

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

Н. В. Чоста,
В. Є. Шоленінов,
В. О. Загудаєв

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН
ПРОЕКТУВАННЯ
ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Навчальний посібник
до курсового проектування
для студентів машинобудівних спеціальностей

Затверджено
на засіданні вченої ради
Протокол № 2 від 05.10.2017

Краматорськ
ДДМА
2017

УДК 621.835.2

Ч-75

Рецензенти:

Владіміров Е. О., канд. техн. наук, доц. каф. електромеханічних систем, ННППІ УПА (м. Бахмут);

Берестовий А. М., зав. каф. електроніки та комп'ютерних технологій систем управління, канд. фіз.-мат. наук, приват-професор, доцент, ННППІ УПА (м. Бахмут).

Чоста, Н. В.

Ч-75 Теорія механізмів і машин. Проектування плоских кулачкових механізмів : навчальний посібник до курсового проектування для студентів машинобудівних спеціальностей / Н. В. Чоста, В. Є. Шоленінов, В. О. Загудаєв. – Краматорськ : ДДМА, 2017. – 65 с.

ISBN 978-966-379-809-7.

У навчальному посібнику розглянуто основні етапи проектування плоских кулачкових механізмів, наведено рекомендації з вибору й розрахунку законів руху веденої ланки, викладено загальну методику визначення основних розмірів механізму й профілювання кулачків з використанням графоаналітичних методів.

УДК 621.835.2

© Н. В. Чоста, В. Є. Шоленінов,
В. О. Загудаєв, 2017

ISBN 978-966-379-809-7

© ДДМА, 2017

ЗМІСТ

1 ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ Й ТИПИ ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ	4
2 ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ Й ВХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ	6
3 ВИБІР ЗАКОНІВ РУХУ ВЕДЕНОЇ ЛАНКИ	13
4 РОЗРАХУНОК ЗАКОНІВ І ПОБУДОВА ДІАГРАМ РУХУ ШТОВХАЧА	17
5 ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО РАДІУСА-ВЕКТОРА ПРОФІЛЮ КУЛАЧКА	22
5.1 Кулачковий механізм із роликівим штовхачем, що рухається поступально	22
5.2 Кулачковий механізм із коромисловим роликівим штовхачем з силовим замиканням	29
5.3 Кулачковий механізм із плоским тарілчастим штовхачем, що рухається поступально	31
6 ПРОФІЛЮВАННЯ КУЛАЧКІВ.....	35
6.1 Побудова профілю кулачка механізму з роликівим штовхачем, що рухається поступально, з геометричним і силовим замиканням.....	35
6.2 Побудова профілю кулачка механізму з коромисловим роликівим штовхачем із силовим замиканням	37
6.3 Побудова профілю кулачка механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що рухається поступально	37
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	40
ДОДАТОК А. Опис законів руху штовхача	41
ДОДАТОК Б. Зразок пояснювальної записки до курсової роботи з ТММ. Розділ «Синтез кулачкового механізму з роликівим штовхачем, що рухається поступально, з силовим замиканням»	46
ДОДАТОК В. Зразок пояснювальної записки до курсової роботи з ТММ. Розділ «Синтез кулачкового механізму з коромисловим роликівим штовхачем із силовим замиканням»	53
ДОДАТОК Г. Зразок пояснювальної записки до курсової роботи з ТММ. Розділ «Синтез кулачкового механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що поступально рухається, з силовим замиканням	60

1 ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ Й ТИПИ ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Кулачковим механізмом називається триланковий механізм, що складається зі стояка й двох рухомих ланок, з'єднаних між собою за допомогою вищої кінематичної пари. Він служить для відтворення заданого періодичного закону руху веденої ланки. Вхідна ланка механізму, що має профіль змінної кривини, називається кулачком. Вибираючи той або інший закон зміни радіуса-вектора кривої, що окреслює профіль кулачка, можна одержати найрізноманітніші комбінації рухів веденої ланки. Легкість відтворення заданого закону руху веденої ланки стала причиною широкого розповсюдження кулачкових механізмів у якості виконавчих механізмів різного роду машин-автоматів. Кулачкові механізми застосовуються в механізмах подавання металообробних верстатів-автоматів, переміщення робочих органів промислових роботів і маніпуляторів, у двигунах внутрішнього згоряння для регулювання подавання палива й виведення відпрацьованих газів, у лічильно-розв'язувальних приладах, електромеханічних приладах тощо.

Основні типи схем плоских кулачкових механізмів показані на рисунку 1.1, де прийнято такі позначки: 1 – кулачок (вхідна ланка, що забезпечує одержання заданого закону руху веденої ланки); 2 – ведена ланка (штовхач або коромисло); 3 – ролик; 4 – елемент, що забезпечує силове (рис. 1.1, *а, б, в, г, ж*) або геометричне (рис. 1.1, *д, е*) замикання вищої кінематичної пари (вантаж, пружина, паз, рамка тощо). За допомогою кулачкових механізмів можна перетворювати обертовий рух кулачка 1 або в поступальний рух штовхача 2 з максимальним лінійним ходом h (див. рис. 1.1, *а, б; в, д, е*), або в обертовий рух коромисла 2 з максимальним кутовим ходом β (див. рис. 1.1, *ж*), а також поступальний рух кулачка або в поступальний рух штовхача (див. рис. 1.1, *з*), або в обертовий рух коромисла. Застосовують як центральні аксіальні кулачкові механізми, у яких ексцентриситет $e = 0$ (див. рис. 1.1, *в*), так і дезаксіальні, коли $e \neq 0$ (див. рис. 1.1, *а, б, д*), де e – це зміщення траєкторії штовхача щодо центра обертання кулачка. За формою елемента вищої пари розрізняють кулачкові механізми із загостреним штовхачем (див. рис. 1.1, *а*), із роликівим штовхачем (див. рис. 1.1, *б, г, д*), із плоским тарілчастим штовхачем (див. рис. 1.1, *в*) тощо. Якщо ведена ланка обладнана роликом, то крива, що описує центр ролика у відносному русі веденої ланки, називається центровим або теоретичним профілем кулачка (див. рис. 1.1, *б, д, ж*). Дійсним або практичним профілем кулачка, по якому котиться ролик, є еквідистантна відносно теоретичного профілю крива, що відстоїть від останнього по нормалі на відстань, що дорівнює радіусу r_p ролика.

Плоский відкритий кулачок має один практичний профіль, окреслений внутрішньою еквідистантою теоретичного профілю (див. рис. 1.1, *б, г, ж*). Плоский закритий (пазовий) кулачок має два практичні профілі, окреслені внутрішньою й зовнішньою еквідистантами теоретичного профілю (див. рис. 1.1, *д*).

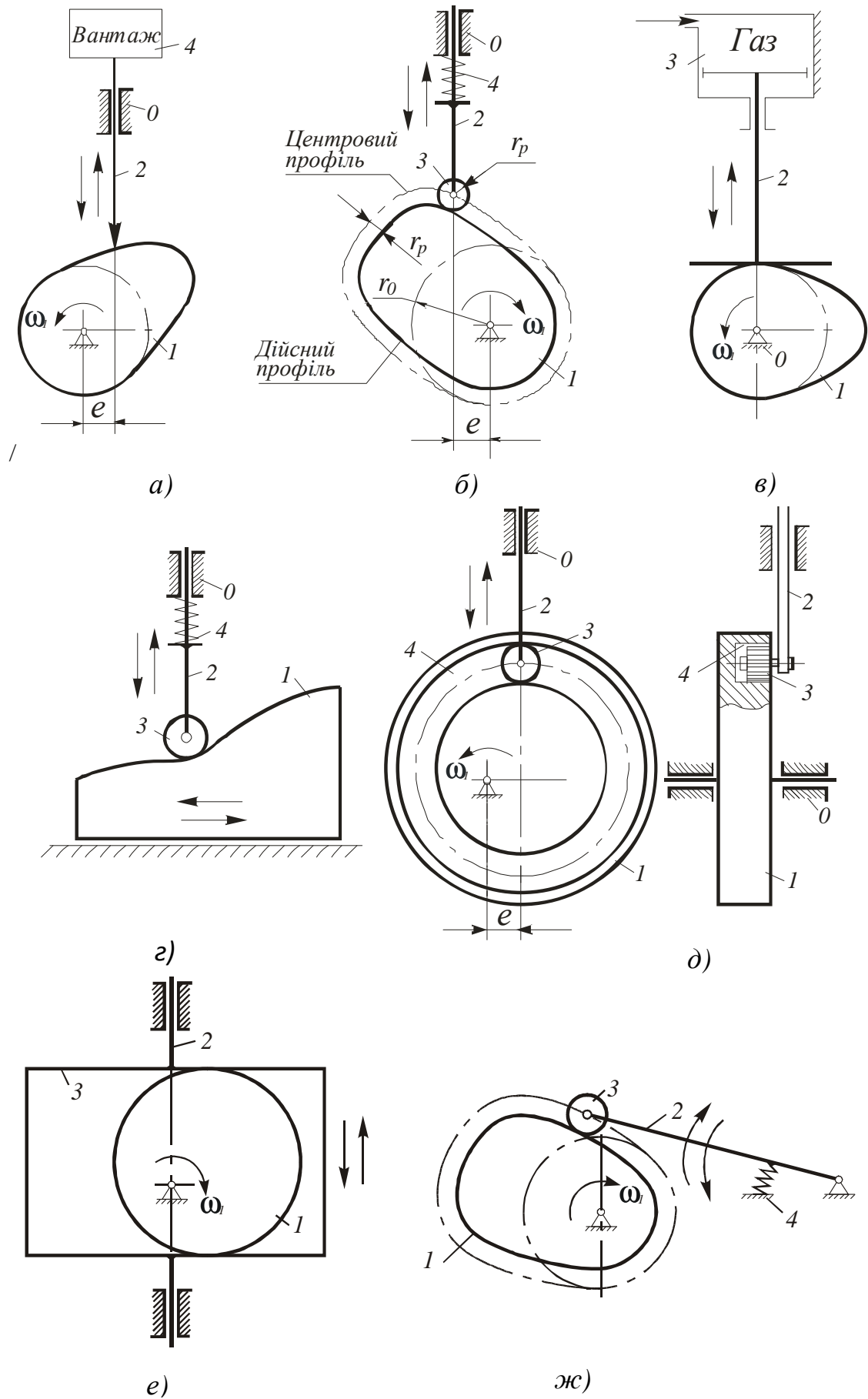


Рисунок 1.1 – Основні типи плоских кулачкових механізмів

2 ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ Й ВХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ

У курсовому проектуванні з дисциплін «Теорія механізмів і машин» й «Прикладна механіка» доводиться вирішувати завдання синтезу кулачкових механізмів. Під синтезом розуміють проектування кінематичної схеми механізму, що відповідає поставленим вимогам й, зокрема, заданим кінематичним характеристикам руху веденої ланки, якомога меншим габаритам механізму, динамічним вимогам, технологічним і конструктивним умовам.

Вирішення завдання синтезу кулачкового механізму включає такі етапи:

- вибір принципової схеми механізму;
- вибір закону руху веденої ланки;
- визначення основних розмірів, що характеризують габарити механізму;
- визначення координат центрального профілю кулачка;
- вибір розмірів ролика або тарілки веденої ланки;
- профілювання кулачка;
- розрахунок пружного елемента, що замикає вищу кінематичну пару.

Результати синтезу є основою для остаточного конструктивного й технологічного пропрацювання кулачкового вузла даної машини або приладу. Вхідними даними для проектування кулачкового механізму є такі:

- максимальний хід веденої ланки;
- фазові кути повороту кулачка або циклограма роботи механізму;
- закон руху кулачка;
- закон руху веденої ланки;
- допустимий кут тиску (або кут передачі руху);
- габарити механізму.

Кінематична схема механізму, величина ходу веденої ланки й фазові кути повороту кулачка визначаються вимогами технологічних операцій, що виконуються машиною у виробничому процесі.

Вибір тієї або іншої кінематичної схеми кулачкового механізму здійснюється, у першу чергу, з конструктивних міркувань (залежно від його призначення, умов роботи, розташування в проектованій машині) і у зв'язку з необхідністю відтворення необхідного закону руху веденої ланки.

Найбільше поширення одержали механізми з обертовим кулачком двох типів, схеми яких наведено на рисунку 2.1: із штовхачем, що поступально рухається (рис. 2.1, *а, в*), або з коромисловим штовхачем, що коливається (рис. 2.1, *б, г*), які, у свою чергу, можуть або мати ролик (див. рис. 2.1, *а, б*), або бути плоскими (див. рис. 2.1, *в, г*).

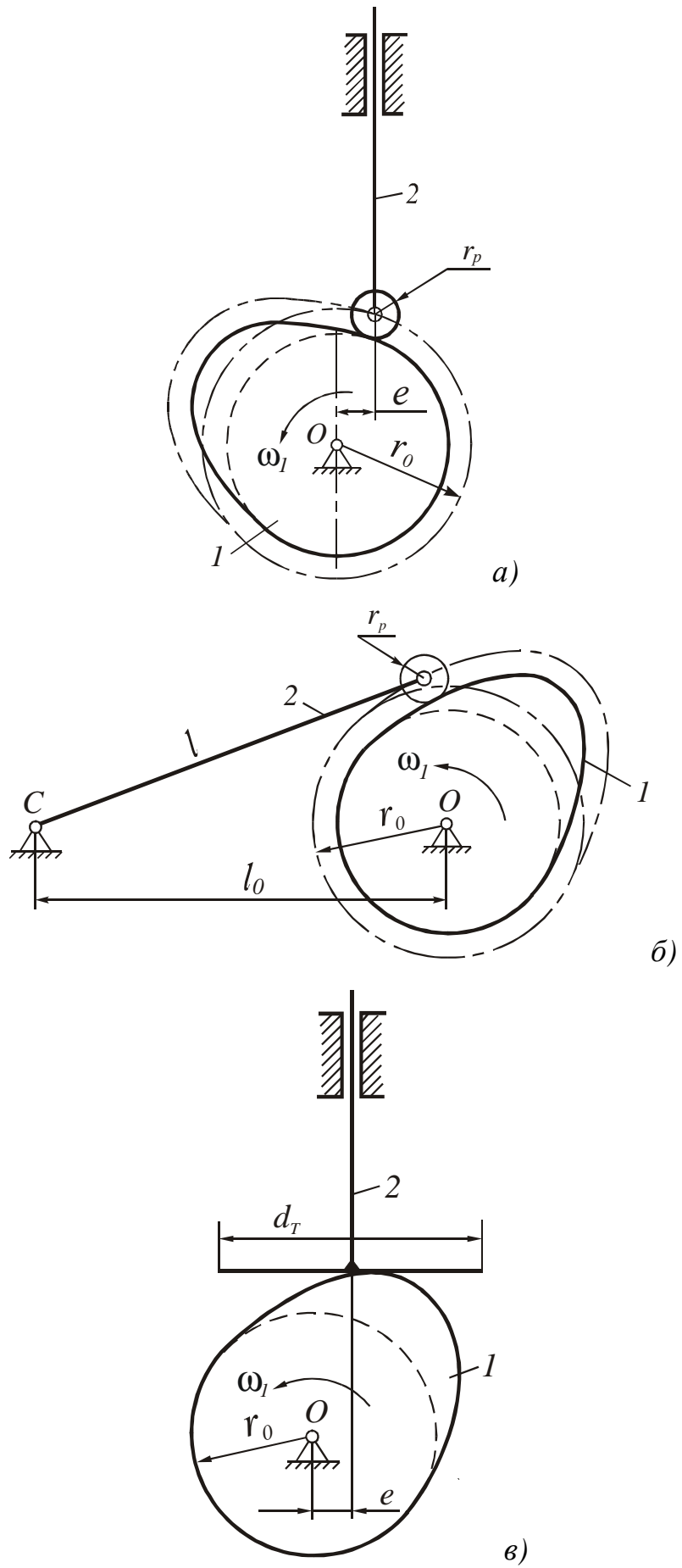


Рисунок 2.1 – Найпоширеніші типи плоских кулачкових механізмів

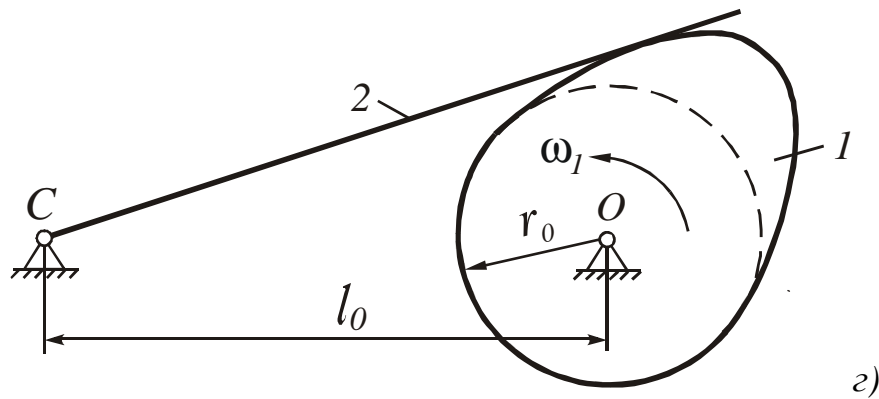


Рисунок 2.1, аркуш 2

Закон руху кулачка при обраній схемі механізму також визначається умовами роботи машини. У більшості випадків проектування допускається приймати закон рівномірного обертання кулачка із заданою кутовою швидкістю $\omega_1 = \text{const}$. Тому кінематичні характеристики веденої ланки можна задавати у вигляді функції узагальненої координати механізму, якою є кут повороту кулачка.

Величина лінійного h або кутового β ходу веденої ланки визначається, виходячи з конкретного цільового призначення механізму для реалізації того або іншого виду руху.

Побудову кінематичної циклової діаграми розглянемо на прикладі роботи механізму, зображеного на рисунку 2.2, *а*, враховуючи, що повний кінематичний цикл роботи кулачкового механізму, як правило, відбувається за один оберт кулачка.

Частина кінематичного циклу, що характеризується певним рухом веденої ланки, називається фазою циклу, а кут повороту кулачка за час будь-якої фази називається відповідним фазовим кутом кулачкового механізму. Ці кути мають такі позначки й назви:

$\varphi_в$ – кут віддалення; $\varphi_д$ – кут дальнього стояння;
 $\varphi_н$ – кут наближення; $\varphi_б$ – кут ближнього стояння (рис. 2.2, *б*).

На рисунку 2.2, *б* наведено діаграму $S = S(\varphi)$ переміщення штовхача 2, а на рисунку 2.2, *в* – циклограму роботи розглядуваного механізму, з яких видно, що сума фазових кутів, що відповідають віддаленню, дальньому стоянню, наближенню й ближньому стоянню штовхача, дорівнює 2π , тобто $\varphi_в + \varphi_д + \varphi_н + \varphi_б = 360^\circ$. Величини цих кутів визначаються при постановці завдання на проектування кулачкового механізму в процесі складання його циклограми, що є частиною повного технологічного циклу роботи машини, до складу якої входить цей кулачковий механізм. Складання взаємопов'язаної циклограми необхідне для забезпечення погодженості дій окремих механізмів технологічної машини в часі й у просторі.

