова!

### 4.3. Сили інерції ланок механізму

1. Силу інерції кривошипа не визначаємо, тому що центр мас зубчастого колеса лежить на осі його обертання.

2. Визначаємо силу інерції  $\overline{F_{i_2}}$ , Н, і момент сил інерції  $\overline{M_{i_2}}$ , Нм, шатуна 2:

$$\overline{F_{i_2}} = -m_2 \cdot \overline{a_{S_2}} = -m_2 (\pi_{S_2}) \mu_a = \dots,$$

де  $\overline{a_{S_2}}$  - прискорення центра мас, м/с<sup>2</sup>,  $(\pi_{S_2})$  - відрізок із плану прискорень, мм.

$$\overline{M_{i_2}} = -I_{S_2} \overline{\varepsilon_2} = \dots,$$

де  $I_{S_2}$  - момент інерції, кгм<sup>2</sup>;  $\overline{\varepsilon_2}$  - кутове прискорення ланки, с<sup>-2</sup>.

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{B_2A_2}^\tau}{l_{BA}} = \frac{(n_1 b) \mu_a}{(BA) \mu_l} = \dots$$

*Примітка:*  $I_{S_2}$  за завданням або розраховано (див. п. 3.6).

Плече результуючої сили інерції, м:

$$h_2 = \frac{M_{i_2}}{F_{i_2}} = \dots$$

або в масштабі  $\mu_l$ , мм:

$$z_2 = \frac{h_2}{\mu_l} = \dots$$

*Примітка:* підстановка числових значень у формули обов'язкова!

Із центра мас ланки  $BA$  проводимо коло радіусом  $z_2$ . Результуюча сила  $\overline{F_{i_2}}$  прикладена по дотичній до цього кола паралельно та протилежно вектору  $(\pi_{S_2})$  та утворює момент проти  $\overline{\varepsilon_2}$  (напрямок кутового прискорення  $\overline{\varepsilon_2}$  знайдений за методикою [5], стор. 23).

3. Визначаємо силу інерції повзуна  $B$  (поступальний рух):

$$\overline{F_{i_3}} = -m_3 \overline{a_{S_3}} = -m_3 (\pi s_3) \mu_a = -m_3 (\pi b_3) \mu_a = \dots$$

де  $\overline{a_{S_3}} = \overline{a_{b_5}}$ , т. щ. точки  $S_3$  і  $B_3$  збігаються. Прикладена в т.  $B$  повзуна.

#### 4.4. Визначення реакцій у кінематичних парах

Силовий розрахунок проводиться по групах Ассура, починаючи з останньої приєднаної групи 2-3.

##### 4.4.1. Група 2-3

На групу діють наступні сили:

- корисного опору  $F_{KO} = \dots$  Н, прикладена в точці  $B$  повзуна;
- сили тяжіння:  $G_3 = \dots$  Н;  $G_2 = \dots$  Н; прикладені в центрах мас  $S_3$  і  $S_2$ ;
- сили інерції:  $F_{i_3} = \dots$  Н;  $F_{i_2} = \dots$  Н.

*Примітка:* підстановка числових значень обов'язкова!

Для даної групи *невідомими є:*

- реакція  $\overline{F_{12}}$  в шарнірі  $A$  (за величиною та напрямком);
- реакція  $\overline{F_{03}}$  в поступальній парі "повзун - стояк" (за величиною та напрямком, але відомо, що вона перпендикулярна до осі руху повзуна  $B$ );
- внутрішня реакція  $\overline{F_{23}} = -\overline{F_{32}}$  в шарнірі  $B$ .

1. Розкладаємо реакцію  $\overline{F_{12}}$  на нормальну та тангенціальну складові:

$$\overline{F_{12}} = \overline{F_{12}^n} + \overline{F_{12}^\tau},$$

де  $\overline{F_{12}^n}$  паралельна ланці  $BA$ ;  $\overline{F_{12}^\tau}$  - перпендикулярна до ланки  $BA$ .

2. Для визначення тангенціальної складової  $\overline{F_{12}^\tau}$  складаємо рівняння суми моментів усіх сил, що діють на ланку  $BA$ , відносно т.  $B$ :

$$\sum M_{F_{2(B)}} = 0.$$

$$G_2 h_1 + F_{i_2} h_2 - F_{12}^{\tau} (BA) = 0.$$

Плечі сил беремо безпосередньо з креслення в мм.

Примітка: Підстановка числових значень у формули обов'язкова!

Звідки:

$$F_{12}^{\tau} = \frac{G_2 h_1 + F_{i_2} h_2}{BA} = \dots \text{Н}$$

Примітка: УВАГА! Якщо знак отриманої реакції - "мінус", це означає, що справжній напрям реакції протилежний прийнятому раніше. Тоді вектор  $F_{12}^{\tau}$  закреслюємо і спрямовуємо реакцію в протилежний бік (справжній вектор тоді рисується суцільною лінією).

3. Для визначення решти невідомих реакцій складаємо загальне векторне рівняння рівноваги всієї групи 2-3 (невідомі реакції ставимо по кінцях рівняння):

$$\overline{F_{03}} + \overline{F_{KO}} + \overline{G_3} + \overline{F_{i_3}} + \overline{G_2} + \overline{F_{i_2}} + \overline{F_{12}^{\tau}} + \overline{F_{12}^n} = 0,$$

у відрізках:

$$\overline{ka} + \overline{ab} + \overline{bc} + \overline{cd} + \overline{de} + \overline{ef} + \overline{fi} + \overline{ik} = 0.$$

4. Будуємо план сил групи 2-3, прийнявши масштаб плану сил  $\mu_F$ , Н/мм, і складаємо всі сили за рівнянням рівноваги. Із т.  $a$  проводимо лінію, паралельну лінії дії реакції  $\overline{F_{03}}$  (в даному випадку – вертикальну), а з т.  $i$  - пряму, паралельну лінії дії реакції  $\overline{F_{12}^n}$  (тобто паралельно ланці  $BA$ ). На перетині отримуємо т.  $k$ .

Примітка: масштаб плану сил  $\mu_F \left[ \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right]$  визначається в залежності від співвідношення сил, що діють на групу, в першу чергу, значенням сили корисного опору  $F_{KO}$ , але може бути рекомендовано в межах 1...10 Н/мм.

5. Визначаємо невідомі реакції:

$$F_{03} = (ka)\mu_F = \dots \text{Н}.$$

З'єднуємо т.  $f$  і  $k$ . Отримуємо реакцію:

$$F_{12} = (fk)_{\mu_F} = \dots \text{Н.}$$

6. Для визначення невідомої внутрішньої реакції в шарнірі *A* складаємо векторне рівняння рівноваги однієї з ланок групи, наприклад, ланки 3 (повзуна *B*):

$$\overline{F_{03}} + \overline{F_{KO}} + \overline{G_3} + \overline{F_{i3}} + \underbrace{\overline{F_{23}}}_{?} = 0.$$

У відрізках:

$$\overline{ka} + \overline{ab} + \overline{bc} + \overline{cd} + \overline{dk} = 0.$$

З'єднуємо т. *d* і т. *k* на плані сил. Отримуємо реакцію:

$$F_{23} = (dk)_{\mu_F} = \dots \text{Н.}$$

План сил групи 2-3 наведений на кресленні .....

*Примітка:* дати посилання на шифр креслення, наприклад,  
 $\underbrace{\text{ЛП81}}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{\text{363.217}}_{\text{класифікатор машини}}, \underbrace{\text{004}}_{\text{номер документа}} \text{ PP.}$   
 для креслень

#### 4.5. Початкова ланка

У робочій машині роль кривошипа виконує останнє зубчасте колесо привода з закріпленим на ньому пальцем (в даному прикладі – колесо 6 – див. зразок 2-го креслення).

