

Міністерство освіти і науки України
Хмельницький національний університет

До 50-річчя університету

Я.Т. Кіницький, С.Г. Костогряз, Я.О. Підгайчук

**КУЛАЧКОВО-ЦІВКОВІ МЕХАНІЗМИ
ПЕРЕРИВЧАСТОГО ОБЕРТОВОГО РУХУ
ВИХІДНОЇ ЛАНКИ**

Хмельницький – 2010

УДК 621.01

*Рекомендовано Вченою радою Хмельницького національного університету
(протокол № 11 від 25.06.2010 р.)*

Кулачково-цівкові механізми переривчастого обертового руху вихідної ланки / Я.Т. Кіницький, С.Г. Костогряз, Я.О. Підгайчук // Під заг. редакцією Я.Т. Кіницького. – Хмельницький: ХНУ – 2010. – 194 с.

Монографія присвячена синтезу та розробці нових механізмів переривчастого обертового руху вихідної ланки, побудованих на базі спарених коромислових кулачкових механізмів. Подальша розробка теорії цих механізмів дозволила одержати систему кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки, які захищені патентами України. Запропонована наукова класифікація розроблених механізмів, які можуть бути як із зовнішнім так і внутрішнім зачепленням вхідної і вихідних ланок. Залежно від кута одного оберту вихідної ланки їх можна розділити ще на три типи. Кулачки, які є вхідною ланкою, можуть бути як однакою так і різною профілю. Різним розташуванням на вхідному валу кулачків та повторенням їх профілів можна отримати різні модифікації цих механізмів. Відповідним вибором закону руху вихідної ланки та геометричних параметрів ланок, їх розташуванням можна отримувати оптимальний варіант кінематичної схеми механізму за різними кінематичними та динамічними характеристиками. Для кожного типу механізмів встановлені особливості кінематичного та динамічного синтезу, одержані розрахункові залежності та розроблені алгоритми їх синтезу і програмне забезпечення з використанням системи Mathcad, які дозволяють оперативно підготувати необхідні дані для виготовлення кулачків на верстатах з ЧПК. Результати досліджень перевірені комп'ютерним моделюванням у системі SolidWorks.

Для інженерів конструкторів, а також студентів та викладачів вищих технічних навчальних закладів.

Табл. 6. Ілюст. 105. Бібліогр. 157

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. М.А.Ткачук
(Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»);
канд. техн. наук, доц. А.О. Кичма
(Національний університет «Львівська політехніка»)

ISBN 978-617-513-056-8

© Кіницький Я.Т., Костогряз С.Г.,
Підгайчук Я.О., 2010

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ.....	6
ВСТУП.....	7
1 МЕХАНІЗМИ ПЕРЕРИВЧАСТОГО РУХУ.....	9
1.1 Механізми неповнозубих коліс.....	9
1.2 Храпові механізми.....	11
1.3 Мальтійські механізми.....	13
1.4 Важільні механізми з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки.....	18
1.5 Кулачково-цівкові механізми з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки.....	22
2 КОНСТРУКЦІЯ, ПРИНЦИП РОБОТИ І КЛАСИФІКАЦІЯ РОЗРОБЛЕНИХ КУЛАЧКОВО-ЦІВКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕРИВЧАСТИМ ОБЕРТОВИМ РУХОМ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ.....	27
2.1 Класифікація розроблених кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки	27
2.2 Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки I типу.....	28
2.3 Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки II типу.....	31
2.4 Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки III типу.....	33
2.5 Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки I типу.....	35
2.6 Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки II типу	42
2.7 Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки III типу.....	44
2.8 Висновки до розділу 2.....	46
3 КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВО-ЦІВКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕРИВЧАСТИМ ОБЕРТОВИМ РУХОМ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ.....	48
3.1 Загальні зауваження	48
3.2 Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки I типу.....	49
3.2.1. Визначення координат теоретичного профілю	

кулачків.....	50
3.2.2. Визначення координат практичного профілю кулачків....	53
3.3 Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки II типу.....	57
3.3.1. Визначення координат теоретичного профілю кулачків.....	57
3.3.2. Визначення координат практичного профілю кулачків..	60
3.4 Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки III типу.....	61
3.4.1. Визначення координат теоретичного профілю кулачків.....	61
3.4.2. Визначення координат практичного профілю кулачків..	64
3.5 Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки I типу.....	67
3.5.1. Визначення координат теоретичного профілю кулачків.....	67
3.5.2. Визначення координат практичного профілю кулачків..	69
3.6 Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки II типу.....	71
3.6.1. Визначення координат теоретичного профілю кулачків.....	71
3.6.2. Визначення координат практичного профілю кулачків..	72
3.7 Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки III типу..	74
3.7.1. Визначення координат теоретичного профілю кулачків.....	74
3.7.2. Визначення координат практичного профілю кулачків..	74
3.8 Висновки до розділу	76
4 ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВО-ЦІВКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕРИВЧАСТИМ ОБЕРТОВИМ РУХОМ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ.....	78
4.1 Мета та завдання динамічного синтезу.....	78
4.2 Кулачково-цівковий механізм з переривчастим	

обертотвим рухом вихідної ланки I типу.....	79
4.2.1. Дослідження кутів тиску в механізмі.....	79
4.2.2. Визначення мінімального значення міжосьової відстані механізму і кількості пар роликів на цівковому колесі.....	81
4.2.3. Дослідження впливу закону руху цівкового колеса на геометричні параметри механізму.....	86
4.2.4. Дослідження впливу тривалості періоду руху кулачків при одному повороті цівкового колеса на геометричні параметри механізму.....	87
4.2.5. Коефіцієнт корисної дії механізму.....	89
4.3 Кулачково-цївковий механізм з переривчастим обертотвим рухом вихідної ланки II типу.....	91
4.4 Кулачково-цївковий механізм з переривчастим обертотвим рухом вихідної ланки III типу.....	96
4.5 Кулачково-цївковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертотвного руху вихідної ланки I типу.....	98
4.6 Кулачково-цївковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертотвного руху вихідної ланки II типу.....	102
4.7 Кулачково-цївковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертотвного руху вихідної ланки III типу.....	105
4.8 Висновки до розділу 4.....	106
5 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ КУЛАЧКОВО-ЦІВКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕРИВЧАСТИМ ОБЕРТОВИМ РУХОМ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ.....	108
5.1 Постановка задачі та вибір системи моделювання.....	108
5.2 Комп'ютерне моделювання розроблених механізмів.....	109
5.3 Комп'ютерне дослідження роботи механізмів.....	113
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	123
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	126
ДОДАТКИ.....	138
Додаток А. Програма КЦМП-1.....	139
Додаток Б. Програма КЦМП-2.....	149
Додаток В. Програма КЦМП-3.....	159
Додаток Г. Програма КЦМП-1В.....	168
Додаток Д. Програма КЦМП-2В.....	177
Додаток В. Програма КЦМП-3В.....	186

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

- КЦМП – N – кулачково-цівковий механізм переривчастого обертового руху вихідної ланки із зовнішнім зачепленням ($N = 1, 2, 3$ – тип механізму);
- КЦМП – NB – кулачково-цівковий механізм переривчастого обертового руху вихідної ланки із внутрішнім зачепленням;
- β_i – кут повороту вихідної ланки (цівкового колеса);
- β_m – максимальний кут одного повороту вихідної ланки;
- β_v – аналог кутової швидкості вихідної ланки;
- β_a – аналог кутового прискорення вихідної ланки;
- k – відносний час руху вихідної ланки;
- a_k – інваріант переміщень вихідної ланки;
- b_k – інваріант швидкості вихідної ланки;
- c_k – інваріант прискорень вихідної ланки;
- z_1 – повна кількість зубів зубчастого колеса, з якого вирізано зубчастий сектор;
- z_2 – кількість основних роликів на цівковому колесі;
- τ_1 – кутовий крок зубчастого сектора;
- τ_2 – кутовий крок розташування роликів на цівковому колесі;
- φ_p – кут повороту кулачка за час одного повороту цівкового колеса (для механізмів III типу – сума кутів повороту кулачка за час розбігу та вибігу);
- a – міжосьова відстань;
- l_k – радіус кола, на якому розміщені центри роликів цівкового колеса;
- λ – відносна міжосьова відстань;
- δ_i – кути відповідного теоретичного профілю кулачків;
- α_i – кути відповідного практичного профілю кулачків;
- ϑ_i – кути тиску;
- η – миттєвий коефіцієнт корисної дії механізму (ККД);
- η_c – середній ККД механізму за час одного повороту вихідної ланки.

ВСТУП

В різних машинах низку суттєвих переваг у порівнянні з механізмами, які нині застосовуються в техніці, оскільки в них можна запобігти ударам на початку і в кінці руху вихідної ланки, забезпечити геометричне замикання ланок, вони порівняно прості у виготовленні та експлуатації, і тому знаходять застосування у різних машинах та приладах і, особливо, в машинах-автоматах. Проте варто зауважити, що кулачкові механізми дещо складніші у виготовленні, ніж, наприклад, мальтійські або храпові механізми, а тому їх доцільно використовувати лише у випадку, коли не можна обійтись більш простими механізмами. Особли і приладах, особливо в машинах-автоматах, знайшли поширення механізми, які дають змогу в межах робочого циклу мати вистій (зупинку) вихідної ланки заданої тривалості при неперервному русі вхідної ланки. Такі механізми дістали назву механізмів переривчастого руху, їх ще називають кроковими механізмами або механізмами із зупинкою. До них відносяться: кулачкові, мальтійські, храпові, важільні та комбіновані (зубчасто-важільні, кулачково-важільні тощо) механізми, а також механізми з неповнозубими колесами.

Найбільше використання дістали кулачкові механізми, оскільки іншим механізмам притаманні недоліки, які обмежують їхнє застосування у техніці. Основні з цих недоліків: а) наявність ударів на початку і в кінці руху вихідної ланки (крім важільних механізмів); б) обмежена кількість законів руху вихідної ланки; в) дискретні значення тривалості періодів руху або вистою та обмежені можливості їх варіювання. Усунення таких недоліків пов'язане з ускладненням конструкції та підвищенням собівартості механізмів. Кулачкові механізми мають во це стосується швидкохідних машин.

Розширення функціональних можливостей кулачкових механізмів і створення простих за конструкцією механізмів переривчастого обертового руху, які забезпечують безударний періодичний поворот вихідної ланки, є в умовах зростаючих вимог до підвищення швидкодії механізмів актуальною науково-технічною проблемою.

В роботі використані аналітичні методи аналізу та синтезу кулачкових механізмів та зубчастого зачеплення з циклоїдним профілем

зубів, сучасні методи комп'ютерного моделювання та дослідження роботи механізмів.

Наукова новизна цієї роботи полягає в тому, що

– поглиблені окремі теоретичні положення синтезу механізмів переривчастого обертового руху вихідної ланки, побудованих на базі спарених коромислових кулачкових механізмів. Це дозволило створити множину нових механізмів такого типу, простіших за конструкцією і з більш широкими функціональними можливостями;

– запропонована наукова класифікація розроблених кулачково-цівкових механізмів переривчастого обертового руху вихідної ланки;

– розроблені аналітичні методи кінематичного та динамічного синтезу зазначених механізмів;

– виконаний комплекс аналітичних досліджень впливу геометричних параметрів механізмів на основні динамічні характеристики та їхню працездатність;

– встановлені межі існування зазначених механізмів та науково обгрунтовані рекомендації щодо їх оптимального синтезу за заданими умовами роботи.

Запропоновані механізми, методи, алгоритми, програмне забезпечення та результати у вигляді розрахункових формул, таблиць, діаграм дозволяють проводити синтез таких механізмів за заданими критеріями та умовами роботи, розширити застосування таких механізмів в машинах і приладах різного призначення.

РОЗДІЛ 1

МЕХАНІЗМИ ПЕРЕРИВЧАСТОГО РУХУ

Питанням конструкції та синтезу механізмів переривчастого руху присвячена значна кількість праць: довідників [13, 37, 41, 110], підручників і навчальних посібників [14, 21, 34, 35, 38, 42, 48 – 50, 56 – 58, 60, 86, 103, 113, 116, 122, 140, 145, 147], монографій [15, 19, 33, 87, 98, 102, 104, 109, 122, 133, 149 – 151, 153] та наукових статей [1 – 3, 6, 8 – 12, 18 – 20, 23-25, 28, 30 – 32, 43-47, 51 – 53, 55, 59, 61 – 78, 80 – 85, 95, 105, 106, 111-114, 119, 123 – 132, 134 – 139, 141 – 144, 146, 148, 152, 154 – 157] і винаходів [4, 5, 13, 37, 88].

Оцінку закону руху і вистою у загальному робочому циклі T механізму здійснюють відносними коефіцієнтами часу руху t_p і часу вистою (зупинки) t_b вихідної ланки [14, 34, 113], тобто

$$k_p=t_p/T, k_b=t_b/T. \quad (1.1)$$

Для забезпечення переривчастого руху використовують різні механізми, принцип роботи яких та їх особливості розглянемо далі.

1.1. Механізми неповнозубих коліс

Механізми неповнозубих коліс використовуються для надання вихідному валу обертового руху з періодичними вистоями [14, 34, 36, 113, 122, 133]. Щоб забезпечити такий рух, вхідне колесо має бути з більшим початковим діаметром, а вихідне – з меншим (рис. 1.1, *a*). Оскільки у зачепленні коліс потрібно забезпечити однакове число зубів, то на обох колесах зрізують частину зубів, але так, щоб виконувалась рівність $z_{\delta_1} = z_{\delta_2}$, де z_{δ_i} – фактичне число зубів коліс ($i = 1, 2$). Отже, в таких передачах використовують не повні зубчасті колеса, а їх сектори. Після повороту зубчастих коліс на кут $\varphi_p = z_{\delta} \tau$, де τ — кутовий крок ($\tau = 2\pi/z$), зуби секторів виходять із зачеплення. При цьому колесо 1 продовжує рухатися, а колесо 2 зупиняється і фіксується у нерухомому стані запірними дугами *B* і *Г*. Зупинка продовжується доти, доки поверхня *B* вхідного зубчастого сектора не увійде в контакт з виступом *A* і зуби коліс знову ввійдуть у зачеплення. Тривалість зупинки колеса 2 буде визначатися часом повороту вхідного колеса на кут φ_{1B} . Тоді коефіцієнт часу вистою визначається так $k_b = t_b/T = \varphi_{1B} / 2\pi$.

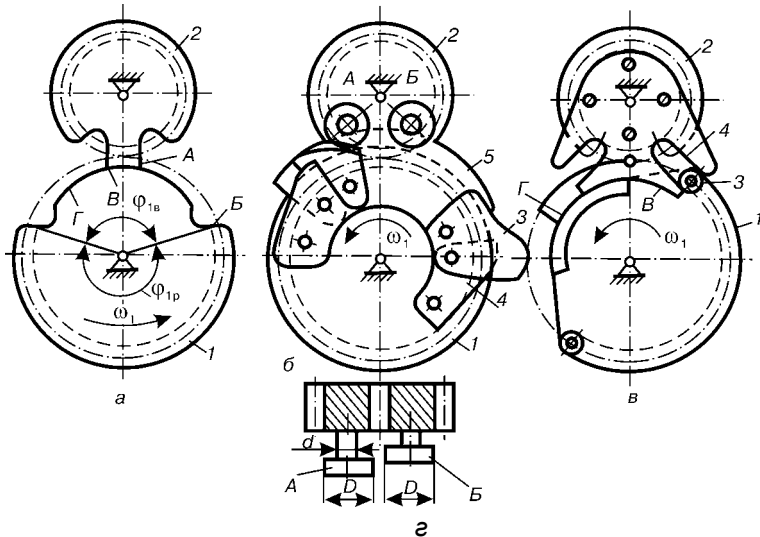


Рис. 1.1. Механізми неповнозубих коліс [116]

Тут $\varphi_{1в}$ має містити ціле число кутових кроків $\tau = 2\pi/z_{\delta_1}$, яке відповідає цілому числу кроків $\tau = 2\pi/z_{\delta_2}$ на колесі 2. Проте, як відомо, коефіцієнт перекриття в зубчастій парі, звичайно, більший одиниці і це може викликати додатковий поворот колеса 2 та порушити умову спряження зубів на початку наступної фази руху. Для усунення цього явища на стадії проектування механізму передбачають, що коефіцієнт перекриття останньої пари зубів дорівнює одиниці. Це найпростіше досягається зменшенням висоти останнього зуба на сегменті 1 на відповідну величину.

Недоліком зубчастих механізмів з неповним числом зубів є наявність ударів в момент початку зачеплення і в кінці фіксації зупинки запірними дугами. Тому їх застосовують у тихохідних машинах при незначних рухомих масах.

З метою зменшення ударів у таких механізмах використовуються різні пристрої, які дозволяють плавно вводити в зачеплення або виводити із зачеплення зубчасті сектори. Для цієї мети використовуються різні кулачкові механізми (рис. 1.1, б, в). У першому випадку (рис.1.1, б) на малому неповнозубому колесі закріплено два ролики А і Б, розташовані у різних площинах (рис.1.1, з). На торцях вхідного неповнозубого колеса закріплені кулачки 3 і 4, які взаємодіють з роликami. Профілі кулачків побудовані так, що обидва ролики під час розбігу і вибігу перекочуються

по своїх кулачках, забезпечують геометричне замикання малого колеса і його плавний поворот за заданим законом до повного вступу в зачеплення зубів коліс. Фіксуюча дуга 5 на входному колесі забезпечує точне положення вихідного колеса в період вистою.

У другому випадку (рис.1.1, *в*) заданий закон руху вихідного колеса 2 в період розбігу і вибігу забезпечується епіциклоїдним пазовим кулачком (кулісою) 4, з яким взаємодіє ролик 3. Нерухомий стан вихідного колеса 2 впродовж вистою забезпечують поверхні фіксуючих кулачків *В* і *Г*.

Механізми неповнозубих коліс, в яких має місце плавне вмикання і вимикання зубчастого зачеплення (рис.1.1, *б, в*), доцільно використовувати у більш відповідальних випадках.

Аналітичним та експериментальним дослідженням механізмів неповнозубих коліс присвячені роботи Аміряна К.А. [9 – 11], Стельмашука С.Г. [94–95] та багато інших авторів. Детальна бібліографія і методи їхнього синтезу та результати експериментальних досліджень викладені у монографії Фішіна М. Ю. [122].

1.2. Храпові механізми

Конструкція, принцип роботи та методи синтезу храпових механізмів викладені в різних підручниках і монографіях [13, 34, 37, 50, 74, 93, 122 та ін.]. На рис. 1.2, *а* зображено приклад храпового механізму. Такий механізм складається з храпового колеса 4, собачки 5, яка шарнірно закріплена на коромислі 3 шарнірного чотириланкового механізму O_1ABO_2 з кривошипом 1 і шатуном 2. При русі коромисла 3 проти руху годинникової стрілки собачка впирається в зуб храпового колеса і повертає це колесо на відповідний кут, який залежить від кута розмаху коромисла і кратний кутовому кроку храпового колеса. При русі коромисла у зворотному напрямку собачка проскакує над зубами храпового колеса і останнє залишається нерухомим. Для запобігання зворотного ходу колеса 4 встановлюється друга собачка *б* (упор), яка не дає змоги колесу обернутися у зворотному напрямку.

У тих випадках, коли необхідно регулювати кут повороту храпового колеса 4 при сталому куті розмаху коромисла 3, можна використати дугувий щиток 7, пересуваючи який вздовж вершин зубів храпового колеса можна перекривати частину зубів, які знаходяться на дузі переміщення собачки. Регулювання кута повороту храпового колеса здійснюється стрибками з кроком, який дорівнює кроку храпового колеса $\tau = 2\pi/z$, де z – число зубів храпового колеса. Основні геометричні параметри храпових коліс регламентуються стандартом (ГОСТ 9563-60).

У деяких машинах і пристроях застосовуються храпові механізми, в яких вхідна ланка 2 здійснює поступальний рух (рис. 1.2, б), а храпове колесо 1 – обертовий. Для забезпечення поступального переривчастого руху можна використати зубчасту рейку 4 (рис. 1.2, в), яка приводиться в рух собачкою 3. Зворотно-поступальний рух собачки 3 можна забезпечити різними механізмами. У даному випадку собачку приводить у рух приводний вал 1 за допомогою пальця 2, посаженого на диск 5. Для надійності контакту собачки з зубами храпового колеса (рейки) застосовують замикання пружиною (на рис. 1.2, в не показана).

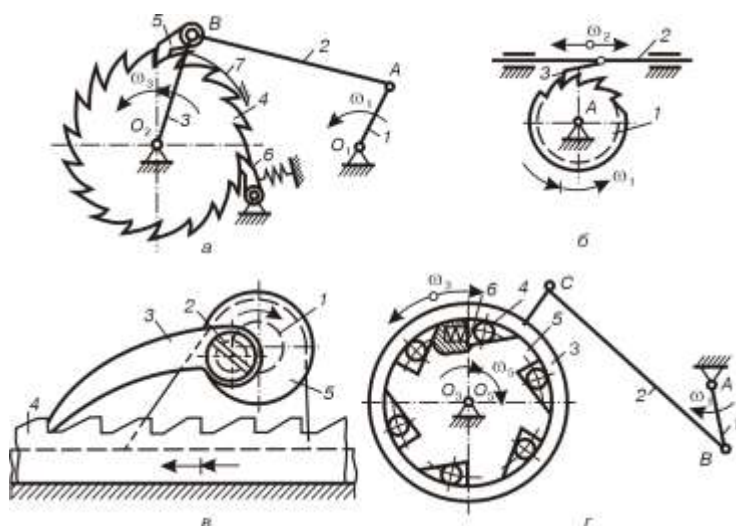


Рис. 1.2. Приклади храпових механізмів [37]

Різновидом храпових механізмів, які можуть використовуватися в більш відповідальних випадках, є муфти вільного ходу (рис. 1.2, г). У таких муфтах односторонній переривчастий рух забезпечується за рахунок сил тертя, які виникають між ланками 3 і 5 та роликами (або шариками) 4. Залежно від напрямку відносного руху ланок 3 і 5 ролики 4 можуть заклинюватися між поверхнями цих ланок або проковзувати. Наприклад, при обертанні ланки 3 проти руху годинникової стрілки ролики 4 за рахунок сил тертя викотяться в ширшу частину клинної порожнини, і муфта розчепиться, і навпаки, при обертанні ланки 3 за рухом годинникової стрілки, ролики 4 закотяться у вузку частину порожнини, і муфта заклиниться. Отже, обертовий рух кривошипа 1 пе-

ретворюється в односторонній переривчастий рух ланки 5. Кутова швидкість ω_5 ланки 5 є змінною величиною.