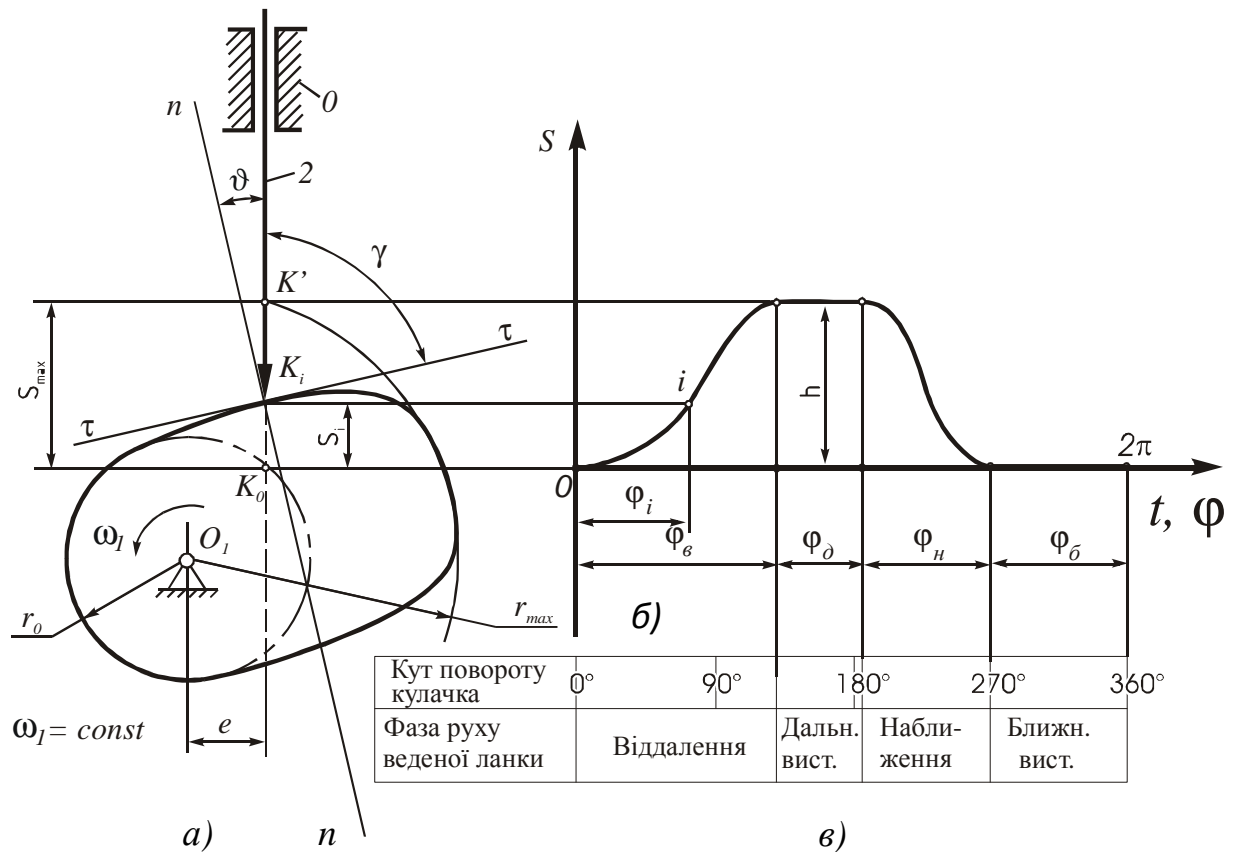


Рисунок 2.2 – Схема (а), кінематична (б) і циклова (в) діаграми кулачкового механізму

При побудові діаграми $S = S(\varphi)$ переміщення S штовхача 2 і кут повороту φ кулачка 1 відраховують від моменту початка фази віддалення (піднімання) штовхача, тобто від крайнього ближнього положення до центра O_1 обертання кулачка положення точки його контакту з кулачком – точки K_0 (див. рис. 2.2, а), що є точкою перетину лінії руху штовхача з колом радіуса r_0 , описаним із центра обертання кулачка. Параметр r_0 називається мінімальним радіусом-вектором профілю кулачка (або радіусом основної кулачкової шайби), на відміну від максимального радіуса-вектора профілю r_{max} , що визначає крайнє дальнє положення K' кінця штовхача. Відстань K_0K' визначає максимальне переміщення S_{max} або хід h штовхача.

З побудованої на рисунку 2.2, б діаграми руху штовхача видно, що функції його положення в різних фазах руху будуть мати такий вигляд:

- у фазі віддалення: $S_e = S_e(\varphi)$;
- у фазі дальнього стояння: $S_d = h = const$;
- у фазі наближення: $S_n = S_n(\varphi)$;
- у фазі ближнього стояння: $S_b = 0$.

Фазові кути кулачкового механізму φ_e , φ_d , φ_n й φ_b варто відрізнити від профільних кутів кулачка α_e , α_d , α_n й α_b . Ділянки профілю кулачка, у межах яких штовхач контактує з кулачком за час віддалення, дальнього стояння й т. д. називаються, відповідно, профілем віддалення, дальнього стояння й т. д., а центральні кути, що відповідають цим профілям, мають такі позначки й назви:

α_{δ} – кут профілю віддалення;
 α_{δ} – кут профілю дальнього стояння;
 α_{η} – кут профілю наближення;
 α_{σ} – кут профілю ближнього стояння,

причому $\alpha_{\delta} + \alpha_{\delta} + \alpha_{\eta} + \alpha_{\sigma} = 2\pi$.

У центральних (аксіальних) кулачкових механізмах (при $e = 0$), як видно з рисунка 2.3, а, фазові кути (кути повороту кулачка) збігаються з відповідними профільними кутами: $\alpha_{\delta} = \varphi_{\delta}$; $\alpha_{\delta} = \varphi_{\delta}$; $\alpha_{\eta} = \varphi_{\eta}$; $\alpha_{\sigma} = \varphi_{\sigma}$. Крім того, $h = r_{max} - r_0$.

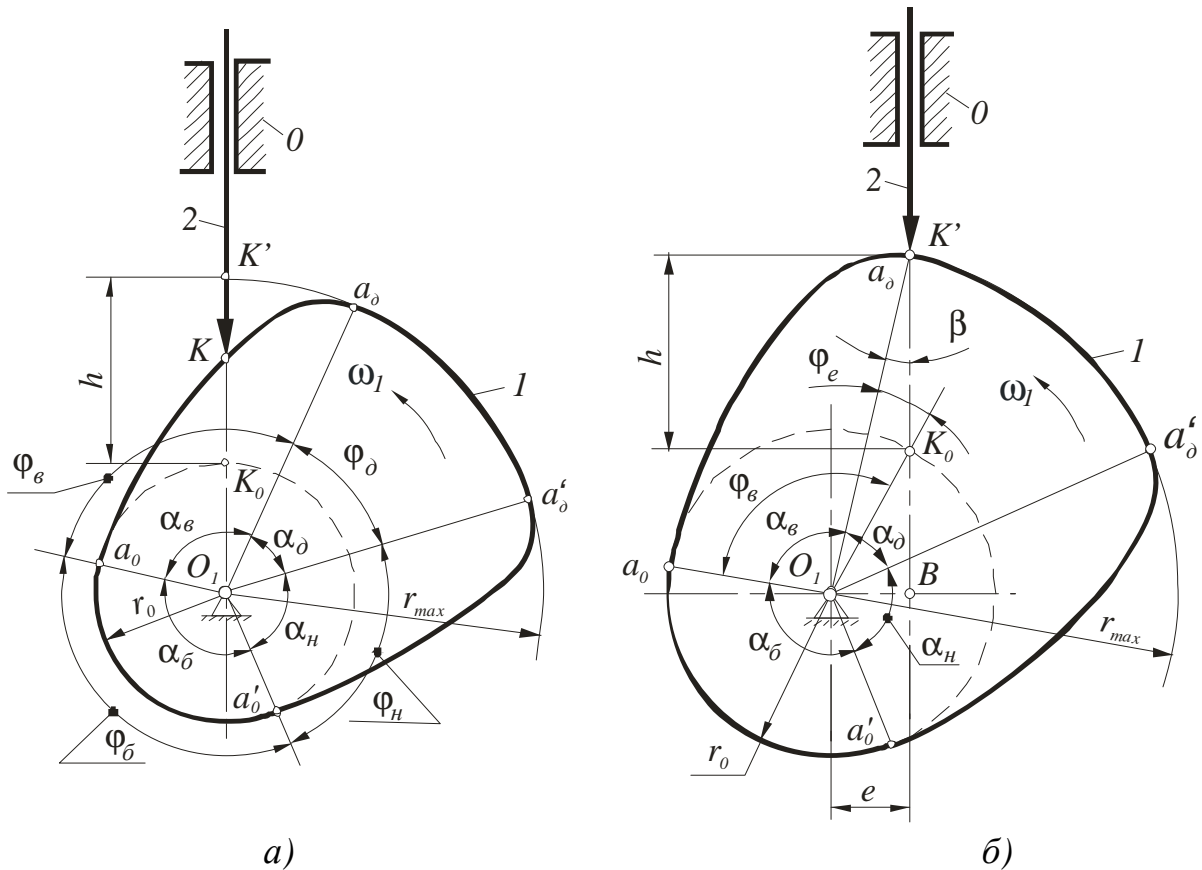


Рисунок 4 – Схеми центрального (а) і дезаксіального (б) кулачкових механізмів із загостреним штовхачем, що рухається поступально

У дезаксіальних кулачкових механізмах (при $e \neq 0$), як видно з рисунка 2.3, б, доки вістря штовхача 2 контактує з ділянкою профілю a_0a_{δ} і переміщується з крайнього ближнього положення K_0 у крайнє дальнє положення K' , кулачок повертається на кут $\angle a_0O_1K_0 = \varphi_{\delta}$, що не збігається з кутом α_{δ} профілю кулачка, причому

$$\varphi_{\delta} = \alpha_{\delta} + \varphi_e,$$

де $\varphi_e = \angle K_0O_1K'$ – кут, обумовлений ексцентриситетом e . У цьому разі $\varphi_{\delta} > \alpha_{\delta}$.

При подальшому повороті кулачка під вістрям штовхача проходить дуга $a_0a'_0$ радіуса r_{max} , і штовхач залишається в спокої в крайньому дальньому положенні, причому $\varphi_0 = \alpha_0$. У період наближення вістря штовхача контактує з ділянкою профілю $a_0a'_0$. За аналогією з попереднім

$$\varphi_n = \alpha_n - \varphi_e,$$

тобто в цьому разі $\varphi_n < \alpha_n$.

При подальшому обертанні кулачка вістря штовхача ковзає по дузі $a_0'a_0$ постійного радіуса r_0 , і штовхач залишається в спокої в крайньому ближньому положенні, причому $\varphi_0 = \alpha_0$. Таким чином, для будь-якої схеми механізму $\varphi_0 = \alpha_0$, $\varphi_0 = \alpha_0$ й $\varphi_0 + \varphi_n = \alpha_0 + \alpha_n$. Позначивши $\angle O_1K'K_0 = \beta$ (див. рис. 2.3, б), з $\Delta K_0O_1K'$ за теоремою синусів маємо:

$$\frac{\sin \varphi_e}{\sin \beta} = \frac{h}{r_0}, \text{ де } \sin \beta = \frac{O_1B}{O_1K'} = \frac{e}{r_{max}}.$$

Отже,

$$\sin \varphi_e = \frac{eh}{r_0 r_{max}}, \text{ і тоді } \varphi_e = \arcsin \frac{eh}{r_0 r_{max}}.$$

За відомим кутом φ_e з $\Delta K_0O_1K'$ можна визначити хід штовхача:

$$h = \sqrt{r_0^2 + r_{max}^2 - 2r_0 r_{max} \cos \varphi_e}.$$

У кулачкових механізмах рух ведених ланок повинен повністю визначатися профілем кулачка. Для виконання цієї вимоги необхідно забезпечити постійний контакт штовхача й кулачка, щоб він не порушувався в процесі руху. Тому при проектуванні кулачкового механізму потрібно передбачити спеціальне замикання вищої кінематичної пари «кулачок – штовхач».

Якщо в завданні характер замикання не обумовлений, то необхідно самостійно прийняти один із найпоширеніших способів: або силове замикання, що здійснюється за допомогою пружини або вантажу, або геометричне – виготовленням пазового кулачка або спеціальною конструкцією штовхача (див. рис. 1.1, д, е).

Основні розміри кулачкового механізму (r_0 , e тощо) звичайно визначають із умов одержання механізму з найменшими габаритами. Головним завданням цього етапу проектування є аналітичне або графічне визначення основних розмірів механізму на основі виконання деяких заданих обмежень (додаткових умов синтезу), з яких, у першу чергу, слід зазначити обмеження за кутом тиску ϑ на ведену ланку або кутом передавання руху γ (див. рис. 2.2, а), які пов'язані між собою співвідношенням

$$\vartheta + \gamma = 90^\circ.$$

Для виключення явища заклинювання кулачкового механізму необхідно, щоб у процесі його роботи поточні значення кутів тиску ϑ_i або передавання руху γ_i перебували в допустимих межах, тобто виконувалися нерівності:

$$\vartheta_i \leq \vartheta_{дон} \text{ або } \gamma_i \geq \gamma_{дон}, \quad (2.2)$$

де $\vartheta_{дон} = \vartheta_{max} = 30^\circ$ або $\gamma_{дон} = \gamma_{min} = 60^\circ$ – для механізмів із штовхачем, що рухається поступально;

$\vartheta_{дон} = \gamma_{дон} = 45^\circ$ – для механізмів із коромисловим штовхачем.

При виборі основних розмірів кулачкового механізму бажано одержати його найменші габарити, високий коефіцієнт корисної дії (ККД), оптимальний радіус ролика або діаметр плоскої тарілки, високу міцність і надійність роботи механізму тощо.

3 ВИБІР ЗАКОНІВ РУХУ ВЕДЕНОЇ ЛАНКИ

Вибір законів руху веденої ланки є одним з основних етапів у проектуванні кулачкового механізму. Під законом руху розуміється залежність $S = S(t)$ або $\beta = \beta(t)$ між переміщенням веденої ланки й часом (див. рис. 2.1, а, б). При $\omega_1 = const$ ця залежність може бути також у вигляді функції кута повороту кулачка $S = S(\varphi)$ або $\beta = \beta(\varphi)$ (див. рис. 2.2, б).

При виборі закону руху необхідно, щоб цей закон, насамперед, задовольняв вимогам того технологічного процесу, для виконання якого проектується кулачковий механізм. Основними характеристиками, що впливають на вибір закону руху веденої ланки й визначення основних розмірів ланок механізму, є такі:

- максимальна швидкість веденої ланки;
- її максимальне прискорення;
- коефіцієнт динамічності навантаження;
- коефіцієнт жорсткості замикальної пружини;
- кут тиску;
- максимальний тиск кулачка на ведену ланку;
- максимальний обертальний момент на валу кулачка;
- максимальний ККД механізму;
- мінімальний радіус кривини профілю кулачка.

Виходячи з аналізу виразів (2.1), закони руху потрібно вибирати тільки для фаз віддалення й наближення, причому в межах кожної з фаз залежність переміщення веденої ланки від кута повороту кулачка може вибиратися різною, відповідно до додаткових умов синтезу.

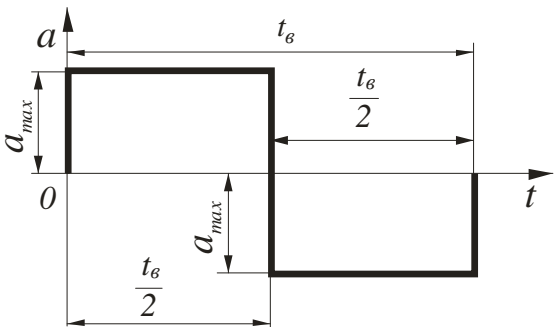
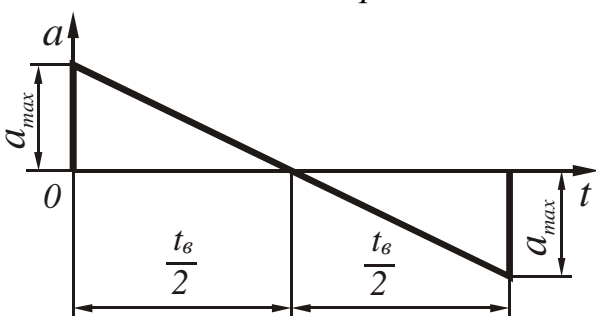
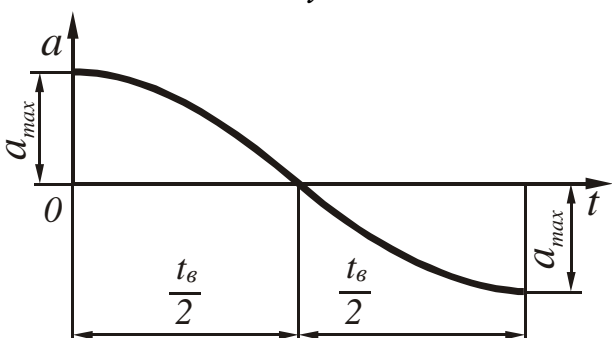
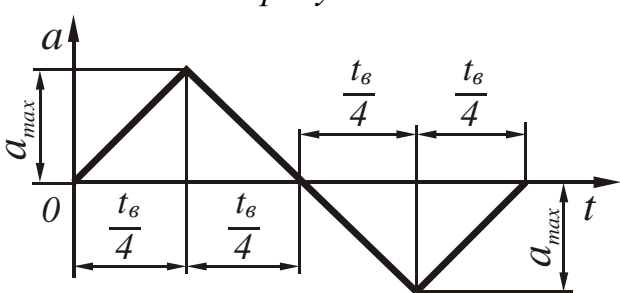
Закони руху, що задовольняють одним й тим самим граничним умовам, порівнюють за допомогою безрозмірних коефіцієнтів, що виражають кінематичні й динамічні характеристики механізму. Наприклад, якщо для закону руху штовхача кулачкового механізму $S = S(t)$ задано граничні умови: на початку фази віддалення $t = 0$ й $S = 0$, наприкінці фази $t = t_g$ й $S = h$, то величини максимальних швидкостей V_{max} і прискорень a_{max} штовхача характеризуються безрозмірними коефіцієнтами:

$$X_v = \frac{V_{max}}{h/t_g}, \quad X_a = \frac{a_{max}}{h/t_g^2}.$$

Значення цих коефіцієнтів для деяких найпоширеніших законів руху веденої ланки наведено в таблиці 3.1.

- Усі закони руху ведених ланок можна розділити на три основні групи:
- закони руху, що викликають жорсткі удари;
 - закони руху, що викликають м'які удари (див. табл. 3.1, пп. 1, 2, 3);
 - закони руху без ударів (див. табл. 3.1, пп. 4, 5).

Таблиця 3.1 – Приклади законів руху веденої ланки

№ з/п	Назва закону й вид діаграми прискорень	X_a	X_V	Кількість м'яких ударів за час віддалення t_e
1	2	3	4	5
1	<p><i>Параболічний</i></p> 	4	2	3
2	<p><i>Похила пряма</i></p> 	6	1,5	2
3	<p><i>Косинусоїдний</i></p> 	4,9 3	1,5 7	2
4	<p><i>Трикутний</i></p> 	8	2	0

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5
5	<p style="text-align: center;">Синусоїдний</p>	6,28	2	0

Про характер закону руху можна судити за діаграмами кінематичних характеристик веденої ланки. Наприклад, якщо діаграма швидкості має точки розриву (рис. 3.1, а), то в місці стрибкоподібної зміни швидкості прискорення теоретично досягає нескінченності, нескінченно великими повинні бути й динамічні навантаження. Таке явище називається жорстким ударом. Удару піддається й кулачок, й штовхач. Однак унаслідок пружності ланок на практиці нескінченно велике динамічне навантаження не відбувається, але величина його виявляється все ж таки дуже значною. Тому закони руху штовхача, при яких одержуються жорсткі удари, можна застосовувати тільки в тихохідних механізмах.

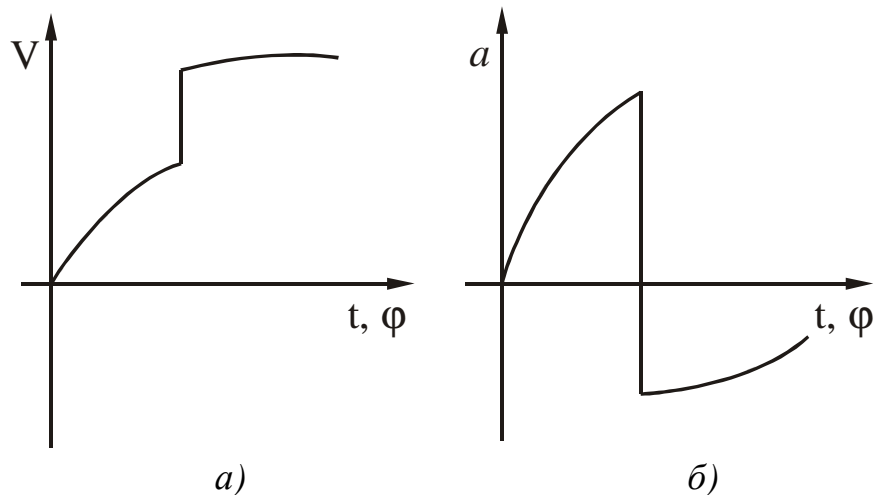


Рисунок 3.1 – Діаграми кінематичних характеристик руху веденої ланки із жорстким (а) і м'яким (б) ударами

При стрибкоподібній кінцевій зміні діаграми прискорень штовхача (рис. 3.1, б) спостерігається м'який удар, що відбувається через різку зміну динамічних навантажень, що викликають пружні коливання. У разі м'якого удару при силовому розрахунку кулачкового механізму потрібно величину сили, що діє в момент м'якого удару, помножити на коефіцієнт динамічно-

сті, величину якого приймають такою, що дорівнює 2 при стрибкоподібній зміні прискорення без зміни його напрямку, і такою, що дорівнює 3, коли прискорення змінює свій напрямок.

При плавному змінненні діаграм швидкостей і прискорень веденої ланки та за умови, що швидкості й прискорення її на початку й наприкінці руху дорівнюють нулю, динамічні навантаження виявляються мізерно малими, і коефіцієнт динамічності в цьому разі можна приймати таким, що дорівнює 1.

Закон руху веденої ланки є вхідним при профілюванні кулачка. Він впливає не тільки на технологічну операцію, що виконується, але й на динаміку кулачкового механізму. Теоретично кулачковий механізм може здійснити будь-який закон руху веденої ланки, але на практиці в основному використовуються такі закони руху, які забезпечують більш просту технологію виготовлення кулачка й задовольняють поставленим до механізму кінематичним і динамічним вимогам.