Для накреслювання зубчастого зачеплення треба визначити *радіуси початкових кіл* коліс. За завданням відомі: модуль зачеплення  $m_{\Pi} = \dots$  мм, числа зубців коліс  $z_5 = \dots$  і  $z_6 = \dots$ , зачеплення *рівнозміщене* (наприклад), розташування коліс вертикальне (за завданням).

Ураховуємо вид зачеплення та розташування коліс.

1. Визначаємо радіуси початкових кіл, мм:

$$r_{w_5} = r_5 = \frac{m_{\Pi} z_5}{2} = \dots \text{мм.}$$

$$r_{w_6} = r_6 = \frac{m_{\Pi} z_6}{2} = \dots \text{мм.}$$

*Примітка:* Вказані формули придатні для розрахунку радіусів початкових кіл для *нульового* та *рівнозміщеного* зачеплень; для

нерівнозміщеного зачеплення радіуси початкових кіл розраховуються за формулою:  $r_{w_i} = r_i \left( 1 + \frac{2y}{z_\Sigma} \right)$  (див. [6], стор. 37-39).

2. Накреслюємо зачеплення в тому ж масштабі  $\mu_l$ , м/мм, що й групу 2-3 з урахуванням заданого розташування коліс, в даному завданні – вертикального.

3. Переносимо на колесо 6 з плану положень кривошип  $O_1A$ .

4. Розглядаємо сили, що діють на початкову ланку:

- сила тяжіння:

$$G_1 = m_1 g = \dots \text{ Н},$$

де  $m_1$  - маса колеса, кг;  $g \cong 10 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$  - прискорення вільного падіння.

$$m_1 = 1,3m_6 = \dots \text{ кг},$$

де  $m_6$  - маса зубчастого вінця колеса 6, кг; розрахована в п. 3.6.

- у шарнірі  $A$  прикладена сила  $\overline{F_{21}} = \dots$  Н (перенесена з плану сил групи 2-3 паралельно та протилежно силі  $\overline{F_{12}}$ );
- у полюсі  $P$  прикладена зрівноважувальна сила  $\overline{F_{3p}}$  таким чином, щоб утворювався момент проти моменту сили  $\overline{F_{21}}$ .

*Зрівноважувальна сила* – це сила, яку треба прикласти до початкової ланки, щоб вона рухалася за заданим законом. Діє по лінії зачеплення, яка проводиться під кутом зачеплення  $\alpha_w$  до дотичної  $t-t$ , проведеної до початкових кіл.

*Примітка:* Кут зачеплення  $\alpha_w = 20^\circ$  – для нульового та рівнозміщеного зачеплень;  $\alpha_w = 25 \dots 26^\circ$  – для нерівнозміщеного зачеплення.

5. Для початкової ланки *невідомими є:*

- зрівноважувальна сила  $\overline{F_{3p}} = ?$
- реакція в шарнірі  $O_1$   $\overline{F_{01}} = ?$

6. Зрівноважувальну силу  $\overline{F_{3p}}$  визначаємо з рівняння суми моментів усіх сил, що діють на початкову ланку відносно т.  $O_1$ :

$$\sum M_{F_1(O_1)} = 0.$$

$$F_{21} h_3 - F_{3p} r_b = 0.$$

Звідки:

$$F_{3p} = \frac{F_{21} h_3}{r_b} = \dots \text{Н},$$

де плечі  $h_3, r_b$  беремо з креслення в мм.

$r_b$  - радіус основного кола (перпендикуляр, опущений на лінію зачеплення), мм.

7. Для визначення реакції  $\overline{F_{01}}$  складаємо векторне рівняння рівноваги початкової ланки:

$$\overline{F_{21}} + \overline{G_1} + \overline{F_{3p}} + \underbrace{\overline{F_{01}}}_{?} = 0,$$

у відрізках:

$$\overline{kf} + \overline{fl} + \overline{lm} + \overline{mk} = 0.$$

8. Будуємо план сил за рівнянням, прийнявши масштаб  $\mu_F$ , Н/мм. З'єднуємо т.  $m$  і т.  $k$ , отримуємо:

$$F_{01} = (mk)\mu_F = \dots \text{Н}.$$

9. Прикладаємо знайдену реакцію на початкову ланку в т.  $O_1$ .

#### 4.6. Важіль М.Є.Жуковського

На повернутий на  $90^0$  план швидкостей механізму (для заданого положення) переносимо паралельно ним самим в зображуючі точки всі зовнішні сили та сили інерції. Зображуючі точки знаходимо за подібністю. Зрівноважувальну силу прикладаємо перпендикулярно до вектора  $\overline{pa_1}$  в т.  $a_1$ .

Згідно з теоремою Жуковського важіль знаходиться в рівновазі, якщо сума моментів усіх сил відносно полюса плану  $p$  дорівнює нулю.

Складаємо рівняння суми моментів усіх сил відносно полюса  $p$ :

$$\sum M_{F(p)} = 0.$$

$$(F_{KO} - F_{i_3})(pb_3) + G_2 h_1 - F_{i_2} h_2 - F'_{zp}(pa_1) = 0$$

УВАГА! Це *тільки приклад* для варіанту, поданому в зразку 2-го креслення.

Звідки:

$$F'_{zp} = \frac{(F_{KO} - F_{i_3})(pb_3) + G_2 h_1 - F_{i_2} h_2}{(pa_1)} = \dots \text{Н}$$

Зрівноважувальні сили  $\overline{F_{zp}}$  і  $\overline{F'_{zp}}$  не рівні, тому що прикладені в різних точках:  $\overline{F_{zp}}$  у полюсі зачеплення зубчастих коліс, а  $\overline{F'_{zp}}$  - у точці *A* кривошипа, тому порівнювати їх не можна, а треба порівнювати зрівноважувальні моменти цих сил:

$$M_{zp} = F_{zp} r_b = F_{zp} (\overline{r_b} \mu_l) = \dots \text{Нм},$$

де  $r_b = (\overline{r_b}) \mu_l$  - радіус основного кола колеса, м;  $(\overline{r_b})$  - відрізок на плані початкової ланки, мм.

$$M'_{zp} = F'_{zp} l_{O_1A} = \dots \text{Нм},$$

де  $l_{O_1A}$  - довжина кривошипа, м.

Розбіжність:

$$\Delta M_{zp} = \frac{|M_{zp} - M'_{zp}|}{M_{zp}} \cdot 100\% \leq [5\%] = \dots$$

Примітка: *підстановка числових значень у формули обов'язкова!*

#### 4.7. Висновки

Визначені реакції в кінематичних парах механізму, а також зрівноважувальна сила 2-ма методами.

Розбіжність незначна та пов'язана з неточністю графічних методів дослідження.

## 5. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

### 5.1. Задачі

Спроекувати профіль кулачка заданого кулачкового механізму за відомими вихідними даними:

- законом руху вихідної ланки – штовхача;
- граничним значенням кута передачі.
- умовою опуклості профілю кулачка (для кулачкового механізму з плоским - “тарілчастим” - штовхачем).

### 5.2. Закон руху вихідної ланки

У завданні на курсовий проект закон руху вихідної ланки (штовхача) задається законом змінення аналога прискорення та максимальним значенням переміщення штовхача  $h_{\max}$ . Задаються також фазові кути повороту кулачка  $\varphi_g, \varphi_d, \varphi_n$ .

*Примітка:* в даних методичних указівках розглядається кулачковий механізм із плоским (тарілчастим) штовхачем, чому й відповідає викладена методика. Для всіх інших видів кулачкових механізмів відповідні методики синтезу наведені в [7].

Для проектування профілю кулачка необхідно знати точний аналітичний або графічний вираз переміщення, аналогів швидкості та прискорення штовхача в функції кута повороту кулачка.

Ці функції встановлюються *графічним інтегруванням* вихідної функції аналога прискорень.

Спочатку будемо графік аналога прискорень  $\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$  згідно з заданим законом (у даному прикладі - лінійним).