Для забезпечення постійного контакту роликів з поверхнями ланок 3 і 5 можна використовувати пружини б і регулювальні гвинти (на рисунку гвинти не показані). Храпові механізми рідко засовуються у швидкохідних машинах через підвищену віброактивність і невизначеність обертання при відсутності гальмівної системи.

1.3. Мальтійські механізми

Найпростіше переривчастий рух здійснюється за допомогою мальтійського механізму (рис. 1.3, а). До складу мальтійського механізму входить ведуча (вхідна) ланка 1 з роликом 3 і ведена (вихідна) ланка — хрест 2. Останній виготовлений у вигляді диска або стола з радіальними пазами. Якщо радіальні пази розташовані на диску рівномірно, то такий мальтійський механізм називають правильним (або однорідним). При обертанні ланки 1 палець 3 періодично входить в пази хреста 2 і повертає його на кут $\psi_p = 2\pi/z$, де z — число пазів. Для усунення жорсткого удару палець має входити в паз або виходити з нього, коли вісь симетрії паза AO_2 дотична до траєкторії центра ролика, тобто кола радіуса O_1A . При виході ролика з паза хрест 2 залишається нерухомим. Щоб усунути самовільний рух ланки 2 під час вистою, на ланках 1 і 2 встановлено запірні дуги B і C . У деяких випадках вихідну ланку в період вистою стопорять спеціальними фіксаторами, які приводяться в рух кулачковим механізмом, зв'язаним з обертовим рухом ланки 1.

На рис. 1.3, б зображено типову діаграму руху вихідної ланки механізму, де t_p — час руху, t_b — час вистою, T — час циклу (період руху), по закінченні якого повторюються періоди руху і спокою вихідної ланки.

Кут повороту кривошипа за час руху хреста називається кутом руху і визначається з прямокутного трикутника O_1AO_2 :

$$\varphi_p = \pi - \psi_p. \quad (1.2)$$

Підставляючи в це співвідношення значення кута ψ_p , маємо

$$\varphi_p = \pi(z - 2)/z. \quad (1.3)$$

Кут повороту кривошипа за час вистою хреста називають кутом зупинки (спокою) φ_b і визначають з умови $\varphi_b = 2\pi - \varphi_p$, яка з урахуванням формули (1.3) приводить до співвідношення

$$\varphi_b = 0,5(z - 2)/z. \quad (1.4)$$

В таких умовах коефіцієнт руху (1.1) при рівномірному обертанні кривошипа визначається як відношення кута руху φ_p (1.2) до кута повного оберту 2π , тобто

$$k_p = \frac{\pi(z-2)}{2\pi z} = \frac{z-2}{2z}. \quad (1.5)$$

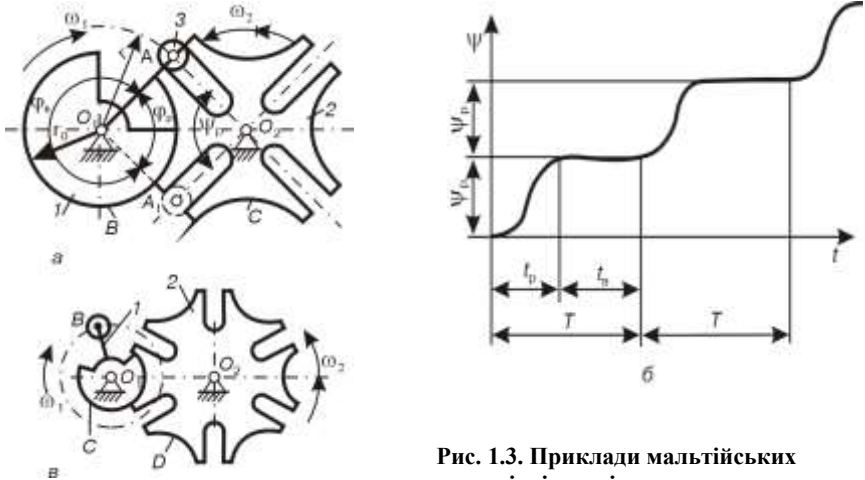


Рис. 1.3. Приклади мальтійських механізмів та діаграми кутових переміщень хреста [34]

Отже, коефіцієнт руху повністю визначається кількістю пазів, а тому мальтійський механізм має відносно мало можливостей для відтворення заданої діаграми руху. З формули (1.5) також випливає, що мінімальне число пазів дорівнює трьом і коефіцієнт руху змінюється від $1/6$ до $1/2$ при числі пазів, що наближається до нескінченності. Як правило, кількість пазів не перевищує 24. На практиці найчастіше беруть $z = 4$ або $z = 6$ (рис. 1.3, в). Отже, коефіцієнт руху не перевищує $k_p \approx 0,458$.

Щоб одержати час руху більшим за час спокою, інколи використовують мальтійські механізми, в яких кривошип 1 і хрест 2 обертаються в одному і тому самому напрямку (рис. 1.4). У цьому механізмі траєкторія ролика розташована в середині кола, що описане найвіддаленішою точкою паза, а тому механізм дістав назву мальтійського механізму з внутрішнім зачепленням (на відміну від механізмів із зовнішнім зачепленням, зображених на рис. 1.3, а, в).

Для мальтійського механізму з внутрішнім зачепленням кут ψ_p визначається за формулою (1.2), а кут φ_p знаходиться за умови $\varphi_p = \pi + \psi_p$, а тому

$$\varphi_p = \pi(z + 2)/z, \varphi_b = \pi(z - 2)/z. \quad (1.6)$$

Порівняння залежностей (1.3) і (1.6) дозволяє виявити, що у мальтійському механізмі з внутрішнім зачепленням кут руху більший за кут спокою.

Коефіцієнт руху в такому механізмі визначається так:

$$k_p = 0,5(z + 2)/z.$$

Мінімальне число пазів так само дорівнює 3, а коефіцієнт руху змінюється від 5/6 до 1/2 (практично до 0,542 при $z=24$) і зменшується із збільшенням числа пазів.

Мальтійські механізми є одним із конструктивних різновидів важільних кулісних механізмів, оскільки після заміни в них вищих пар нижчими їх можна звести до звичайного кулісного механізму.

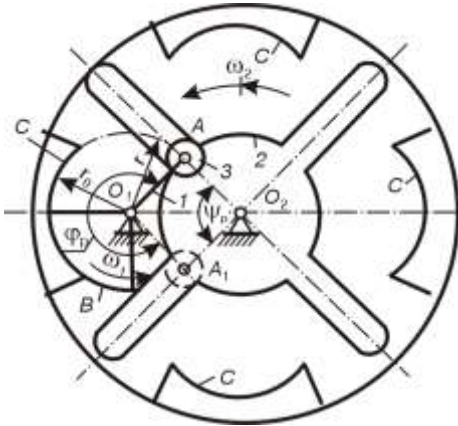


Рис. 1.4. Мальтійський механізм з внутрішнім зачепленням [37]

Для визначення переміщень, швидкостей і прискорень такого механізму можна використати методи дослідження важільних механізмів [14, 33]. Мальтійський механізм із внутрішнім зачепленням працює плавніше, ніж мальтійський механізм із зовнішнім зачепленням.

Збільшити коефіцієнт руху в мальтійському механізмі можна не тільки шляхом переходу до внутрішнього зачеплення, але й збільшення числа роликів (цівок) у механізмі з зовнішнім зачепленням (рис. 1.5, а, б, в), причому кути φ_p і ψ_p не залежать від числа роликів m ; змінюється (зменшується) лише кут спокою, оскільки час циклу T відповідає тепер не повному обертові кривошипа, а куту $\varphi = 2\pi/m$.

У порівнянні з однороликовим механізмом коефіцієнт руху (1.5) збільшується в m разів:

$$k_p = m(z - 2) / 2z.$$

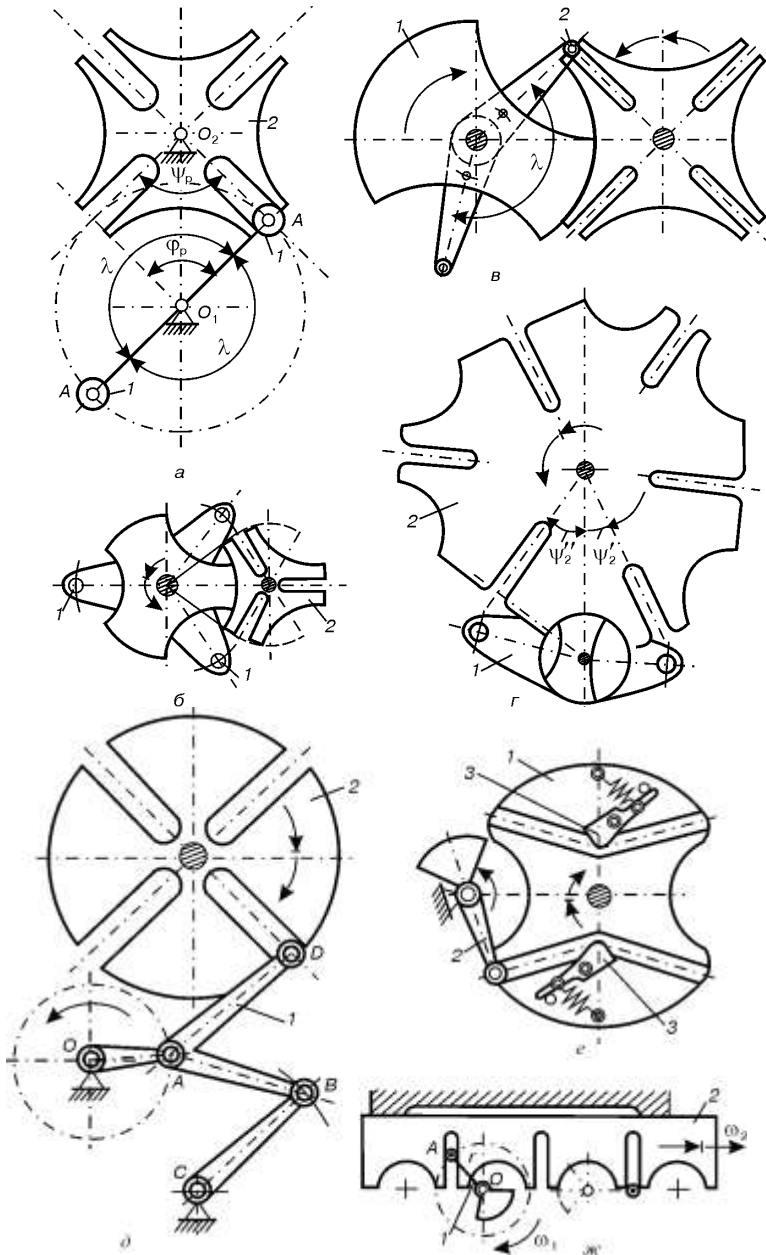


Рис. 1.5. Інші приклади мальтійських механізмів [33, 37]

Коефіцієнт руху при заданому числі пазів обмежується максимальним числом роликів, які знаходяться за умови, що кожен ролик має тепер вийти із зачеплення раніше, ніж ввійде у зачеплення наступний ролик, або, що те саме, кут руху має бути меншим кутового кроку роликів:

$$\frac{\pi}{2}(z-2) < \frac{2\pi}{m};$$

звідки

$$m < \frac{2z}{z-2}.$$

Максимальне число роликів при $z = 3$ дорівнює 5, при $z = 4$ і $z = 5 - 3$ та $z \geq 6 - 2$.

Центри роликів на ланці 1 можуть бути розташовані під одним кутом λ (рис. 1.5, а, б) і під різними кутами (рис. 1.5, в). У першому випадку забезпечуються рівні періоди руху і вистою, оскільки кути між пазами хреста 2 і пальцями рівні між собою. У другому випадку періоди вистою різні. Якщо і періоди вистою, і періоди руху задані нерівними між собою, одержуємо так званий **неправильний мальтійський механізм** (рис. 1.5, в). У цьому механізмі можуть бути різні кути між пазами, пальцями і відстань пальців від осі обертання O_1 .

Якщо робочий процес виконується під час вистою хреста, то час руху і відповідно коефіцієнт руху треба зменшувати з метою підвищення продуктивності механізму. Зменшити коефіцієнт руху при даному числі пазів можна шляхом нерівномірного обертання кривошипа: на ділянці руху хреста кутова швидкість кривошипа має бути більша, а на ділянці спокою – менша. Для одержання необхідної нерівномірності обертання кривошипа можуть використовуватися зубчасті механізми зі змінним передаточним відношенням, двокривошипні чотириланкові механізми.

До недоліків мальтійських механізмів, як механізмів одностороннього переривчастого руху, відносять не тільки обмежений вибір значень коефіцієнта руху, але й несприятливі динамічні умови при вході ролика в паз і при виході його з паза. При вході ролика в паз його швидкість відносно хреста дорівнює нулю, якщо напрямок паза в цей час збігається з напрямком вектора швидкості центра ролика, але відносно прискорення не дорівнює нулю. Це викликає м'які удари на початку руху хреста через раптові зміни сили інерції. Від таких недоліків значною мірою позбавлені мальтійські механізми, в яких для приводу хреста використовуються шарнірні чотириланкові механізми (рис. 1.5, д). У

такому механізмі ролик D закріплений на шатуні I . Відповідним підбором ланок механізму $OABCD$ можна знайти таку траєкторію точки D , яка забезпечить необхідний закон руху хреста 2 [2, 3, 56–58]. І нарешті, можна зробити пази дезаксіальними (рис. 1.5, e) або криволінійними [41, 42, 65, 70, 102]. Тоді механізм з кулісного перетворюється в кулачковий. У механізмі, зображеному на рис. 1.5, e , стрілка 3 усуває реверсивний рух хреста I . Вибором профілю паза можна одержати майже будь-який закон руху, але при цьому втрачається головна перевага мальтійського механізму – простота виготовлення.

Мальтійські механізми можуть використовуватися також для забезпечення одностороннього поступального руху вихідної ланки (рис. 1.5, $ж$). У цьому випадку пази нарізають на рейці 2 з кроком $p = 2r$, де r – радіус кривошипа OA .

Аналітичні та експериментальні дослідження, методи синтезу мальтійських механізмів висвітлені в працях Абрамова А.М. [2, 3], Воробійової Т.С. [23], Герасимова Ю.М. [24], Кухаренка П.Г. [44 – 47], Надеждіна І.В. [61 – 63], Нахапетяна Е.Г. [64 – 75], Орликова М.Л. [76, 77], Пасіки В.Р. [80 – 85], Сперанського М.В. [109], Фішина М.Ю. [120 – 136] та ін. [1, 6, 18, 28, 43, 51, 78, 106, 119, 141 – 144, 146, 147-153]. Експериментальні дослідження в основному присвячені металорізальним верстатам та поліграфічним машинах і найповніше відображені у роботах Нахапетяна Е.Г. та Фішина М.Ю.

Мальтійські механізми широко використовуються в різних машинах-автоматах, автоматичних лініях. За їх допомогою транспортуються заготовки, здійснюється зміна інструментів і пристосувань, забезпечується переривчастий рух поворотних столів, конвеєрів, інших транспортних засобів [21, 50, 56 – 58, 69, 116, 122, 133].

1.4. Важільні механізми з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки

На базі прямолінійно-напрямних механізмів можна спроектувати механізми переривчастого руху, в яких вихідна ланка здійснює обертовий рух із зупинками [32 – 34]. Для цього можна, наприклад, використати механізм, зображений на рис. 1.6, a , в якому центр обертання куліси E потрібно розмістити на прямолінійному відрізку $D_1D'_1$ траєкторії точки D . У цьому випадку за один оберт кривошипа I куліса 5 повертається лише на 180° . Тривалість вистою визначається кутом повороту кривошипа за час проходження точкою D відрізка $D_1D'_1$ ($\varphi_{\text{в}} = 2\alpha$), оскільки куліса MN буде нерухомою, доки повзун D

рухається вздовж ділянки наближення. При подальшому русі (другий оберт кривошипа I) куліса MN повернеться знову на 180° . Отже, за два оберти кривошипа куліса 5 виконає один оберт з двома вистоями. Приклад діаграми переміщень куліси MN зображений на рис. 1.6, б. Зміщенням положення центра шарніра E вздовж ділянки $D_1D'_1$ траєкторії точки D можна змінювати закон руху вихідної ланки, не змінюючи тривалості вистою. Такий механізм є не чим іншим, як окремим випадком двопазового мальтійського механізму, який неможливо було б створити звичайним способом (за допомогою кривошипа і ролика). При цьому такий механізм (рис. 1.6) має суттєві переваги, зокрема, дозволяє відповідним підбором траєкторії точки D змінювати тривалість вистою і закон руху вихідної ланки. Теоретично тривалість вистою може змінюватись від 0 до 360° , практично доцільно брати кут $2\alpha \leq 200^\circ$.

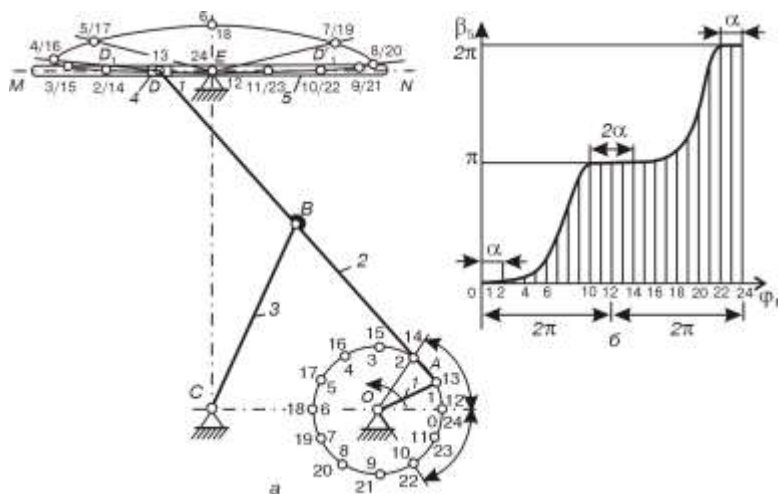


Рис. 1.6. Важільний механізм з переривчастим обертовим рухом, у якому вихідна ланка за два оберти кривошипа здійснює один оберт з двома зупинками [33]

Якщо центр шарніра E розташувати всередині шатунної кривої (рис. 1.7, а), то одержимо також механізм переривчастого обертового руху з вистоєм вихідної ланки лише з тією різницею, що за один оберт кривошипа I куліса 5 виконає один оберт з одним вистоєм. Пояснимо цей випадок детальніше. Нехай, наприклад, у початковому положенні механізму центр шарніра D збігається з точкою D_0 – серединою

відрізка $D_1D'_1$, а центр обертання куліси E лежить на лінії $D_0E \perp D_1D'_1$. При русі повзуна 4 вліво вздовж ділянки траєкторії D_0D_1 куліса буде нерухома. Потім, починаючи з точки D_1 , вона повертається на 360° доти, доки точка D рухається вздовж як криволінійної, так і прямолінійної ділянок D'_1D_0 . Тривалість вистою куліси визначається часом переміщення повзуна 4 вздовж ділянки D_0D_1 траєкторії точки D . За цей час кривошип 1 повернеться на кут $\varphi_{в1} = \alpha$ (рис. 1.7, *a*). Винятком може бути лише перший цикл руху механізму, якщо на початку руху центр шарніра D знаходиться в іншій точці прямолінійної ділянки траєкторії точки D . Початком періоду вистою може бути будь-яка точка ділянки $D_1D'_1$. У всіх наступних циклах роботи механізму тривалість вистою визначається відрізком D_0D_1 , тобто кутом $\varphi_{в1}$.

На рис. 1.7, *б* зображено діаграми кутових переміщень β_5 куліси 5 як функції кута повороту кривошипа 1 при різних положеннях центра шарніра E . Крива 1 відповідає випадку, який ми розглядали (точка E знаходиться посередині відрізка $E_1E'_1 = D_1D'_1$), крива 2 відповідає випадку, коли центр шарніра E збігається з точкою E'_1 . При заданому напрямі обертання кривошипа 1 цей випадок забезпечує максимальну тривалість вистою ($\varphi_{в2} = 2\alpha$). Крива 3 відповідає випадку, коли центр обертання куліси 5 знаходиться в точці E (мінімальна тривалість вистою — $\varphi_{в} = 0$).

Характерно, що при зміні напрямку обертання кривошипа тривалість вистою вихідної ланки зміниться. Найбільша (2α) вона буде тоді, коли центр шарніра E знаходиться в точці E_1 , і найменша ($\varphi_{в} = 0$) — в точці E'_1 . Інакше кажучи, якщо центр шарніра E знаходиться в точці E_1 або E'_1 , у роботі механізму спостерігається парадокс: при обертанні кривошипа в один бік вихідна ланка має вистій, при обертанні в другий — вистою немає. При всіх інших положеннях центр шарніра E (крім точки E_0 — середини відрізка $E_1E'_1$) тривалість вистою вихідної ланки зі зміною напрямку обертання кривошипа буде різною.

Залежність тривалості вистою вихідної ланки від положення центра шарніра E дає змогу одержати механізми переривчастого руху з регульованим вистоем. Для цього необхідно в конструкції механізму передбачити регулювання положення шарніра E вздовж лінії $E_1E'_1 \parallel D_1D'_1$. Таке регулювання можна здійснити навіть під час руху механізму.