Головними з них є:

– відповідність характеру руху веденої ланки робочому процесу машини, для виконання якого проектується кулачковий механізм;

– відсутність жорсткого удару, забезпечення плавності роботи механізму, при якій обмежуються величини сил інерції, що виникають.

З огляду на останню обставину, для реалізації заданого режиму роботи кулачкового механізму, як правило, ставляться певні вимоги до закону зміни прискорення веденої ланки (або аналога прискорення). Тому закон руху веденої ланки найчастіше задається у вигляді функції прискорення або його аналога в аналітичній формі чи у вигляді графіка (див. табл. 3.1).

4 РОЗРАХУНОК ЗАКОНІВ І ПОБУДОВА ДІАГРАМ РУХУ ШТОВХАЧА

Для побудови профілю кулачка необхідно мати функцію положення веденої ланки у вигляді: $S = S(\varphi)$ – при поступальному русі штовхача або $\beta = \beta(\varphi)$ – при обертовому русі коромисла.

Швидкість і прискорення веденої ланки при кутовій швидкості кулачка $\omega_1 = const$ можна визначити за такими формулами:

для схем рисунка 1.1, *a, б, в, д, е*:

$$V = \frac{dS}{dt} = \omega_1 \frac{dS}{d\varphi}; \quad a = \frac{d^2S}{dt^2} = \omega_1^2 \frac{d^2S}{d\varphi^2}; \quad (4.1)$$

для схеми рисунка 1.1, *ж*:

$$\omega = \frac{d\beta}{dt} = \omega_1 \frac{d\beta}{d\varphi}; \quad \varepsilon = \frac{d^2\beta}{dt^2} = \omega_1^2 \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}. \quad (4.2)$$

З формул (4.1) і (4.2) видно, що швидкість штовхача пропорційна першій похідній від його переміщення за кутом повороту кулачка ($\frac{dS}{d\varphi}$ або $\frac{d\beta}{d\varphi}$), а прискорення – другій похідній ($\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ або $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$), які в курсі теорії механізмів і машин прийнято називати, відповідно, аналогом швидкості й аналогом прискорення штовхача.

Як вже відзначалося, у якості закону руху веденої ланки звичайно задається закон зміни аналога її прискорення. Шляхом аналітичного або графічного інтегрування заданого закону послідовно визначаються закони зміни аналога швидкості й переміщення штовхача. Хід розв'язання цієї задачі розглянемо на прикладі: нехай закон зміни прискорення штовхача, що поступально рухається, на фазах віддалення й наближення заданий у вигляді синусоїди (див. табл. 3.1, п. 5) з періодом T , що дорівнює часу віддалення t_e або наближення t_n штовхача:

$$a = A \sin \frac{2\pi}{T} t. \quad (4.3)$$

Виконаємо розрахунок для фази віддалення ($T = t_e$). Якщо S , V і a виражати у функції кута φ повороту кулачка, то, враховуючи, що $t = \frac{\varphi}{\omega}$ і $\omega_1 t_e = \varphi_e$, з формул (4.1) і (4.3) маємо:

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{a}{\omega_1^2} = A_e \sin \frac{2\pi}{\varphi_e} \varphi. \quad (4.4)$$

Послідовно інтегруючи, одержимо:

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{V}{\omega_1} = -A_\epsilon \frac{\varphi_\epsilon}{2\pi} \cos \frac{2\pi}{\varphi_\epsilon} \varphi + C_1; \quad (4.5)$$

$$S = -A_\epsilon \frac{\varphi_\epsilon^2}{4\pi^2} \sin \frac{2\pi}{\varphi_\epsilon} \varphi + C_1 \varphi + C_2. \quad (4.6)$$

Постійні інтегрування C_1 і C_2 визначаємо з початкових умов. При зміні кута φ у межах $0 < \varphi < \varphi_\epsilon$ початковими умовами будуть такі: при $\varphi = 0$ $V = 0$ ($\frac{dS}{d\varphi} = 0$) і $S = 0$. Ці умови при підставлянні їх у формули (4.5) і (4.6) дають:

$$C_1 = A_\epsilon \frac{\varphi_\epsilon}{2\pi}; \quad C_2 = 0.$$

Підставляючи знайдені значення C_1 і C_2 до формул (4.5) і (4.6), одержимо:

$$\frac{dS}{d\varphi} = A_\epsilon \frac{\varphi_\epsilon}{2\pi} (1 - \cos \frac{2\pi}{\varphi_\epsilon} \varphi); \quad (4.7)$$

$$S = A_\epsilon \frac{\varphi_\epsilon^2}{2\pi} \left(\frac{\varphi}{\varphi_\epsilon} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\varphi_\epsilon} \varphi \right). \quad (4.8)$$

Оскільки прискорення, швидкість і переміщення веденої ланки в межах кута φ_ϵ є безперервними функціями, то невідому амплітуду A_ϵ аналога прискорення визначаємо з таких кінцевих умов: при $\varphi = \varphi_\epsilon$, $S = h$.

Підставляючи ці умови до формули (10), маємо:

$$h = \frac{A_\epsilon \varphi_\epsilon^2}{2\pi}, \text{ звідки } A_\epsilon = \frac{2\pi h}{\varphi_\epsilon^2}.$$

Підставивши отриманий для A_ϵ вираз до формул (4.4), (4.7) і (4.8), остаточно одержимо:

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \frac{2\pi h}{\varphi_\epsilon^2} \sin \frac{2\pi}{\varphi_\epsilon} \varphi; \quad (4.9)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{h}{\varphi_\epsilon} (1 - \cos \frac{2\pi}{\varphi_\epsilon} \varphi); \quad (4.10)$$

$$S = h \left(\frac{\varphi}{\varphi_\epsilon} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\varphi_\epsilon} \varphi \right). \quad (4.11)$$

Для фази наближення у разі синусоїдного закону руху веденої ланки можна використати ці самі рівняння, роблячи відлік кута φ_n від кінця фази у від'ємному (зворотному) напрямку осі абсцис.

Підставляючи до знайдених рівнянь (4.9), (4.10) і (4.11) поточні значення кута повороту кулачка, можна обчислити значення переміщень, аналогів швидкостей і прискорень штовхача. Для спрощення обчислень при розрахунку діаграм руху штовхача доцільно фазові кути віддалення й наближення ділити на однакову кількість рівних інтервалів.

Рівняння (4.10) і (4.11) показують, що швидкість веденої ланки $V = \omega_1 \frac{dS}{d\varphi}$ і прискорення $a = \omega_1^2 \frac{d^2S}{d\varphi^2}$ залежать не тільки від ходу h , але й від фазових кутів φ_s і φ_n : швидкість обернено пропорційна φ_s (φ_n), а прискорення обернено пропорційно φ_s^2 (φ_n^2). Це потрібно мати на увазі при виборі величин фазових кутів φ_s й φ_n .

При побудові профілів кулачків кожену з функцій (4.9), (4.10) і (4.11) також можна одержати, використовуючи графічні методи. Побудова цих функцій для розглянутого синусоїдного закону загальновідома й показана на рисунку 4.1. Для інших найбільш часто використовуваних законів руху штовхача побудову аналогічних функцій наведено в додатку А. Там же наведено формули для обчислення кінематичних параметрів і їхніх екстремальних значень.

Якщо аналог прискорення штовхача не може бути поданий аналітичним виразом, а заданий графічно, то для нього необхідно застосувати метод графічного інтегрування, сутність якого полягає в такому. Фазу руху, для якої ведеться інтегрування, розбивають на малі ділянки (кроки): $\Delta\varphi_1$, $\Delta\varphi_2$ і т. д. (див. додаток А). Отримані трикутники або криволінійні трапеції замінюють рівновеликими їм по площах прямокутниками, основи яких продовжують до перетину з віссю ординат. На продовженні осі абсцис $O\varphi$ на відстані H_1 (звичайно 40...60 мм) ліворуч від початку координат вибирають полюс p і з нього проводять промені в усі зазначені точки перетину на осі ординат. Потім паралельно кожному з цих променів в інтервалах відповідних ділянок $\Delta\varphi_1$, $\Delta\varphi_2$ і т. д., отриманих на осі абсцис діаграми аналога швидкості, послідовно проводять відрізки.

З'єднуючи кінці цих відрізків (вузлові точки) плавною кривою, одержують першу інтегральну криву, що представляє собою діаграму аналога швидкості. Таким самим способом за діаграмою аналога швидкості будують другу інтегральну криву – діаграму переміщень.

Масштабні коефіцієнти отриманих діаграм визначають із рівностей:

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} \mu_{\varphi} H_1; \quad (4.12)$$

$$\mu_S = \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} \mu_{\varphi} H_2, \quad (4.13)$$

де H_1 і H_2 – полюсні відстані;

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{L_\varphi} \quad (L_\varphi - \text{відрізок осі } 0\varphi, \text{ що зображує поворот кулачка на кут } 2\pi).$$

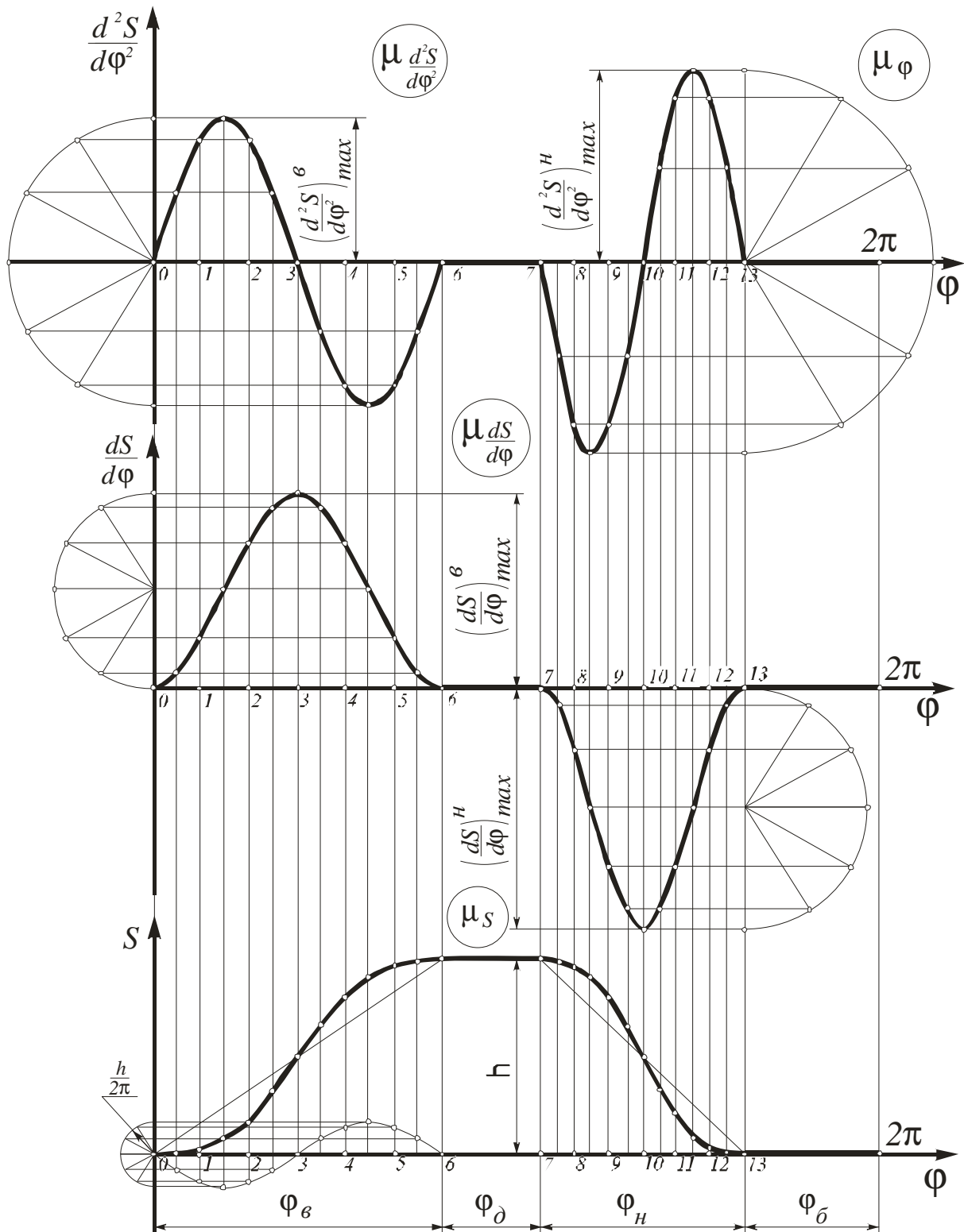


Рисунок 4.1 – Діаграми руху штовхача

Часто виявляється більш зручним заздалегідь задаватися значеннями всіх зазначених масштабних коефіцієнтів, тоді полюсні відстані H_1 і H_2 розраховуються з рівностей (4.12) і (4.13). Так, наприклад, якщо будувати всі три діаграми руху штовхача в одному масштабі, то при $\mu_S = \mu \frac{dS}{d\varphi} = \mu \frac{d^2S}{d\varphi^2}$

виявляється, що

$$H_1 = H_2 = \frac{1}{\mu_\varphi}.$$

Знаючи зазначені масштабні коефіцієнти, легко одержати масштаби часу, швидкості й прискорення штовхача:

$$\begin{aligned}\mu_t &= \frac{\mu_\varphi}{\omega_1}; \\ \mu_v &= \omega_1 \mu \frac{dS}{d\varphi}; \\ \mu_a &= \omega_1^2 \mu \frac{d^2S}{d\varphi^2}.\end{aligned}$$

Ці співвідношення свідчать про те, що крива, яка зображує зміну аналога прискорення, у той же час є й кривою прискорення штовхача, тільки при різних масштабних коефіцієнтах. Це саме зауваження стосується діаграм аналога швидкості й швидкості штовхача.

5 ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО РАДІУСА-ВЕКТОРА ПРОФІЛЮ КУЛАЧКА

Розглянемо визначення мінімального радіуса-вектора r_0 профілю кулачка для схем плоских кулачкових механізмів, які найбільше використовуються. Почнемо з докладного розгляду кулачкового механізму з роликовим штовхачем, що поступально рухається (див. рис. 1.1, б, д).

5.1 Кулачковий механізм із роликовим штовхачем, що поступально рухається

У більшості випадків мінімальний радіус-вектор r_0 центрального профілю кулачка знаходять із умови незаклинювання, яка для розглянутого кулачкового механізму полягає в такому. Якщо зневажити тертям ролика об кулачок, то рушійна сила \bar{N} (рис. 5.1), що діє з боку кулачка на штовхач, спрямована по загальній нормалі $n-n$ до спряжених профілів кулачка й ролика, проведеної через точку їх контакту K .

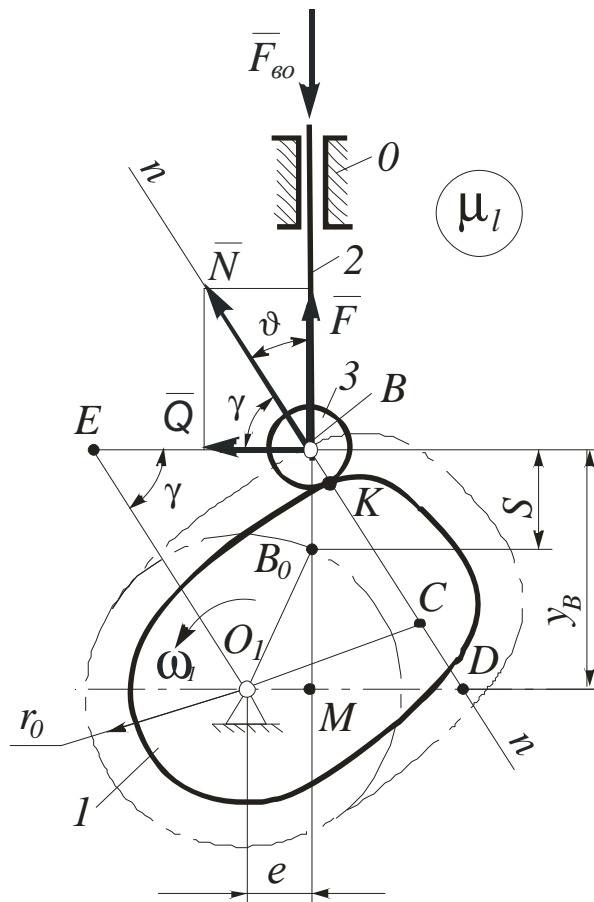


Рисунок 5.1 – Кути тиску й передавання руху в кулачковому механізмі

На рисунку 5.1 прийнято такі позначки: D – точка перетину нормалі $n-n$ з перпендикуляром до осі штовхача, проведеним із центра обертання кулачка O_1 ; M – точка перетину цього перпендикуляра з продовженням осі штовхача; B_0 – ближнє до осі O_1 положення центра ролика B ; $(B_0B) = S$ – переміщення штовхача; y_B – координата центра ролика в розглянутому положенні кулачкового механізму.

Гострий кут між напрямком рушійної сили, що діє на вхідну ланку механізму, й напрямком швидкості точки її прикладення, називають кутом тиску ϑ . Кут, що доповнює ϑ до 90° , називають кутом передавання руху γ . Для розглянутого кулачкового механізму кутом тиску ϑ буде гострий кут між напрямком сили \bar{N} і віссю штовхача, а кутом передавання руху γ – гострий кут між напрямком сили \bar{N} і перпендикуляром до осі штовхача, проведеним через центр ролика.

Силу \bar{N} розкладемо на дві складові: \bar{F} , спрямовану вздовж осі штовхача, і \bar{Q} , перпендикулярну до осі штовхача.

Тоді

$$F = N \cos \vartheta;$$

$$Q = N \sin \vartheta.$$

Корисною є складова \bar{F} , що безпосередньо переміщує штовхач, а також переборює його силу ваги й силу виробничого опору, що діє на нього, $\bar{F}_{\text{во}}$. Складова \bar{Q} є шкідливою, вона викликає перекіс і притиснення штовхача до його нерухомої напрямної (рис. 5.2), у результаті чого різко зростає сила тертя \bar{F}_T , що діє з боку напрямної на штовхач і перешкоджає його руху. Зі збільшенням кута ϑ і зменшенням кута γ зменшується корисна складова \bar{F} і збільшується шкідлива \bar{Q} .

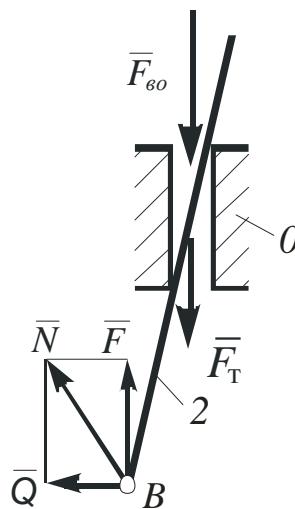


Рисунок 5.2 – Схема сил, що діють на штовхач

При $\vartheta > \vartheta_{don}$ ($\gamma < \gamma_{don}$) корисна складова, навіть за відсутності сили виробничого опору $\overline{F}_{во}$, не може перебороти силу тертя \overline{F}_T в опорі штовхача. При збільшенні ж сили \overline{N} пропорційно збільшуються її складові \overline{F} й \overline{Q} , а отже, ніяка по величині сила \overline{N} не зможе перемістити штовхач – механізм заклинить.

ϑ_{don} й γ_{don} – гранично допустимі за умови незаклинювання значення кута тиску й кута передавання руху, що залежать від коефіцієнта тертя в поступальній парі «штовхач – нерухома напрямна».

Щоб кулачковий механізм не заклинило, необхідне в усіх його положеннях виконання умови незаклинювання (2.2).

Для розглянутого кулачкового механізму побудуємо замінний механізм. Із цією метою вищу кінематичну пару IV класу «кулачок – ролик» замінимо умовною ланкою 3, що входить у дві обертальні пари V класу, центри яких помістимо в центрах кривини ролика (точка B) і профілю кулачка (точка C) для всіх точок їх контакту (див. рис. 5.1). Замінним буде кривошипно-повзунковий механізм, показаний на рисунку 5.3, *a*. Для замінного механізму побудуємо план швидкостей (рис. 5.3, *б*), використовуючи векторне рівняння, що зв'язує швидкості точок B і C :

$$\overline{V_B} = \overline{V_C} + \overline{V_{BC}}$$

$\parallel y-y \quad \perp O_1C \quad \perp BC$

або у відрізках плану швидкостей:

$$\overline{pb} = \overline{pc} + \overline{cb},$$

$\parallel y-y \quad \perp O_1C \quad \perp BC$

де $V_C = \omega_1 l_{O_1C}$; $(pc) = \frac{V_C}{\mu_V}$; $V_B = (pb)\mu_V$.