*Примітка:* в дужках необхідно вставити назву заданого закону.

Для цього по вісі абсцис графіка аналога прискорень  $\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$  відкладаємо фазові кути  $\varphi_g = \dots, \varphi_d = \dots, \varphi_n = \dots$  в масштабі  $\mu_\varphi = 0,0087 \text{ рад/мм}$ , що відповідає масштабу  $\mu_\varphi = 0,5 \text{ град/мм}$ . Приймаємо відрізок для зображення максимальної

ординати графіка  $\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$   $h_1 = 50$  мм (наприклад), тоді  $h_2 =$   
...мм.

*Примітка:* Якщо кути  $\varphi_\epsilon = \varphi_n$ , то закон аналога прискорень є симетричним, і максимальні ординати рівні  $h_1 = h_2$ . Якщо кути  $\varphi_\epsilon \neq \varphi_n$ , то закон є несиметричним, і ордината  $h_2$  розраховується з умови:  $\frac{h_1}{h_2} = \frac{\varphi_n^2}{\varphi_\epsilon^2}$ ,

тобто  $h_2 = h_1 \frac{\varphi_\epsilon^2}{\varphi_n^2}$ . Приймаємо  $h_1$  в межах 40...60.мм так, щоб  $h_2$  вийшло не менш 40, але не більш 65 мм.

Графік аналога прискорень наведений на кресленні .....

*Примітка:* дати посилання на шифр креслення, наприклад:  
 $\underbrace{ЛП81}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{363.217.}_{\text{класифікатор машини}} \underbrace{005.}_{\text{номер документа}} \underbrace{PP.}_{\text{для креслень}}$

Методом графічного інтегрування графіка  $\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$

отримуємо графік аналога швидкості  $\frac{dS_2}{d\varphi_1} = \frac{dS_2}{d\varphi_1}(\varphi_1)$ . Для цього ділимо кути  $\varphi_\epsilon$  і  $\varphi_n$  на рівне число частин, наприклад, на 6.

*Примітка:* Точки розподілу обов'язково мають пройти через “вузли” та “вершини” графіка. Для *синусоїдального* та аналогічного *трикутного* законів кути  $\varphi_\epsilon$  і  $\varphi_n$  треба розділити на 8 частин.

Приймаємо полюсну відстань ліворуч від осі ординат  $H_1 = \dots$  мм.

*Примітка:* Полюсну відстань в залежності від висоти графіка рекомендується приймати в межах 30...45 мм.

У результаті графічного інтегрування отримуємо графік аналога швидкості  $\frac{dS_2}{d\varphi_1} = \frac{dS_2}{d\varphi_1}(\varphi_1)$  (див. креслення....).

*Примітка:* дати посилання на шифр креслення, наприклад,  $\underbrace{ЛП81}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{363.217}_{\text{класифікатор машини}}, \underbrace{005}_{\text{номер документа}} \text{ PP}$  ).  
для креслень

Аналогічно будемо графік переміщення штовхача  $S_2 = S_2(\varphi_1)$ . Полюсну відстань приймаємо  $H_2 = \dots$  мм (дати посилання на шифр креслення).

*Примітка:* Для того, щоб при графічному інтегруванні графік  $S_2 = S_2(\varphi_1)$  не вийшов за межі координатної системи, можна збільшити полюсну відстань  $H_2$  до 45...55 мм.

Визначаємо масштабні коефіцієнти:

- масштаб часу, с/мм:

$$\mu_t = \frac{30\mu_\varphi}{\pi n_k} = \dots,$$

де  $n_k$  - частота обертання кулачка,  $\text{хв}^{-1}$ .  $n_k = n_{O_1A}$ .

*Примітка:* Враховуючи, що кулачок знаходиться на валу кривошипа, його частота обертання дорівнює частоті обертання кривошипа  $n_{O_1A}$ .

Заданий максимальний хід штовхача  $h_{\max} = \dots$  мм =  $\dots$  м. Тоді:

- масштаб переміщення, м/мм:

$$\mu_S = \frac{h_{\max}}{y_{\max}} = \dots,$$

де  $y_{\max}$  - максимальна ордината графіка  $S_2 = S_2(\varphi_1)$ , мм (береться з креслення).

Між масштабами при графічному інтегруванні існують такі залежності:

- масштаб аналога швидкості, м/мм:

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{H_2 \mu_\varphi} = \dots,$$

де  $H_2$  - полюсна відстань, мм.

- масштаб аналога прискорення, м/мм:

$$\mu \frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \frac{\mu \frac{dS}{d\varphi}}{H_1 \mu_\varphi} = \dots,$$

де  $H_1$  - полюсна відстань, мм.

Ці ж графіки, крім аналогів швидкості та прискорення, дозволяють отримати й лінійні швидкості та прискорення:

- масштаб лінійної швидкості,  $\text{мс}^{-1}/\text{мм}$ :

$$\mu_V = \mu \frac{dS}{d\varphi} \omega_K = \dots,$$

де  $\omega_K$  - кутова швидкість кулачка,  $\text{с}^{-1}$ ;

$$\omega_K = \omega_1 = \frac{\pi n_{O_1 A}}{30},$$

де  $n_{O_1 A}$  - частота обертання кривошипа,  $\text{хв}^{-1}$  (за завданням).

- масштаб лінійного прискорення,  $\text{мс}^{-2}/\text{мм}$ :

$$\mu_a = \mu \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \omega_K^2 = \dots$$

### 5.3. Визначення мінімального радіуса кулачка

Мінімальний радіус кулачка для кулачкового механізму з плоским (тарілчастим) штовхачем визначається з умови опуклості профілю кулачка.

Із курсу ТММ відомо, що в кулачковому механізмі з плоским штовхачем справджується нерівність:

$$r_{0\min} > - \left( S + \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right) \sin \gamma,$$

де  $r_{0\min}$  - мінімальний радіус кулачка;

$S, \frac{d^2 S}{d\varphi^2}$  - відповідно переміщення та аналог прискорення

штовхача;

$\gamma$  - кут між напрямом руху штовхача та його площиною (дотичною до профілю кулачка).

У більшості завдань на курсовий проект  $\gamma = 90^0$  і відповідно  $\sin 90^0 = 1$ . Звідси випливає такий метод визначення мінімального радіуса кулачка  $r_{0\min}$ .

1. Будуємо графік сумарної функції переміщення та аналога прискорень в функції кута повороту кулачка

$$\left( S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} \right) = \left( S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} \right) (\varphi_1) \text{ (див. креслення.....)}.$$

*Примітка:* дати посилання на шифр креслення, наприклад, ЛП81 . 363.217. 005 *PP* ).  
шифр групи машини      класифікатор машини      номер документа для креслень

Для цього:

- Знаходимо значення переміщення штовхача  $S_2$ , м, з графіка  $S_2 = S_2(\varphi_1)$  для всіх положень механізму за формулою:

$$S_2 = y\mu_S,$$

де  $y$  - ордината графіка  $S_2 = S_2(\varphi_1)$ , мм;  $\mu_S$  - масштаб графіка  $S_2 = S_2(\varphi_1)$ , м/мм.

Значення  $S_2$ , м, заносимо в табл. 5.1.

- Значення аналога прискорення  $\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}$ , м, для всіх

положень механізму визначаємо з графіка

$$\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} (\varphi_1) \text{ за формулою:}$$

$$\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = y'' \mu \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2},$$

де  $y''$  - ордината графіка  $\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} (\varphi_1)$ , мм;

$\mu \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}$  - масштаб графіка  $\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$ , м/мм.

Значення  $\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}$ , м, заносимо в табл. 5.1.

- Підсумовуємо значення функції  $\left( S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} \right)$  та заносимо їх у табл. 5.1.

Таблица 5.1.

Значення функції  $S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}$ , м

	0	1	2	3	4	5	6
$S_2, \text{ м}$	...	...	...	...	...	...	...
$\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}, \text{ м}$	...	...	...	...	...	...	...
$S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}$	...	...	...	...	...	...	...