На рис. 1.7, *в* зображено приклад кінематичної схеми такого регульованого пристрою, де шарнір E встановлений на рухомому повзуні 6 , який за допомогою гвинта 7 може переміщатися вздовж напрямних 8 . Проте слід мати на увазі, що змінюючи положення центра шарніра E вздовж

ділянки $E_1 E'_1$, змінюємо не тільки тривалість вистою вихідної ланки ($0 \leq \varphi_B \leq 2\alpha$), але й закон його руху.

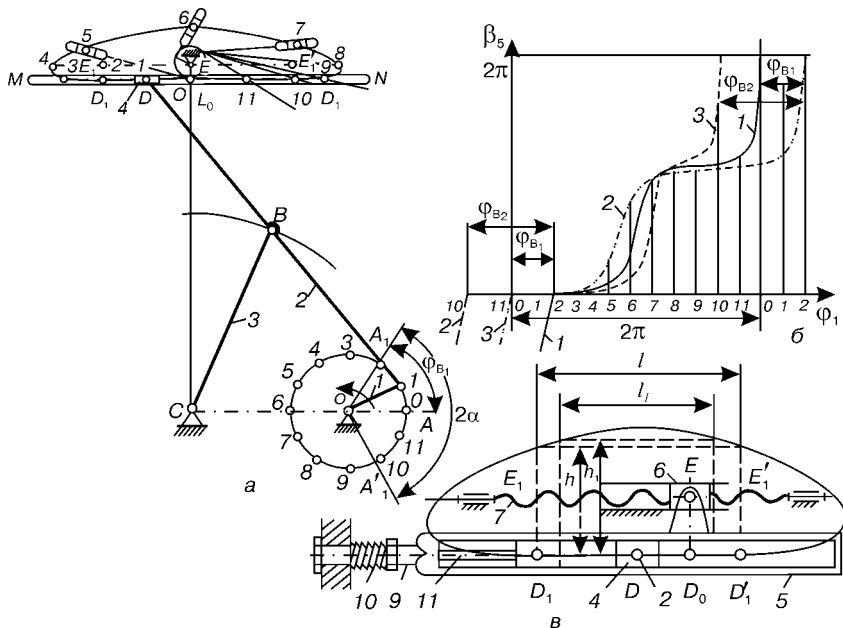


Рис. 1.7. Важільний механізм з переривчастим обертовим рухом, у якому вихідна ланка за один оберт кривошипа здійснює один оберт з однією зупинкою [33]

Якщо відхилення траєкторії точки D на ділянці наближення невелике, то в механізмах, показаних на рис. 1.6 і 1.7, легко встановити жорстку фіксацію вихідної ланки в період вистою (рис. 1.7, *в*) за допомогою клинового пальця (фіксатора) 9, який притискається до куліси пружиною 10. Для відводу фіксатора 9 зручно використовувати повзун 4, оскільки його точка D в кінці періоду вистою завжди перебуває в одному і тому самому положенні (у точці D_1 – при обертанні проти руху годинникової стрілки, у точці D'_1 – при обертанні кривошипа за рухом годинникової стрілки). Під час вистою фіксатор 9 пружиною 10 утримується в пазу куліси 5. При підході повзуна 4 до крайнього положення (точки D) фіксатор 9 відводиться за допомогою штанги 11, яка зв'язана з фіксатором. Якщо кривошип обертається за рухом

годинникової стрілки, то пристрій для фіксування треба встановити з протилежного боку куліси.

Зміщення куліси $e = D_0E$ слід вибирати так, щоб зберігалася умова прокручування куліси, а для цього відрізок e має бути не більший половини максимальної висоти h прямокутника, вписаного в траєкторію точки D , з основою $l = D_1D'_1$, тобто $e \leq h$. При зменшенні діапазону регулювання тривалості вистою ($D_1D'_1 = l_1$) відрізок e можна збільшити до $h_1/2$. У загальному випадку зміщення e не має перевищувати радіуса вписаних у шатунну криву кіл, які мають точку дотику зі всіма точками прямолінійної ділянки траєкторії точки D (l або l_1), що використовується для регулювання тривалості вистою.

Важільні механізми можуть забезпечувати переривчастий рух з кількома зупинками вихідної ланки, якщо використати прямолінійно напрямні механізми, в яких шатунні криві мають кілька прямолінійних ділянок [32, 34].

Розглянуті раніше механізми можна застосовувати в різних машинах і приладах для приводу виконавчих органів, які використовують обертовий рух з зупинками, у тому числі з регулюванням його тривалості (див. рис. 1.7, в).

1.5. Кулачково-цівкові механізми з переривчастим обертним рухом вихідної ланки

В техніці одержали застосування кулачково-цівкові механізми з переривчастим обертним рухом вихідної ланки [4, 5, 13 – 15, 20, 34, 36 – 38, 50]. На рис. 1.8 наведено приклади таких механізмів. Зокрема, на рис. 1.8, а зображено так званий зірчастий механізм, який має чотири рівні періоди руху і чотири рівні зупинки зі сталим передаточним відношенням при всіх періодах руху. В цьому механізмі R_1 і R_2 – радіуси початкових кіл цівкового зачеплення, φ_1 і φ_2 – кути повороту ланок у період руху. На рис. 1.8, б зображений зірчастий механізм з двома зупинками. В останньому випадку ведучий диск I має сім цівок (роликів) на секторі 2 і чотири на секторі 4, для яких на веденій ланці передбачено відповідне число зубів, які забезпечують під час зачеплення рівномірне обертання веденої ланки. Для плавного переходу від спокою до рівномірного обертання перша та остання цівки зачіплюються з пазом відповідного профілю на зірочці. На рис. 1.8, в зображений зірчастий механізм взуттєвої машини, в якому за один оберт ведучої ланки I ведена ланка повертається на півоберта з періодом зупинки, прискореного та рівномірного обертання.

Розширити конструктивні та функціональні можливості кулачково-цівкових механізмів дозволяють так звані спарені коромислові кулачкові механізми, запропоновані Петруком А.І., Яницьким В.Г. та ін. [4] під назвою «Поворотний пристрій». Цей пристрій складається з корпусу 1 (рис. 1.9), в якому встановлено два вали 2 і 5. На ведучому валу 2 жорстко встановлені два різні кулачки 3 і 4, на веденому валу 5 закріплено виконавчу ланку 15 і коромисло 6 з роликами 7-10, які взаємодіють з кулачком 3, та ролики 11-14, які взаємодіють з кулачком 4. Крім цього, на валу 2 додатково розміщений кулачок 16, який взаємодіє з роликами 18-21, що встановлені на додатковому коромислі 17.

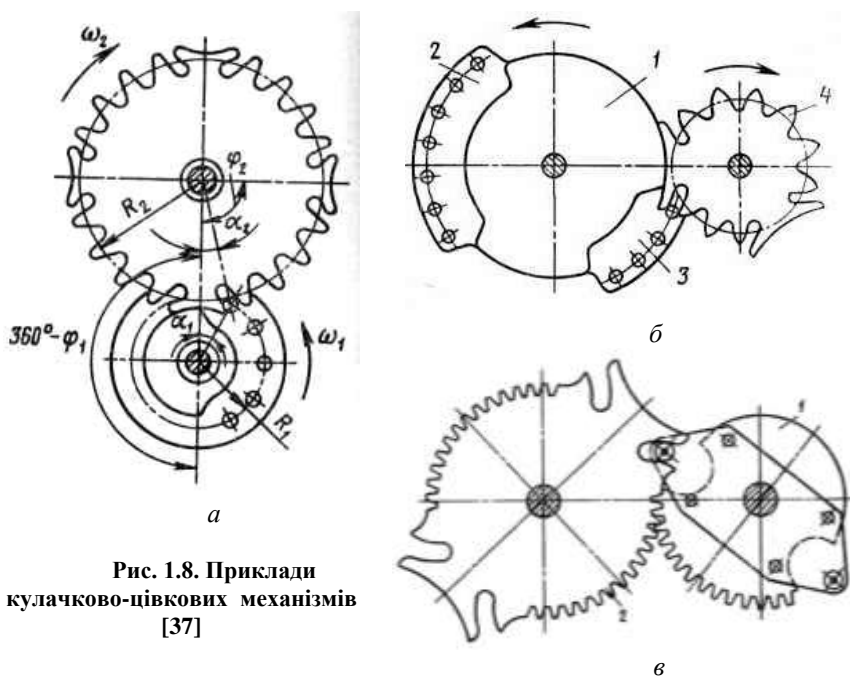


Рис. 1.8. Приклади кулачково-цівкових механізмів [37]

Механізм працює наступним чином. Кінематичний цикл повороту веденої ланки 15 на 90° складається з трьох фаз: розбігу, вибігу та зупинки. При розбігу ролик 7 коромисла 6 взаємодіє з ділянкою $a-b$ кулачка 3, а ролик 11 коромисла 6 – з кулачком, утворюючи замкнутий кулачковий механізм. За цей час здійснюється поворот ланки 15 на кут 45° . В момент переходу від розбігу до вибігу ролик 11 виходить із контакту з профілем кулачка 4 і входить в контакт ролик 11 з профілем кулачка 16. Під час вибігу кулачок 3, ролик 7 коромисла 6, кулачок 16 і

ролик 18 коромисла 17 утворюють замкнутий кулачковий механізм. Під дією ділянки профілю *c-d* кулачка 3 на ролик 7 виконавча ланка повертається на 45° . Під час її зупинки ролики 7 і 8 коромисла 6 контактують з кулачком 3 на ділянці *a-d*, яка виконана дугою кола. При наступному циклі з кулачками 3, 4 і 16 взаємодіють ролики 8, 12 і 19, далі 9, 13, 20 і 10, 14, 21 відповідно. Механізм може забезпечити поворот веденої ланки на кути 180° , 120° , 60° і т.д.

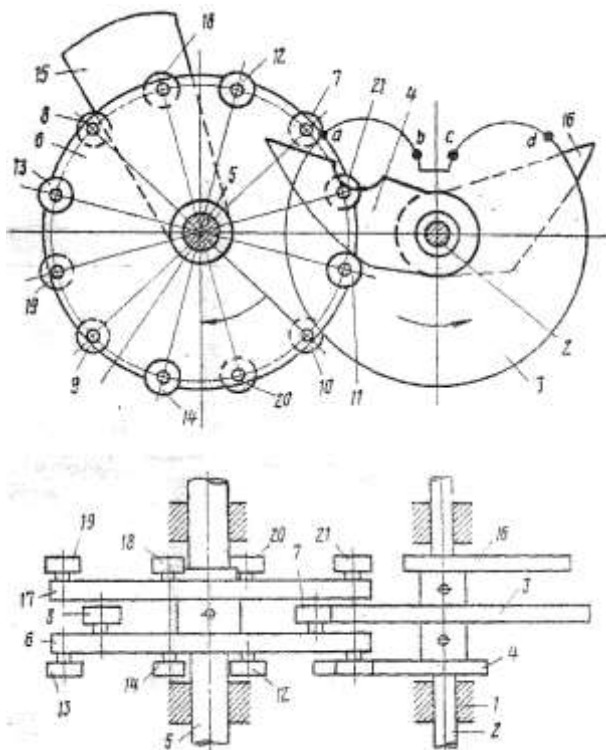


Рис. 1.9. Кулачково-цівковий механізм, одержаний на базі спарених коромислових кулачкових механізмів [4]

Для підвищення надійності та спрощення конструкції розглянутого механізму [4] ці ж автори пропонують ще іншу конструкцію такого механізму (поворотних пристроїв) [5], схема якого наведена на рис. 1.10. Цей механізм відрізняється від попереднього лише тим, що розімкнутий профіль кулачків виконаний у вигляді паза, але і тут маємо два різні

кулачки, причому один із них з пазовим профілем, що ускладнює їх виготовлення.

Отже, в основі кулачково-цівкових механізмів лежать спарені коромислові кулачкові механізми, найпростіша схема яких наведена на рис. 1.11 [44]. Функціональні можливості таких механізмів і їхні методи синтезу добре відомі та наведенні в багаточисельній як спеціальній, так і в навчальній літературі [12 – 15, 34, 48 – 50, 104, 115, 116, 145]. Проте такі механізми не можуть забезпечити переривчастого руху вихідної ланки. Для цього треба використовувати більш складні системи – спарені коромислові кулачкові механізми, в яких вихідна ланка перетворюється в цівкове колесо.

Для розв'язання поставленої задачі важливо прийняти до уваги кулачково-цівковий механізм для забезпечення великих передаточних відношень [37], зображений на рис. 1.12. Подальша розробка теорії таких спарених кулачкових механізмів і цівкового зачеплення дозволила одержати надійні та прості за конструкцією механізми переривчастого руху вихідної ланки, розширити їхні функціональні можливості. При цьому були використані загальні методи синтезу кулачкових механізмів, які досить повно викладені як в навчальній літературі, так і багаточисельній спеціальній літературі [12 – 14, 17, 19, 25, 26, 29, 34 – 38, 42, 48 – 50, 54, 60, 79, 86, 102 – 104, 107 – 113, 145, 146 – 157].

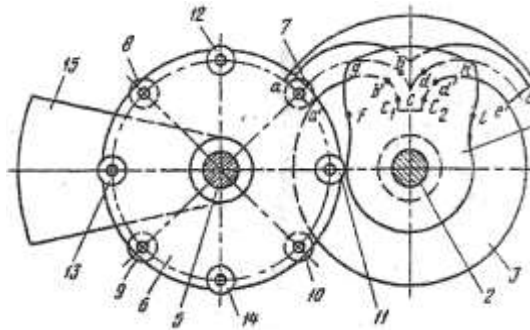


Рис. 1.10. Удосконалений кулачково-цівковий механізм, одержаний на базі спарених коромислових кулачкових механізмів [5]

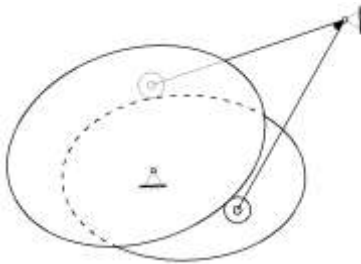


Рис. 1.11. Спарений коромисловий кулачковий механізм [48]

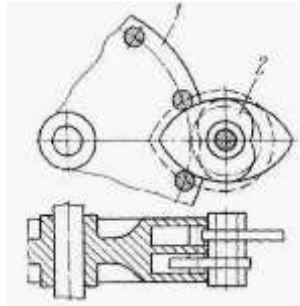


Рис. 1.12. Кулачково-цівковий механізм для забезпечення великих передаточних відношень [37]

Проведений аналіз літературних джерел дає підстави для таких висновків.

1. В різних машинах і приладах, особливо в машинах-автоматах, широко використовуються механізми переривчастого руху, які дають змогу в межах робочого циклу мати вистій (зупинку) вихідної ланки заданої тривалості при неперервному русі вхідної ланки. До таких механізмів відносяться: мальтійські, храпові, з неповнозубими колесами, важільні та комбіновані (зубчато-важільні, кулачково-важільні тощо). Такі механізми мають низку недоліків, які обмежують їхнє застосування у техніці, а їх усунення призводить до ускладнення конструкції та собівартості механізмів.

2. Найбільше поширення дістали кулачкові механізми, які мають певні переваги порівняно з іншими механізмами переривчастого руху, оскільки в них, при відповідному виборі закону руху, теоретично відсутні удари на початку і в кінці руху вихідної ланки, можна забезпечується геометричне замикання ланок. Крім цього, вони порівняно прості у виготовленні та експлуатації і їх можна застосовувати у різних машинах та приладах і, особливо, в машинах-автоматах.

3. Розширення функціональних можливостей кулачкових механізмів і створення простих за конструкцією механізмів переривчастого обертового руху, які забезпечують безударний періодичний поворот вихідної ланки, що в умовах зростаючих вимог до підвищення швидкодії механізмів, є актуальною науково-технічною проблемою, яка в значній мірі може бути вирішена застосуванням спарених коромислових кулачкових механізмів, які утворюють новий тип механізмів – так звані кулачково-цівкові механізми.

РОЗДІЛ 2

КОНСТРУКЦІЯ, ПРИНЦИП РОБОТИ І КЛАСИФІКАЦІЯ РОЗРОБЛЕНИХ КУЛАЧКОВО-ЦІВКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕРИВЧАСТИМ ОБЕРТОВИМ РУХОМ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

2.1. Класифікація розроблених кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки

Дослідження можливостей спарених коромислових кулачкових механізмів та подальша розробки їх теорії дозволила одержати систему механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки, які захищені патентами України на корисну модель [89 – 94, 100]. Такі механізми можуть бути як із зовнішнім, так і внутрішнім зачепленням вхідної і вихідних ланок (рис. 2.1). Вони складаються з двох або трьох однакових або різних кулачків, а вихідна ланка має декілька роликів (цівок), тобто вона перетворюється у звичайне цівкове колесо. Кут одного повороту вихідної ланки β_m визначається числом основних роликів z_2 і профілем та взаємним розташуванням кулачків вхідної ланки.

Залежно від кута одного повороту вихідної ланки, їх можна розділити ще на три типи кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки (КЦМП):

$$\text{–1-й тип (КЦМП–1, КЦМП–1В), в якому } \beta_m = \tau_2; \quad (2.1)$$

$$\text{–2-й тип (КЦМП–2, КЦМП–2В), в якому } \beta_m = 2\tau_2; \quad (2.2)$$

$$\text{–3-й тип (КЦМП–3, КЦМП–3В), в якому } \tau_2 \leq \beta_m \leq 2\pi, \quad (2.3)$$

де В – позначення внутрішнього зачеплення;

τ_2 – кутовий крок цівкового колеса, який дорівнює

$$\tau_2 = 2\pi/z_2. \quad (2.4)$$

Мінімальна кількість роликів з одного боку цівкового колеса механізмів 1-го і 2-го типів повинна бути не менше $z=3$, інакше ($z<3$) з другого боку колеса z має не менше 6 і ми одержимо неповноцівкові механізми переривчастого руху (3-й тип). Максимальна кількість роликів з одного боку диска обмежується допустимими кутами тиску. Це питання більш детально розглянемо в розділі 4.

Кулачки, які утворюють вхідну ланку, можуть мати як однаковий, так і різний профіль. Різним розташуванням на вхідному валу кулачків та повторенням їх профілів можна одержати різні модифікації цих механізмів. Такі механізми можуть забезпечувати різну кількість і тривалість періодів руху та зупинки вихідної ланки, які можуть бути як

однакові, так і різні, причому деякі кути зупинки можуть дорівнювати навіть нулю, тобто одержимо пульсуючий обертовий рух. Відповідним вибором закону руху вихідної ланки та геометричних параметрів ланок, їх розташуванням можна отримувати оптимальний варіант кінематичної схеми механізму з різними кінематичними та динамічними характеристиками.



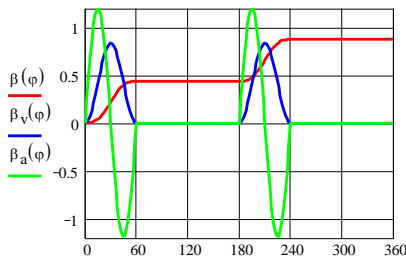
Рис. 2.1. Класифікація розроблених кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки

2.2. Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки I типу

Приклад кулачково-цівкового механізму з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки I типу (КЦМП–1) зображений на рис. 2.2, *a, б* [90, 96]. Механізм складається із основи 1, на якій встановлені вали 2 і 3. На валу 2 закріплено два спарені однакові кулачки 4 і 5, які надають періодичний обертовий рух із зупинками вихідній ланці 6. Ланка 6 несе не менше трьох пар рівномірно розташованих роликів 7 і 8 ($z_2 = 6$). Ролики 7 зміщені відносно роликів 8 на кут $\beta_m = \tau_2 = 2\pi / z_2$. Ролики 7 контактують з кулачком 4, ролики 8 – з кулачком 5. При трьох парах роликів такий кулачковий механізм забезпечує за один оберт кулачків два повороти вихідної ланки 6, кожний – на кут $\beta_m = 60^\circ$.



a



б

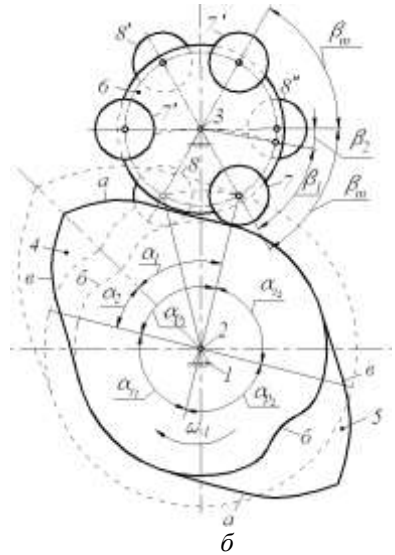


Рис. 2. 2. Модель (а) і схема (б) КЦМП – 1 та його кінематичні діаграми (в):

$\beta_\varphi(\varphi)$ – кутові переміщення; $\beta_v(\varphi)$ – аналоги швидкостей;

$\beta_a(\varphi)$ – аналоги прискорень вихідної ланки

Механізм працює наступним чином. При обертанні спарених кулачків 4 і 5 профіль a кулачка 4 (рис. 2.2, б), якому відповідає кут профілю α_1 , взаємодіючи з роликом 7, повертає диск 6 на кут $\beta_1 < 60^\circ$, в цей час ролик 8 контактує з профілем b кулачка 5, що забезпечує замикання ланок механізму. Після виходу кулачка 4 із контакту з роликом 7 диск 6 приводиться в рух кулачком 5, який продовжує контактувати профілем b з роликом 8 і повертає вихідну ланку на кут $\beta_2 = \beta_m - \beta_1$, а кулачок 4 профілем v у цей час контактує з роликом 7' (кут профілю α_2), причому сума кутів складає: $\alpha_1 + \alpha_2 = \alpha_{p1}$, $\beta_1 + \beta_2 = \beta_m$.