Трикутники pcb й O_1CD (див. рис. 5.1 і 5.3) подібні як трикутники, що мають взаємно перпендикулярні сторони, отже

$$\frac{(O_1D)}{(O_1C)} = \frac{(pb)}{(pc)},$$

де (O_1D) і (O_1C) – відрізки схеми механізму, що має масштабний коефіцієнт μ ;

(pb) і (pc) – відрізки плану швидкостей з масштабним коефіцієнтом μ_V .

$$(O_1D) = (O_1C) \frac{(pb)}{(pc)} = \frac{l_{O_1C}}{\mu_l} \frac{V_B/\mu_V}{V_C/\mu_V} = \frac{l}{\mu_l} \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right), \text{ оскільки } \frac{V_C}{l_{O_1C}} = \omega_1.$$

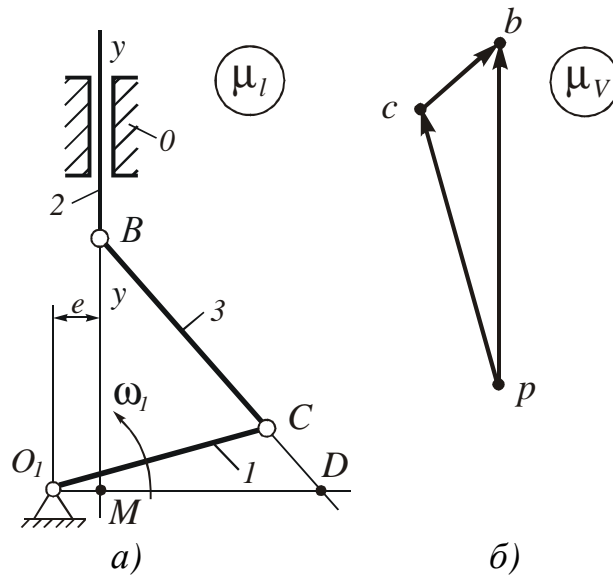


Рисунок 5.3 – Схема (а) й план швидкостей (б) змінного механізму

Враховуючи, що $\frac{V_B}{\omega_1} = \frac{dS}{d\varphi}$ – аналог швидкості штовхача в розглянутому положенні кулачкового механізму, маємо

$$(O_1D) = \frac{1}{\mu_l} \left(\frac{dS}{d\varphi} \right),$$

тобто відрізок (O_1D) у масштабі μ_l схеми (див. рис. 5.1) зображує аналог швидкості штовхача в розглянутому положенні механізму, де $\angle MBD = \vartheta$, $\angle BDM = \gamma$.

Із вищевикладеного випливає, що якщо на прямій, яка проходить через точку B і перпендикулярна осі штовхача, відкласти відрізок $(BE) = \frac{1}{\mu_l} \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)$ і точку E з'єднати з центром обертання кулачка O_1 , то кут між відрізками (BE) і (EO_1) буде дорівнювати куту передавання руху в цьому положенні механізму. Відрізок (BE) від точки B варто відкласти у бік поверненого на 90° за напрямком ω_1 вектора швидкості штовхача на відповідній фазі (віддалення або наближення). З рисунка 5.1 видно, що

$$(O_1D) = (O_1M) + (MD) = (O_1M) + (MB)tg\vartheta,$$

або

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{e}{\mu_l} + \frac{y_B tg\vartheta}{\mu_l},$$

де з ΔO_1B_0M $y_B = S + \sqrt{r_0^2 - e^2}$.

Тоді

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{\frac{dS}{d\varphi} - e}{S + \sqrt{r_0^2 - e^2}}. \quad (4.14)$$

З формули (4.14) випливає, що за інших рівних умов ексцентриситет e впливає на величину кута тиску. Домовившись вважати ексцентриситет додатним у тому разі, якщо вісь штовхача щодо центра обертання кулачка зміщена у бік його обертання, можна відзначити, що від'ємний ексцентриситет зменшує кут тиску, а додатний – збільшує. Тому якщо за конструктивними міркуваннями необхідно ввести зміщення, то бажано приймати його від'ємним, як, наприклад, на рисунку 5.1.

Формула (4.14) показує, що чим менший радіус-вектор основної кулачкової шайби r_0 й, отже, менші габарити кулачка, тим більший кут тиску ϑ . Тому значення r_0 потрібно вибирати так, щоб у будь-якому положенні кулачкового механізму виконувалася умова незаклинювання (2.2).

Таким чином, якщо задано закон руху штовхача й допустимий кут тиску, то, користуючись залежністю (4.14), можна визначити мінімальний радіус-вектор r_0 центрального профілю кулачка й зміщення (ексцентриситет) e . Замість складних аналітичних розрахунків розроблено графічні прийоми визначення r_0 і e , які й розглянемо більш докладно.

Для кулачкових механізмів із геометричним замиканням (див. рис 1.1, δ), у яких кулачок є вхідною ланкою як у фазі віддалення, так і у фазі наближення, значення r_0 і e можуть бути знайдені графічно таким способом (рис. 5.4, a).

1 Використовуючи вже побудовані в якомусь (краще в одному) масштабі діаграми руху штовхача $S = f(\varphi)$ і $\frac{dS}{d\varphi} = f'(\varphi)$, шляхом виключення

з них параметра φ , будемо для фаз віддалення й наближення графік залежності $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$ при масштабних коефіцієнтах $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \mu_S$. Для цього про-

водимо осі координат: вісь S – паралельно осі штовхача у бік його переміщення у фазі віддалення (вертикально нагору), а додатний напрямок осі $\frac{dS}{d\varphi}$ одержуємо шляхом повороту осі S на 90° у бік обертання кулачка.

Потім по осі S від початку координат B_0 відкладаємо переміщення штовхача, відповідно до побудованого графіка $S = f(\varphi)$, у вигляді відрізків

$$(B_0B_i) = \frac{S_i}{\mu_S}.$$

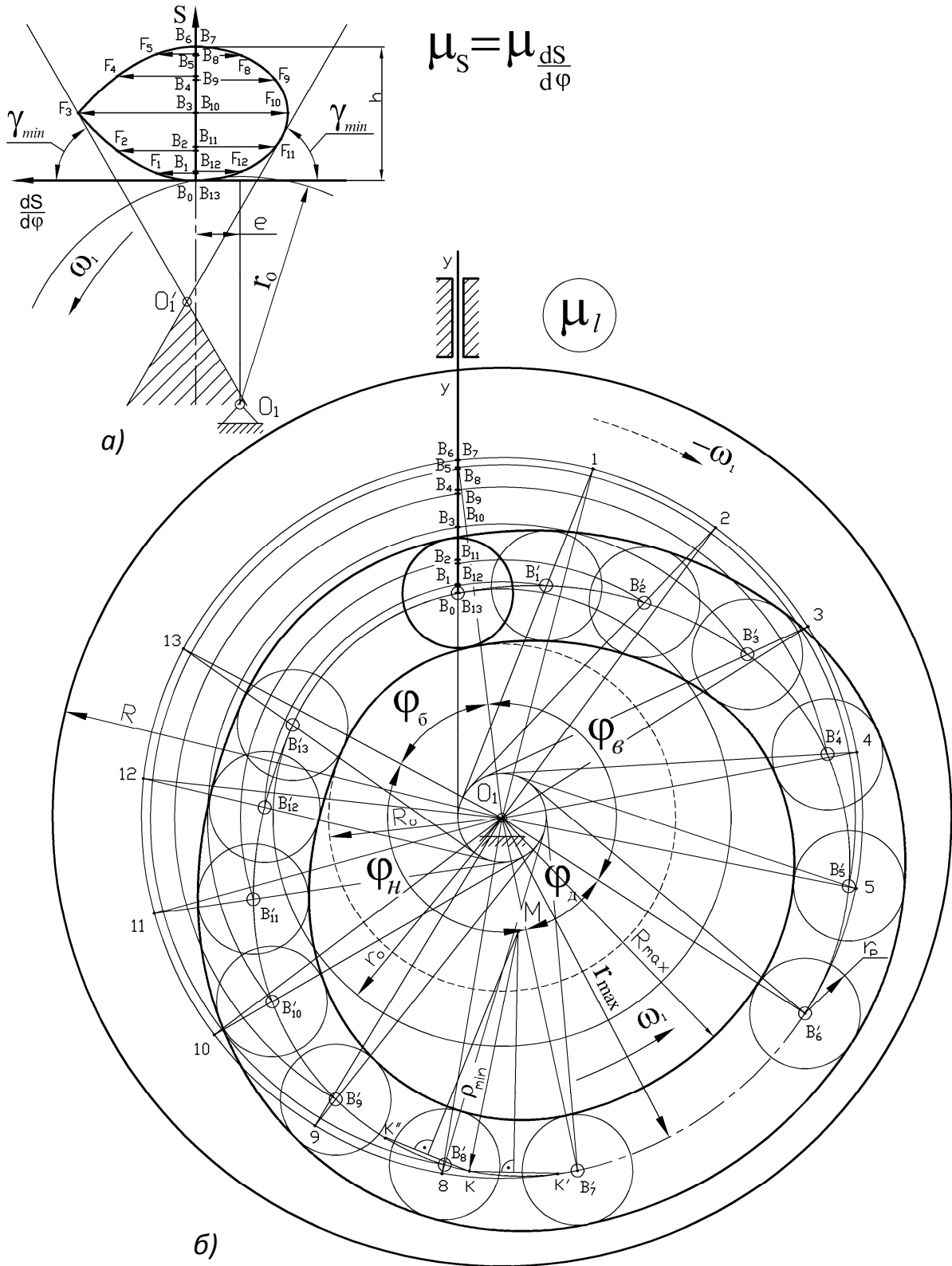


Рисунок 5.4 – Визначення мінімального радіуса-вектора центрального профілю кулачка (а) і побудова профілю кулачка (б) механізму з роликівим штовхачем, що рухається поступально, з геометричним (і силовим) замиканням

З отриманих точок B_i проводимо прямі, паралельні осі $\frac{dS}{d\varphi}$, і на цих прямих відкладаємо у відповідний бік відрізки $(B_i F_i) = \frac{(dS/d\varphi)_i}{\frac{\mu_{dS}}{d\varphi}}$, що зображують аналоги швидкостей штовхача відповідно до графіка $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$: для фази віддалення ці відрізки відкладаються у бік додатного напрямку осі $\frac{dS}{d\varphi}$, а для фази наближення – у бік від’ємного. З’єднавши плавною лінією кінці відкладених відрізків (точки F_i), одержимо шукану криву $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$.

2 Під кутом $\gamma_{don} = \gamma_{min}$ до осі $\frac{dS}{d\varphi}$ проводимо дві дотичні до отриманої кривої. Заштрихована зона між цими дотичними, що розташована нижче від точки їх перетину O_1' , є зоною можливих положень центра обертання кулачка, при яких для всіх положень механізму виконується умова незаclinювання $\gamma \geq \gamma_{don}$. Гранично мінімальному значенню радіуса-вектора r_0 центрового профілю відповідає положення центра обертання кулачка в точці перетину O_1' зазначених дотичних.

Положення центра обертання кулачка O_1 визначається також обраним значенням ексцентриситету e , який дозволяє поліпшити умови передавання руху штовхачу. При цьому $r_0 = (O_1 B_0) \mu_S$. Необхідно звернути увагу на те, що не треба без особливих підстав збільшувати r_0 , а відповідно й габарити механізму.

Кулачковий механізм із силовим замиканням (див. рис. 1.1, б), у якого кулачок є вхідною ланкою тільки на фазі віддалення, заclinити може тільки на фазі віддалення. Однак при монтажі механізму завжди може виникнути необхідність реверса (зміни напрямку обертання кулачка), для якого також потрібно виключити заclinювання. При реверсі профільні кути й ділянки діаграм руху штовхача, що відповідають фазам віддалення й наближення, міняються місцями. При цьому графік залежності $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$, побудований для фази віддалення, при реверсі збігається з аналогічним графіком для фази наближення при робочому напрямку ω_1 . Звідси випливає, що для графічного визначення r_0 у кулачкових механізмах із силовим замиканням повинні бути виконані ті самі побудови, що й для кулачкових механізмів з геометричним замиканням. При цьому, оскільки при реверсі під час монтажу на штовхач може не діяти сила виробничого опору, можна прийняти $\gamma_{don}^n < \gamma_{don}^e$.

Усе викладене вище для кулачкового механізму з роликівим штовхачем може бути використано й для кулачкового механізму із загостреним штовхачем, що рухається поступально (див. рис. 1.1, *а*). При цьому під центровим профілем повинен розумітися дійсний профіль кулачка.

5.2 Кулачковий механізм із коромисловим роликівим штовхачем із силовим замиканням

Використовуючи методіку, викладену в п. 5.1, для зазначеного механізму (див. рис. 1.1, *ж*) визначимо графічним методом мінімальний радіус-вектор r_0 центрального профілю кулачка й міжцентрову відстань l_0 також з умови незаклинювання механізму (рис. 5.5, *а*).

1 Довільно вибираємо центр обертання коромисла C і зображуємо коромисло в початковому (ближньому до центра обертання кулачка O_1) положенні в обраному масштабі μ_l у вигляді відрізка $(CB_0) = \frac{l_{BC}}{\mu_l}$. Проводимо ду-

гу кола радіуса (CB_0) і відкладаємо максимальний кут розмаху коромисла β_{max} . На цій дузі, що представляє собою максимальний дуговий хід центра

ролика, намічаємо точки B_i , відкладаючи дуги $\left(\overset{\cup}{B_0 B_i} \right) = \frac{S_i}{\mu_l}$, або, простіше,

кути β_i , відповідно до раніше побудованого графіка залежності дугового переміщення центра ролика від кута повороту кулачка $S = f(\varphi)$, що у той же час є і графіком залежності кута повороту коромисла від кута повороту кулачка $\beta = f(\varphi)$. З'єднавши отримані точки B_i із центром C , будуємо відповідні положення коромисла при його повороті на кути β_i на фазах віддалення й наближення. Потім уздовж кожного з цих положень від точок B_i (центра ролика) у масштабі $\frac{\mu_{dS}}{d\varphi} = \mu_S = \mu_l$ відкладаємо відповідні відрізки

$(B_i F_i) = \frac{(dS/d\varphi)_i}{\frac{\mu_{dS}}{d\varphi}}$ у напрямку, що кожний раз визначається поворотом век-

тора швидкості точки B_i (кінця коромисла) на 90° у бік обертання кулачка. Кінці відкладених відрізків (точки F_i) з'єднуємо плавною лінією й одержуємо шукану криву $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$.

2 Через кінці F_i кожного з цих відрізків проводимо промені під кутом $\gamma_{don} = \gamma_{min}$ до відповідного напрямку коромисла, які, перетинаючись, утворюють зону можливого розташування центра обертання кулачка.

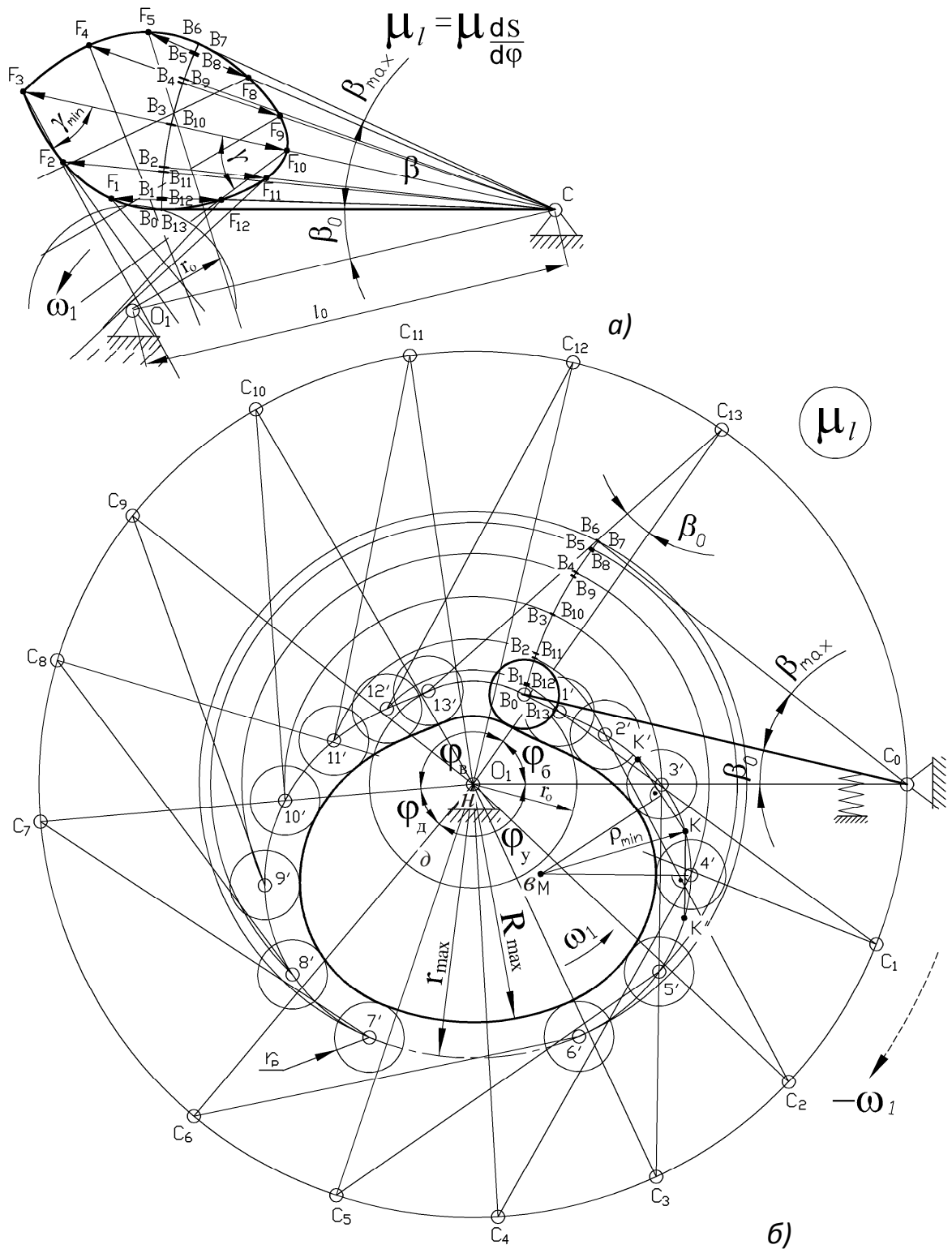


Рисунок 5.5 – Визначення мінімального радіуса-вектора центрального профілю кулачка (а) і побудова профілю кулачка (б) механізму з роликівим коромисловим штовхачем із силовим замиканням

За центр обертання кулачка O_1 можна взяти будь-яку точку, що лежить усередині заштрихованої зони, при цьому для всіх положень механізму виконується умова: $\gamma_i \geq \gamma_{дон}$. Варто звернути увагу на те, що для кращої

роботи кулачкового механізму бажано, щоб траєкторія руху центра ролика проходила через центр обертання кулачка або поблизу нього. При цьому мінімальний радіус-вектор r_0 центрального профілю кулачка й міжцентрова відстань l_0 визначаються рівностями:

$$\begin{aligned} r_0 &= (O_1B_0)\mu_l; \\ l_0 &= (O_1C) \cdot \mu_l. \end{aligned}$$

5.3 Кулачковий механізм із плоским тарілчастим штовхачем, що рухається поступально

У механізмі із плоским тарілчастим штовхачем (див. рис. 1.1, в) кут передавання руху $\gamma = const$ (у нашому випадку $\gamma = 90^\circ$). Отже, умова $\gamma_i \geq \gamma_{don}$ у цьому разі виконується при всіх положеннях кулачка незалежно від його розмірів. Але наявність плоского штовхача ставить додаткову вимогу до профілю кулачка, який, щоб забезпечити точне виконання заданого закону руху штовхача, повинен бути опуклим по всьому контуру, тобто не мати точок перегину. Кулачок буде мати опуклий профіль, якщо його радіус кривини ρ_i у кожному положенні механізму буде задовольняти умові

$$\rho_i = r_0 + S_i + \left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_i > 0, \quad (4.15)$$

де $\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_i < 0$, оскільки при додатних значеннях аналога прискорень штов-

хача нерівність (4.15) виконується завжди.

Тому мінімальний радіус r_0 кулачка з плоским штовхачем визначається з умови опуклості профілю кулачка (рис. 5.6) за допомогою наступних двох методів.