продовження табл. 5.1.

	7	8	9	10	11	12	13
$S_2, \text{ м}$	...	...	...	...	...	...	...
$\frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}, \text{ м}$	...	...	...	...	...	...	...
$S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2}$	...	...	...	...	...	...	...

2. Приймаємо масштаб графіка  $\mu \left( S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} \right)$ , м/мм.

*Примітка:* рекомендується приймати такі масштаби, щоб максимальна ордината графіка не перевищувала 90 мм, наприклад, 0,001 або 0,002 м/мм.

3. За даними табл. 5.1. будемо графік функції  $\left( S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} \right) = \left( S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} \right) (\varphi_1)$  у масштабі  $\mu \left( S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} \right) = \dots$  м/мм.

4. Позначаємо *максимальну від'ємну ординату* графіка  $\left( S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} \right) = \left( S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} \right) (\varphi_1)$  літерою  $a$ . Тоді мінімальний радіус кулачка:

$$r_{0\min} = a \mu \left( S_2 + \frac{d^2 S_2}{d\varphi_1^2} \right) + 0,01 \text{ м} = \dots,$$

де 0,01 м додається за умовою опуклості кулачка “про запас”.

*Примітка:* підстановка числових значень в усі формули обов'язкова.

#### **5.4. Профілювання кулачка**

Профілювання кулачка здійснюємо *методом “обернення руху”*, згідно з яким усій системі, а саме, кулачку, штовхачу та його напрямним, надається кутова швидкість, однакова за значенням, але протилежна за напрямом кутовій швидкості кулачка ( $-\omega_k$ ). Тоді кулачок вважається нерухомим, а штовхач обертатиметься навколо центра кулачка, описуючи вістрям його *центровий (теоретичний) профіль*.

Побудова здійснюється в наступній послідовності (рис. 5.1):

1. Вибираємо масштаб довжини  $\mu_l$ , м/мм.

*Примітка:* Якщо радіус  $r_{0\min}$  знаходиться в межах 50...100 мм, то рекомендується приймати  $\mu_l = 0,001 \text{ м/мм}$ ; якщо  $r_{0\min} > 100 \text{ мм}$ , то можна брати  $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$  або  $0,0025 \text{ м/мм}$ ; при  $r_{0\min} < 50 \text{ мм}$  приймається масштаб збільшення, наприклад,  $\mu_l = 0,0005 \text{ м/мм}$  (М 2:1).

# Профілювання кулачка

$$\mu_l = 0,001 \text{ м/мм}$$

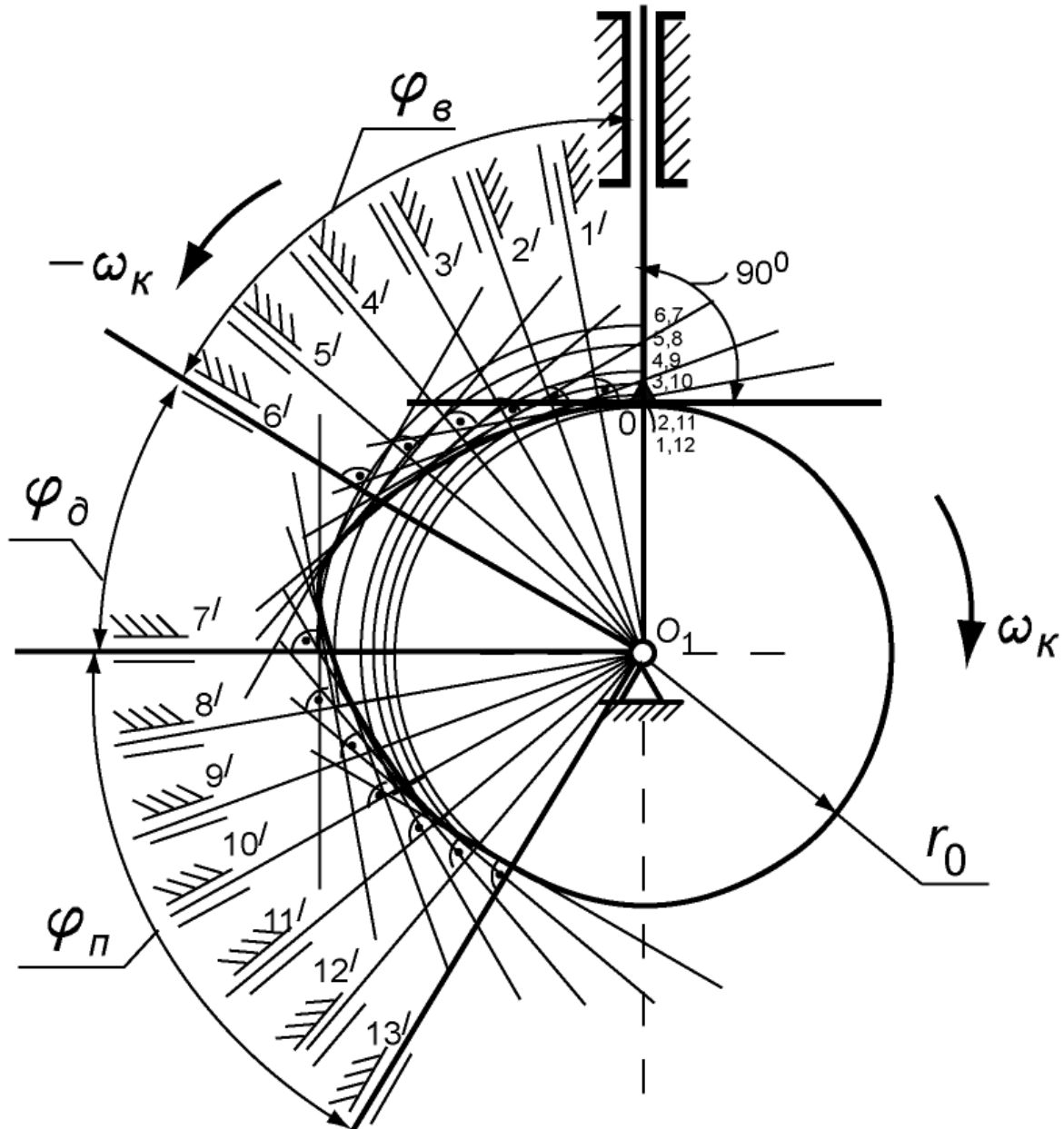


Рис. 5.1. Приклад профілювання кулачка кулачкового механізму з плоским (тарілчастим) штовхачем

Нехай напрям кутової швидкості  $\omega_K$  за годинниковою стрілкою.

2. Із довільного центра  $O_1$  в масштабі  $\mu_l$  проводимо коло, радіусом  $r_0$ .

3. Через центр  $O_1$  проводимо вертикальну вісь руху штовхача. Кут  $\gamma$  між віссю руху та площиною (тарілкою), якою штовхач торкається до кулачка, дорівнює  $90^\circ$ .

4. Точку перетину базового кола з віссю руху штовхача позначимо через "0".

5. У бік оберненого руху ( $-\omega_k$ ) від осі руху штовхача відкладаємо фазові кути  $\varphi_\epsilon = \dots$ ,  $\varphi_\delta = \dots$ ,  $\varphi_n = \dots$  та ділимо їх так само, як на графіку переміщення  $S_2 = S_2(\varphi_1)$ . Отримуємо точки розподілу  $0' \dots 13'$ . З'єднуємо їх із центром  $O_1$ .