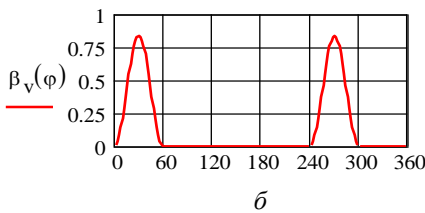
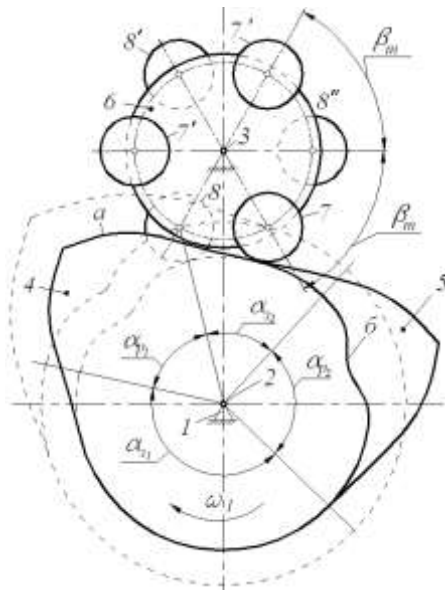


Рис. 2. 3. Схема кулачково-
цівкового механізму з періодичним
поворотом вихідної ланки і різною
тривалістю зупинок (а) та його
діаграма аналогів швидкостей

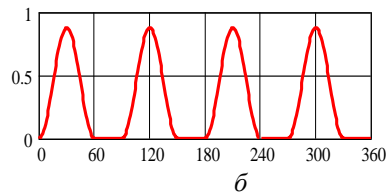
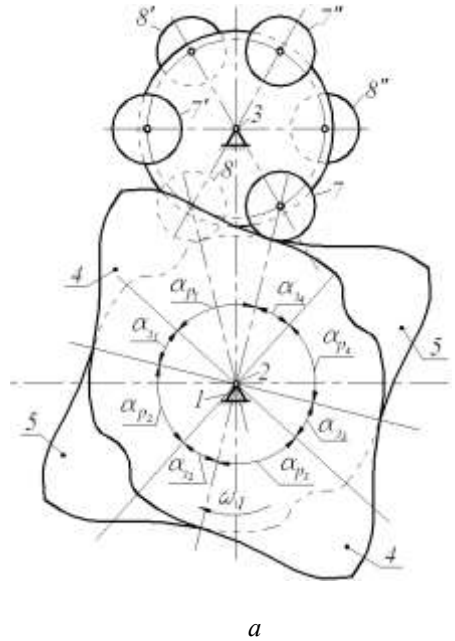


Рис.2. 4. Схема кулачково-
цівкового механізму з повторенням
періодичного повороту і зупинки
вихідної ланки (а) та його
діаграма аналогів швидкостей

В період зупинки роликів δ і δ' займають положення відповідно роликів δ і δ' та котяться по циліндричних поверхнях відповідних кулачків доти, поки в контакт з виступом кулачка 5 (профілем a) не вступить наступний ролик δ , а кулачок 4 профілем b з роликів δ' і цикл руху повториться. На рис. 2.2, b зображенні діаграми кутових переміщень

$\beta(\varphi)$, аналогів швидкостей $\beta_v(\varphi)$ і прискорень $\beta_a(\varphi)$. Надалі будемо ілюструвати лише діаграми аналогів швидкостей.

Тривалість рухів і зупинок залежить від заданих кутів руху α_{p_1} і α_{p_2} та зупинки α_{z_1} і α_{z_2} вихідної ланки, які можна вибирати в широкому діапазоні (рис. 2.3). Це відноситься і до закону руху вихідної ланки, який можна також вибирати різним.

Якщо профілі a і b кулачків 4 і 5 повторити (рис. 2.4), то за один оберт кулачків вихідна ланка 6 може повернутися чотири рази на кут 60° з двома однаковими або різними зупинками. Тривалість періодів руху і зупинки можуть бути як однакові, так і різні, але в будь-якому випадку сума кутів руху α_p і зупинки α_z має дорівнювати 360° , причому кут зупинки може дорівнювати навіть нулю.

2.3. Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки II типу

На рис. 2.5, a , b представлений кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки II типу (КЦМП–2) [39, 89], конструкція якого дуже подібна до попередньої (рис. 2.2) і відрізняється лише тим, що кулачки мають несиметричний профіль та зміщенні один відносно одного на кут $2\delta_0 = \angle A_1 O_1 A_2$ (рис. 2.5, b). Такий кулачковий механізм забезпечує за один оберт кулачків поворот вихідної ланки b на кут $2\tau_2$, який при трьох парах роликів дорівнює 120° . Тривалість руху і зупинки залежить від заданого (або вибраного) кута α_p повороту кулачків за час руху вихідної ланки, який можна вибирати в широкому діапазоні. Це відноситься і до закону руху вихідної ланки. В цьому кулачковому механізмі, як і у всіх інших КЦМП, відсутні періоди наближення і дальнього стояння, період зупинки визначається кутом $\alpha_z = 2\pi - \alpha_p$.

Механізм працює наступним чином. При обертанні спарених кулачків 4 і 5 профіль кулачка 4, взаємодіючи з роликом 7, повертає диск 6 на деякий кут ($< 60^\circ$), в цей час ролик 8 контактує з кулачком 5 (рис. 2.5, b), що забезпечує замикання ланок механізму. Після виходу кулачка 4 із контакту з роликом 7 диск 6 приводиться в рух кулачком 5, який

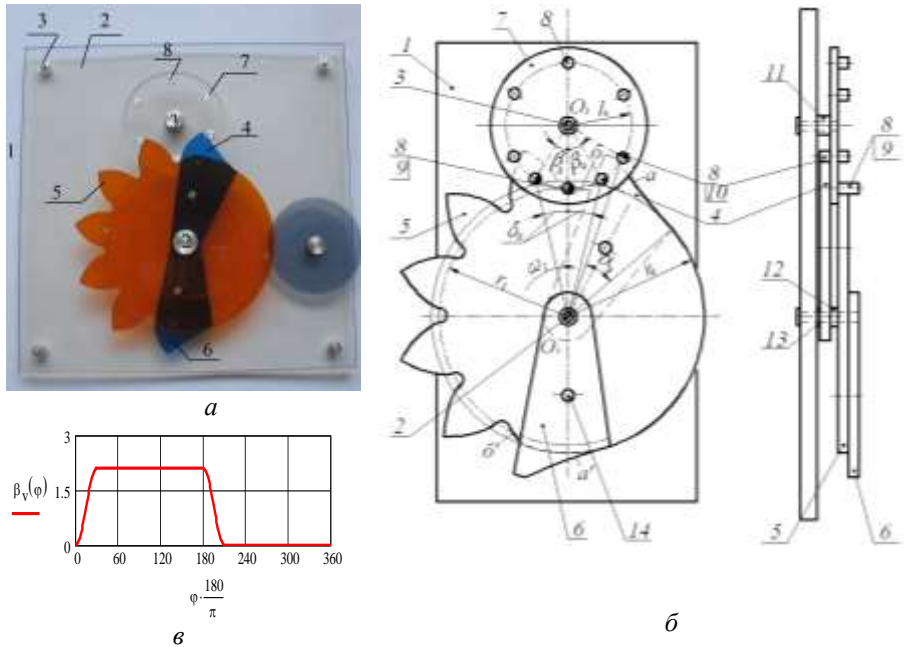


Рис. 2.7. Кулачково-цівковий механізм переривчастого обертового руху вихідної ланки, який забезпечує кут її повороту на 360° за один оберт кулачків (а), і його діаграма аналогів швидкостей (б)

φ_p , а ролик 9 займе положення на осьовій лінії O_1O_2 . Далі диск 7 повертається зі сталою швидкістю зубами циклоїдного профілю кулачка 5, які утворюють зубчастий сектор з п'яти зубів (за аналогією цівкової передачі), кут повороту при шести роликах 8 складає 300° . Перехід від руху до зупинки диска 7 забезпечується взаємодією ролика 8, вісь якого збігається з віссю ролика 10, і профілем b' кулачка 5 та верхньою частиною ролика 9 з профілем a' кулачка 6. Кут повороту диска 7 за цей час також дорівнює $\beta_0 = 30^\circ$. Отже, кут повороту диска 7 за один оберт кулачків 4-6 дорівнює 360° , кут повороту кулачків за час руху диска:

$$\Phi_p = \varphi_p + 5\tau_1, \quad (2.5)$$

де τ_1 – кутовий крок зубів кулачка 5; φ_p – сума кутів повороту кулачків за час розбігу і вибігу вихідної ланки.

У загальному випадку кут повороту диска 9 за один оберт

кулачків:

$$\beta_m = (z_c + 1)\tau_2, \quad (2.6)$$

де z_c – кількість зубів на кулачку 7 (зубчастому секторі), яка може бути в межах $0 \leq z_c \leq z_2 - 1$.

Кут повороту кулачків за час руху диска дорівнює

$$\Phi_p = \varphi_p + z_c \tau_1. \quad (2.7)$$

Тобто, міняючи кількість зубів на зубчастому секторі, можна одержати z_2 значень кута одного повороту вихідної ланки β_m , але при цьому треба міняти положення ролика 9, кулачка 6 і профілю b' кулачка 5 так, щоб своєчасно здійснювався вибіг.

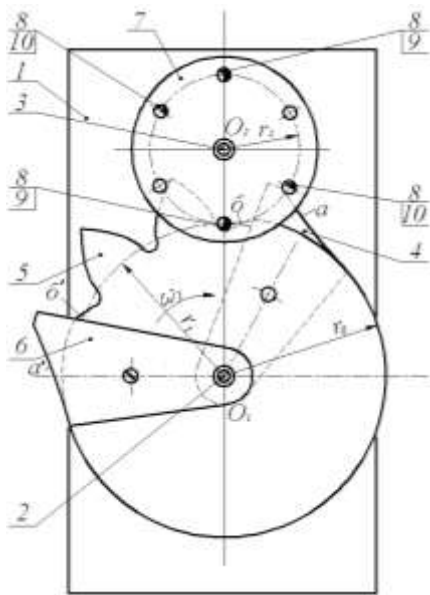
На рис. 2.8 наведено приклад механізму, у якому $z_c = 2$. Такий механізм забезпечує за один оберт кулачків один поворот диска 7 на 180° із зупинкою.

Якщо в цьому механізмі повторити профілі кулачків і роликів 9 і 10, то одержимо механізм, який забезпечить за один оберт кулачків два повороти диска 7 на 180° з однією або двома зупинками. Це можливе лише тоді, коли передаточне відношення $i_{12} \geq 2$. Тривалість періодів розбігу і вибігу та зупинки можуть також бути як однакові, так і різні.

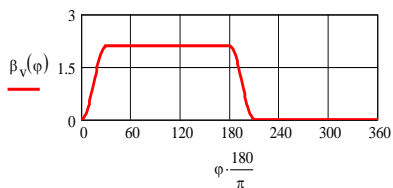
Отже, механізми III типу виявились найбільш універсальними. Вони можуть забезпечувати за один оберт кулачків поворот вихідної ланки на кути, які кратні кроку цівкового колеса τ_2 в межах $\tau_2 \leq \beta_m \leq 2\pi$, при повторенні профілів кулачків і роликів 9 і 10 кут β_m подвоюється, але треба, щоб сумарний кут Φ_p був не більший 2π .

2.5. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки I типу (КЦМП–1В)

Подібні механізми переривчастого руху можна створити застосовуючи внутрішнє зачеплення кулачків і цівкового колеса [92]. У цьому випадку вхідна і вихідна ланки здійснюють обертовий рух в одному напрямку. На рис. 2.10 зображено загальний вигляд запропонованого кулачково-цівкового механізму з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху веденої ланки, а на рис. 2.11 і 2.12 – його кінематичні схеми з різним відносним розташуванням кулачків.

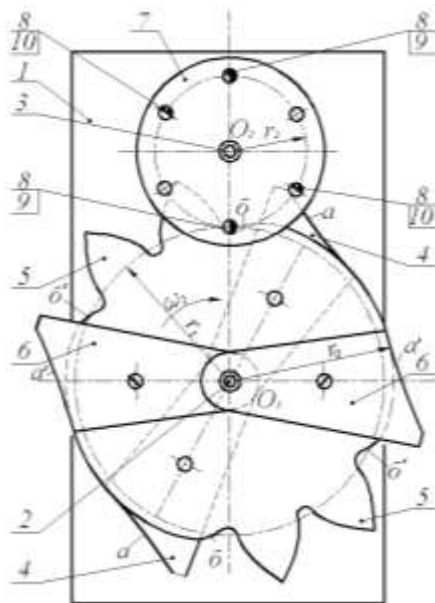


a

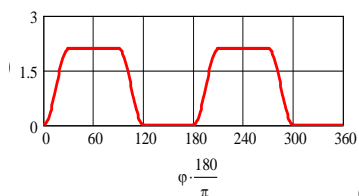


б

Рис. 2.8. Кулачково-цівковий механізм переривчастого обертового руху вихідної ланки (*a*), який забезпечує за один оберт кулачків поворот на 180° , і його діаграма аналогів швидкостей (*б*)



a



б

Рис. 2.9. Кулачково-цівковий механізм переривчастого обертового руху вихідної ланки (*a*), який забезпечує два її повороти на 180° за один оберт кулачків, і його діаграма аналогів швидкостей (*б*)

Механізм складається із корпусу *1*, який має дві плити *1* і *2*, зв'язаних між собою стержнями *3*. На плиті *1* встановлений вхідний вал *4*, на плиті *2* – вихідний вал *5*. На валу *4* закріплено два спарені кулачки *б* і *7*, які разом із диском *8* і кільцем *9* утворюють вхідну ланку і надають періодичний обертовий рух із зупинками диску *10*. Диск *10* несе три

пари рівномірно розташованих роликів 11 і 12. Ролики 12 зміщені відносно роликів 11 на 60° . Ролики 11 контактують з кулачком 6, ролики 12 – з кулачком 7.

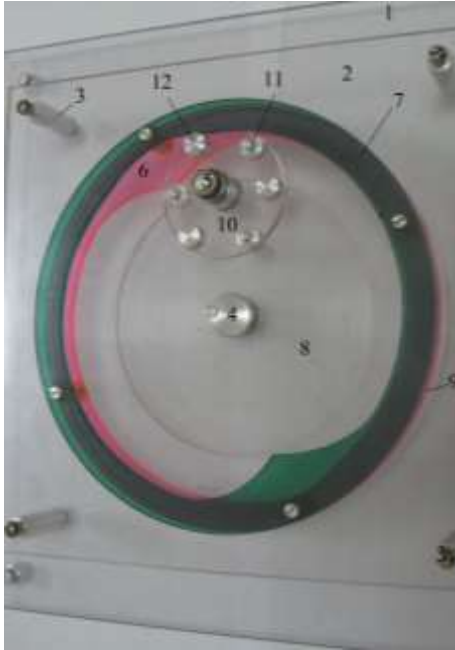


Рис. 2.10. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки I типу

Такий кулачково-цівковий механізм забезпечує за один оберт кулачків два повороти веденої ланки 6, кожний на кут $\beta_m = 60^\circ$. Тривалість періодів руху і зупинок (рис. 2. 11) залежить від заданих (або вибраних) кутів руху (α_{p_1} і α_{p_2}) та зупинки (α_{s_1} і α_{s_2}) веденої ланки, які можна вибирати в широкому діапазоні. Це відноситься і до закону руху веденої ланки, який можна також вибирати різним.

Механізм працює наступним чином (рис. 2. 11). При обертанні спарених кулачків 6 і 7 профіль *a* кулачка 6, взаємодіючи з роликом 11, повертає диск 10 на кут менший 60° , в цей час ролик 12 профілем *b* контактує з кулачком 7, що забезпечує замикання ланок механізму.

Після виходу кулачка 6 із контакту з роликом 11 диск 10 приводиться в рух кулачком 7, який контактує профілем *b* з роликом 8 і довертає ведену ланку до кута 60° , а кулачок 7 в цей час контактує з наступним роликом 11 (профіль *в*).

В період зупинки наступні ролики 11 і 12 котяться по циліндричних поверхнях відповідних кулачків доти, поки не ввійде у контакт з виступом кулачка 7 (профілем *а'*) наступний ролик 12 і цикл руху повториться.

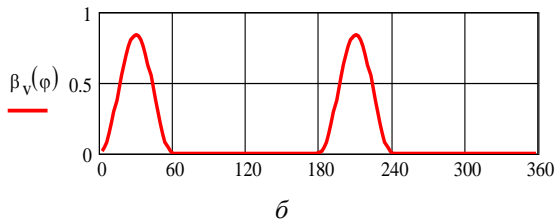
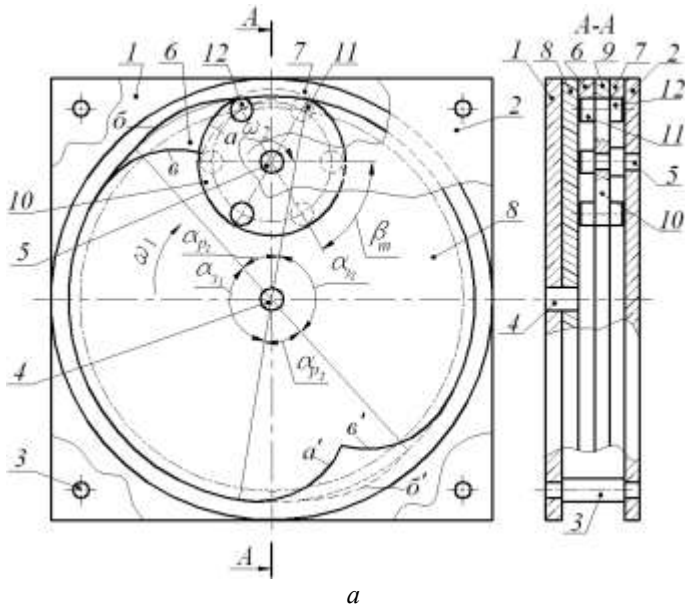


Рис. 2.11. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки I типу (а) і його діаграма аналогів швидкостей (б)

Якщо профілі кулачків 6 і 7 повторити (рис. 2.12), то за один оберт кулачків ведена ланка 10 має здатність повернутися чотири рази на кут 60° з чотирма однаковими або різними зупинками. Тривалість періодів руху і зупинки, які визначаються відповідно кутами α_{p_1} , α_{p_2} , α_{s_1} , α_{s_2} тощо, можуть бути як однакові, так і різні, але в будь-якому випадку сума кутів руху і зупинки має дорівнювати 360° , причому окремі, або всі кути зупинки φ_3 , можуть дорівнювати навіть нулю, залежно від вибраної циклограми руху диска.

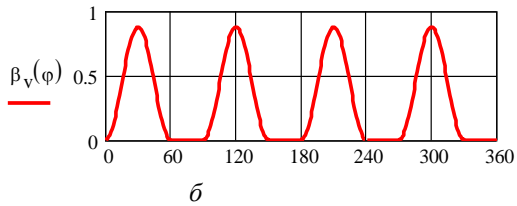
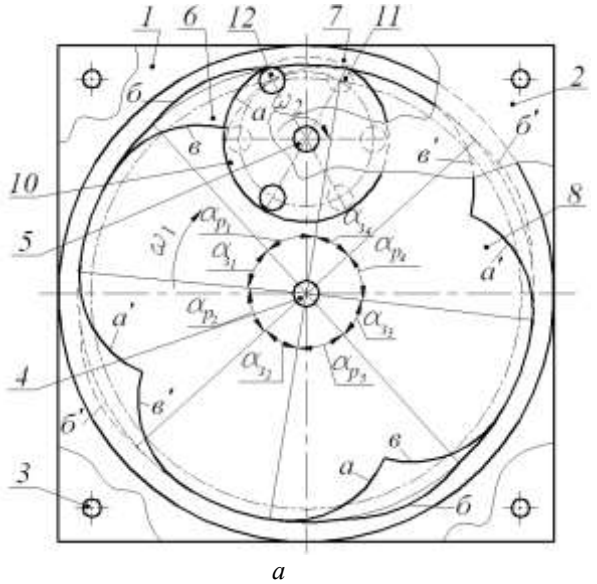
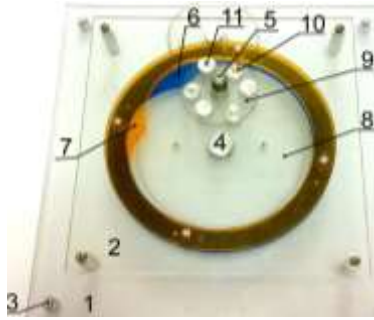
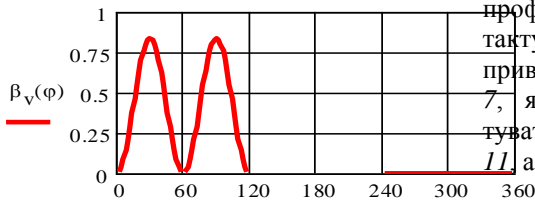


Рис. 2.12. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертowego руху вихідної ланки I типу, в якому повторюються профілі кулачків (а), і його діаграма аналогів швидкостей (б)

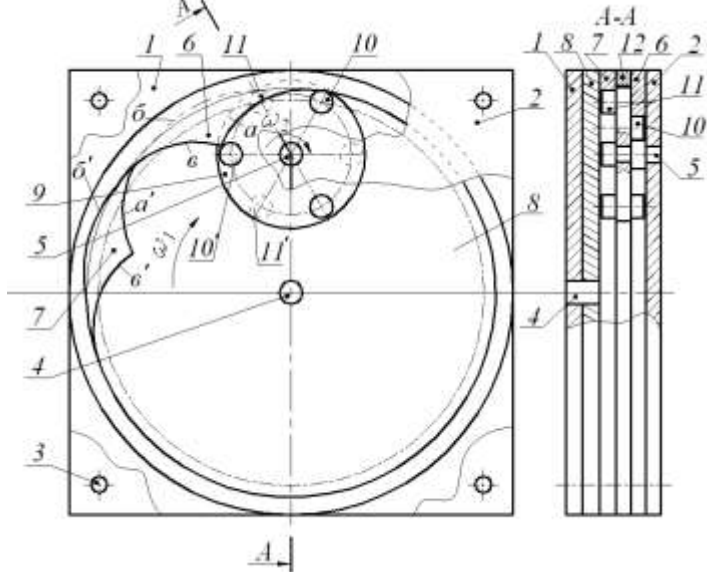
На рис. 2.13 наведено приклад (а – загальний вигляд; б – діаграма аналогів швидкостей; в – кінематична схема) механізму, в якому відсутня перша зупинка, в цьому випадку вихідна ланка здійснює два повороти підряд. Конструкція цього механізму дуже подібна до попередньої (рис. 2.11), і відрізняється тим, що кулачки мають несиметричний профіль. Такий кулачковий механізм забезпечує за один оберт кулачків два послідовні повороти вихідної ланки б на кут β_m , який при трьох парах роликів дорівнює 60° .



a



б



в

Рис. 2.13. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертowego руху вихідної ланки I типу (*a, в*) з однією зупинкою і його діаграма аналогів швидкостей (*б*)

циліндричними поверхнями кулачків 6 і 7, а диск 9 залишається нерухомим доти, доки ролик 10' не почне взаємодіяти з профілем *a* кулачка 6, і процес руху повториться.