Перший метод – метод Геронімуса (рис. 5.7, а). Нерівність (4.15) зведемо до такого вигляду:

$$1 > \frac{\left| \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right|_i}{S_i + r_0}.$$

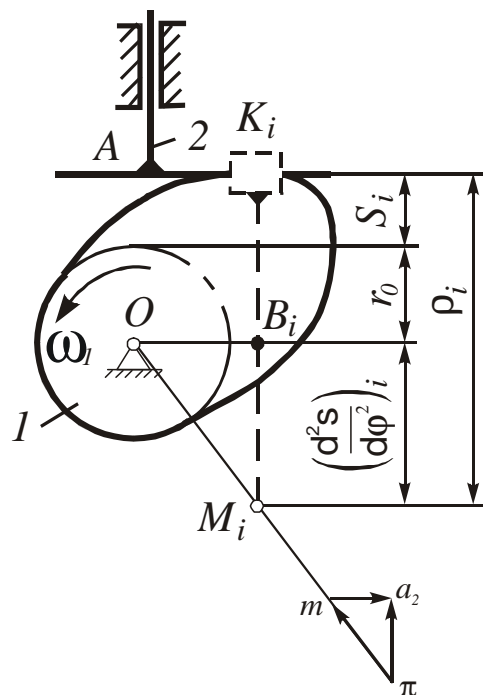


Рисунок 5.6 – До визначення умови опуклості профілю кулачка механізму з плоским тарілчастим штовхачем

Прийнявши $l = \text{tg } 45^\circ$, остаточно одержимо

$$\text{tg } 45^\circ > \frac{\left| \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right|_i}{S_i + r_0}.$$

Ця умова дозволяє провести такі графічні побудови, завдяки яким можна визначити r_0 (див. рис. 5.7, а). Проводимо осі координат: вісь переміщень штовхача S – вертикально нагору (див. п. 5.1), а вісь аналогів прискорень штовхача $\frac{d^2 S}{d\varphi^2}$ – горизонтально, причому вибір напрямку останньої не має значення. Потім, виключивши параметр φ з попередньо побудованих (бажано в однаковому масштабі) графіків залежностей $S = f(\varphi)$ і $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$,

будуємо графік залежності $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(S)$, при $\mu_{\frac{d^2 S}{d\varphi^2}} = \mu_S$ (на рис. 5.6 й 5.7 –

точки A_i – це точки з'єднання штока штовхача з його тарілкою).

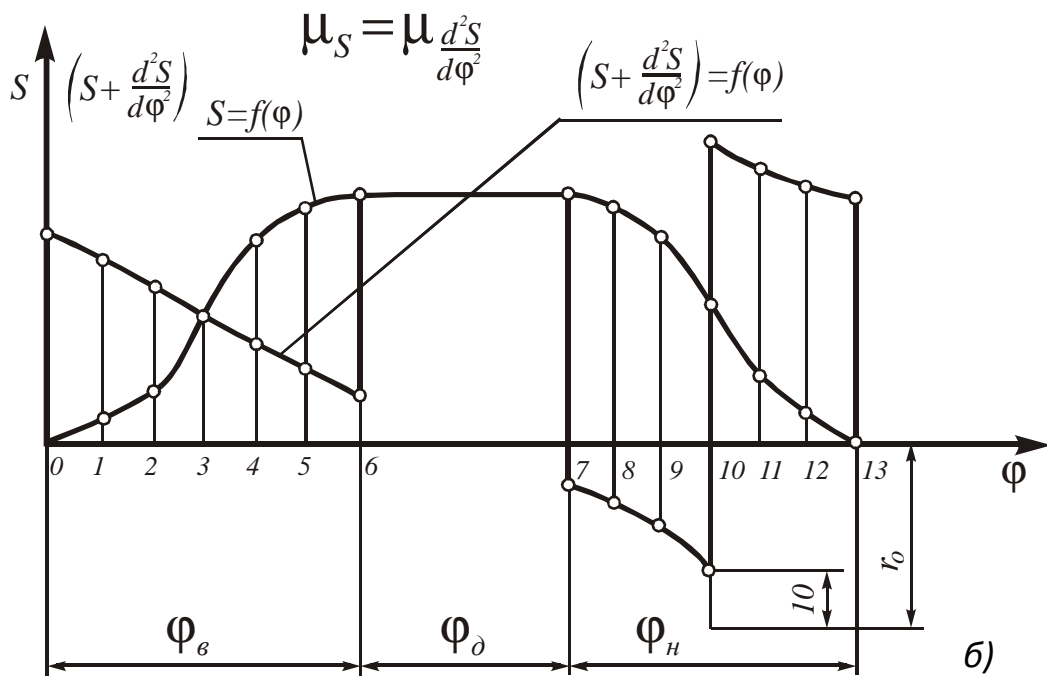
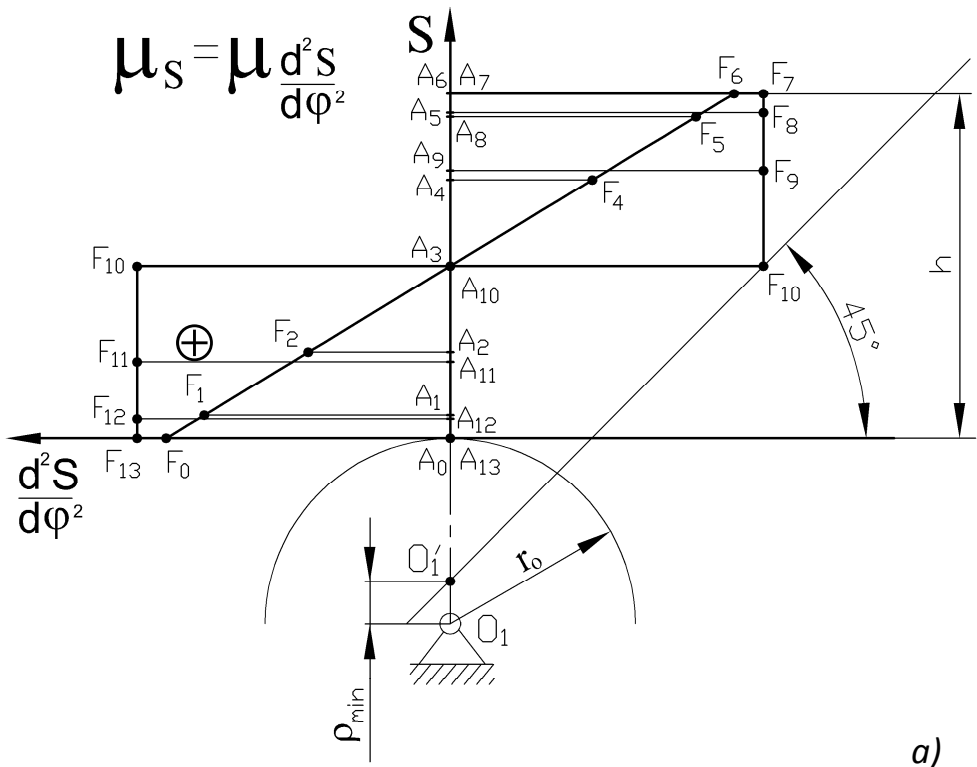


Рисунок 5.7 – Визначення мінімального радіуса-вектора профілю кулачка механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що рухається поступально

При цьому переміщення штовхача відкладаємо у вигляді відрізків $(A_0A_i) = \frac{S_i}{\mu_s}$, а аналоги прискорень – у вигляді відрізків

$(A_i F_i) = \frac{\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_i}{\mu \frac{d^2 S}{d\varphi^2}}$. Потім проводимо під кутом 45° до будь-якої осі до-

тичну до побудованої кривої на тій її ділянці, де значення $\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_i < 0$, тоб-

то дотичну до від'ємної гілки цієї кривої, причому до тієї її частини, де абсолютні значення аналога прискорень максимальні.

Варто звернути увагу на те, що як приклад на рисунку 5.7, а взято закони зміни аналога прискорення $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$ у фазі віддалення – трикутний, а у фазі наближення – параболічний. За центр обертання кулачка O_I можна вибрати будь-яку точку, що лежить нижче від точки O'_I перетину цієї дотичної з віссю S (звичайно на 10 мм нижче від точки O'_I), тоді

$$r_0 = (O_I A_0) \mu_S.$$

Якщо $\gamma \neq 90^\circ$, то $r_0 \geq (O_I A_0) \mu_S \sin \gamma$.

Другий метод (рис. 5.7, б) полягає в тому, що нерівність (4.15) можна звести до вигляду

$$r_0 > - \left(S + \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_i,$$

звідки випливає, що r_0 повинен бути більшим від найбільшої від'ємної ординати сумарного графіка залежності:

$$\left(S + \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right) = f(\varphi).$$

Таким чином, для знаходження r_0 побудуємо зазначений сумарний графік шляхом графічного додавання діаграм $S = f(\varphi)$ і $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, попередньо побудованих у однаковому масштабі $\mu \frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \mu_S$, або зведених до одного

масштабу. Тоді $r_0 > (y_{max}) \mu_S$, де (y_{max}) – найбільше абсолютне значення від'ємної ординати сумарного графіка.

Звичайно r_0 беруть на 10 мм більше $(y_{max}) \mu_S$ (див. рис. 5.7, б).

6 ПРОФІЛЮВАННЯ КУЛАЧКІВ

При проектуванні кулачкових механізмів основним завданням є визначення форми профілю кулачка за заданими законами руху самого кулачка й веденої ланки. Профілювання кулачка починають після розрахунку діаграм руху штовхача (розд. 4) і визначення основних розмірів механізму (розд. 5).

При побудові профілів кулачків використовується метод обертання руху (інверсії), сутність якого полягає в тому, що всьому механізму в цілому подумки надається обертання з кутовою швидкістю $(-\omega_1)$, тобто рівною за величиною кутовій швидкості кулачка, але зворотною за напрямком. Завдяки цьому кулачок мов би зупиняється, а напрямна (або стояк) разом з веденою ланкою приходить в обертовий рух навколо осі O_1 у бік, протилежний обертанню кулачка. Крім переносного обертового руху разом з напрямною, штовхач робить ще й рух щодо напрямної за законом, що визначається профілем кулачка. При цьому взаємне розташування ланок залишається таким самим, як і при дійсному русі механізму.

6.1 Побудова профілю кулачка механізму з роликівим штовхачем, що рухається поступально, з геометричним і силовим замиканням

Побудова виконується в такому порядку. Вибираємо масштабний коефіцієнт довжини μ_l . Проводимо вертикальну лінію y - u (див. рис. 5.4, б), що зображує траєкторію руху центра B ролика штовхача (тобто вісь S), від якої на відстані e/μ_l (праворуч або ліворуч, залежно від знака e) вибираємо центр обертання кулачка O_1 . Із цього центра проводимо коло радіуса e/μ_l і коло радіуса r_0/μ_l , яке у перетині з вертикаллю y - u дає точку B_0 , що відповідає крайньому нижньому положенню центра ролика. Потім по вертикалі вгору від точки B_0 , як по осі S , в обраному масштабі μ_l відзначаємо положення B_i центра ролика, що відповідає переміщенню штовхача при повороті кулачка на задані кути $\varphi_i : (B_0B_i) = \frac{S_i}{\mu_l}$ (див. п. 5.1). Точка B_0

визначить положення центра ролика, що відповідає кінцю фази віддалення.

Від променя O_1B_0 у напрямку, протилежному дійсному обертанню кулачка, відкладаємо послідовно фазові кути $\varphi_6 = \angle B_6O_1B_6'$, $\varphi_0 = \angle B_6'O_1B_7'$, $\varphi_n = \angle B_7O_1B_7'$, $\varphi_6 = \angle B_7'O_1B_6$. Кути φ_6 й φ_n ділимо на прийняту раніше в діаграмі $S = f(\varphi)$ кількість рівних частин (наприклад, як на рисунку 4.1 – на 6 частин (кроків) кожний). Через отримані на колі радіуса $r_{max} = (O_1B_0)$ точки розподілу 1, 2, 3 і т. д. проводимо дотичні до кола радіуса e/μ_l , які зображують послідовні положення штовхача при його оберненому русі навколо нерухомого кулачка зі швидкістю $(-\omega_1)$. При цьому необхідно стежити за тим,

щоб всі дотичні розташовувалися по той же бік від центра O_1 , що й вісь B_0S , тобто в усіх положеннях механізму зберігалось однакове взаємне розташування кулачка й штовхача. Із центра обертання кулачка O_1 через кожну точку B_i проводимо дуги радіусів (O_1B_i) до перетину з відповідними дотичними. Отримані точки перетину B_1', B_2', B_3' і т. д. являють собою послідовні положення центра ролика в оберненому русі механізму. З'єднавши ці точки плавною кривою, одержуємо центровий профіль кулачка. Ділянки профілю, що відповідають кутам φ_a і φ_b , є дугами кіл радіусів r_{max} і r_0 , відповідно.

Практичний (дійсний) профіль кулачка є кривою, що огинає послідовні положення кіл ролика, центр якого переміщується по центровому (теоретичному) профілю. Тому для одержання практичного профілю радіусом ролика r_p проводиться безліч кіл із центрами в точках центрального профілю. Криві, що огинають (зовнішня й внутрішня) сімейства цих кіл, дають профілі пазового кулачка (див. рис. 5.4, б) механізму з геометричним замиканням (R – радіус диска кулачка).

У кулачковому механізмі із силовим замиканням порядок побудови центрального профілю аналогічний викладеному. Дійсний же профіль кулачка представляється тільки внутрішньою кривою, що огинає сімейство кіл радіуса r_p із центрами в точках центрального профілю.

Радіус r_p ролика, якщо спеціально не обумовлений у завданні, вибирається таким, щоб він задовольняв двом умовам:

- 1) $r_p \leq 0,7\rho_{min}$;
- 2) $r_p \leq 0,4r_0$,

де ρ_{min} – мінімальний радіус кривини центрального профілю кулачка.

Перша умова дозволяє уникнути перетину окремих частин дійсного профілю кулачка, а друга – прийнята з конструктивних міркувань. Розраховуються значення $0,7\rho_{min}$ і $0,4r_0$, і величина радіуса r_p приймається меншою від меншого з цих двох значень.

Для наближеного визначення ρ_{min} робимо так: візуально вибираємо на опуклій частині центрального профілю кулачка таку точку K , у якій кривина профілю здається найбільшою. Потім поблизу від точки K , по обидва боки від неї, вибираємо на профілі ще дві точки K' і K'' таким чином, щоб хорди $KK' = KK'' = 10...20$ мм. Через середини отриманих хорд проводимо до них перпендикуляри. Точка M перетину цих перпендикулярів є центром кривини профілю в точці K , а відрізок (MK) – шуканим радіусом кривини $\rho_{min} = (MK)\mu_i$ (див. рис. 5.4, б).

У випадку центрального кулачкового механізму (при $e = 0$) усі побудови виконуються аналогічно, за винятком того, що дотичні до кола радіуса e , що зображують лінію руху штовхача, перетворюються в промені, які виходять із центра O_1 обертання кулачка.

6.2 Побудова профілю кулачка механізму з коромисловим роликовим штовхачем із силовим замиканням

Вибираємо центри обертання кулачка O_1 і коромисла C_0 , відклавши відстань l_{O_1C} в обраному масштабі μ_l (див. рис. 5.5, б). Із центра кулачка O_1 проведемо кола радіусами, що дорівнюють $\frac{r_0}{\mu_l}$ і $\frac{l_{O_1C}}{\mu_l}$. Знайдемо початкове (ближнє до центра кулачка) положення центра B_0 ролика коромисла. Для цього із точки C_0 радіусом, що дорівнює довжині коромисла l_{CB} (з урахуванням масштабу μ_l), проведемо дугу до перетину з колом радіуса r_0 . Ця точка B_0 дасть положення центра ролика коромисла, що відповідає початку фази віддалення. Від точки B_0 у бік обертання коромисла відкладемо переміщення центра ролика коромисла відповідно до графіка $S = f(\varphi)$ або $\beta = f(\varphi)$ (див. п. 5.2). Одержимо точки B_1, B_2, B_3 і т. д.

Від лінії центрів O_1C_0 у бік, протилежний обертанню кулачка, послідовно відкладемо фазові кути $\varphi_e = \angle C_0O_1C_6$, $\varphi_d = \angle C_6O_1C_7$, $\varphi_n = \angle C_7O_1C_{13}$, $\varphi_b = \angle C_{13}O_1C_0$. Дуги максимального радіуса O_1C_0 , що стягують фазові кути φ_e і φ_n (або самі кути), розділимо на рівні частини, відповідно до розподілу цих кутів на графіку $S = f(\varphi)$. Отримані точки C_1, C_2, C_3 і т. д. дадуть положення центра коливання коромисла в оберненому русі механізму.

При цьому друга точка коромисла (центр ролика B) буде описувати траєкторію, що представляє собою центровий профіль кулачка. Для пошуку положень центра ролика B_i в оберненому русі механізму, зробимо такі побудови: із центра обертання кулачка O_1 радіусами, що дорівнюють O_1B_1, O_1B_2, O_1B_3 і т. д., проведемо дуги концентричних кіл, а із точок C_1, C_2, C_3 і т. д. радіусом, що дорівнює довжині коромисла l_{CB} (з урахуванням масштабу μ_l), зробимо засічки на відповідних дугах і одержимо точки B_1', B_2', B_3' і т. д. З'єднавши всі отримані точки B_i' плавною кривою, одержимо центровий профіль кулачка. Вибір радіуса ролика r_p і побудова дійсного профілю кулачка проводиться способом, аналогічним наведеному в п. 6.1.

6.3 Побудова профілю кулачка механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що рухається поступально

З довільно обраного центра обертання кулачка O_1 (рис. 6.1) проведемо кола радіусів r_0 і $r_{max} = (r_0 + h)$ (спочатку приймаючи ексцентриситет $e = 0$). Через центр обертання O_1 проводимо вертикальну лінію руху штовхача $y-y$. Точки перетину лінії $y-y$ з колами радіусів r_0 і r_{max} визначають положення точки A штовхача (точки з'єднання штока штовхача з його тарілкою), що відповідають початку й кінцю фази віддалення (точки A_0 і A_6).

У бік, протилежний обертанню кулачка, від прямої O_1A_6 послідовно відкладаємо фазові кути $\varphi_e = \angle A_6O_1A_6'$, $\varphi_o = \angle A_6'O_1A_7'$, $\varphi_n = \angle A_7'O_1A_{13}'$, $\varphi_o = \angle A_{13}'O_1A_6$. Дуги максимального радіуса, що стягують фазові кути φ_e і φ_n (або самі кути), ділимо на рівні частини, відповідно до розподілу цих кутів на графіку $S = f(\varphi)$, і з центра O_1 проводимо через точки розподілу радіальні промені O_1-1 , O_1-2 , O_1-3 і т. д. Ці промені (O_1-i) являють собою положення штовхача в оберненому русі механізму.

Від точки A_0 уздовж лінії $y-y$ відкладаємо переміщення штовхача $(A_0A_i) = \frac{S_i}{\mu_1}$, використовуючи розмітку ходу штовхача, що відповідає по-

будованому раніше графіку $S = f(\varphi)$ (див. п. 5.3). Через отримані точки A_1 , A_2 , A_3 і т. д. із центра O_1 проводимо дуги концентричних кіл до перетину з відповідними i -ми променями. Отримані точки перетину A_1' , A_2' , A_3' і т. д. являють собою положення точки A штовхача в оберненому русі механізму. Через кожну з цих точок A_i' проводимо перпендикуляри до відповідних променів (O_1-i), тому що площина тарілки перпендикулярна штоку штовхача. Внутрішня лінія, що огинає й дотикається всіх цих перпендикулярів, і буде являти собою дійсний профіль кулачка.

Діаметр тарілки штовхача d_T , що виключає можливість його заклинювання як на фазі віддалення, так і на фазі наближення (при можливому реверсі кулачка), для центрального механізму (коли $e = 0$) можна спрощено визначити з рівності

$$d_T = 2 \left| \frac{dS}{d\varphi} \right|_{\max} + 10 \text{ мм},$$

де $\left| \frac{dS}{d\varphi} \right|_{\max}$ – абсолютно більше значення аналога швидкості штовхача,

яке можна визначити з графіка залежності $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$ (див. рис. 4.1).

У додатках Б, В, Г наведено приклади пояснювальної записки до розділу «Синтез кулачкового механізму» курсової роботи з дисципліни «Теорія механізмів і машин».