6. На променях  $0' \dots 13'$  з центра  $O_1$  за допомогою циркуля робимо засічки радіусами, що дорівнюють:

$$r_i = r_0 + \left( \frac{y_i \mu_{S_2}}{\mu_l} \right),$$

де  $y_i \mu_{S_2}$  - натуральне переміщення штовхача, м, визначене за графіком  $S_2 = S_2(\varphi_1)$ ; тут  $y_i$  - ордината графіка, мм, для кожного положення механізму;  $\mu_{S_2}$  - масштаб графіка  $S_2 = S_2(\varphi_1)$ , м/мм;

$\mu_l$  - масштаб профілювання кулачка, м/мм.

7. Отримані точки позначаємо  $0'' \dots 13''$ .

8. Через точки  $0'' \dots 13''$  проводимо відрізки, перпендикулярні до променів  $0' \dots 13'$ . Довжину відрізків (це довжина "тарілки" штовхача) приймаємо конструктивно, наприклад, 80 мм.

9. Внутрішня обвідна, яка торкається всіх цих "тарілок", і є шуканим профілем кулачка (*теоретичним і практичним водночас*), для якого виконується умова *опуклості* (див. креслення .....).

*Примітка:* дати посилання на шифр креслення, наприклад,  $\underbrace{ЛП81}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{363.217.}_{\text{класифікатор машини}} \underbrace{005.}_{\text{номер документа}} \text{ PP} )$ .  
для креслень

### 5.5. Замикання вищої кінематичної пари

Необхідною умовою відтворення заданого закону руху штовхача є сталість контакту елементів вищої кінематичної пари, яку утворюють кулачок та штовхач. Ця умова в даному механізмі

забезпечується *силовим замиканням* за допомогою пружини або під дією власної сили тяжіння штовхача.

### 5.6. Графік кута передачі

Графік кута передачі  $\gamma = \gamma(\varphi)$  будемо в самій нижній координатній системі, прийнявши масштаб  $\mu_\gamma = 1 \frac{\text{град}}{\text{мм}}$ . У даному механізмі кут передачі  $\gamma$  - стала величина, дорівнює куту між “тарілкою” та штовхачем, тобто  $\gamma = 90^0$ . Отже, графік  $\gamma = \gamma(\varphi)$  - це пряма, паралельна вісі абсцис (див. креслення....).

Примітка: дати посилання на шифр креслення, наприклад,  
 $\underbrace{\text{ЛП81}}_{\text{шифр групи}} \cdot \underbrace{\text{363.217.}}_{\text{класифікатор машини}} \underbrace{\text{005.}}_{\text{номер документа}} \text{PP}$  )  
для креслень

### 5.7. Висновки

Спроековано профіль кулачка заданого кулачкового механізму з плоским штовхачем, що задовольняє заданий закон руху штовхача, заданий кут передачі руху  $\gamma$  (в даному випадку  $\gamma = 90^0$ ), а також умову опуклості кулачка.

## Список літератури

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука. 1988. – 640 с.
2. Динамічний аналіз механізмів. Методичні вказівки до вивчення курсу “Теорія механізмів і машин” та виконання курсового проекту для студ. машинобуд. Спец. /Уклад. О.А.Кірієнко, В.П.Лукавенко. – К.: ІВЦ “Політехніка”, 2005. – 52 с.
3. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. Підручник. Київ. Видавництво “Наукова думка”. 2002. – 660 с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин /Под ред. А.С.Кореняко. – К.: Выща шк., 1970. – 332 с.
5. Методичні вказівки до вивчення курсу “Теорія механізмів і машин” та виконання курсового проекту. Розділ “Кінематичний аналіз механізмів” для студ. машинобуд. спец. /Укл. О.А.Кірієнко. – К.: ІВЦ “Видавництво “Політехніка””, 2004. – 48 с.
6. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з теорії механізмів і машин. Розділ “Синтез та аналіз механізму привода” для студентів машинобудівних спеціальностей і слухачів ФПК / Укл. О.А.Кірієнко, Л.Г.Овсієнко. – К.: КПІ, 1993. – 64 с.
7. Синтез кулачкових механізмів. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з теорії механізмів і машин для студ. машинобудівн. спец. /Уклад. О.А.Кірієнко. – К.: ІВЦ “Видавництво “Політехніка””, 2003. – 32 с.
8. Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки до вивчення курсу і виконання курсового проекту. Розділ “Кінетостатичний аналіз механізмів” /Уклад. О.А.Кірієнко. – К.: ІВЦ “Видавництво “Політехніка””, 2004. – 36 с.

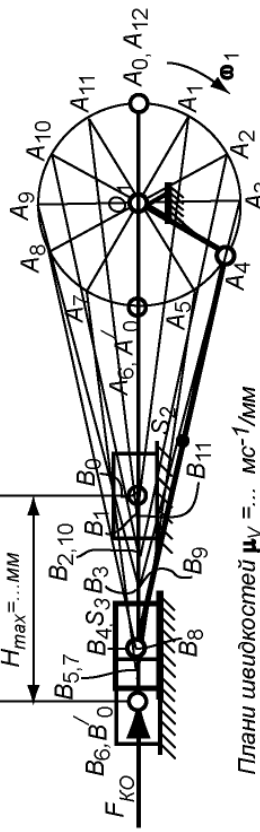
штамп 14x70 мм

приклад!!!

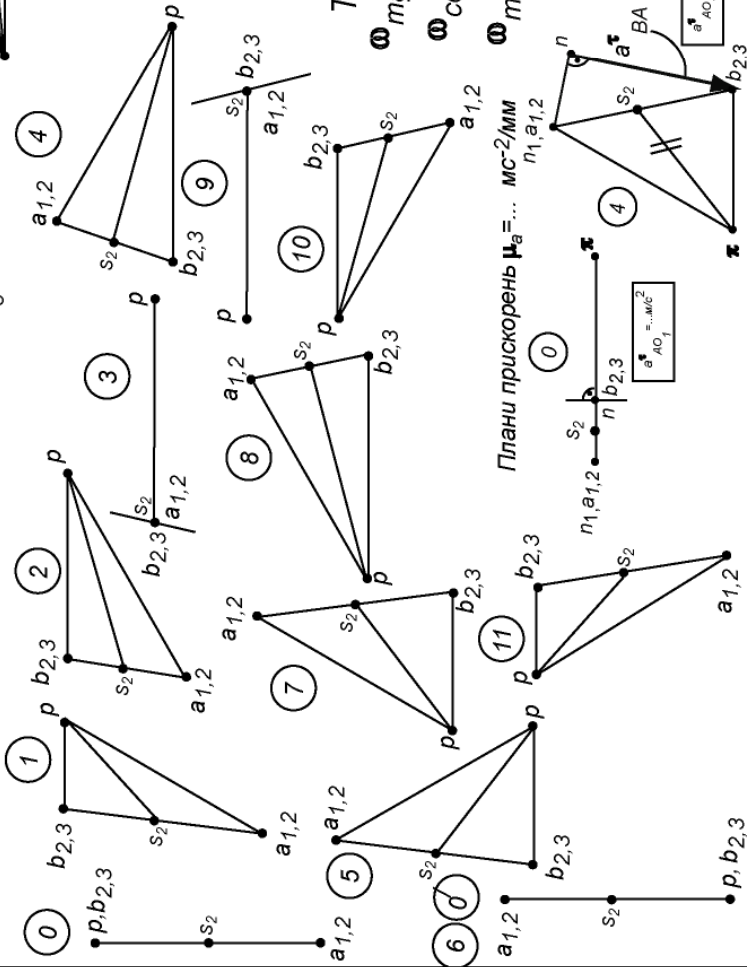
Графік сили корисного опору  $\mu_F = \dots H/мм$