Якщо профілі *a* і *b* кулачків 4 і 5 повторити (рис. 2.14), то за один оберт кулачків ведена ланка 6 може повернутися чотири рази на кут τ_2 . Тривалість періодів руху і зупинки, які визначаються відповідно кутами профілю кулачків, залежно від вибраної циклограми руху диска, можуть бути як однакові, так і різні, причому деякі кути зупинки можуть дорівнювати навіть нулю.

Такі механізми у порівнянні з аналогічними механізмами зовнішнього зачеплення (рис. 2.2 – 2.9) мають дещо більшу зносостійкість, оскільки профілі їхніх кулачків вгнуті (контактні напруження менші).

2.6. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки II типу (КЦМП–2В)

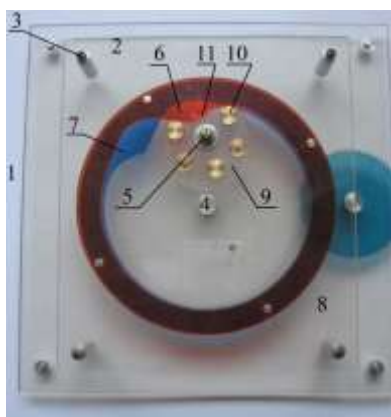
Так само як і в механізмах із зовнішнім зачепленням (рис. 2.5 – 2.6) відповідним розташуванням кулачків з внутрішнім зачепленням можна забезпечити один поворот вихідної ланки на кут $\beta_m = 2\tau_2 = 4\pi / z_2$ [93]. На рис. 2.15, *a* представлений загальний вигляд такого механізму, а на рис. 2.15, *b* його кінематична схема.

Цей механізм має конструкцію дуже подібну до попереднього (рис. 2.13), і відрізняється тим, що кулачки мають несиметричний профіль і зміщені один відносно одного лише на кут $2\delta_0 = \angle A_1 O_1 A_2$ (див. рис. 2.5). Такий кулачковий механізм забезпечує за один оберт кулачків поворот вихідної ланки 6 на кут β_m , який при трьох парах роликів дорівнює 120° .

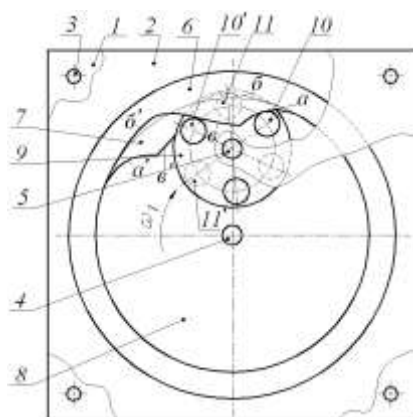
Тобто, такий механізм забезпечує такий самий рух, як і механізм, показаний на рис. 2.5, але завдяки внутрішньому зачепленню напрямки обертання вхідної і вихідної ланок однакові. Тривалість руху і зупинки в них також залежить від заданого (або вибраного) кута φ_p повороту кулачків за час руху вихідної ланки, який можна вибирати в широкому діапазоні. Це відноситься і до закону руху вихідної ланки. Період зупинки визначається кутом $\varphi_3 = 2\pi - \varphi_p$.

Механізм працює наступним чином (рис. 2.15). При обертанні спарених кулачків 6 і 7 профіль кулачка 6, взаємодіючи профілем *a* з роликом 10, повертає диск 9 на деякий кут, дещо менший $\beta_m/2$, в цей час ролик 11 контактує з профілем *b* кулачка 7, що забезпечує замикання ланок механізму. Після виходу профілю *a* кулачка 6 із контакту з

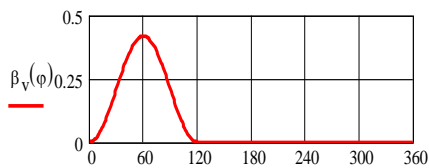
роликом 10 диск 9 приводиться в рух кулачком 7, який продовжує контактувати профілем b з роликом 11, а кулачок 6 в цей час контактує профілем v з роликом 10', що забезпечує замикання ланок механізму. Подальший поворот диска 9 забезпечується профілем v' кулачка 7. Профіль v' є плавним продовженням профілю b . В цей час, для замикання ланок механізму, ролик 10' контактує з профілем b' кулачка 6. Після виходу профілю v' кулачка 7 із контакту з роликом 11 диск 9 приводиться в рух кулачком 6, який продовжує контактувати профілем b' з роликом 10', а кулачок 7 в цей момент контактує профілем a' з роликом 11', що забезпечує замикання ланок механізму. При виході з контакту роликів 10' і 11', відповідно з профілями b' і v' , вони взаємодіють з циліндричними поверхнями кулачків 6 і 7, а диск 9 залишається нерухомим доти, доки ролик 10' не почне взаємодіяти з профілем a кулачка 6, і процес руху повториться.



а



б



в

Рис. 2.15. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертowego руху вихідної ланки II типу:
а) загальний вигляд; б) кінематична схема; в) діаграма аналогів швидкостей

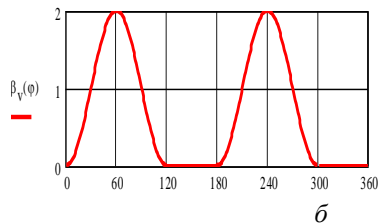
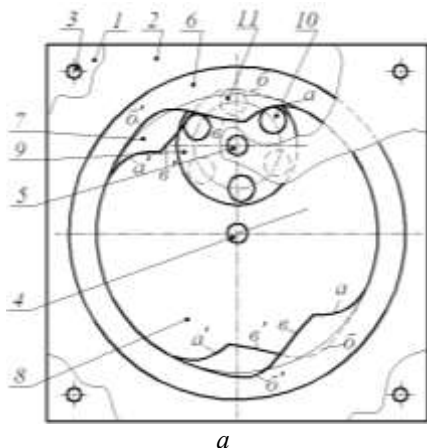


Рис. 2.16. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки II типу, в якому повторюються профілі кулачків (*a*), і його діаграма аналогів швидкостей (*б*)

Якщо профілі *a* і *б* кулачків 4 і 5 повторити (рис. 2.16), то за один оберт кулачків ведена ланка *б* може повернутися двічі на кут 120° з однією або двома зупинками (рис. 2.16, *б*). Тривалість періодів руху і зупинки, які визначаються відповідно кутами профілю кулачків, залежно від вибраної циклограми руху диска, можуть бути як однакові, так і різні, причому деякі кути зупинки можуть дорівнювати навіть нулю.

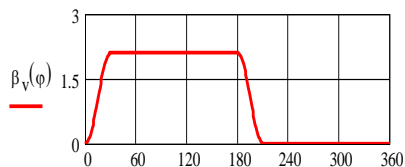
2.7. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки III типу (КЦМП–ЗВ)

На рис. 2.17, *a*, *б* зображено загальний вигляд запропонованого кулачково-цівкового механізму з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки [94]. Корпус механізму складається з двох плит 1 і 2, зв'язаних між собою стержнями 3. На плиті 1 встановлений вхідний вал 4, на плиті 2 – вихідний вал 5. На валу 4 закріплено три кулачки 6, 7 і 8, на валу 5 – ведена ланка 9, яка має з одного боку шість рівномірно розташованих роликів 10, причому один із них 11 більшої висоти, а з другого боку – один ролик 12. Осі роликів 11 і 12 збігаються з осями роликів 10. Всі три кулачки разом з прокладками 13 і 14 закріплені на диску 15 і утворюють вхідну ланку.

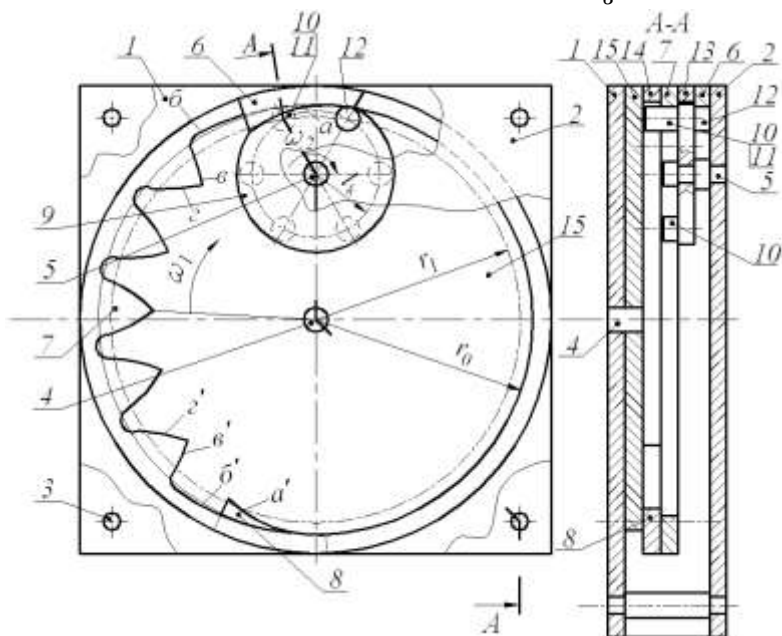


a

Механізм працює наступним чином. При обертанні кулачків профіль *a* кулачка 6, взаємодіючи з роликом 12, повертає диск 9 на кут 30° , в цей час ролик 10 профілем *b* контактує з кулачком 7, що забезпечує замикання ланок механізму.

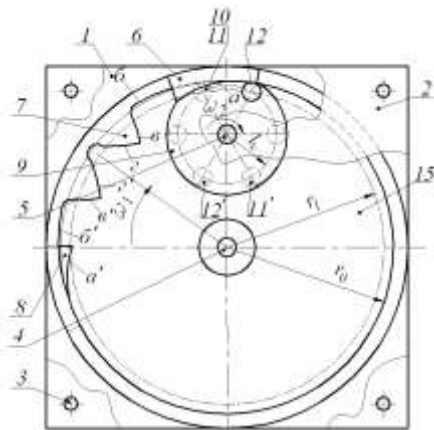


б



б

Рис. 2.17. Кулачково-цівковий механізм із внутрішнім зачепленням для переривчастого обертального руху вихідної ланки, який забезпечує її поворот на 360° (*a*, *б*), і його діаграма аналогів швидкостей (*в*)



a

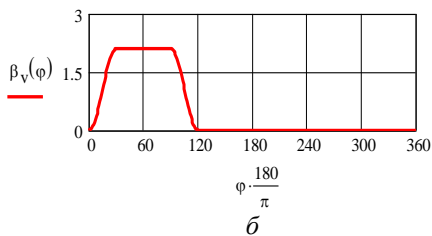


Рис. 2.18 – Кулачково-цівковий механізм із внутрішнім зачепленням для переривчастого обертowego руху вихідної ланки, який забезпечує за один оберт кулачків поворот на 180° (а), і його діаграма аналогів швидкостей (б)

Після виходу кулачка *б* із контакту з роликом *12* диск *9* приводиться в рух кулачком, який контактує своїми зубами (профілем *в*) з різними роликами *10* і повертає вихідну ланку z_c раз на кут 60° (z_c – кількість зубів на кулачку *7*). Перехід від руху до зупинки забезпечується профілем *а'* кулачка *8* і профілем *б'* кулачка, який контактує з роликом *11*. В період зупинки два ролики *10* котяться по циліндричній поверхні кулачка *7* доти, доки не увійдуть в контакт з виступом кулачка *б* (профілем *а*) наступний ролик *12*, і цикл руху повториться. Для усунення інтерференції роликів цівкового колеса і зубців зубчастого сектора перший і останній зуби необхідно зрізати, профіль *г* якого визначається траєкторією наступного ролика *10*.

В цих механізмах, як і КЦМП–3, можна одержати різні кути повороту вихідної ланки встановленням різної кількості зубів на зубчастому секторі (2.7), або повторенням профілів кулачків і зміною положення допоміжних роликів (див. пп. 2.4). Наприклад, якщо профілі кулачків *б* і *7*, які показані на рис. 2.17, повторити, то за один оберт кулачків вихідна ланка *9* може повернутися два рази на кут 360° з двома однаковими або різними зупинками, причому кути зупинки α_z можуть дорівнювати навіть нулю, залежно від вибраної циклограми руху диска. І навпаки, якщо на кулачку *7* буде лише два зуби (рис. 2.18), то за один поворот вхідної ланки вихідна здійснить один поворот на 180° , а якщо у цьому випадку на диску *9* встановити дві пари роликів *11* і *12*, то вихідна ланка здійснить два повороти на 180° .

У загальному випадку механізми III типу з внутрішнім зачеплення також можуть забезпечувати за один оберт кулачків поворот вихідної ланки на кути, кратні кроку цівкового колеса τ_2 , в межах $\tau_2 \leq \beta_m \leq 2\pi$.

Висновки до розділу 2

1. Подальша розробка теорії спарених коромислових кулачкових механізмів дозволила створити систему механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки, які захищені патентами України. В таких механізмах вхідна ланка складається з двох або більше однакових або різних кулачків, а вихідна ланка повинна мати декілька роликів (цівок), тобто вона перетворюється у звичайне цівкове колесо. Кут одного повороту вихідної ланки β_m визначається числом основних і допоміжних роликів цівкового колеса і взаємним розташуванням кулачків вхідної ланки.

2. Розроблена класифікація цього виду механізмів, згідно якої вони можуть бути як із зовнішнім, так і з внутрішнім зачепленням вхідної і вихідних ланок. Залежно від кута одного повороту вихідної ланки, їх можна розділити на ще три типи кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки (КЦМП): 1-й тип (КЦМП-1, КЦМП-1В), в якому $\beta_m = \tau_2$; 2-й тип (КЦМП-2, КЦМП-2В) – $\beta_m = 2\tau_2$; 3-й тип (КЦМП-3, КЦМП-3В) – $\tau_2 \leq \beta_m \leq 2\pi$.

3. Кулачки, які утворюють вхідну ланку, можуть мати як однаковий, так і різний профіль. Різним розташуванням на вхідному валу кулачків та повторенням їх профілів можна одержати різні модифікації цих механізмів. Такі механізми здатні забезпечувати різну кількість і тривалість періодів руху та зупинки вихідної ланки, які можуть бути як однакові, так і різні, причому деякі кути зупинки можуть дорівнювати навіть нулю, тобто одержимо пульсуючий обертовий рух. Відповідним вибором закону руху вихідної ланки, геометричних параметрів ланок та їх розташуванням можна знайти оптимальний варіант кінематичної схеми механізму за різними кінематичними та динамічними характеристиками.

4. Такі механізми мають ряд переваг порівняно з механізмами, які зараз застосовуються в техніці, оскільки в них при відповідному виборі закону руху теоретично відсутні удари на початку і в кінці руху вихідної ланки, завжди забезпечується геометричне замикання ланок, механізми порівняно прості у виготовленні та експлуатації і можуть застосовуватися в різних машинах та приладах і, особливо, в машинах-автоматах.

РОЗДІЛ 3

КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВО-ЦІВКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕРИВЧАСТИМ ОБЕРТОВИМ РУХОМ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

3.1. Загальні зауваження

Синтез КЦМП, як і кулачкових механізмів, можна розділити на два етапи [14, 34, 35, 36 – 38, 48 – 50, 102 – 104, 113, 115, 116, 145]. На першому етапі, який називають *динамічним синтезом*, необхідно визначити основні розміри механізму, зокрема мінімальний радіус кулачка та міжосьову відстань (для коромислових кулачкових механізмів). На другому етапі, який називають *кінематичним синтезом*, необхідно за заданими законами руху вхідної (кулачка) і вихідної (коромисла, у нашому випадку цівкового колеса) ланок побудувати профілі кулачків. Проте для кращого розуміння роботи КЦМП, у тому числі методики динамічного синтезу, спочатку розглянемо *кінематичний синтез* таких механізмів.

Задачу кінематичного синтезу можна розв'язувати графічним або аналітичним способом. Надалі будемо розглядати аналітичний метод, оскільки він дозволяє, використовуючи ЕОМ, досить швидко і з високою точністю здійснити громіздкі розрахунки параметрів кулачкових механізмів, підготувати необхідні дані щодо складання програм для верстатів з числовим програмним керуванням (ЧПК). Тут, так само як і при графічному способі, використовують метод оберненого руху. В свою чергу кінематичний синтез кулачкових механізмів виконують у два етапи: на першому будують теоретичний профіль кулачків, а на другому – практичний (робочий).

Для здійснення кінематичного синтезу кулачкових механізмів, зображених на рис. 2.2 – 2.18, необхідно, щоб були задані або вибрані наступні параметри:

- 1) закон руху вхідної ланки – кулачків (як правило, приймають, що кулачки обертається рівномірно, тобто $\omega_1 = \text{const}$);
- 2) закон руху вихідної ланки;
- 3) кількість роликів на цівковому колесі;
- 4) кут повороту кулачка φ_p , який відповідає одному періоду руху вихідної ланки (для механізмів III типу – сума кутів розбігу та вибігу);
- 5) кількість поворотів вихідної ланки на кут β_m ;
- 6) міжосьова відстань $a = O_1O_2$;

7) довжина коромисла l_k – відстань від центра обертання вихідної ланки до центра роликів;

8) мінімальний радіус теоретичного профілю кулачка R_0 ;

9) радіус ролика r_p .

Розглянемо окремо методи кінематичного синтезу кожного з таких механізмів [39, 40, 96 – 101].

3.2. Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки I типу

При синтезі механізму (рис. 3.1) визначаємо такі параметри:

1. Кут β_m одного повороту вихідної ланки (коромисла) за формулою (2.1).

2. Кут, який визначає початкове положення центрів роликів 7 і 8,

$$\beta_0 = \pi / 2z . \quad (3.1)$$

3. Мінімальні радіуси теоретичного профілю кулачків

$$R_0 = \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2al_k \cos \beta_0}, \quad R'_0 = a - l_k . \quad (3.2)$$

4. Кут, який визначає положення початкові лінії кулачків (O_1A_{10} і O_1A_{20}),

$$\delta_0 = \arccos \frac{R_0^2 + a^2 - l_k^2}{2R_0a} . \quad (3.3)$$

5. Початкове положення центра ролика 7' (O_1A_{30})

$$R_{30} = O_1A_{30} = \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2al_k \cos(2\beta_m - \beta_0)} . \quad (3.4)$$

6. Кут повороту вихідної ланки β_i , який визначається вибраним законом руху за формулою [34, 48, 116]:

$$\beta_i = a_k \beta_m, \quad (3.5)$$

де a_k – безрозмірний коефіцієнт (інваріант) переміщення вихідної ланки, наприклад, для синусоїдного закону руху

$$a_k = k - \frac{\sin 2\pi k}{2\pi} .$$

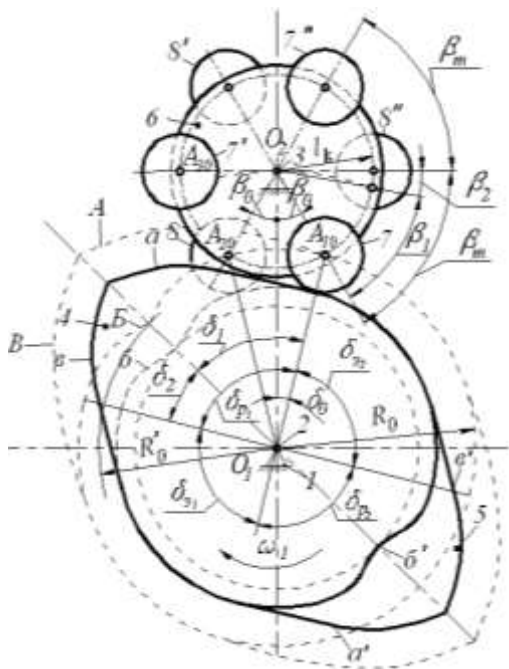


Рис. 3.1. Положення ланок механізму на початку руху вихідної ланки

8. Кут повороту кулачка

$$\varphi(k) = \varphi_p k. \quad (3.9)$$

3.2.1. Визначення координат теоретичного профілю кулачків

Теоретичний профіль кулачків формується центрами відповідних роликів. Причому в контакт з кулачками одночасно перебувають два або три ролики. Профіль кулачка 4 формується з одного боку (профіль А) центром A_{10} ролика 7 (див. рис. 3.1), який рухається за вибраним законом руху вихідної ланки 6. На зворотній ділянці профіль В формується центром A_{30} ролика 7', причому ці профілі симетричні. Профіль В кулачка 5 формується центром A_{20} ролика 8.

$$(3.6)$$

У цій формулі k – відносний час), який при $\omega_1 = \text{const}$ визначається відношеннями

$$k = \frac{t_i}{t_p} = \frac{\varphi_i}{\varphi_p}, \quad (3.7)$$

де t_i або φ_i – відповідно час або кут повороту ланки, який відраховуємо від початку її руху; t_p або φ_p – відповідно період або максимальний кут одного повороту ланки. Оскільки $0 \leq t_i \leq t_p$, а $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_p$, то $0 \leq k \leq 1$, $0 \leq a_k \leq 1$.