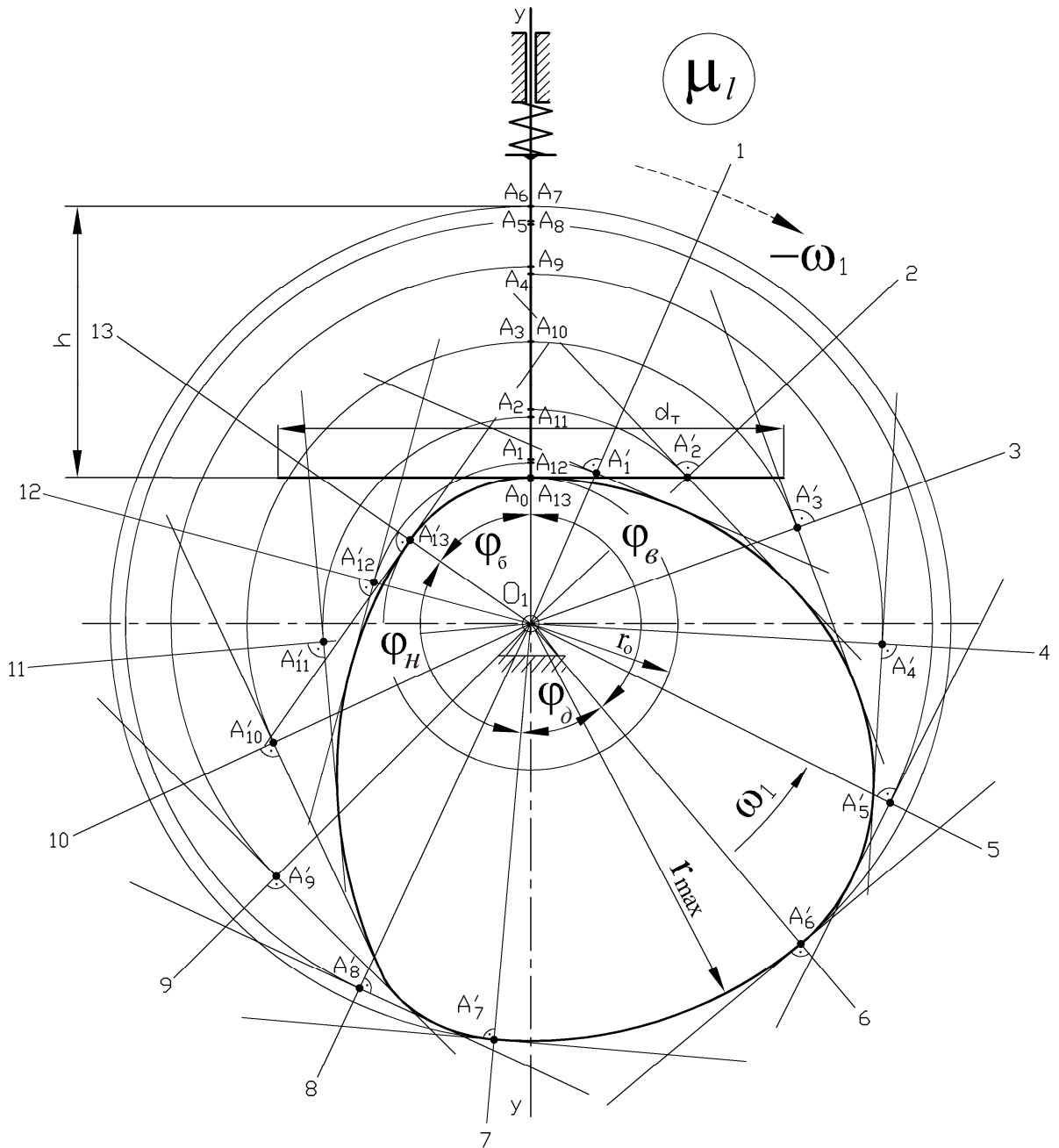


Рисунок 6.1 – Побудова профілю кулачка механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що рухається поступально

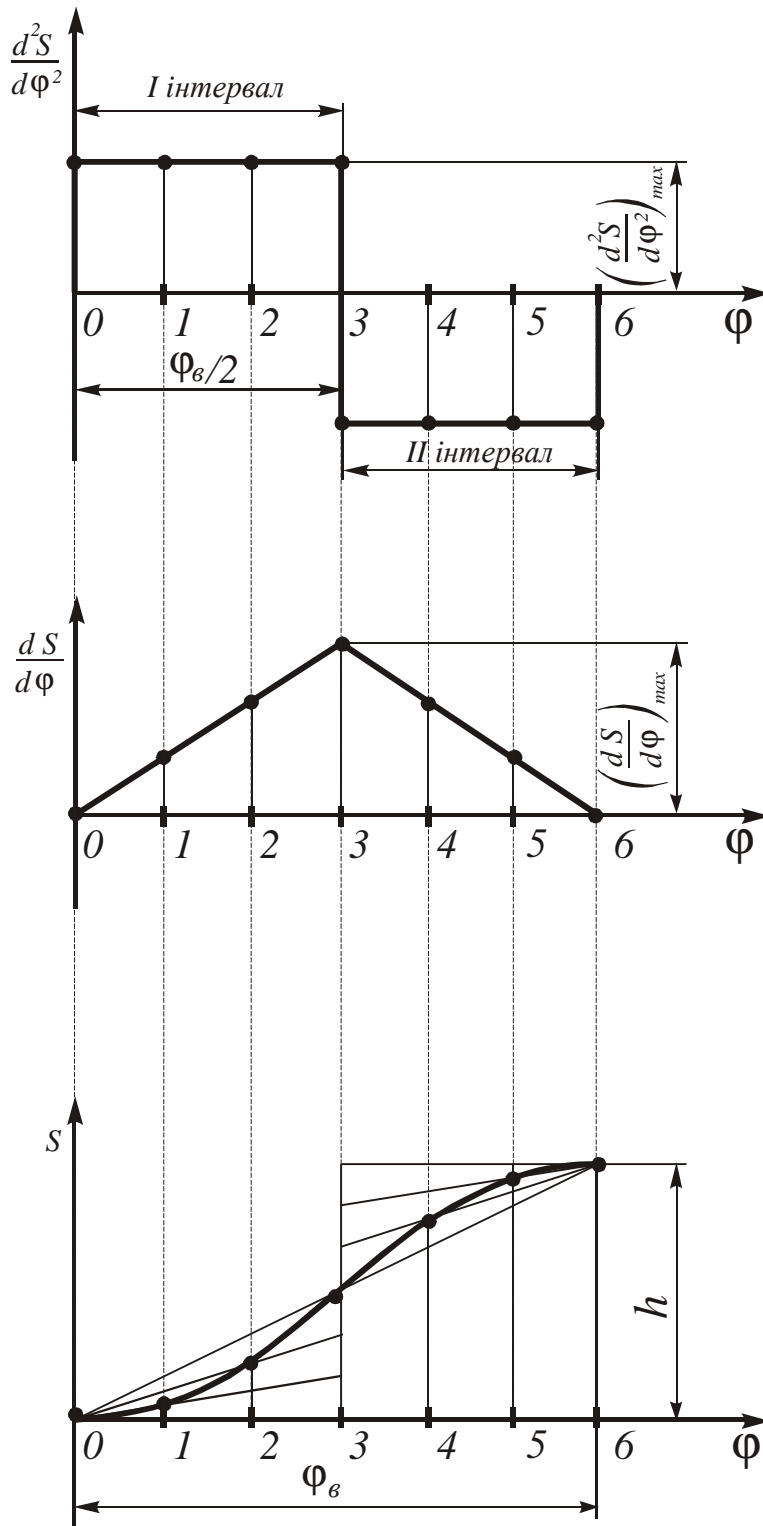
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 **Артоболевский, И. И.** Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
- 2 **Баранов, Г. Г.** Курс теории механизмов и машин / Г. Г. Баранов. – М. : Машиностроение, 1975. – 494 с.
- 3 **Попов, С. А.** Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев. – М. : Высшая школа, 2002. – 412 с.
- 4 **Кіницький, Я. Т.** Практикум із теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Львів : Афіша, 2002. – 454 с. – ISBN 966-7760-41-3.
- 5 **Кіницький, Я. Т.** Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Київ : Наукова думка, 2002. – 662 с. – ISBN 966-00-0740-X.
- 6 Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под. общ. ред. А. С. Кореняко. – Киев : Вища школа, 1970. – 328 с.
- 7 Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. – 3-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2001. – 496 с. – ISBN 506-00-3118-7.

ДОДАТОК А

Опис законів руху штовхача

Параболічний



$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)_{max} = 4 \frac{h}{\varphi_6^2}$$

I інтервал:

$$\frac{dS}{d\varphi} = 4 \frac{h}{\varphi_6} \frac{\varphi}{\varphi_6}$$

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{max} = 2 \frac{h}{\varphi_6}$$

II інтервал:

$$\frac{dS}{d\varphi} = 4 \frac{h}{\varphi_6} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_6}\right)$$

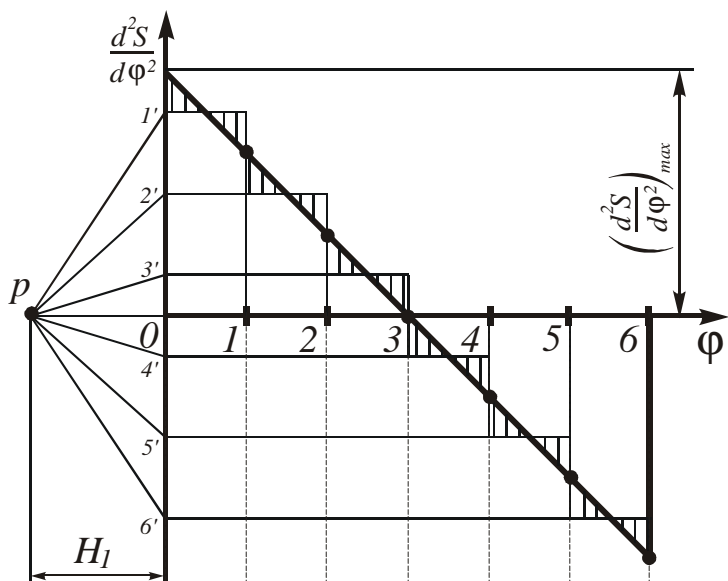
I інтервал:

$$S = 2h \left(\frac{\varphi}{\varphi_6}\right)^2$$

II інтервал:

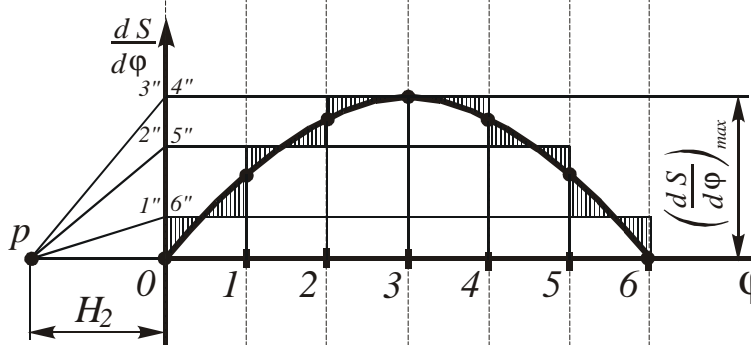
$$S = h \left[4 \frac{\varphi}{\varphi_6} - 1 - 2 \left(\frac{\varphi}{\varphi_6}\right)^2 \right]$$

Похила пряма



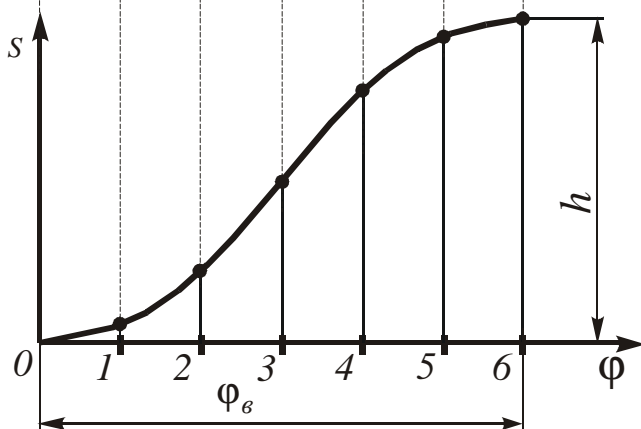
$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \left(\frac{d^2S}{d\varphi^2} \right)_{\max} \left(1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_6} \right)$$

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2} \right)_{\max} = 6 \frac{h}{\varphi_6^2}$$



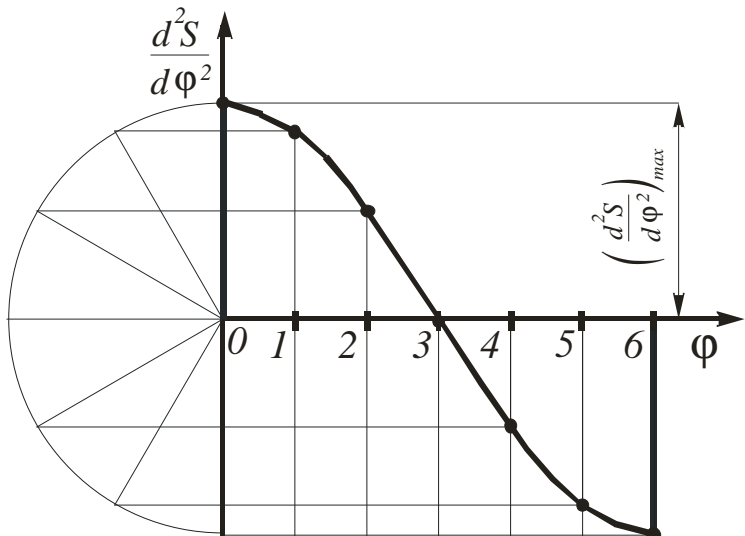
$$\frac{dS}{d\varphi} = 6 \frac{h}{\varphi_6} \left[\frac{\varphi}{\varphi_6} - \left(\frac{\varphi}{\varphi_6} \right)^2 \right]$$

$$\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\max} = \frac{3}{2} \frac{h}{\varphi_6}$$



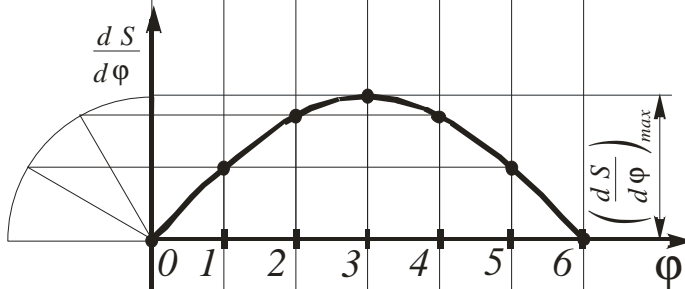
$$S = 6h \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\varphi}{\varphi_6} \right)^2 - \frac{1}{3} \left(\frac{\varphi}{\varphi_6} \right)^3 \right]$$

Косинусоїдний



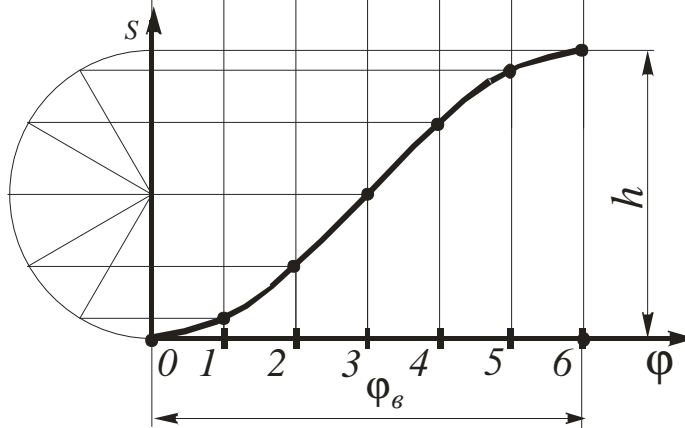
$$\frac{d^2 S}{d \varphi^2} = \left(\frac{d^2 S}{d \varphi^2} \right)_{\max} \cos \frac{\pi \varphi}{\varphi_{\beta}}$$

$$\left(\frac{d^2 S}{d \varphi^2} \right)_{\max} = \frac{\pi^2}{2} \frac{h}{\varphi_{\beta}^2}$$



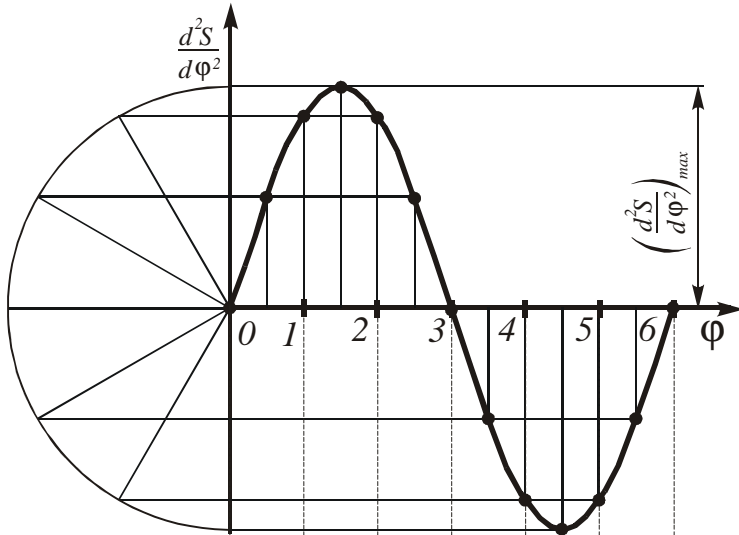
$$\frac{d S}{d \varphi} = \frac{\pi}{2} \frac{h}{\varphi_{\beta}} \sin \frac{\pi \varphi}{\varphi_{\beta}}$$

$$\left(\frac{d S}{d \varphi} \right)_{\max} = \frac{\pi}{2} \frac{h}{\varphi_{\beta}}$$



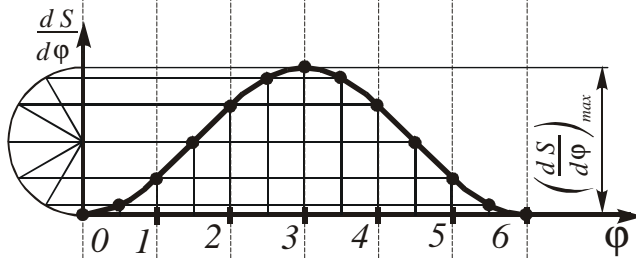
$$S = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi \varphi}{\varphi_{\beta}} \right)$$

Синусоїдний



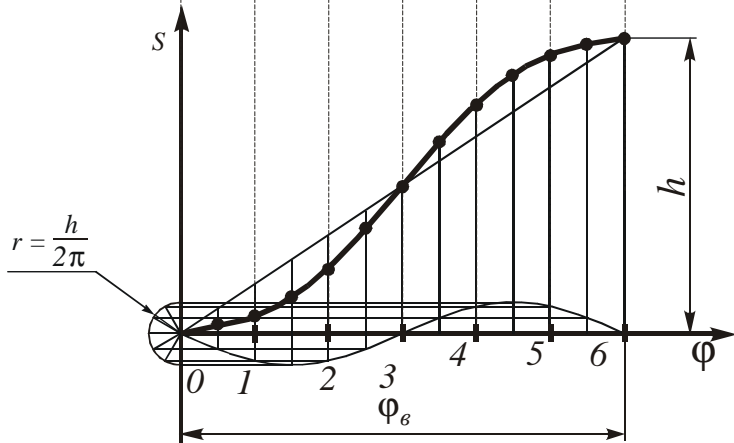
$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_{\max} \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_0}$$

$$\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_{\max} = 2\pi \frac{h}{\varphi_0^2}$$



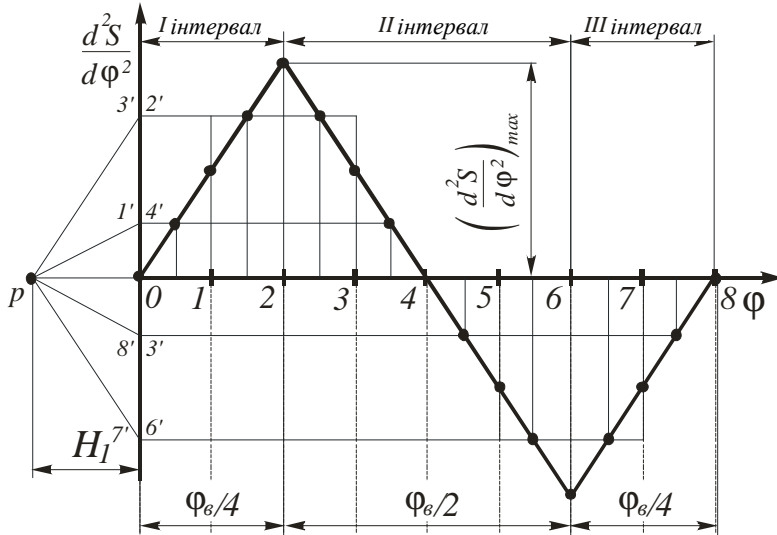
$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{h}{\varphi_0} \left(1 - \cos \frac{2\pi\varphi}{\varphi_0} \right)$$

$$\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\max} = \frac{2h}{\varphi_0}$$



$$S = \frac{h}{2\pi} \left(\frac{2\pi\varphi}{\varphi_0} - \sin \frac{2\pi\varphi}{\varphi_0} \right)$$

Трикутний



I інтервал:

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = 4 \left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_{\max} \frac{\varphi}{\varphi_{\text{в}}}$$