$F_{max} = \dots H$

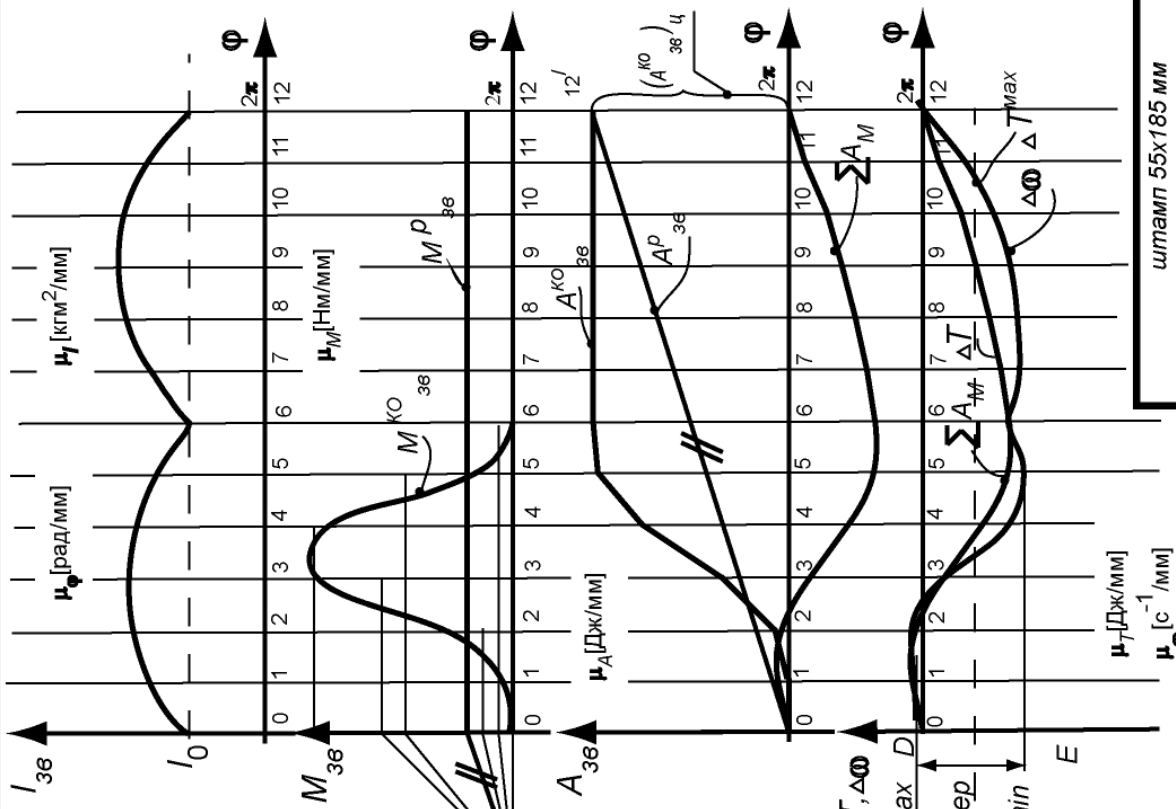
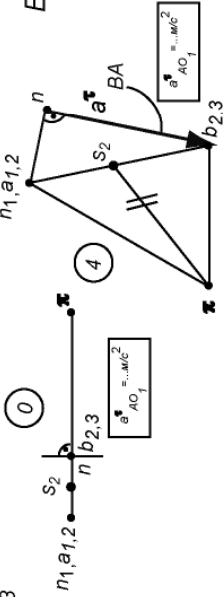
Плани положень  
 $\mu_j = 0,002 M/мм$



Плани швидкостей  $\mu_v = \dots мс^{-1}/мм$



Плани прискорень  $\mu_a = \dots мс^{-2}/мм$



штамп 55x185 мм

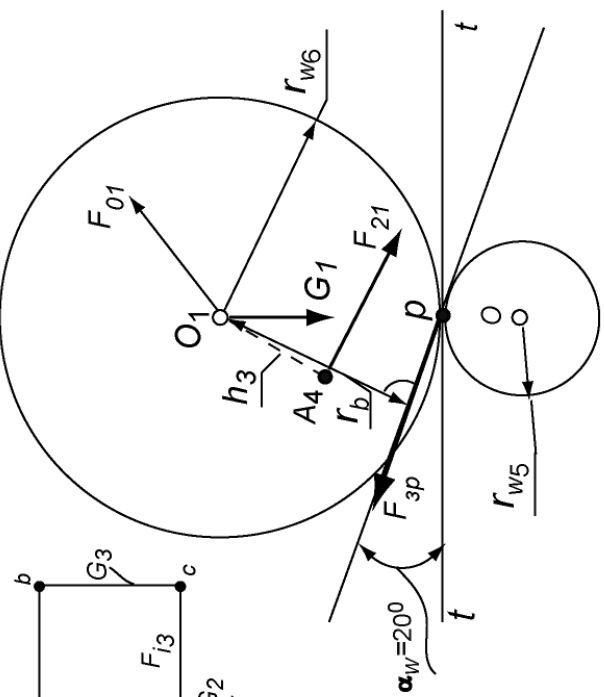
Динамічний аналіз і синтез ШВМ

штамп 14x70 мм

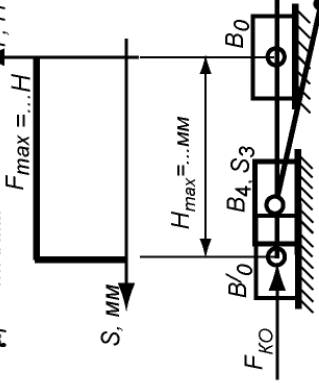
приклад!!

Початкова ланка

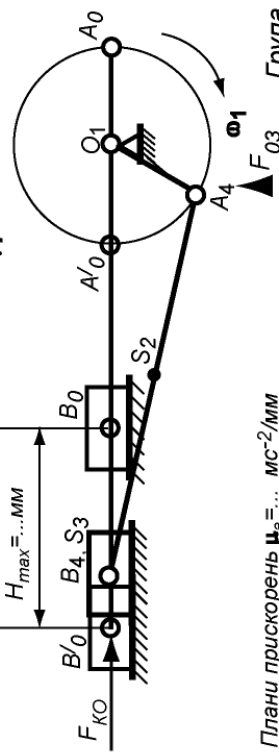
План сил гр.2-3  $\mu_F = \dots H/мм$



Графік сили корисного опору  
 $\mu_F = \dots H/мм$   
 $F_{max} = \dots H$

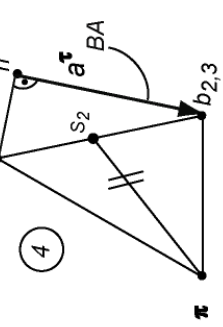
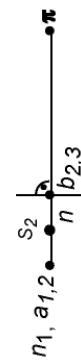


Плани положень  
 $\mu = 0,002 M/мм$



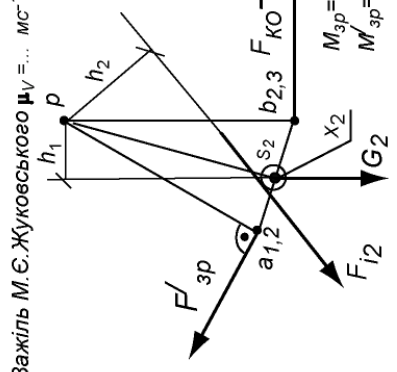
Плани прискорень  $\mu_a = \dots мс^{-2}/мм$

0



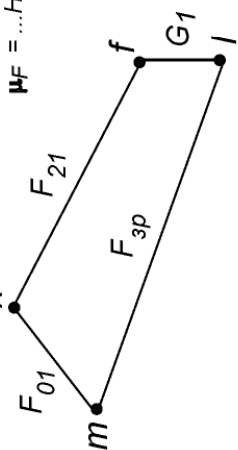
Важіль М.Є.Хуковського  $\mu_v = \dots мс^{-1}/мм$