7. Інваріант швидкості вихідної ланки, зокрема для синусоїдного закону руху:

$$b_k = 1 - \cos(2\pi k) \quad (3.8)$$

Якщо закони руху та фазові кути φ_p однакові, то профілі обох кулачків також однакові, лише повернені один відносно одного на деякий кут ξ . В механізмі, зображеному на рис. 3.1, кут $\xi = 180^\circ$.

Для визначення положення точок теоретичного профілю A кулачка 4 треба знати величину радіус-вектора $\overline{O_1A_i} = \overline{R_1(k)}$ і кут $\delta_1 = \delta_1(k)$ (рис. 3.2), які визначають за формулами [14]:

$$R_1(k) = \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2al_k \cos(\beta_0 + \beta(k))}, \quad \delta_1(k) = \varphi_i + \delta_0 - \gamma_1, \quad (3.10)$$

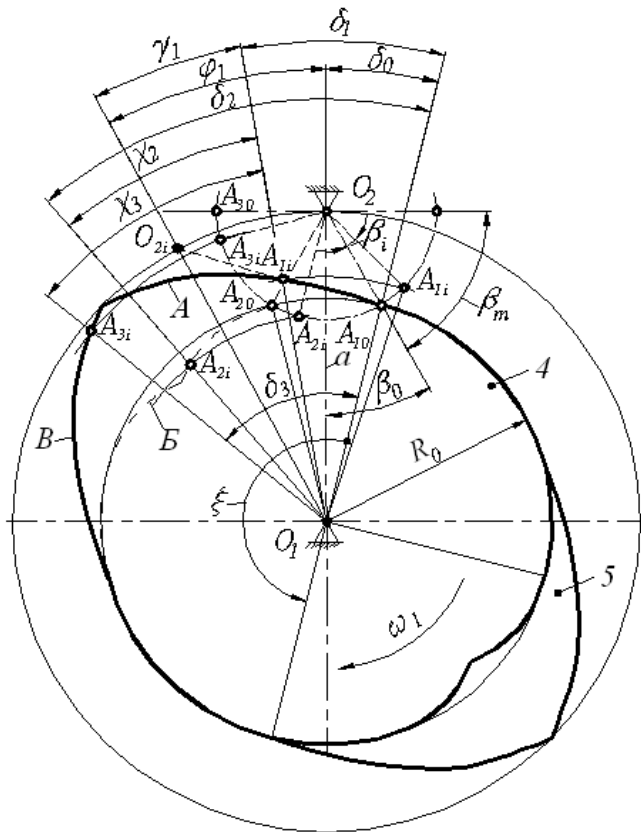


Рис. 3.2. Визначення координат теоретичного профілю кулачків

де

$$\varphi_i = \varphi(k); \quad \gamma_1(k) = \arccos \frac{R_1(k)^2 + a^2 - l_k^2}{2R_1(k)a}, \quad (3.11)$$

Координати профілю *B* кулачка 5 визначаються радіус-вектором $\overline{O_1A_{2i}} = R_2(k)$ і кутом $\delta_2(k)$:

$$R_2(k) = \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2al_k \cos(\beta_0 - \beta(k))}, \quad \delta_2(k) = \delta_1(k) + \chi_2(k), \quad (3.12)$$

де

$$\chi_2(k) = \arccos \frac{R_1(k)^2 + R_2(k)^2 - A_{12}^2}{2R_1(k)R_2(k)}. \quad (3.13)$$

Тут довжина хорди між центрами роликів 7 і 8 складає:

$$A_{12} = A_{10}A_{20} = 2r_0 \sin(\delta_0). \quad (3.14)$$

Координати профілю *B* кулачка 4 визначаються радіус-вектором $\overline{O_1A_{3i}} = R_3(k)$ і кутом $\delta_3 = \delta_3(k)$:

$$R_3(k) = \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2al_k \cos(2\beta_m - \beta_0) - \beta(k)}, \quad \delta_3(k) = \delta_1(k) + \chi_3(k), \quad (3.15)$$

де

$$\chi_3(k) = \arccos \frac{R_1(k)^2 + R_3(k)^2 - A_{13}^2}{2R_1(k)R_3(k)}, \quad (3.16)$$

Тут довжина хорди між центрами роликів 7 і 7' ($A_{13} = A_{10}A_{30}$):

$$A_{13} = l_k \sqrt{2(1 - \cos(2\beta_m))}. \quad (3.17)$$

Визначивши радіуси $R_1(k)$, $R_2(k)$ і $R_3(k)$ та їх кутові координати $\delta_1(k)$, $\delta_2(k)$ і $\delta_3(k)$, можна побудувати теоретичні профілі *A* і *B* кулачка 4 та профіль *B* кулачка 5 (рис. 3.3). Профілі кулачків з протилежного боку одержимо поворотом попередніх на кут ξ (у нашому випадку $\xi = 180^\circ$). На інших ділянках профіль кулачків викреслений колом, радіус якого дорівнює R_0 (3.2).

Як видно з рис. 3.3, профілі кулачків 4 і 5 однакові і симетричні відносно лінії, що проходить через точки перетину профілів *A* і *B*, які, крім цього, визначають габарити теоретичного профілю обох кулачків.

Тут кут тиску ϑ_{li} визначається формулою [13]:

$$\vartheta_{li} = \arctg \left[\frac{-\beta_v l_k + \arccos(\beta_0 + \beta_i) - l_k}{\arcsin(\beta_0 + \beta_i)} \right]. \quad (3.20)$$

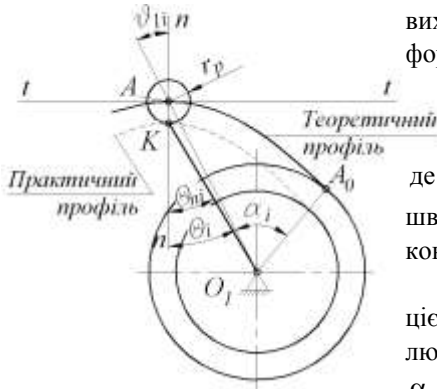


Рис. 3.4. Визначення координат практичного профілю кулачка

Аналоги кутової швидкості вихідної ланки знаходимо за формулою

$$\beta_v(k) = \frac{b_k \beta_m}{\varphi_p}, \quad (3.21)$$

де $b_k = 1 - \cos(2\pi k)$ – інваріант швидкості при синусоїдному законі руху (3.8).

Кутова координата точок цієї ділянки практичного профілю визначається формулою [14]:

$$\alpha_1(k) = \delta_1(k) - \theta_n(k) - \theta(k), \quad (3.22)$$

де

$$\theta_n(k) = a \operatorname{rcs} \sin \left[\frac{l_k \beta'_v(k) \cos \vartheta_1(k)}{r_1(k)} \right]. \quad (3.23)$$

Аналогічно будують практичний профіль v кулачка на його зворотній стороні. Проте, тут виникають затруднення з визначенням знаку кута тиску $\vartheta_2(k)$. Тому використаємо при побудові практичного профілю кулачка прямокутну систему координат [48, 60, 102].

Радіус практичного профілю і його кутова координат рівні:

$$r_2(k) = \sqrt{x(k)^2 + y(k)^2}; \quad \alpha_2(k) = a \operatorname{rc} \operatorname{tg} \left(\frac{y(k)}{x(k)} \right), \quad (3.24)$$

де координати $x(k)$ і $y(k)$ знаходимо за такими формулами:

$$r_x(k) = R_2(k) \cos(\delta_2(k)); \quad r_y(k) = R_2(k) \sin(\delta_2(k));$$

$$z(k) = \sqrt{\left(\frac{dr_x(k)}{dk} \right)^2 + \left(\frac{dr_y(k)}{dk} \right)^2},$$

$$x(k) = r_x(k) - r_p \frac{dr_x(k)}{z(k)}; \quad y(k) = r_y(k) - r_p \frac{dr_y(k)}{z(k)}. \quad (3.25)$$

Аналогічно визначаємо параметри практичного профілю v , який відповідає ділянці теоретичного профілю B :

$$r_3(k) = \sqrt{c(k)^2 + e(k)^2}; \quad \alpha_3(k) = \arctg\left(\frac{e(k)}{c(k)}\right),$$

де

$$a_x(k) = R_3(k) \cos(\delta_3(k)); \quad a_y(k) = R_3(k) \sin(\delta_3(k));$$

$$z_3(k) = \sqrt{\left(\frac{da_x(k)}{dk}\right)^2 + \left(\frac{da_y(k)}{dk}\right)^2},$$

$$c(k) = a_x(k) - r_p \frac{da_x(k)}{z_3(k)}; \quad e(k) = a_y(k) - r_p \frac{da_y(k)}{z_3(k)}. \quad (3.26)$$

На ділянці вистою практичний профіль кулачка описується колом, радіус якого:

$$r_0 = R_0 - r_p. \quad (3.27)$$

На основі викладеного алгоритму, використовуючи Mathcad [27], складена програма для ЕОМ (дод. А), яка дозволяє визначити координати теоретичного і практичного профілю кулачків та побудувати їх профіль при вибраних або заданих геометричних і кінематичних параметрах.

На рис. 3.5 наведено приклад побудови теоретичного і практичного профілів спарених кулачків при таких вихідних даних: закон руху кулачка – $\omega_1 = \text{const}$; закон руху вихідної ланки – рівноспадний; максимальний кут одного повороту вихідної ланки $\beta_m = 60^\circ$; кут повороту кулачка, який відповідає періоду руху вихідної ланки, $\varphi_p = 125^\circ$; міжосьова відстань $a = 80$ мм; довжина коромисла

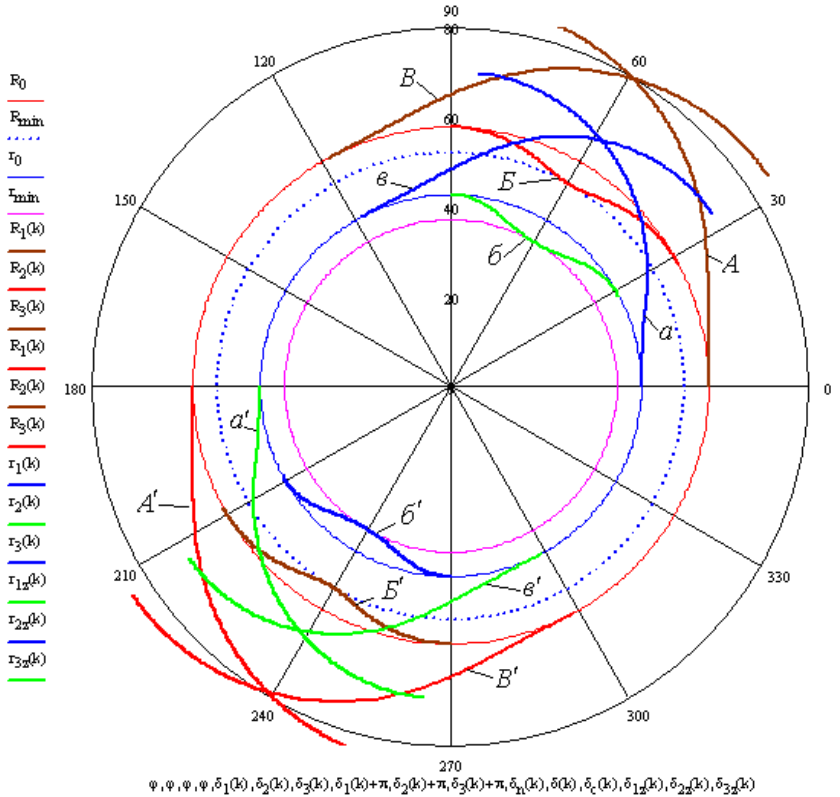


Рис. 3.5. Побудова теоретичного і практичних профілів кулачків КЦМП-1 з використанням системи Mathcad

$l_k = 28$ мм; радіус ролика $r_p = 15$ мм. Координати практичного профілю на другій (нижній) половині кулачків визначають аналогічно, здійснивши поворот системи координат на кут ξ (на рис. 3.5 кут $\xi = \pi$), тобто використавши наступні формули:

$$r_{1z}(k) = r_1(k), \quad r_{2z}(k) = r_1(k), \quad r_{3z}(k) = r_1(k);$$

$$\alpha_{1z}(k) = \alpha_1(k) + \pi, \quad \alpha_{2z}(k) = \alpha_2(k) + \pi, \quad \alpha_{3z}(k) = \alpha_3(k) + \pi.$$

3.3. Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим

рухом вихідної ланки II типу

Кінематичний синтез таких механізмів мало відрізняється від синтезу кулачкового механізму переривчастого обертowego руху 1-го типу, який розглянутий раніше, а тому надалі покажемо лише послідовність та особливості їхнього синтезу.

3.3.1. Визначення координат теоретичного профілю кулачків

На рис. 3.6 показано положення ланок механізму на початку руху вихідної ланки, а на рис. 3.7 – підчас їх руху. Радіус основного кола R_0 теоретичного профілю кулачка 4, мінімальний радіус R'_0 кулачка 5 та кут δ_0 , який визначає

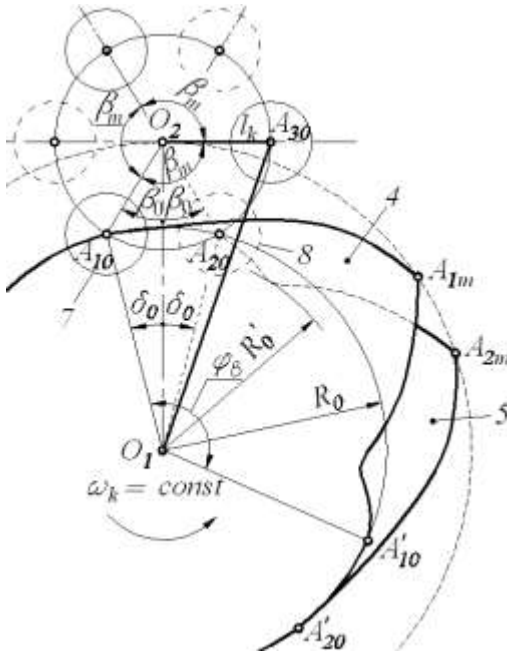


Рис. 3.6. Положення ланок механізму на початку руху вихідної ланки

та кут δ_0 , який визначає в кулачках положення початкових ліній O_1A_{10} і O_1A_{20} відносно осі O_1O_2 , знаходимо за формулами (3.2). Зміщення профілів кулачків 4 і 5 визначається кутом $2\delta_0$. Кут повороту вихідної ланки $\beta(k)$ визначається вибраним законом руху вихідної ланки за формулою (3.5).

Теоретичний профіль кулачків формується центрами відповідних роликів. Причому в контакт з кулачками також одночасно перебувають два або три ролики. Центр A_{10} ролика 7 (див. рис. 2.5, б) формує профіль кулачка 4 на ді-

лянці $A_{10}A_{1m}$ (рис. 3.7), центр ролика 8 – профіль кулачка 5 на ділянці $A_{20}A_{2m}$, а центри роликів $7'$ і $8'$ – зворотні ділянки профілів відповідно кулачка 4 (ділянка $A_{1m}A'_{10}$) і кулачка 5 (ділянка $A_{2m}A'_{20}$).

Для визначення положення точок теоретичного профілю кулачка на ділянці $A_{10}A_{1m}$, треба знати величину радіус-вектора $\overline{O_1A_{1i}} = \overline{R_1(k)}$ і кут $\delta_1(k)$ (рис. 3.2), які визначаються за формулами (3.10), (3.11). Розрахунок за цими формулами здійснюється доти, поки

$R_1(k) \leq a$, що дозволяє побудувати профіль на ділянці $A_{10}A_{1m}$ (див. рис. 3.7). В цей же час центр A_{20} формує профіль $A_{20}A_{2x}$ кулачка 5 , координати профілю якого визначаються радіус-вектором R_{2i} і кутом δ_{2i} , які обчислюються за формулами (3.12) – (3.14). За цими залежностями обчислюють координати профілю $A_{2x}A_{2m}$, який в цей період руху є ведучим. Профіль кулачка $A_{1m}A_{10}$ формується центром ролика $7'$ (див. рис. 3.6), для цього знаходимо положення його центра A_3 на початку руху (рис. 3.8), яке визначається радіусом:

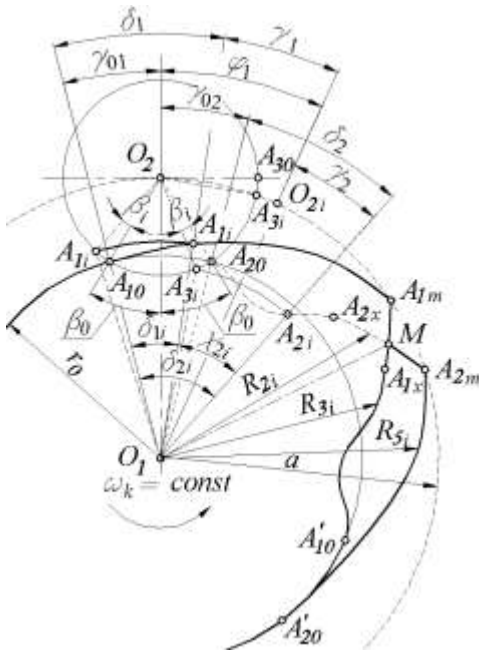


Рис. 3.7. Положення ланок механізму під час руху вихідної ланки

$$R_{30} = O_1A_{30} = \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2al_k \cos(\beta_m - \beta_0)}.$$

При русі положення точки A_{3i} визначається радіус-вектором $R_3(k)$ за формулою:

$$R_3(k) = \sqrt{a^2 + r^2 - 2ar \cos(\beta_m - \beta(k))}.$$

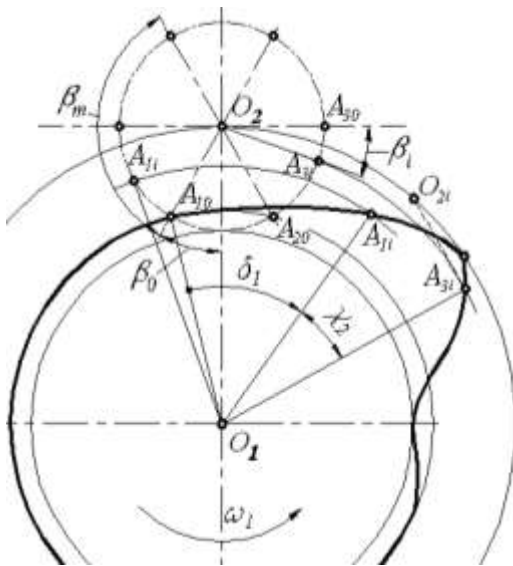


Рис. 3.8. Визначення координат теоретичного профілю зворотної вітки кулачка на ділянці $A_{1m}A'_{1x}$.

ролика δ' , координати якого можна визначити аналогічно як і для профілю $A_{10}A_{1m}$, або, ще простіше, поворотом профілю $A_{10}A_{1m}$ на кут $\delta_5(k) = \varphi_p - \delta_1(k) - \delta_0$, а його радіус у відповідних положеннях $R_4(k) = R_1(k)$.

Якщо повернути профіль $A_{20}A_{2m}$ на кут $\delta_4(k) = \varphi_p - \delta_2(k) - \delta_0$, то він буде збігатись з профілем $A_{1m}A'_{10}$, тобто $R_2(k) = R_3(k)$. Як видно з рис. 3.7, профілі кулачків 4 і 5 симетричні відносно лінії O_1M , а точки перетину A_{1m} і A_{2m} визначають габарити теоретичного профілю обох кулачків.

Формування профілю $A_{1m}A_{10}$ (див рис. 3.7) починається, коли $R_1(k) \leq a$. Кут $\delta_3 = \delta_3(k)$, який визначає положення точки A'_{3i} на профілі кулачка, визначається за формулами (3.15) – (3.17). Цими формулами користуються лише тоді, коли $R_1(k) \leq a$.

Визначивши радіуси R_1 , R_2 і R_3 та кутові координати δ_1 , δ_2 і δ_3 , можна побудувати профілі кулачків (див рис. 3.7) на ділянках: $A_{10}A_{1m}$, $A_{20}A_{2m}$ та $A_{1m}A'_{10}$. Профіль $A_{2m}A'_{20}$, який залишилось побудувати, формується центром

3.3.2. Визначення координат практичного профілю кулачків

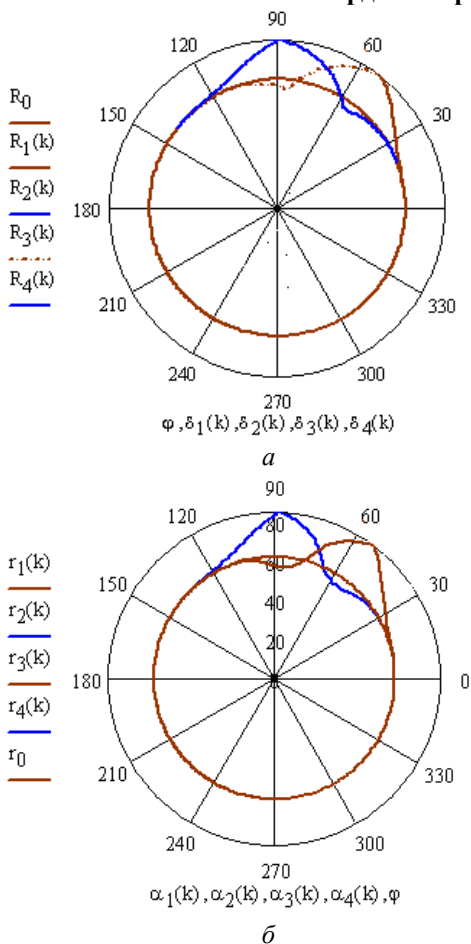


Рис. 3.9. Побудова теоретичного (а) і практичного (б) профілів кулачків КЦМП-2 з використанням системи Mathcad

Маючи теоретичний профіль кулачка, можна побудувати його практичний профіль.

Визначення координат практичного профілю кулачків здійснюється за формулами (3.18) – (3.26).

На основі викладеного алгоритму, використовуючи Mathcad [27], складена програма для ЕОМ (дод. Б), яка дозволяє визначити координати теоретичного і практичного профілів кулачків та побудувати їх профіль при вибраних або заданих геометричних і кінематичних параметрах.