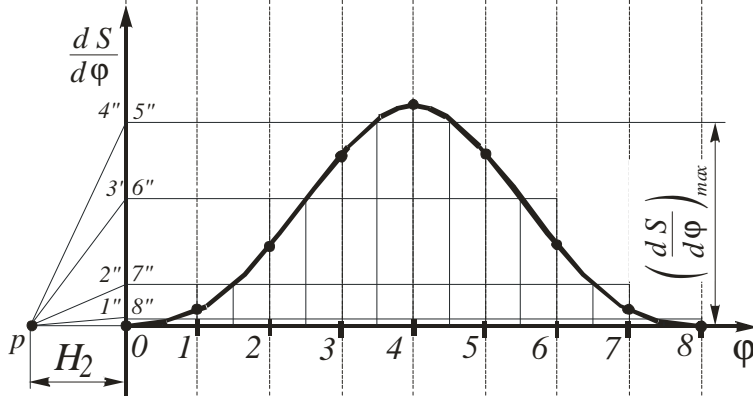
$$\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_{\max} = 8 \frac{h}{\varphi_{\text{в}}^2} = a$$

II інтервал:

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = 2a \frac{4a}{\varphi_{\text{в}}} \varphi$$

III інтервал:

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = 4a \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{в}}} - 1 \right)$$



I інтервал:

$$\frac{dS}{d\varphi} = 16 \frac{h}{\varphi_{\text{в}}^3} \varphi^2$$

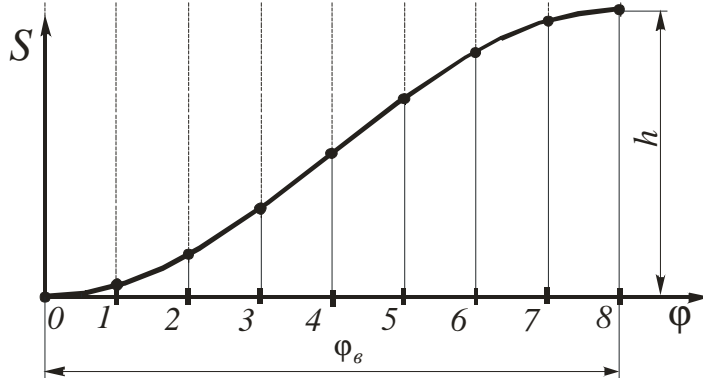
II інтервал:

$$\frac{dS}{d\varphi} = -\frac{a\varphi_{\text{в}}}{4} + 2a\varphi - \frac{2a}{\varphi_{\text{в}}} \varphi^2$$

III інтервал:

$$\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\max} = 2 \frac{h}{\varphi_{\text{в}}}$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = 2a\varphi_{\text{в}} - 4a\varphi + \frac{2a}{\varphi_{\text{в}}} \varphi^2$$



I інтервал:

$$S = \frac{16}{3} h \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{в}}} \right)^3$$

II інтервал:

$$S = \frac{a\varphi_{\text{в}}^2}{48} - \frac{a\varphi_{\text{в}}}{4} \varphi + a\varphi^2 - \frac{2a}{3\varphi_{\text{в}}} \varphi^3$$

III інтервал:

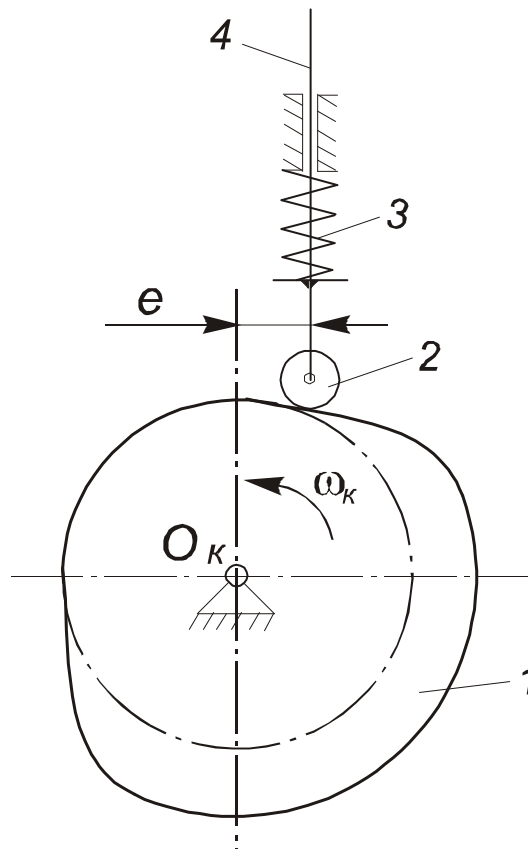
$$S = -\frac{13}{24} a\varphi_{\text{в}}^2 + 2a\varphi_{\text{в}}\varphi - 2a\varphi^2 + \frac{2a}{3\varphi_{\text{в}}} \varphi^3$$

ДОДАТОК Б

Зразок пояснювальної записки до курсової роботи з ТММ.
Розділ «Синтез кулачкового механізму з роликівим штовхачем,
що рухається поступально, з силовим замиканням»

3 ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ (аркуш 2 графічної частини роботи)

У цій роботі необхідно виконати синтез плоского кулачкового механізму з роликівим штовхачем, що рухається поступально, з силовим замиканням (рис. 3.1).



1 – кулачок; 2 – ролик; 3 – пружина; 4 – штовхач

Рисунок 3.1 – Схема кулачкового механізму

Завдання синтезу кулачкового механізму полягає в побудові профілю кулачка, що забезпечує заданий закон руху штовхача.

						Курсова робота з ТММ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			

3.1 Вхідні параметри синтезу

Вхідними параметрами синтезу кулачкового механізму є:

- хід штовхача $h = 85$ мм;
- мінімальний кут передавання руху $\gamma_{min} = 62^\circ$;
- фазові кути:
 - віддалення $\varphi_в = 115^\circ$;
 - дальнього стояння $\varphi_д = 40^\circ$;
 - наближення (повернення) $\varphi_н = 135^\circ$;
- закони руху штовхача:
 - на фазі віддалення – *синусоїдний*;
 - на фазі наближення (повернення) – *синусоїдний*;
- ексцентриситет $e = 0$ мм;
- закон руху кулачка: $\omega_k = const$.

Оскільки повний робочий цикл механізм робить за один оберт кулачка, визначимо кут ближнього стояння:

$$\varphi_о = 360^\circ - (\sum \varphi_i) = 360^\circ - (\varphi_в + \varphi_д + \varphi_н) = 360^\circ - (115^\circ + 40^\circ + 135^\circ) = 70^\circ.$$

Переведемо фазові кути в радіанну міру. Для цього скористаємося формулою

$$\varphi_i^{рад} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \varphi_i^\circ.$$

$$\varphi_в = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 115^\circ \approx 2,01 \text{ рад};$$

$$\varphi_д = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 40^\circ \approx 0,70 \text{ рад};$$

$$\varphi_н = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 135^\circ \approx 2,36 \text{ рад};$$

$$\varphi_о = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 70^\circ \approx 1,22 \text{ рад}.$$

3.2 Розрахунок і побудова діаграм руху штовхача

Для побудови профілю кулачка необхідно мати залежність переміщення штовхача від кута повороту кулачка $S = f(\varphi)$.

Закон руху штовхача в завданні подано у вигляді залежності аналога прискорення штовхача від кута повороту кулачка

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi).$$

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Для знаходження шуканої залежності $S = f(\varphi)$ необхідно двічі проінтегрувати функцію $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, одержавши при цьому й проміжну функцію аналога швидкості $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$. Побудуємо на другому аркуші роботи зазначену залежність і двічі графічно проінтегруємо її, попередньо розрахувавши екстремальні значення аналогів швидкостей і прискорень на фазах віддалення й наближення.

На фазі віддалення:

- аналог прискорення

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)_{max}^6 = \frac{2\pi h}{\varphi_6^2} = (2\pi \cdot 85) / 2,01^2 = 133 \text{ мм} = 0,133 \text{ м};$$

- аналог швидкості

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{max}^6 = \frac{2h}{\varphi_6} = (2 \cdot 85) / 2,01 = 85 \text{ мм} = 0,085 \text{ м};$$

на фазі наближення:

- аналог прискорення

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)_{max}^H = \frac{2\pi h}{\varphi_n^2} = (2\pi \cdot 85) / 2,36^2 = 96 \text{ мм} = 0,096 \text{ м};$$

- аналог швидкості

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{max}^H = \frac{2h}{\varphi_n} = (2 \cdot 85) / 2,36 = 72 \text{ мм} = 0,072 \text{ м};$$

де $h = 85 \text{ мм}$ – хід штовхача;

φ_6, φ_n – фазові кути, рад.

Використовуючи отримані максимальні значення аналогів швидкостей і прискорень, креслимо діаграми руху штовхача (графіки залежностей $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, $S = f(\varphi)$) при таких масштабних коефіцієнтах:

для аналогів прискорень $\mu \frac{d^2S}{d\varphi^2} = 0,0015 \text{ м/мм};$

для аналогів швидкостей $\mu \frac{dS}{d\varphi} = 0,0015 \text{ м/мм};$

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КУРСОВА РОБОТА З ТММ				

для переміщень $\mu_S = 0,0015$ м/мм;

для кутів повороту кулачка $\mu_\varphi = 0,020$ рад/мм = 1,15 град/мм.

Визначимо довжини відрізків осі абсцис, що зображують фазові кути:

$$(x_{\varphi_e}) = \varphi_e / \mu_\varphi = 2,01 / 0,020 = 100,4 \text{ мм};$$

$$(x_{\varphi_o}) = \varphi_o / \mu_\varphi = 0,70 / 0,020 = 34,9 \text{ мм};$$

$$(x_{\varphi_n}) = \varphi_n / \mu_\varphi = 2,36 / 0,020 = 117,8 \text{ мм};$$

$$(x_{\varphi_\sigma}) = \varphi_\sigma / \mu_\varphi = 1,22 / 0,020 = 61,1 \text{ мм}.$$

$$L_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{\mu_\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{0,02} = 314 \text{ мм},$$

де L_φ – відрізок, що відповідає одному оберту кулачка.

Перевіримо:

$$L_\varphi = (x_{\varphi_e}) + (x_{\varphi_o}) + (x_{\varphi_n}) + (x_{\varphi_\sigma}) = 100,4 + 34,9 + 117,8 + 61,1 = 314 \text{ мм}.$$

3.3 Визначення основних параметрів механізму

Мінімальний радіус-вектор центрального профілю кулачка визначимо з умови незаклинювання ($\gamma \geq \gamma_{min}$) кулачкового механізму, як на робочій фазі віддалення, так і на фазі наближення, щоб уникнути заклинювання при можливому реверсі під час монтажу передачі.

Використовуючи діаграми руху штовхача $S = f(\varphi)$ і $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, виключивши з них параметр φ , будемо для фаз віддалення й наближення графік залежності $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$ при масштабних коефіцієнтах $\mu_S = \mu \frac{dS}{d\varphi} = 0,0015$ м/мм, розташовуючи вісь S паралельно осі штовхача,

а вісь $\frac{dS}{d\varphi}$ – перпендикулярно їй. При цьому значення $\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_i$ для фаз віддалення й наближення відкладаємо у бік вектора лінійної швидкості центра ролика на відповідній фазі поверненого на 90° в напрямку обертання кулачка. До обох гілок побудованого графіка, що відповідають фазам віддалення й наближення, проводимо дотичні під кутом $\gamma_{min} = 62^\circ$ до осі $\frac{dS}{d\varphi}$.

						Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КУРСОВА РОБОТА З ТММ	

З'єднавши послідовно всі отримані точки B_i плавною кривою, одержимо центровий профіль кулачка, що на фазах ближнього й дальнього стояння являє собою дуги кіл радіусів r_0 й $r_{max} = (r_0 + h)$, відповідно.

3.5 Визначення радіуса ролика й побудова дійсного профілю кулачка

Щоб уникнути перетину частин профілю кулачка, радіус ролика повинен бути меншим від мінімального радіуса кривини центрального профілю кулачка ρ_{min} , тобто

$$r_p \leq (0,7...0,8)\rho_{min}.$$

З іншого боку, з конструктивних міркувань, радіус ролика не рекомендується брати більшим за половину мінімального радіуса центрального профілю кулачка, тобто

$$r_p \leq (0,4...0,5)r_0.$$

Величину радіуса ролика варто вибрати меншу.

Для знаходження ρ_{min} робимо таким чином: вибираємо на опуклій частині центрального профілю кулачка точку K , у якій кривина профілю візуально здається найбільшою, а отже радіус кривини – найменшим. Потім поблизу точки K , на відстані 15...20 мм по обидва боки від неї, вибираємо ще дві точки K' і K'' , які з'єднуємо хордами з точкою K .

Через середини отриманих хорд проводимо до них перпендикуляри. Точка M перетину перпендикулярів є центром кола, що проходить через всі три обрані точки, а радіус цього кола приблизно можна прийняти за ρ_{min} :

$$\rho_{min} = (MK) \cdot \mu_l = 99,5 \cdot 0,0015 = 0,149 \text{ м} = 149 \text{ мм}.$$

Таким чином, радіус ролика лежить у межах:

$$r_p \leq (0,7...0,8) \cdot \rho_{min} = (0,7...0,8) 149 = 104...119 \text{ мм};$$

$$r_p \leq (0,4...0,5) \cdot r_0 = (0,4...0,5) 126 = 50...63 \text{ мм}.$$

Приймаємо радіус ролика $r_p = 30 \text{ мм} = 0,030 \text{ м}$.

Тоді на кресленику $(r_p) = r_p / \mu_l = 0,030 / 0,0015 = 20 \text{ мм}$.

					<i>КУРСОВА РОБОТА З ТММ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Будуємо практичний (дійсний) профіль кулачка у вигляді кривої, еквідистантної центральному профілю й віддаленої від нього за загальними нормлями на відстані, що дорівнює радіусу ролика r_p . Для цього проводимо радіусом ролика r_p якнайбільше з кіл із центрами в точках центрального профілю. Внутрішня крива, що огинає сімейства усіх цих кіл і дає дійсний профіль кулачка, який на фазах ближнього й дальнього стояння являє собою дуги кіл радіусів $R_0 = (r_0 - r_p)$ і $R_{max} = (R_0 + h)$, відповідно.

						Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	<i>КУРСОВА РОБОТА З ТММ</i>	

ДОДАТОК В

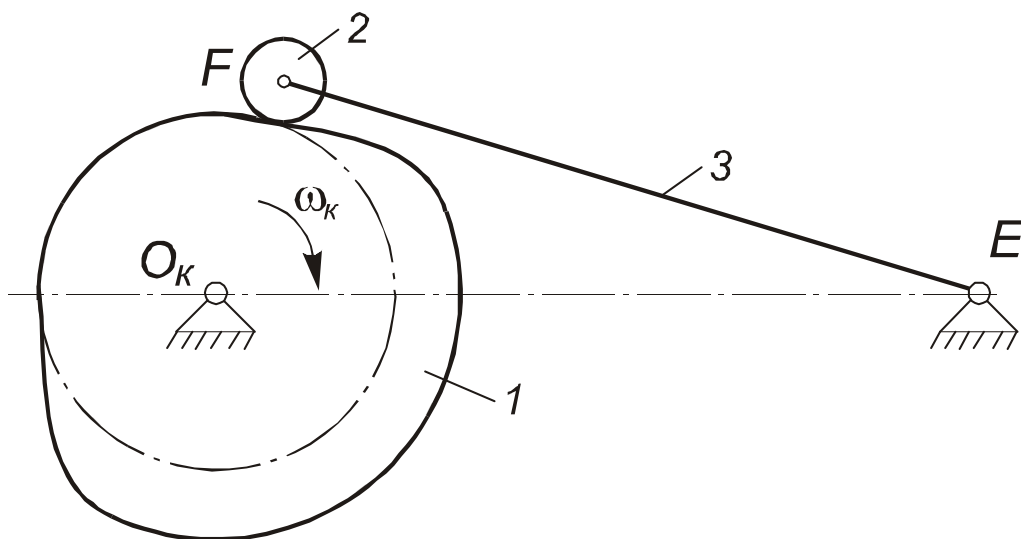
Зразок пояснювальної записки до курсової роботи з ТММ.

Розділ «Синтез кулачкового механізму з коромисловим роликівим штовхачем із силовим замиканням»

3 Динамічний синтез кулачкового механізму

(аркуш 2 графічної частини роботи)

У цій роботі необхідно виконати синтез плоского кулачкового механізму з коромисловим роликівим штовхачем із силовим замиканням (рис. 3.1).



1 – кулачок; 2 – ролик; 3 – коромисло

Рисунок 3.1 – Схема кулачкового механізму

Завдання синтезу кулачкового механізму полягає в побудові профілю кулачка, що забезпечує заданий закон руху коромислового штовхача.

						Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КУРСОВА РОБОТА З ТММ	

3.1 Вхідні параметри синтезу

Вхідними параметрами синтезу кулачкового механізму є:

- кутовий хід коромисла $\beta_{max} = 30^\circ$;
- мінімальний кут передавання руху $\gamma_{min} = 60^\circ$;
- фазові кути:
 - віддалення $\varphi_e = 105^\circ$;
 - дальнього стояння $\varphi_d = 95^\circ$;
 - наближення (повернення) $\varphi_n = 90^\circ$;
- закони руху штовхача:
 - на фазі віддалення – *синусоїдний*;
 - на фазі наближення (повернення) – *параболічний*;
- довжина коромисла $l_k = 110 \text{ мм} = 0,110 \text{ м}$;
- закон руху кулачка: $\omega_k = const$.

Оскільки повний робочий цикл механізм робить за один оберт кулачка, визначимо кут ближнього стояння:

$$\varphi_s = 360^\circ - (\sum \varphi_i) = 360^\circ - (\varphi_e + \varphi_d + \varphi_n) = 360^\circ - (105^\circ + 95^\circ + 90^\circ) = 70^\circ$$

Переведемо фазові кути й кутовий хід коромисла в радіанну міру.

Для цього скористаємося формулою $\varphi_i^{rad} = \frac{\pi}{180} \cdot \varphi_i^\circ$.

$$\varphi_e = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 105^\circ \approx 1,83 \text{ рад}; \quad \varphi_d = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 95^\circ \approx 1,66 \text{ рад};$$

$$\varphi_n = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 90^\circ \approx 1,57 \text{ рад}; \quad \varphi_s = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 70^\circ \approx 1,22 \text{ рад};$$

$$\beta_{max} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 30^\circ \approx 0,52 \text{ рад}.$$

Розрахуємо максимальний дуговий хід центра ролика:

$$S_{max} = h = l_k \beta_{max} = 0,110 \cdot 0,52 = 0,0575 \text{ м} = 57,5 \text{ мм}.$$

3.2 Розрахунок і побудова діаграм руху штовхача

Для побудови профілю кулачка необхідно знати закон руху штовхача у вигляді $S = f(\varphi)$ або $\beta = f(\varphi)$.

У завданні закон руху штовхача представлений у вигляді залежності аналога прискорення кінця штовхача (центра ролика F) від кута повороту кулачка

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi).$$

					<i>КУРСОВА РОБОТА З ТММ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змін.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Для одержання шуканої залежності $S = f(\varphi)$ необхідно двічі проінтегрувати функцію $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, одержавши проміжну функцію аналога швидкості $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$. Для побудови зазначених діаграм розрахуємо екстремальні значення аналогів швидкостей і прискорень центра ролика на фазах віддалення й наближення.

На фазі віддалення:

- аналог прискорення

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)_{max}^{\delta} = \frac{2\pi h}{\varphi_{\delta}^2} = (2\pi \cdot 57,5) / 1,83^2 = 108 \text{ мм} = 0,108 \text{ м};$$

- аналог швидкості

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{max}^{\delta} = \frac{2h}{\varphi_{\delta}} = (2 \cdot 57,5) / 1,83 = 62,8 \text{ мм} = 0,0628 \text{ м};$$

на фазі наближення:

- аналог прискорення

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)_{max}^H = \frac{4h}{\varphi_H^2} = (4 \cdot 57,5) / 1,57^2 = 93,3 \text{ мм} = 0,0933 \text{ м};$$

- аналог швидкості

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{max}^H = \frac{2h}{\varphi_H} = (2 \cdot 57,5) / 1,57 = 73,2 \text{ мм} = 0,0732 \text{ м}.$$

Для побудови зазначених діаграм вибираємо такі масштабні коефіцієнти:

для аналогів прискорень $\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = 0,001 \text{ м/мм};$

для аналогів швидкостей $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 0,001 \text{ м/мм};$

для переміщень $\mu_S = 0,001 \text{ м/мм};$

для кутів повороту кулачка $\mu_{\varphi} = 0,025 \text{ рад/мм} = 1,43 \text{ град/мм}.$

						Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КУРСОВА РОБОТА З ТММ	

Фазові кути переведемо в мм: $L_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{\mu_\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{0,025} = 251 \text{ мм}$,

де L_φ – відрізок, що відповідає одному оберту кулачка.

$$(x_{\varphi_6}) = \varphi_6 / \mu_\varphi = 1,83 / 0,025 = 73 \text{ мм}; \quad (x_{\varphi_0}) = \varphi_0 / \mu_\varphi = 1,66 / 0,025 = 66 \text{ мм};$$

$$(x_{\varphi_n}) = \varphi_n / \mu_\varphi = 1,57 / 0,025 = 63 \text{ мм}; \quad (x_{\varphi_6}) = \varphi_6 / \mu_\varphi = 1,22 / 0,025 = 49 \text{ мм}.$$

Перевіримо :

$$L_\varphi = \sum x_\varphi = (x_{\varphi_6}) + (x_{\varphi_0}) + (x_{\varphi_n}) + (x_{\varphi_6}) = 73 + 66 + 63 + 49 = 251 \text{ мм}.$$

Будуємо діаграми $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, $S = f(\varphi)$ або $\beta = f(\varphi)$,

$$\text{при } \mu_\beta = \frac{\beta_{\max}}{(S_{\max})} = \frac{0,52}{57,5} = 0,009 \frac{\text{рад}}{\text{мм}} = 0,52 \frac{\text{град}}{\text{мм}}.$$

3.3 Визначення основних параметрів механізму

Завданням динамічного синтезу є визначення такого мінімального радіуса-вектора r_0 профілю кулачка й такої відстані l_0 між центрами обертання кулачка та коромисла, за наявності яких змінний кут передавання руху γ_i у жодному положенні кулачкового механізму не буде меншим за $\gamma_{\min} = 60^\circ$, тобто буде виконуватися умова незаклинювання механізму: $\gamma_i \geq \gamma_{\min}$.