$x_2/ab = z_2/AB$   
 $x_2 = z_2 \cdot ab/AB$



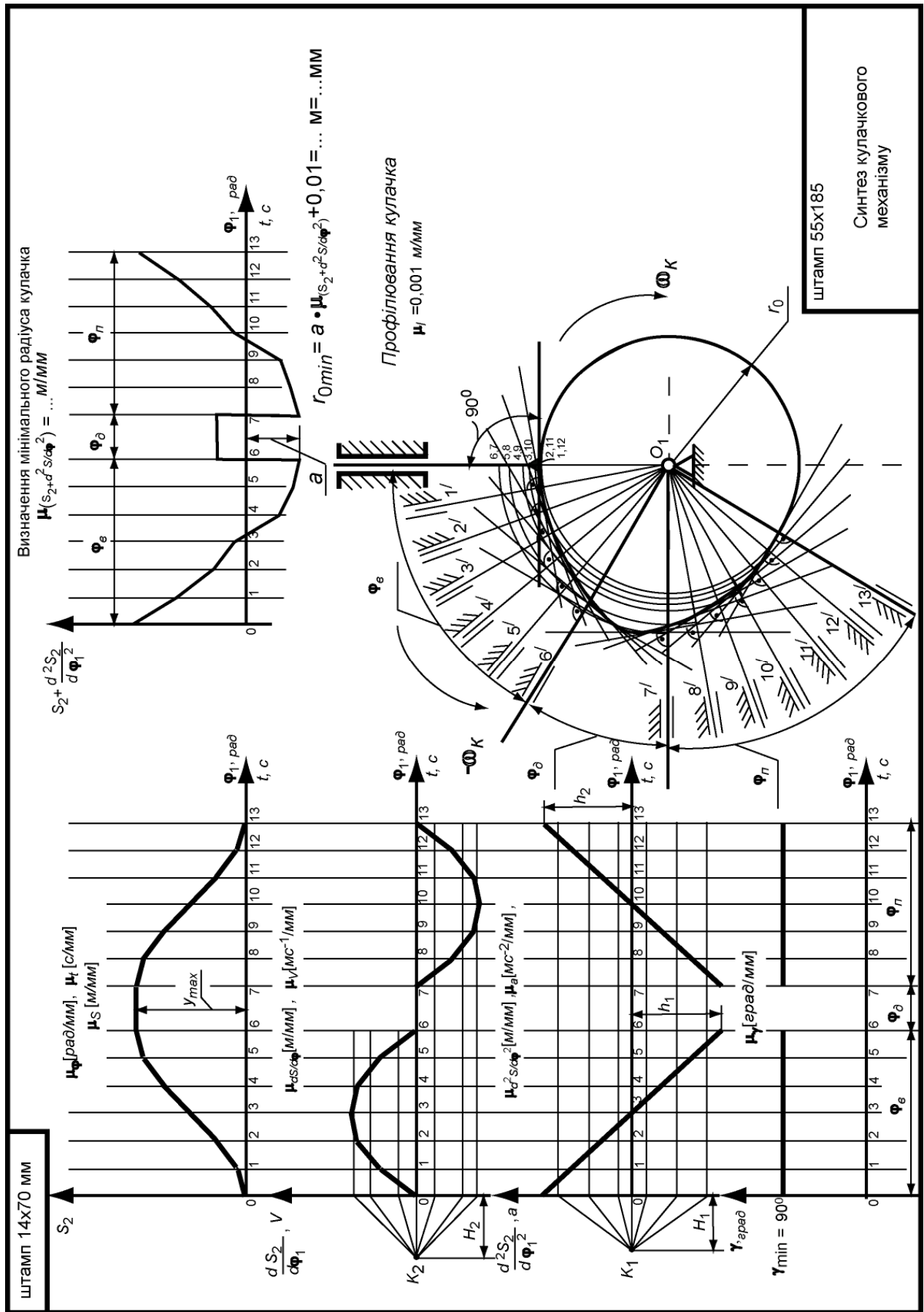
$M_{3p} = F_{3p} \cdot (\overline{r_b}) = \dots H \cdot м$   
 $M'_{3p} = F_{3p} \cdot l_{OA} = \dots H \cdot м$   
 $\Delta M_{3p} = \frac{M_{3p} \cdot M'_{3p}}{M_{3p}} \cdot 100\% < [5\%]$

План сил початкової ланки  
 $\mu_F = \dots H/мм$



штамп 55x185 мм

Кінестатичний аналіз ШВМ



ПИТАННЯ, ЩО ВІНОСЯТЬСЯ НА ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ  
З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**Питання до захисту 1 креслення**

1. Задачі динамічного аналізу та синтезу шарнірно-важільного механізму.
2. Задачі кінематичного аналізу шарнірно-важільного механізму (ШВМ).
3. Показати всі побудови, що стосуються кінематичного аналізу ШВМ.
4. Побудова планів положень (поняття про метод “засічок”).
5. Основна характеристика ШВМ (що нею називається).
6. Що називається ходом механізму?
7. Назви ланок механізму.
8. Плани швидкостей. Визначення швидкості будь-якої точки ланок механізму.
9. Визначення кутової швидкості за планом швидкостей.
10. Плани прискорень. Визначення складових прискорення будь-якої точки ланок механізму.
11. Визначення кутового прискорення за планом прискорень.
12. Що називається зведеною масою (зведеним моментом інерції)?
13. Властивості зведеної маси (зведеного моменту інерції).
14. Що називається зведеною силою (зведеним моментом сили)?
15. За яких умов доцільно використовувати графоаналітичний метод М.І.Мерцалова для розв'язання рівнянь руху механізму?
16. Метод графічного інтегрування.
17. Побудова графіків зведених робіт сил корисного опору, рушійних сил і графіка сумарної роботи.
18. Що називається коефіцієнтом нерівномірності руху?
19. Задача регулювання періодичних коливань швидкості.
20. Способи обмеження періодичних коливань швидкості.
21. Для чого потрібен маховик?
22. Механіка роботи маховика.
23. Визначення моменту інерції маховика методом М.І.Мерцалова.

### ***Питання до захисту 2 креслення***

1. Задачі кінетостатичного аналізу механізму.
2. Принцип кінетостатики.
3. Визначення сил інерції будь-якої ланки. Визначення точки її прикладання.
4. Визначення зусиль в кінематичних парах груп Ассура. Плани сил.
5. Зрівноважувальна сила та зрівноважувальний момент. Визначення, лінія дії.
6. Силевий розрахунок початкової ланки.
7. Теорема Жуковського.
8. Визначення зрівноважувальної сили методом “жорсткого важеля” Жуковського.
9. Порівняльний аналіз методів планів сил та важеля Жуковського.

### ***Питання до захисту 3 креслення***

1. Задачі синтезу кулачкових механізмів.
2. Кулачкові механізми: їх види, область застосування, переваги.
3. Закони руху штовхача – достоїнства, недоліки.
4. Поняття про фазові кути.
5. Поняття про кути тиску та передачі руху.
6. Визначення мінімального радіуса кулачка в залежності від виду кулачкового механізму.
7. Профілювання кулачка методом обернення руху.
8. Замикання вищої кінематичної пари – силове, геометричне.
9. Поняття про центровий та дійсний профілі кулачка.
10. Призначення ролика.

ДОДАТОК 2

Зразок титульного аркуша

Міністерство освіти та науки України  
Національний технічний університет України  
“Київський політехнічний інститут”  
Кафедра прикладної механіки

.....363.217.000  
(номер групи) (шифр роботи)

Плунжерний насос  
(назва роботи)

Курсовий проект з теорії механізмів і машин

Виконав: студ. групи \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ - го курсу      \_\_\_\_\_ фак-ту

\_\_\_\_\_  
(Прізвище, ініціали)

\_\_\_\_\_  
(особистий підпис)

\_\_\_\_\_  
(номер запікової книжки)

Керівник

доц. Кірієнко О.А.

(прізвище, ініціали)

Допущено до захисту:

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20...р.