На рис. 3.9 наведено приклад побудови теоретичного і практичного профілів спарених кулачків при таких вихідних даних: закон руху кулачка – $\omega_1 = \text{const}$; закон руху вихідної ланки – синусоїдний; максимальний кут повороту вихідної ланки $\beta_m = 120^\circ$; кут повороту кулачка, який відповідає періоду руху вихідної ланки, $\varphi_p = 125^\circ$;

міжосьова відстань $a = 80$ мм; довжина коромисла $l_k = 28$ мм; радіус ролика $r_p = 15$ мм.

Якщо необхідно профілі кулачків повторити (див. рис. 2.6), то використовують вказані раніше залежності, повернувши систему координат на відповідний кут, заданий циклограмою роботи механізму.

3.4. Кулачково-цівковий механізм переривчастого обертового руху вихідної ланки III типу

Різні кути одного повороту вихідної ланки β_m (3.3) можна забезпечити, використавши кулачково-цівкові механізми переривчастого обертового руху III типу (див. рис. 2.7 – 2.9), в яких $\tau_2 \leq \beta_m \leq 2\pi$.

Синтез таких механізмів містить в собі синтез кулачків 4 і 6, які відповідно забезпечують розбіг і вибіг вихідної ланки, та комбінованого кулачка 5, профіль якого складається з профілів b і b' та відповідної кількості зубів з епіциклоїдним профілем. Отже, синтез таких механізмів поєднує синтез коромислових кулачкових механізмів і цівкового зачеплення. Він також здійснюється у два етапи – динамічний і кінематичний синтез. В свою чергу, при кінематичному синтезі спочатку будують теоретичні профілі кулачків (зубів), а потім практичні. Профіль кулачка 4 визначається вибраним законом руху вихідної ланки в період розбігу, профіль кулачка 5 формується спочатку роликком 9 (профіль b), поки він не займе положення на міжосьовій лінії O_1O_2 , а далі він викреслюється як епіциклоїда. Профіль b' визначається вибраним профілем a кулачка 6, який взаємодіє з роликком 10.

3.4.1. Визначення координат теоретичного профілю кулачків

Радіус основного кола R_0 теоретичного профілю кулачка 4, мінімальний радіус r_1 кулачка 5 (рис. 3.10) та кут δ_0 (див. 2.7 і 3.1), який визначає в кулачках положення початкових ліній O_1A_{10} і O_1A_{20} відносно осі O_1O_2 , також визначають за формулами (3.2) і (3.3).

На рис. 3.10 зображено, з використанням системи Mathcad, теоретичні профілі кулачків КЦМП-3. Профіль A кулачка 4 (див. рис. 2.7) будують аналогічно профілю кулачка КЦМП-1 за вибраним законом руху вихідної ланки, але лише для значень коефіцієнта k , який змінюється у межах $0 \leq k \leq 0,5$, що відповідає куту повороту кулачків на кут $\varphi_p/2$ за час розбігу вихідної ланки. Вихідна ланка за цей час повертається на кут

$\tau_2/2$, де τ_2 – кутовий крок цівкового колеса 8. Тому тут також можна використати формули (3.10) і (3.11). За цей період центр ролика 10 формує профіль B , координати якого описуються залежностями (3.12) – (3.14).

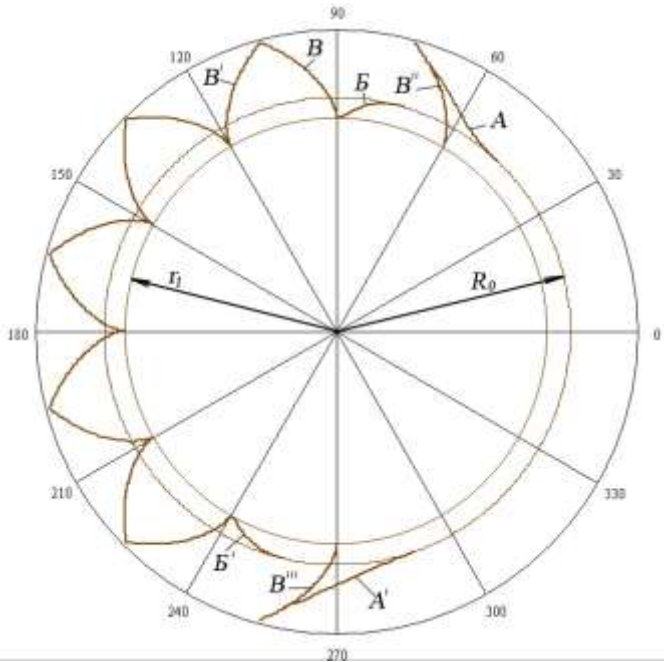


Рис. 3.10. Теоретичні профілі кулачків КЦМП-3, побудовані з використанням системи Mathcad

В кінці періоду розбігу, коли ролик 9 займе положення на міжосьовій лінії O_1O_2 , профіль B закінчується і замінюється епіциклоїдним профілем B' . При цьому профіль A кулачка 4 має плавно спрягатися з профілем B'' , який умовно зображений на рис. 3.10. Для цього профілі A і B , або навпаки, профілі B і B' , треба повернути на кут:

$$\Delta\delta = \pi/2 - \delta_2(0,5),$$

де $\delta_2(0,5)$ – значення кута $\delta_2(k)$ при $k = 0,5$.

Тоді кутові координати профілів A і B визначають за формулами:

$$\delta_{1n} = \delta_1(k) + \Delta\delta, \quad \delta_{2n} = \delta_2(k) + \Delta\delta.$$

В період вибігу профілі A' і B' будують дзеркальним поворотом профілів A і B на кути:

$$\delta_{12n} = \delta_1(0,5 - k) + \Delta\delta + 8\tau_1, \quad \delta_{22n} = \delta_{2m}(1 - k) + 5\tau_1.$$

Теоретичні профілі B і B' зубів кулачка 5 будують з використанням рівнянь епіциклоїди, які у нашому випадку приймають вигляд [37]:

$$\left. \begin{aligned} x_A(\varphi) &= (r_1 + r)\sin(r\varphi / r_1) - r\sin(\varphi + r\varphi / r_1); \\ y_A(\varphi) &= (r_1 + r)\cos(r\varphi / r_1) - r\cos(\varphi + r\varphi / r_1), \end{aligned} \right\}$$

де $x_A(\varphi)$, $y_A(\varphi)$ – координати профілю зубів залежно від кута повороту допоміжного (твірного) кола епіциклоїди; $r_1 = a - l_k$ – радіус початкового кола зубчастого сектора кулачка 5; r – радіус твірного кола, у нашому випадку $r = l_k$; φ – кут повороту твірного кола, який достатньо приймати в межах $0 \leq \varphi \leq 1,2\tau_2$, де $\tau_2 = 2\pi/z_2$ – кутовий крок цівкового колеса.

Оскільки кола, радіуси яких $r = l_k$ і r_1 , котяться одне по одному без ковзання, то справедлива така залежність:

$$r = r_1 z_2 / z_1 = r_1 i_{12},$$

де z_1 – максимально можливе число зубів на вхідному колесі з радіусом r_1 , тобто $z_1 = 2\pi r_1 / p$; z_2 – число роликів δ на цівковому колесі (див. рис. 2.7); i_{12} – передаточне відношення цівкового зачеплення ($i_{12} = z_2 / z_1$), коловий крок якого p , де $p = 2\pi r / z_2$.

Кут повороту вхідного колеса (кулачків) виражаємо як функцію кута φ , тобто $\varphi_1(\varphi) = i_{12}\varphi$.

Кутовий крок зубчастого сектора кулачка 5 $\tau_1 = 2\pi / z_1$.

Координати профілю зубів у полярній системі координат:

$$R(\varphi) = \sqrt{x_A(\varphi)^2 + y_A(\varphi)^2}; \quad \alpha(\varphi) = \pm \arctg \left(\frac{y_A(\varphi)}{x_A(\varphi)} \right). \quad (3.29)$$

В цій формулі знак « \rightarrow » приймаємо для профілю B , знак « \leftarrow » – для профілю B' .

Для викреслювання профілів усіх зубів значення кута φ досить приймати в межах $0 \leq \varphi \leq 1,15\tau_2$, а кути $\delta(\varphi)_i$ мають бути такими:

$$\left. \begin{aligned} \delta(\varphi)_1 &= \alpha(\varphi) - \tau_1 - \pi; & \delta(\varphi)_2 &= -\alpha(\varphi) + \pi; & \delta(\varphi)_3 &= \alpha(\varphi) + \tau_1; \\ \delta(\varphi)_4 &= \alpha(\varphi) + 2\tau_1; & \delta(\varphi)_5 &= -\alpha(\varphi) + \tau_1 + \pi; & \delta(\varphi)_6 &= -\alpha(\varphi) + 2\tau_1 + \pi; \\ \delta(\varphi)_7 &= \alpha(\varphi) + 3\tau_1; & \delta(\varphi)_8 &= -\alpha(\varphi) + \tau_1 + \pi; & \delta(\varphi)_9 &= \alpha(\varphi) + 4\tau_1; \\ \delta(\varphi)_{10} &= \alpha(\varphi) + 5\tau_1; & \delta(\varphi)_{11} &= -\alpha(\varphi) + 4\tau_1 + \pi; & \delta(\varphi)_{12} &= \alpha(\varphi) + 6\tau_1. \end{aligned} \right\} (3.30)$$

Кількість бокових профілів зубів i залежить від кількості роликів $8 - 10$ на цівковому колесі (при шести роликах 8 та по одному ролику 9 і 10 $i=12$: при двох роликах 9 і 10 – $i=6$). Два крайні профілі зубів на рис. 3.10 побудовані для ілюстрації точності спряження профілів кулачків 4 і 5 , їм відповідають кути $\delta(\varphi)_1$ і $\delta(\varphi)_{12}$.

3.4.2. Визначення координат практичного профілю кулачків

Координати практичного профілю a кулачка 4 та профілю a' кулачка 6 (рис. 3.11), які відповідають теоретичним профілям A і A' , визначають формулами (3.18) – (3.20).

Аналогічно будують практичний профіль b і b' кулачка 5 з використанням залежностей (3.24) – (3.25). Проте, для суміщення профілів кулачків 4 і 6 із профілем зубів кулачка 5 кутові координати мають бути рівні:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{1n}(k) &= \alpha_1(k) + \Delta\alpha; & \alpha_{2n}(k) &= \alpha_2(k) + \Delta\alpha; \\ \alpha_{12n}(k) &= -\delta_1(0,5-k) + \alpha_{22n}(0,5) + \Delta\alpha; \\ \alpha_{22n}(k) &= \alpha_{2n}(k) + 5\tau_1, \end{aligned} \right\} (3.31)$$

де $\Delta\alpha = \pi/2 - \alpha_2(0,5)$; $\alpha_{1n}(k)$, $\alpha_{2n}(k)$ – кутові координати профілів a і b в період розбігу, а $\alpha_{12n}(k)$, $\alpha_{22n}(k)$ – в період вибігу вихідної ланки.

Аналогічно визначають параметри практичного профілю зубів, який відповідає ділянці теоретичного профілю B і B' :

$$r(\varphi) = \sqrt{c(\varphi)^2 + e(\varphi)^2}; \quad \gamma(\varphi) = \pm \arctg \left(\frac{e(\varphi)}{c(\varphi)} \right),$$

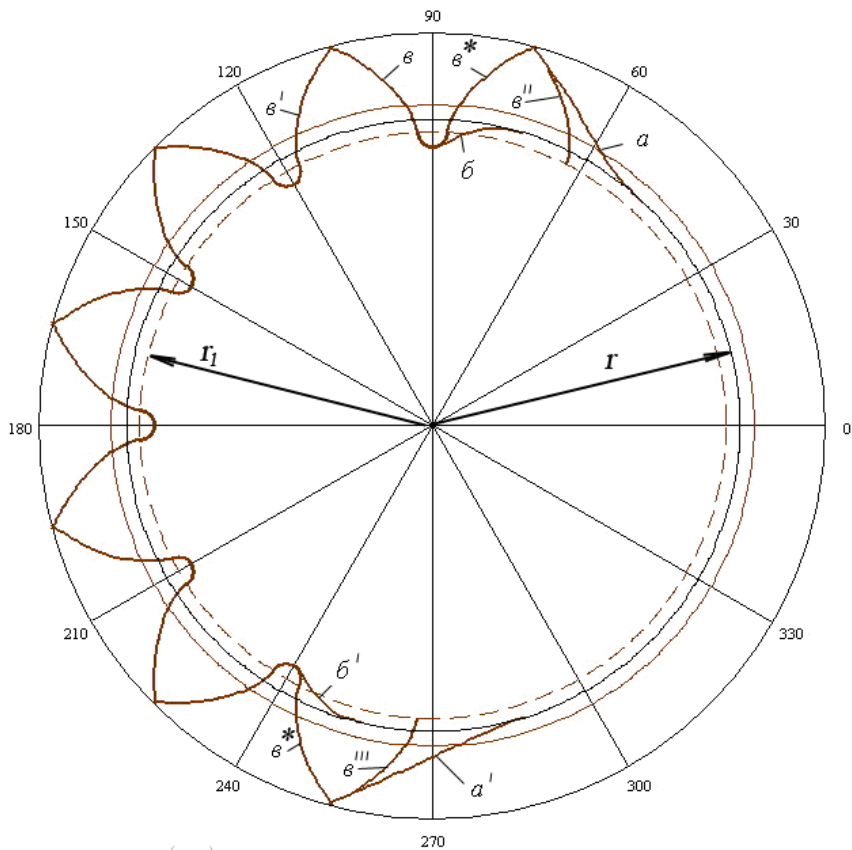


Рис. 3.11 – Практичні профілі кулачків КЦМП-3, побудовані з використанням системи Mathcad

де

$$a_x(\varphi) = R(\varphi) \cos(\alpha(\varphi)); \quad a_y(\varphi) = R(\varphi) \sin(\alpha(\varphi));$$

$$b(\varphi) = \sqrt{\left(\frac{da_x(\varphi)}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{da_y(\varphi)}{d\varphi}\right)^2},$$

$$c(\varphi) = a_x(\varphi) - r_p \frac{d\varphi}{b(\varphi)}; \quad e(\varphi) = a_y(\varphi) - r_p \frac{d\varphi}{b(\varphi)}.$$

Для викреслювання профілів усіх зубів значення кута $\gamma(\varphi)$ необхідно приймати такими:

$$\left. \begin{aligned} \gamma(\varphi)_1 &= \gamma(\varphi) - \tau_1 - \pi; & \gamma(\varphi)_2 &= -\gamma(\varphi) + \pi; & \gamma(\varphi)_3 &= \gamma(\varphi) + \tau_1; \\ \gamma(\varphi)_4 &= \gamma(\varphi) + 2\tau_1; & \gamma(\varphi)_5 &= -\gamma(\varphi) + \tau_1 + \pi; & \gamma(\varphi)_6 &= -\gamma(\varphi) + 2\tau_1 + \pi; \\ \gamma(\varphi)_7 &= \gamma(\varphi) + 3\tau_1; & \gamma(\varphi)_8 &= -\gamma(\varphi) + 3\tau_1 + \pi; & \gamma(\varphi)_9 &= \gamma(\varphi) + 4\tau_1; \\ \gamma(\varphi)_{10} &= \gamma(\varphi) + 5\tau_1; & \gamma(\varphi)_{11} &= -\gamma(\varphi) + 4\tau_1 + \pi; & \gamma(\varphi)_{12} &= \gamma(\varphi) + 6\tau_1; \\ \gamma(\varphi)_{13} &= -\gamma(\varphi) + 4\tau_1 + \pi; & \gamma(\varphi)_{14} &= \gamma(\varphi). \end{aligned} \right\} (3.32)$$

Профілі двох крайніх зубів на рис. 3.11 побудовані для ілюстрації точності спряження профілів кулачків 4 і 5, їм відповідають кути $\gamma(\varphi)_1$, $\gamma(\varphi)_2$, $\gamma(\varphi)_{13}$ і $\gamma(\varphi)_{14}$. Їх також можна використати для формування неробочих профілів ϵ'' і ϵ^* кулачків 6 і 8 (див. рис. 2.7), хоча ці профілі можна побудувати і по-іншому, але вони не повинні виходити за межі профілів ϵ'' і ϵ^* .

На ділянці вистою практичний профіль кулачка описується колом, радіус якого $r_0 = R_0 - r_p$.

Для побудови перехідних кривих використовуємо рівняння кола в полярній системі координат:

$$R_K = \sqrt{x(\varphi_2)^2 + y(\varphi_2)^2}; \quad \alpha_p(\varphi_2) = \arctg\left(\frac{y(\varphi_2)}{x(\varphi_2)}\right), \quad (3.33)$$

де

$$x(\varphi_2) = r_p \cos(\varphi_2); \quad y(\varphi_2) = r_b + r_p \sin(\varphi_2).$$

В цих формулах: $r_b = r_1$ – радіус початкового кола зубчастого вінця; кут $\pi \leq \varphi_2 \leq 2\pi$.

Для викреслювання усіх перехідних кривих значення кута $\alpha_p(\varphi_2)$ необхідно збільшувати i раз на кутовий крок τ_1 , де $i=1, 2, 3, \dots, z_2$.

На основі викладеного алгоритму, використовуючи Mathcad [27], складена програма для ЕОМ (дод. В), яка дозволяє визначити координати теоретичного і практичного профілю кулачків та побудувати їх профіль при вибраних або заданих геометричних і кінематичних параметрах.

На рис. 3.10 і 3.11 наведено приклад побудови теоретичного і практичного профілів спарених кулачків при таких вихідних даних: закон

руху кулачка – $\omega_1 = \text{const}$; закон руху вихідної ланки – синусоїдний; сума кутів розбігу і вибігу $\varphi_p = 60^\circ$; міжосьова відстань $a = 90$ мм; довжина коромисла $l_k = 30$ мм; радіус ролика $r_p = 3$ мм.

Аналогічно здійснюється побудова профілів, показаних на рис. 2.8 і 2.9.

3.5. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки I типу

Синтез таких механізмів мало відрізняється від синтезу аналогічних механізмів зовнішнього зачеплення (пп. 3.2). Різниця лише в деяких залежностях, які зумовлені внутрішнім зачепленням.

3.5.1. Визначення координат теоретичного профілю кулачків

Теоретичний профіль кулачків формується центрами відповідних роликів (див. рис. 2.11, 2.12). Причому в контакт з кулачками також одночасно перебувають два або три ролики. Профіль A кулачка 6 (рис. 3.12) формується з одного боку центром A_{10} ролика 11 , який рухається за вибраним законом руху вихідної ланки 10 , а на зворотній ділянці (профіль B) – центром A_{30} наступного ролика 11 . Профіль B кулачка 7 формується центром A_{20} ролика 12 . Якщо закони руху та фазові кути φ_p однакові, то профілі обох кулачків також однакові, лише повернуті один відносно одного і зміщені на кут ξ . У нашому випадку $\xi = 180^\circ$.

Радіус R_0 основного кола теоретичного профілю кулачків і їхні максимальні радіуси знаходимо за формулами:

$$R_0 = \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2al_k \cos(\pi - \beta_0)}, \quad R'_0 = a + l_k. \quad (3.34)$$

Для визначення положення точок теоретичного профілю A кулачка 6 треба знати величину радіус-вектора $\overline{O_1A_{1i}} = \overline{R_1}(k)$ і кут $\delta_1(k)$, які визначають за формулами [14]:

$$R_1(k) = \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2al_k \cos(\pi - \beta_0 - \beta(k))}, \quad \delta_1(k) = \varphi(k) + \delta_0 - \gamma_1(k), \quad (3.35)$$

де кути $\beta_m, \beta(k), \varphi(k), \delta_0, \gamma_1(k)$ знаходимо відповідно за формулами (2.1), (3.5), (3.9), (3.3), (3.11).

Величина радіус-вектора $O_1A_{2i} = R_2(k)$ профілю B кулачка 7 визначають за формулою:

$$R_2(k) = \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2al_k \cos[\pi + \beta_0 - \beta(k)]}. \quad (3.36)$$

Кутові координати точок цього профілю визначають формулами (3.12) – (3.14).

Профіль B кулачка 6 формується центром A_2 ролика IO' , його радіус-вектор $O_1A_{3i} = R_3(k)$ визначають за формулою:

$$R_3(k) = \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2al_k \cos[\pi + \beta_0 + \beta_m - \beta(k)]}, \quad (3.37)$$

а кутова координата $\delta_1 = \delta_1(k)$ за другою формулою (3.15).

Визначивши радіуси $R_1(k), R_2(k)$ і $R_3(k)$ та кутові координати $\delta_1(k), \delta_2(k)$ і $\delta_3(k)$, можна побудувати теоретичні профілі A і B кулачка 4 та профіль B кулачка 5 (рис. 3.12, б). Профілі кулачків A', B', B' одержимо поворотом попередніх профілів на кут ξ (у нашому випадку $\xi = 180^\circ$). На інших ділянках профіль кулачків викреслений колом, радіус якого дорівнює R_0 .

Як видно з рис. 3.12, б профілі кулачків 6 і 7 однакові і симетричні відносно лінії, що проходить через точки перетину профілів A і B , які, крім цього, визначають мінімальний радіус теоретичного профілю обох кулачків.

3.5.2. Визначення координат практичного профілю кулачків

Практичний профіль, який відповідає профілю A (див. рис. 2.11), буде визначатися радіусом $r_1(k) = O_1K$ і кутовою координатою $\delta_m(k) = \delta_m$, які можна визначити за формулами (3.18) – (3.23). Проте тут виникають труднощі з визначенням знаку кута тиску $\vartheta_1(k)$. Тому

використаємо при побудові практичного профілю кулачка прямокутну систему координат.