Використовуючи діаграми руху штовхача $S = f(\varphi)$ і $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, включивши з них параметр φ , будуємо для фаз віддалення й наближення графік залежності $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$ при масштабних коефіцієнтах $\mu_S = \mu \frac{dS}{d\varphi} = 0,001 \text{ м/мм}$.

Вибираємо центр обертання коромисла E і зображуємо коромисло в початковому (ближньому до центра кулачка) положенні у вигляді відрізка $(EF_0) = l_k / \mu_l$. Проводимо дугу кола радіуса (EF_0) і відкладаємо максимальний кут розмаху коромисла β_{\max} . Цю дугу $\overline{F_0 F_6}$, що представляє собою максимальний дуговий хід центра ролика S_{\max} , розмічаємо відповідно до раніше побудованого графіка $S = f(\varphi)$ або $\beta = f(\varphi)$, та одержуємо точки F_i – положення центра ролика.

						Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	КУРСОВА РОБОТА З ТММ	

З'єднавши отримані точки F_i із центром E , будуюмо відповідні положення коромисла EF_i . Потім уздовж кожного з цих положень від точок розподілу F_i відкладаємо відрізки $(F_iD_i) = \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_i / \mu_S$ у напрямку, який щораз визначається поворотом вектора швидкості кінця коромисла на 90° у бік обертання кулачка.

Кінці відкладених відрізків (точки D_i) з'єднуємо плавною лінією й одержуємо шукану криву $\frac{dS}{d\varphi} = f(S)$. Потім з кожної точки D_i під кутом $\gamma_{min} = 60^\circ$ до відповідного положення штовхача проводимо промені, які, перетинаючись, утворять заштриховану зону можливого розташування центра обертання кулачка. У цій зоні вибираємо точку O_k – центр обертання кулачка, та, з'єднавши її з точкою E , одержуємо відрізок (O_kE) – відстань між центрами обертання кулачка й коромисла. Відрізок (O_kF_0) являє собою мінімальний радіус центрального профілю кулачка:

$$r_0 = (O_kF_0) \cdot \mu_S = 98,0 \cdot 0,001 = 0,098 \text{ м} = 98 \text{ мм},$$

$$l_0 = (O_kE) \cdot \mu_S = 159,0 \cdot 0,001 = 0,159 \text{ м} = 159 \text{ мм}.$$

3.4 Побудова центрального профілю кулачка

Центровий профіль кулачка (траєкторія центра ролика в його русі відносно кулачка) будуюмо методом обертання руху (інверсії) при $\mu_i = 0,0010 \text{ м/мм}$. Зазначений метод полягає в тому, що всьому механізму подумки надається обертовий рух навколо осі O_k з кутовою швидкістю $(-\omega_k)$, що дорівнює кутовій швидкості кулачка, але протилежно спрямованою. При цьому кулачок зупиняється, а штовхач разом з нерухомою опорою в оберненому русі робить обертовий рух навколо центра обертання кулачка O_k з кутовою швидкістю $\omega_{ob} = -\omega_k$. Ролик при цьому котиться по нерухомому кулачку, у результаті чого штовхач робить ще й відносний коливальний рух навколо осі опори за законом, обумовленим профілем кулачка. При цьому відносне розташування всіх ланок механізму в оберненому русі буде таким самим, як і при його дійсному русі.

					<i>КУРСОВА РОБОТА З ТММ</i>	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Для знаходження положень центра ролика в оберненому русі механізму робимо такі побудови.

Вибираємо центр обертання кулачка O_k . З нього проводимо кола радіусами, що дорівнюють r_0 і l_0 у масштабі $\mu_l = 0,0010$ м/мм. На колі радіуса l_0 вибираємо центр обертання коромисла – точку E . З неї радіусом, що дорівнює довжині коромисла l_{EF} , проводимо дугу до перетину з колом радіуса r_0 .

Точка перетину F_0 дає положення центра ролика коромисла, що відповідає початку фази віддалення. Від точки F_0 у бік обертання коромисла відкладаємо переміщення центра ролика коромисла відповідно до діаграми $S = f(\varphi)$ і одержуємо точки F_i (див. п. 3.3). Від лінії центрів $O_k E$ в напрямку, протилежному обертанню кулачка, послідовно відкладаємо фазові кути $\varphi_6, \varphi_0, \varphi_n, \varphi_6$. Кути φ_6 і φ_n , і дуги, що їх стягують, ділимо на таку саму кількість рівних частин, як на графіку $S = f(\varphi)$. Отримані точки E_i дають положення центра коливання коромисла в оберненому русі механізму.

Для відшукання положень центра ролика в оберненому русі механізму з центра обертання кулачка O_k радіусами, що дорівнюють $(O_k F_i)$, проводимо дуги концентричних кіл, а з відповідних точок E_i довжиною коромисла робимо засічки на відповідних дугах, одержуємо точки F_i' . Послідовно з'єднавши всі отримані точки F_i' плавною кривою, одержуємо центровий профіль кулачка, що на фазах ближнього й дальнього стояння являє собою дуги кіл радіусів r_0 і r_{max} , відповідно.

3.5 Визначення радіуса ролика й побудова дійсного профілю кулачка

Радіус ролика штовхача визначається з двох таких умов:

– щоб уникнути перетину частин профілю кулачка, радіус ролика повинен бути меншим від мінімального радіуса кривини центрального профілю кулачка, тобто $r_p \leq (0,7...0,8)\rho_{min}$;

– з конструктивних міркувань радіус ролика не рекомендується брати більше за половину радіуса центрального профілю кулачка, тобто

$$r_p \leq (0,4...0,5)r_0.$$

							Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	КУРСОВА РОБОТА З ТММ		

Величину радіуса ролика вибираємо меншу з двох розрахованих значень.

Для знаходження ρ_{min} робимо таким чином: на опуклій частині центрального профілю кулачка вибираємо точку K , у якій кривина представляється найбільшою. Потім поблизу точки K на відстані 15...20 мм знаходимо ще дві точки K' і K'' , з'єднуємо їх хордами з точкою K . Через середини отриманих хорд KK' і KK'' проводимо до них перпендикуляри. Точка M перетину цих перпендикулярів є центром кола, що проходить через всі три точки.

Радіус цього кола приблизно можна прийняти за ρ_{min} :

$$\rho_{min} = (MK) \cdot \mu_l = 95 \cdot 0,001 = 0,095 \text{ м} = 95 \text{ мм.}$$

Таким чином, радіус ролика лежить у межах:

$$r_p \leq (0,7...0,8)\rho_{min} = (0,7...0,8) 95 = 67...76 \text{ мм};$$

$$r_p \leq (0,4...0...0,5)r_0 = (0,4...0,5) 98 = 39...49 \text{ мм.}$$

Приймаємо радіус ролика $r_p = 20 \text{ мм} = 0,020 \text{ м}$.

На кресленику $(r_p) = r_p/\mu_l = 0,020/0,0010 = 20,0 \text{ мм}$.

Будуємо практичний (дійсний) профіль кулачка у вигляді еквідистантної кривої, що відстоїть від центрального профілю за загальними нормаллями на відстані, що дорівнює радіусу ролика r_p . Для цього проводимо якнайбільше кіл радіусом r_p із центрами в точках центрального профілю. Внутрішня крива, що огинає сімейства всіх цих кіл і дає дійсний профіль кулачка. На фазах ближнього й дальнього стояння профіль кулачка являє собою дуги кіл радіусів R_0 і R_{max} , відповідно.

					<i>КУРСОВА РОБОТА З ТММ</i>	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

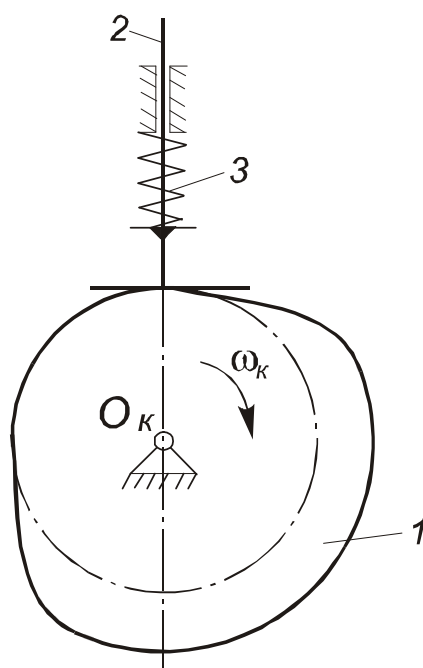
ДОДАТОК Г

Зразок пояснювальної записки до курсової роботи з ТММ.
Розділ «Синтез кулачкового механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що рухається поступально, з силовим замиканням»

3 ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

(аркуш 2 графічної частини роботи)

У цій роботі необхідно виконати синтез кулачкового механізму з плоским тарілчастим штовхачем, що рухається поступально, з силовим замиканням (рис. 3.1).



1 – кулачок; 2 – плоский штовхач; 3 – пружина

Рисунок 3.2 – Схема кулачкового механізму

Завдання синтезу кулачкового механізму полягає в побудові профілю кулачка, що забезпечує заданий закон руху штовхача.

					КУРСОВА РОБОТА З ТММ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1 Вхідні параметри синтезу

Вхідними параметрами синтезу кулачкового механізму є:

- хід штовхача $h = 68$ мм;
- фазові кути:
 - віддалення $\varphi_e = 90^\circ$;
 - дальнього стояння $\varphi_o = 80^\circ$;
 - наближення (повернення) $\varphi_n = 110^\circ$;
- закони руху штовхача:
 - на фазі віддалення – *косинусоїдний*;
 - на фазі наближення (повернення) – *синусоїдний*;
 - закон руху кулачка: $\omega_k = const$.

Оскільки повний робочий цикл механізм робить за один оберт кулачка, визначимо фазовий кут ближнього стояння:

$$\varphi_o = 360^\circ - (\sum \varphi_i) = 360^\circ - (\varphi_e + \varphi_o + \varphi_n) = 360^\circ - (90^\circ + 80^\circ + 110^\circ) = 80^\circ$$

Переведемо фазові кути в радіанну міру. Для цього скористаємося формулою $\varphi_i^{рад} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \varphi_i^\circ$.

$$\varphi_e = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 90^\circ \approx 1,57 \text{ рад};$$

$$\varphi_o = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 80^\circ \approx 1,40 \text{ рад};$$

$$\varphi_n = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 110^\circ \approx 1,92 \text{ рад};$$

$$\varphi_o = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 80^\circ \approx 1,40 \text{ рад}.$$

3.2 Розрахунок і побудова діаграм руху штовхача

Для побудови профілю кулачка, що забезпечує задані закони руху штовхача, необхідно мати залежність переміщення штовхача від кута повороту кулачка $S = f(\varphi)$.

Закон руху штовхача в завданні подано у вигляді залежності аналога прискорення штовхача від кута повороту кулачка $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$.

							Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	КУРСОВА РОБОТА З ТММ		

Для знаходження шуканої залежності $S = f(\varphi)$ необхідно двічі проінтегрувати функцію $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$, одержавши проміжну функцію аналога швидкості $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$.

Для графічного інтегрування залежності $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$ розрахуємо екстремальні значення аналогів швидкостей і прискорень на фазах віддалення й наближення.

На фазі віддалення:

- аналог прискорення

$$\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2}\right)_{max}^6 = \frac{\pi^2 h}{2\varphi_6^2} = (\pi^2 \cdot 68) / (2 \cdot 1,57^2) = 150 \text{ мм} = 0,150 \text{ м};$$

- аналог швидкості

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{max}^6 = \frac{\pi h}{2\varphi_6} = (\pi \cdot 68) / (2 \cdot 1,57) = 75 \text{ мм} = 0,075 \text{ м};$$

на фазі наближення:

- аналог прискорення

$$\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2}\right)_{max}^H = \frac{2\pi h}{\varphi_H^2} = (2\pi \cdot 68) / 1,92^2 = 242 \text{ мм} = 0,242 \text{ м};$$

- аналог швидкості

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{max}^H = \frac{2h}{\varphi_H} = (2 \cdot 68) / 1,92 = 107 \text{ мм} = 0,107 \text{ м}.$$

Використовуючи отримані максимальні значення аналогів швидкостей і прискорень, креслимо діаграми руху штовхача $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$,

$\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$, $S = f(\varphi)$, прийнявши такі масштабні коефіцієнти:

$$\text{для аналогів прискорень } \mu \frac{d^2 S}{d\varphi^2} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}};$$

$$\text{для аналогів швидкостей } \mu \frac{dS}{d\varphi} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}};$$

						Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	КУРСОВА РОБОТА З ТММ	

для переміщень $\mu_s = 0,002 \frac{м}{мм}$;

для кутів повороту кулачка $\mu_\varphi = 0,020 \text{ рад/мм} = 1,15 \text{ град/мм}$.

Фазові кути переведемо у відрізки осі абсцис в мм:

$$(x_{\varphi_e}) = \varphi_e / \mu_\varphi = 1,57 / 0,020 = 78,5 \text{ мм}; \quad (x_{\varphi_o}) = \varphi_o / \mu_\varphi = 1,40 / 0,020 = 69,8 \text{ мм};$$

$$(x_{\varphi_n}) = \varphi_n / \mu_\varphi = 1,92 / 0,020 = 96,0 \text{ мм}; \quad (x_{\varphi_c}) = \varphi_c / \mu_\varphi = 1,40 / 0,020 = 69,8 \text{ мм};$$

$$L_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{\mu_\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{0,02} = 314 \text{ мм},$$

де L_φ – відрізок, що відповідає одному повному оберту кулачка.

Перевіримо:

$$L_\varphi = (x_{\varphi_e}) + (x_{\varphi_o}) + (x_{\varphi_n}) + (x_{\varphi_c}) = 78,5 + 69,8 + 96,0 + 69,8 = 314 \text{ мм}.$$

3.3 Визначення основних параметрів механізму

У механізмі з плоским штовхачем кут передавання руху $\gamma = const$ (у нашому випадку $\gamma = 90^\circ$). Отже, умова незаклинювання ($\gamma \geq \gamma_{min}$) виконується при всіх положеннях кулачка незалежно від його розмірів. Але для цього типу кулачкового механізму наявність плоского штовхача висуває додаткову вимогу до профілю кулачка, що повинен бути опуклим у будь-якій його точці, тобто не мати увігнутості й, отже, радіус кривини профілю повинен бути більшим від нуля ($\rho_i > 0$) або

$$\rho_i = r_o + S_i + \left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_i > 0. \quad (3.1)$$

Виконання умови (3.1) можна забезпечити, визначивши мінімальний радіус кулачка за методом Геронімуса. Для цього використаємо

діаграми руху штовхача $S = f(\varphi)$ і $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$ і, виключивши з них

параметр φ , будуємо графік залежності $\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = f(S)$ для фаз віддалення й наближення при таких масштабних коефіцієнтах:

$$\mu \frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \mu_s = 0,001 \text{ м/мм}.$$

					<i>КУРСОВА РОБОТА З ТММ</i>	Арк.
Змін.	Арк	№ док.ум.	Підпис	Дата		

Проводимо вертикально вісь S (уздовж осі штовхача), а вісь $\frac{d^2 S}{d\varphi^2}$ – перпендикулярно їй (у будь-який бік) і будуємо зазначений графік. Потім проводимо під кутом 45° до осі S дотичну до найбільшої від’ємної гілки отриманого графіка. Зона, розташована нижче від перетину осі S і цієї дотичної, є зоною можливих положень центра обертання кулачка O_k , при яких забезпечується вимога: $\rho_i > 0$. За центр O_k вибираємо точку, що лежить на 10 мм нижче від точки перетину дотичної з віссю S , при цьому шуканий мінімальний радіус кулачка

$$r_0 = (O_k B_0) \mu_s = 73,0 \cdot 0,0010 = 0,073 \text{ м} = 73 \text{ мм.}$$

3.4 Побудова профілю кулачка

Профіль кулачка будуємо методом обертання руху. Зазначений метод полягає в тому, що всьому механізму подумки надається обертовий рух навколо осі O_k з кутовою швидкістю, що дорівнює кутовій швидкості кулачка, але протилежно спрямованою, тобто $\omega_{o\delta} = -\omega_k$. При цьому оберненому русі кулачок мов би зупиняється, а штовхач разом зі стояком робить переносний обертовий рух навколо центра обертання кулачка з кутовою швидкістю $(-\omega_k)$. Штовхач при цьому ковзає по нерухомому кулачку, в результаті чого він робить ще й відносний поступальний рух уздовж напрямної опори, за законом, що залежить від профілю кулачка. При цьому відносно розташування всіх ланок механізму в оберненому русі буде таким самим, як і при його дійсному русі. Для визначення положень штовхача в оберненому механізмі робимо такі побудови.

З довільно обраної точки O_k проводимо кола радіусів r_0 і $r_{max} = r_0 + h$ при $\mu_l = 0,0010$ м/мм. Через центр обертання кулачка O_k проводимо вертикальну лінію руху штовхача $y-y$. Точки перетину лінії $y-y$ з колами радіусів r_0 і r_{max} визначають положення точки B (центра тарілки) штовхача, що відповідають початку й кінцю фази віддалення (B_0 і B_6). У бік, протилежний обертанню кулачка, від прямої $O_k B_6$ послідовно відкладаємо фазові кути $\varphi_в, \varphi_д, \varphi_н, \varphi_б$. Дуги максимального радіуса, що стягують фазові кути $\varphi_в$ і $\varphi_н$, ділимо на рівні частини, відповідно до розподілу цих кутів на графіку $S = f(\varphi)$.

						Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	КУРСОВА РОБОТА З ТММ	

Через кожну з отриманих точок розподілу із центра O_k проводимо i -і промені, які являють собою положення штовхача в оберненому русі механізму. Потім від точки B_0 уздовж лінії $y-y$ в масштабі $\mu_s = \mu_l = 0,0010$ м/мм відкладаємо переміщення штовхача $S_i = B_0B_i$, користуючись розміткою ходу штовхача із графіка $S = f(\varphi)$. Через отримані точки B_i із центра O_k проводимо дуги концентричних кіл радіусів (O_kB_i) до перетину з відповідними i -тими променями. Отримані точки являють собою положення центра тарілки штовхача в оберненому русі механізму.

Через кожну із цих точок проводимо перпендикуляри (положення площини тарілки штовхача) до відповідних i -тих променів. Внутрішня огинаюча всіх цих перпендикулярів, проведена дотично до них, і являє собою дійсний профіль кулачка.

Діаметр тарілки штовхача d_T , що виключає можливість його заклинювання, як на фазі віддалення, так і на фазі наближення (при можливому реверсі кулачка), визначимо з рівності:

$$d_T = 2 \left| \frac{dS}{d\varphi} \right|_{\max} + 10_{\text{мм}} = 2 \cdot 107 + 10 = 224_{\text{мм}},$$

де $\left| \frac{dS}{d\varphi} \right|_{\max} = 107_{\text{мм}}$ – абсолютно більше значення аналога швидкості штовхача (див. п. 3.2). Остаточню приймаємо: $d_T = 225$ мм.

					<i>КУРСОВА РОБОТА З ТММ</i>	Арк.
Змін.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Навчальне видання

**ЧОСТА Наталія Вікторівна,
ШОЛЕНІНОВ Владислав Євгенович,
ЗАГУДАЄВ Віктор Олексійович**

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

ПРОЕКТУВАННЯ

ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Навчальний посібник
до курсового проектування
для студентів машинобудівних спеціальностей

Редагування О. М. Болкова
Комп'ютерне верстання О. П. Ордіна

34/2016. Формат 60 × 84/16.
Ум. друк. арк. 3,84. Обл.-вид. арк. 6,82.

Видавець і виготівник
Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №1633 від 24.12.2003