Захист з оцінкою:

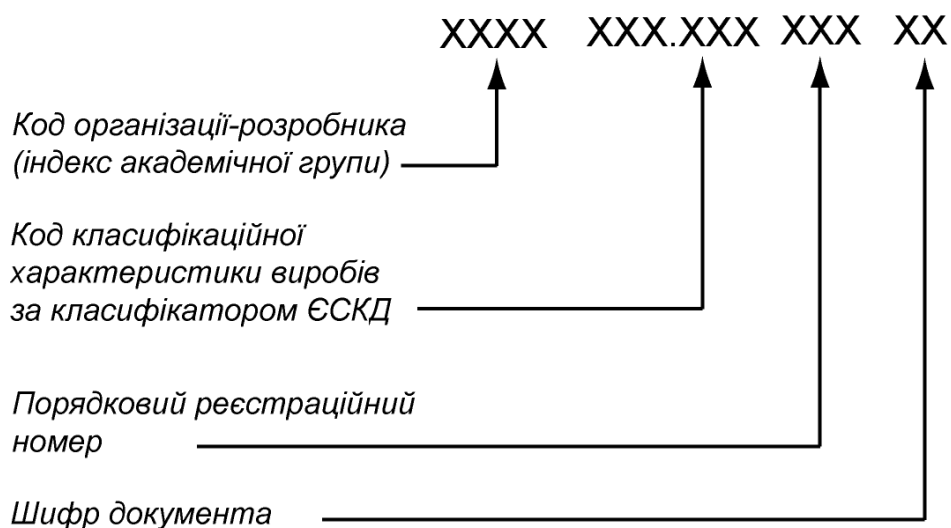
\_\_\_\_\_

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20...р.

КИЇВ НТУУ “КПІ” 20.....



## СТРУКТУРА ПОЗНАЧЕНЬ ДОКУМЕНТІВ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ 3 ТММ



### КОДИ КЛАСИФІКАЦІЙНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОМИСЛОВИХ ВИРОБІВ ЗА КЛАСИФІКАТОРОМ ЄСКД

КОД	Найменування машини	№ завдання на курсовий проект
456.177	Двигун внутрішнього згоряння авіаційний	1(ММІ)
456.181	Авіаційний двигун внутрішнього згоряння (У-подібний, зіркоподібний)	2, 5 (ММІ)
212.131	Компресорний двигун	4 (ММІ)
417.186	Парова машина	3 (ММІ)
381.715	Поперечно-стругальний верстат	6,7,9,13,14,15,16,17
381.718	Довбальний верстат	8 (ММІ)
382.145	Прес подвійної дії	10 (ММІ)
382.122	Прес однокривошипний	33,35 (ММІ)
382.611	Горизонтально-кувальна машина	11 (ММІ)

продовження Додатку 4

КОД	Найменування машини	№ завдання на курсовий проект
382.412	Одноударний холодновисаджувальний автомат із суцільною матрицею	12 (ММІ)
382.534	Механізм автомата для штампування дрібних деталей	34 (ММІ)
382.526	Прес-автомат із плаваючим повзуном	29 (ММІ)
382.152	Карбувальний прес	30,31 (ММІ)
382.121	Прес для пресування керамічних виробів	32 (ММІ)
363.217	Плунжерний насос	21 (ІХФ), 22
364.312	Компресор повітряний	23
364.316	Двоступінчастий компресор	24
517.365	Хитний конвеєр	6 (ІХФ), 19,20 (ММІ)
313.112	Щокова дробарка	1,4 (ІХФ)
313.341	Механізм завантажника термічної печі	2,9,17* (ІХФ)
382.152	Важільний прес	3,5,7,10,16* (ІХФ)
313.324	Механізм сортувального автомата	11,12,13,14 (ІХФ)
313.712	Механічні ножиці для різання заготовок	8 (ІХФ)

## ДОДАТОК 5

Таблиця Д.5.1.

Значення коефіцієнтів зліщення  $\lambda = \lambda_1 = -\lambda_2$  для рівномірного зовнішнього зчеплення

$z_1$	Значення при $z_2$									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
23	0,358	0,343	0,299	0,256	0,219	0,183	0,149	0,119	0,092	0,067
24	0,4	0,35	0,313	0,271	0,235	0,199	0,165	0,136	0,109	0,085
25	0,4	0,35	0,306	0,265	0,248	0,213	0,18	0,151	0,125	0,101
26	0,4	0,35	0,337	0,297	0,26	0,226	0,191	0,168	0,138	0,115
27	0,4	0,35	0,347	0,306	0,271	0,238	0,205	0,178	0,152	0,128
28	0,4	0,35	0,336	0,318	0,281	0,249	0,216	0,189	0,163	0,14
29	0,4	0,35	0,364	0,327	0,291	0,258	0,226	0,199	0,173	0,15
30	0,4	0,35	0,372	0,335	0,3	0,266	0,235	0,208	0,183	0,16
31	0,4	0,35	0,379	0,343	0,308	0,274	0,243	0,216	0,192	0,17
32	0,4	0,35	0,385	0,35	0,315	0,282	0,251	0,224	0,2	0,178

z <sub>1</sub>	Значения при z <sub>1</sub>									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
34	0,4	0,35	0,39	0,363	0,329	0,296	0,265	0,238	0,215	0,194
36	0,4	0,35	0,39	0,375	0,341	0,309	0,279	0,253	0,23	0,21
38	0,4	0,35	0,39	0,385	0,353	0,322	0,293	0,266	0,246	0,226
40	0,4	0,35	0,39	0,395	0,363	0,333	0,306	0,282	0,26	0,24
44	0,4	0,35	0,39	0,409	0,378	0,35	0,325	0,301	0,28	0,26
48	0,4	0,35	0,39	0,422	0,392	0,366	0,341	0,319	0,297	0,277
52	0,4	0,35	0,39	0,43	0,404	0,378	0,354	0,332	0,312	0,292
56	0,4	0,35	0,39	0,43	0,414	0,399	0,364	0,343	0,324	0,305
60	0,4	0,35	0,39	0,43	0,423	0,397	0,374	0,353	0,334	0,316
66	0,4	0,35	0,39	0,43	0,435	0,409	0,388	0,366	0,349	0,331
72	0,4	0,35	0,39	0,43	0,445	0,421	0,398	0,378	0,361	0,344
78	0,4	0,35	0,39	0,43	0,454	0,43	0,407	0,387	0,37	0,353
84	0,4	0,35	0,39	0,43	0,459	0,436	0,414	0,39	0,376	0,36

## **ЗМІСТ**

ВСТУП.....	3
Мета та основні завдання роботи .....	3
Короткі відомості про склад і об'єм курсового проекту з теорії механізмів і машин.....	4
Основні положення про оформлення курсового проекту.....	7
Приклад пояснювальної записки до курсового проекту з ТММ.....	9
ЗМІСТ.....	9
Технічне завдання на курсовий проект .....	11
Технологічна схема.....	12
Бланк завдання.....	13
ВСТУП.....	14
1. Призначення механізму, що проектується.....	15
2. Принцип дії механізму, що проектується.....	16
3. Динамічний аналіз і синтез шарнірно-важільного механізму.....	17
4. Кінетостатичний аналіз шарнірно-важільного механізму.....	42
5. Синтез кулачкового механізму .....	50
Список літератури .....	60
Креслення 1. Динамічний аналіз і синтез шарнірно-важільного механізму.....	61
Креслення 2. Кінетостатичний аналіз шарнірно-важільного механізму.....	62
Креслення 3. Синтез кулачкового механізму.....	63
Додаток 1. Питання до захисту курсового проекту.....	64
Додаток 2. Зразок титульного аркушу курсового проекту.....	66
Додаток 3. Зразок відомості ескізного проекту.....	67
Додаток 4. Структура позначень документів курсового проекту з ТММ. Коди класифікаційної характеристики промислових виробів за класифікатором ЄСКД.....	68
Додаток 5. Значення коефіцієнтів зміщення для рівнозміщеного зовнішнього зачеплення.....	70