Радіус практичного профілю і його кутова координат рівні:

$$r_1(k) = \sqrt{x_1(k)^2 + y_1(k)^2}; \quad \alpha_1(k) = \arctg\left(\frac{y_1(k)}{x_1(k)}\right), \quad (3.37)$$

де координати $x_1(k)$ і $y_1(k)$ знаходимо за такими формулами:

$$r_{1x}(k) = R_1(k) \cos(\delta_1(k)); \quad r_{1y}(k) = R_1(k) \sin(\delta_1(k));$$

$$z_1(k) = \sqrt{\left(\frac{dr_{1x}(k)}{dk}\right)^2 + \left(\frac{dr_{1y}(k)}{dk}\right)^2},$$

$$x_1(k) = r_{1x}(k) + r_p \frac{dr_{1y}(k)}{z_1(k)}; \quad y_1(k) = r_{1y}(k) - r_p \frac{dr_{1x}(k)}{z_1(k)},$$

Аналогічно будують інші практичні профілі кулачків. Координати практичного профілю на другій (нижній) половині визначаються аналогічно, поворотом системи координат на кут ξ (на рис. 3.5 кут $\xi=\pi$).

На ділянці вистою практичний профіль кулачка описується колом, радіус якого $r_0 = R_0 + r_p$.

На основі викладеного алгоритму, використовуючи Mathcad [27], складена програма для ЕОМ (дод. Г), яка дозволяє визначити координати теоретичного і практичного профілю кулачків та побудувати їх профіль при вибраних або заданих геометричних і кінематичних параметрах.

На рис. 3.13 наведено приклад побудови теоретичного і практичного профілів спарених кулачків при таких вихідних даних: закон руху вихідної ланки – рівноспадне прискорення; руху кулачка – $\omega_1 = \text{const}$; максимальний кут одного повороту вихідної ланки $\beta_m = 60^\circ$; міжосьова відстань $a = 80$ мм; довжина коромисла $l_k = 40$ мм; радіус ролика $r_p = 10$ мм.

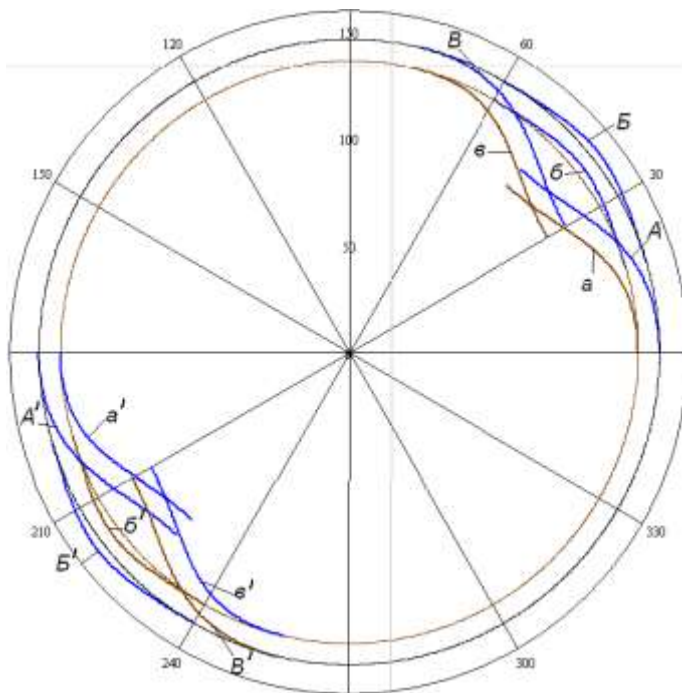


Рис. 3.13. Побудова \ теоретичного і практичних профілів кулачків КЦМП-1В з використанням системи Mathcad

3.6. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки II типу

Синтез таких механізмів також мало відрізняється від синтезу аналогічних механізмів зовнішнього зачеплення (пп. 3.3) та механізмів з внутрішнім зачеплення I типу (пп. 3.5). Різниця полягає лише в деяких залежностях, яка зумовлена збільшенням кута одного повороту вихідної ланки до $\beta_m = 2\tau_2$ (2.2).

3.6.1. Визначення координат теоретичного профілю кулачків

Профіль кулачка *б* (див. рис. 2.15) формується так само: з одного боку (профіль *A*) центром ролика *10* (рис. 3.14), який рухається за вибраним законом руху вихідної ланки *9*; на зворотній ділянці (профіль *B*)

– центром наступного ролика 10. Профіль B кулачка 7 формується центром ролика 11. При цьому одержимо профілі обох кулачків однакові, лише дзеркально повернуті один відносно одного і зміщенні на кут $2\delta_0$.

Радіус R_0 основного кола теоретичного профілю кулачків і їхні максимальні радіуси R'_0 знаходимо за формулами (3.34).

Координати теоретичного профілю A кулачка 6 і профілю B кулачка 7 знаходимо відповідно за формулами (3.35), (3.36).

Профіль B кулачка 6 формується центром ролика $10'$, величина його радіус-вектора:

$$R_3(k) = O_1 A_{3i} = \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2al_k \cos[\pi + \beta_m - \beta_0 - \beta(k)]},$$

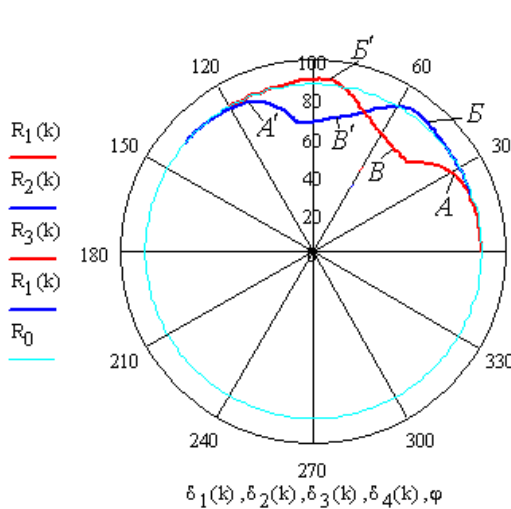


Рис. 3.14. Визначення координат теоретичного профілю кулачків

а кутова координата $\delta_3(k) = \delta_3$ визначають за формулами (3.12) – (3.14).

Профіль A' кулачка 7 формується центром наступного ролика 11, величина його радіус-вектора $R_4 = R_1$, а кутова координата:

$$\delta_4(k) = \varphi_p - \delta_1(k) + 2\delta_0,$$

де β_m – кут повороту кулачків за час одного повороту вихідної ланки (2.2); кути δ_0 і $\delta_1(k)$ визначають за формулами (3.3) і (3.32).

3.6.2. Визначення координат практичного профілю кулачків

Практичні профілі a , b і v , які відповідають теоретичним профілям A , B і B (див. рис. 3.14), можна визначити за формулами (3.47) – (3.48), де $i=1, 2, 3$. Координати профілю a' , який відповідає теоретичному профілю A' , визначають радіусом $r_4(k) = O_1 K$ і кутовою координатою $\alpha_4(k)$ за формулами:

$$r_4(k) = \sqrt{x_4(k)^2 + y_4(k)^2}; \quad \alpha_4(k) = \arctg \left[\frac{y_4(k)}{x_4(k)} \right],$$

де координати $x_4(k)$ і $y_4(k)$ знаходимо за такими формулами ($R_4(k) = R_1(k)$):

$$r_{4x}(k) = R_1(k) \cos(\delta_4(k)); \quad r_{4y}(k) = R_1(k) \sin(\delta_4(k));$$

$$z_4(k) = \sqrt{\left(\frac{dr_{4x}(k)}{dk} \right)^2 + \left(\frac{dr_{4y}(k)}{dk} \right)^2},$$

$$x_4(k) = r_{4x}(k) - r_p \frac{dr_{4y}(k)}{z_4(k)}; \quad y_4(k) = r_{4y}(k) + r_p \frac{dr_{4x}(k)}{z_4(k)},$$

При повторенні профілів кулачків їх координати (див. рис. 2.16) визначають аналогічно, тобто поворотом системи координат на кут ξ (на рис. 2.16 кут $\xi = \pi$), тобто використавши формулами (3.29). На ділянці виствою практичний профіль кулачка описується колом, радіус якого r_0 (3.37).

На основі викладеного алгоритму, використовуючи Mathcad [27], складена програма для ЕОМ (дод. Д), яка дозволяє визначити координати теоретичного і практичного профілю кулачків та побудувати їх профіль при вибраних або заданих геометричних і кінематичних параметрах.

На рис. 3.14 і 3.15 наведено приклад побудови теоретичного і практичного профілів спарених кулачків при таких вихідних даних: закон руху кулачка $-\omega_1 = \text{const}$; закон руху вихідної ланки – рівноспадне прискорення; максимальний кут одного повороту вихідної ланки $\beta_m = 120^\circ$; міжосьова відстань $a = 60$ мм; довжина коромисла $l_k = 30$ мм; радіус ролика $r_p = 15$ мм.

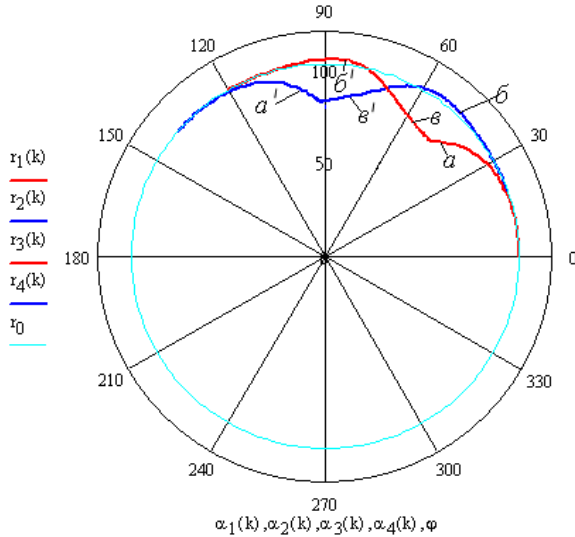


Рис. 3.15. Визначення координат практичного профілю кулачків КЦМП-2В з використанням системи Mathcad

3.7. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки III типу

Синтез таких механізмів мало відрізняється від синтезу аналогічних механізмів зовнішнього зачеплення (пп. 3.4). Різниця полягає лише в тому, що профілі зубів описані гіпоциклоїдою і знаходяться в середині кулачка, а тому деякі залежності для синтезу відрізняються.

3.7.1. Визначення координат теоретичного профілю кулачків

Теоретичний профіль *A* кулачка *б* (див. рис. 2.17, рис. 3.16) визначається вибраним законом руху вихідної ланки в період розбігу при значеннях відносного часу в межах $0 \leq k \leq 0,5$, а профіль кулачка *7* формується спочатку центром ролика *II* (профіль *Б*), поки ($k=0,5$) він не займе положення на міжосьовій лінії O_1O_2 , а далі профіль викреслюється як гіпоциклоїда (профіль *В*). Враховуючи те, що при внутрішньому зачепленні має місце інтерференція наступного ролика *II* з профілем першого і останнього зубів, а тому їх необхідно зрізати, забезпечивши

профіль Γ , який викреслює центр наступного ролика. Координати цих профілів визначаються залежностями (3.34) – (3.37). Профілі A' , B' , B' і Γ' будують аналогічно профілям A , B , B і Γ , повернувши їх на відповідні кути.

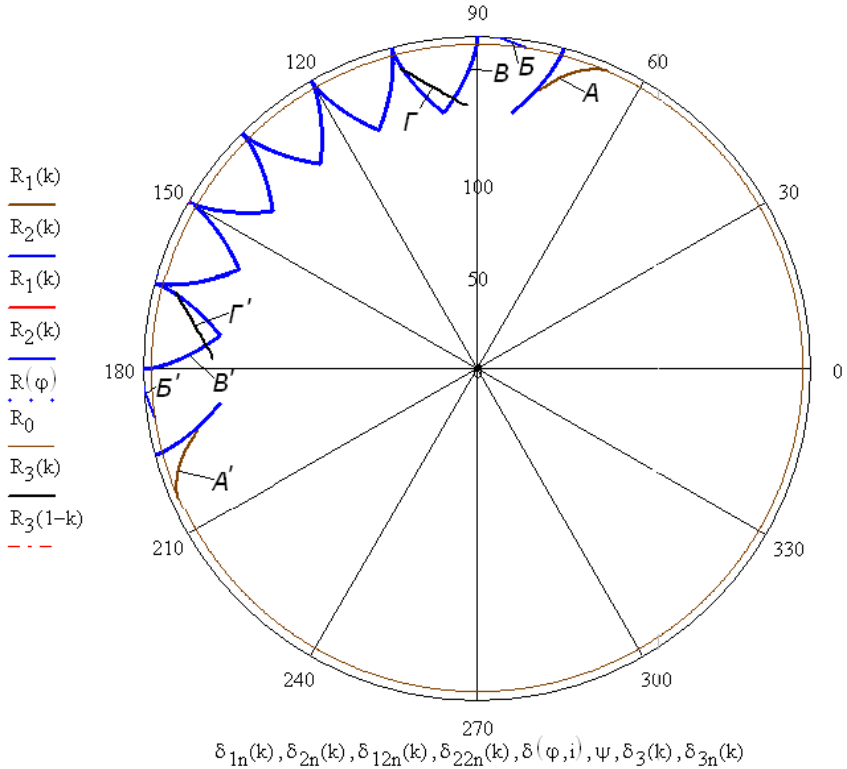


Рис. 3.16. Теоретичні профілі кулачків КЦМП-ЗВ, побудовані з використанням системи Mathcad

Координати профілів A , B і Γ знаходять так само, як і у попередніх механізмах (3.35) – (3.37) при зміні відносного часу в межах $0 \leq k \leq 0,5$. Для побудови профілів зубів використовують рівняння гіпоциклоїди, які у цьому випадку приймають вигляд [37]:

$$\begin{aligned}
 x_A(\varphi) &= (r_b - r) \sin(r\varphi / r_b) - r \sin(\varphi - r\varphi / r_b); \\
 y_A(\varphi) &= (r_b - r) \cos(r\varphi / r_b) + r \cos(\varphi - r\varphi / r_b),
 \end{aligned}$$

де $x_A(\varphi)$, $y_A(\varphi)$ – координати профілю зубів в прямокутній системі залежно від кута φ повороту вихідного (цівкового) колеса; $r_b = r_1$ – радіус початкового кола зубів кулачка 7; $r = cl_k$ – радіус твірного кола гіпоциклоїди. Коефіцієнт c вибирають в межах 0,5 – 0,7 так, щоб усунути інтерференцію роликів цівкового колеса та зубів кулачка 7.

В полярній системі координати цих профілів знаходять за формулами (3.31).

На рис. 3.16 наведено приклад побудови теоретичного профілю кулачків з використанням системи Mathcad. Як видно з цього рисунка, в кінці періоду розбігу закінчуються профілі *A* та *B*, а ролик *II* займе положення на міжосьовій лінії O_1O_2 , профіль *B* кулачка 7 спрягається з гіпоциклоїдним профілем зубів. При вибігу вихідної ланки профілі кулачків будують навпаки.

3.7.2. Визначення координат практичного профілю кулачків

Координати практичного профілю кулачків визначаються так само, як і в механізмах, наведених пп. 3.4 і 3.6, використавши залежності (3.31), (3.38), (3.39). На рис.3.17 зображено з використанням системи Mathcad практичні профілі кулачків КЦМП–3В (див. дод. Е).

Наведені на рис. 3.16 і 3.17 профілі кулачків побудовані при таких вихідних даних: повне число зубів на кулачку 7 $z_1 = 12$; число роликів на цівковому колесі $z_2 = 6$; радіус твірного кола гіпоциклоїди $r = 30$ мм; радіус основного кола зубів кулачка 7 $r_b = 90$ мм; радіус кола центрів ролика $l_k = 45$ мм; кут повороту кулачка 7 за час розбігу $\varphi_p / 2 = 20^\circ$.

Висновки до розділу 3

1. Розроблена методика кінематичного синтезу спарених кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки всіх типів як із зовнішнім, так і з внутрішнім зачепленням.

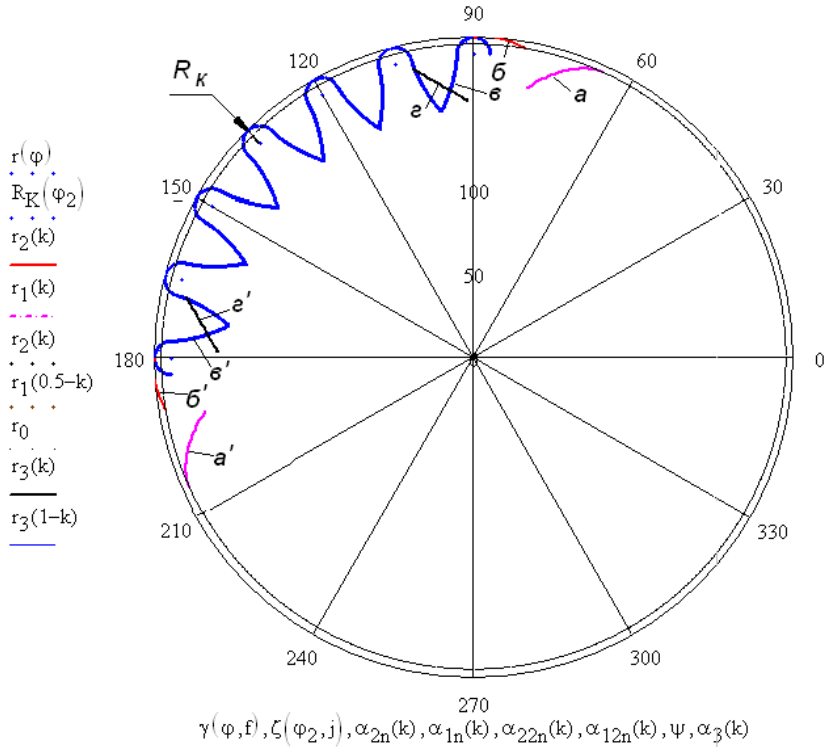


Рис. 3.17. Практичні профілі кулачків КЦМП-3В, побудовані з використанням системи Mathcad

Для кожного типу механізмів показано особливості синтезу і наведені розрахункові залежності.

2. Розроблені алгоритми синтезу цих механізмів і програмне забезпечення з використанням системи Mathcad (дод. А – Е), які дозволяють оперативно підготувати необхідні дані для виготовлення кулачків на верстатах з ЧПК.

РОЗДІЛ 4

ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВО-ЦІВКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕРИВЧАСТИМ ОБЕРТОВИМ РУХОМ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

4.1. Мета та завдання динамічного синтезу

Як відомо [14 – 17, 34 – 38, 42, 48 – 50, 60, 102 – 104, 113, 115 – 117, 145], при проектуванні механізмів треба враховувати можливість їх руху під дією прикладених сил з можливо більшим коефіцієнтом корисної дії (ККД). Виконання цих умов значною мірою залежить від вибраних розмірів та форм ланок механізму. Працездатність кулачкового механізму, який є основною складовою розроблених механізмів, залежить від основного радіуса кулачка і взаємного розташування осей кулачка і цівкового колеса. В кулачково-цівкових механізмах з переривчастим обертотворним рухом вихідної ланки, крім цих параметрів, на їх працездатність ще впливають: кількість роликів на цівковому колесі; взаємне розташування кулачків і роликів; тривалість періодів розбігу і вибігу цівкового колеса та вибраний для цього закон руху.

При невдалому виборі цих параметрів може настати заклинювання механізму або він матиме великі розміри ланок, більші ніж це обумовлюється необхідністю, більше того, механізм при цьому може не існувати. Це пояснюється невідповідними співвідношеннями сил, що діють між кулачками і цівковим колесом. Тому слід у всіх випадках поєднувати кінематичний синтез механізмів з динамічним, тобто з урахуванням сил, що діють на ланки.

Основним фактором, який впливає на створення умов для виникнення заклинювання ланок в кулачкових механізмах, є кути тиску у вищій кінематичній парі ϑ_1 , які в будь-якому положенні механізму мають бути меншими від допустимих ϑ_d . На практиці рекомендується приймати допустимий кут тиску для коромислових кулачкових механізмів $\vartheta_{\text{доп}}=45\text{--}50^\circ$ [48].

Розглянемо особливості динамічного синтезу розроблених механізмів і наведемо рекомендації щодо їх оптимального синтезу.

4.2. Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки I типу

4.2.1. Дослідження кутів тиску в механізмі

Методика визначення кутів тиску в кулачкових механізмах викладена як в спеціальній, так і навчальній літературі (див. пп. 4.2.1). Особливості механізмів, які розглядаються, полягають в тому, що рух вихідної ланки за період її одного повороту спочатку здійснюється кулачком 4 (рис. 4.1, див. рис. 2.2), а потім кулачком 5 [90, 97]. Тому при синтезі цих механізмів треба враховувати кути тиску в обох вищих кінематичних парах (кулачок 4 – ролик 7 і кулачок 5 – ролик 8).

Як відомо [14, 15 та ін.], кутом тиску називають кут між напрямком дії сили і напрямком руху точки прикладання цієї сили. На рис. 4.1 показані кути тиску ϑ_1 і ϑ_2 відповідно між кулачком 4 і роликом 7 та кулачком 5 і роликом 8, де v_{B7}, v_{B8} – вектори швидкості відповідно центрів роликів 7 і 8; R_{47}, R_{58} – реакції у відповідних парах. У нашому випадку, для спрощення аналізу кутів тиску, особливо це стосується кута ϑ_2 , який змінюється в межах від $-\pi/2$ до $\pi/2$, доцільно враховувати їх знак, який визначається формулами (4.1).

Залежності для визначення кутів тиску в нашому випадку мають вигляд [14, 34]:

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_1 &= \arctg \left[\frac{-s_v + a \cos(\beta_i + \beta_0) - l_k}{a \sin(\beta_i + \beta_0)} \right]; \\ \vartheta_2 &= \arctg \left[\frac{-s_v - a \cos(\beta_i - \beta_0) - l_k}{a \sin(\beta_i - \beta_0)} \right], \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

де ϑ_1, ϑ_2 – кути тиску відповідно в парі 4 – 7 і 5 – 8; $s_v = \beta_v l_k$ – аналог лінійної швидкості центра ролика цівкового колеса б; $a = O_1 O_2$ – міжосьова відстань; β_0 – кут, який визначає початкові положення роликів 7 і 8 відносно вісі $O_1 O_2$ (3.1); β_i – кутові переміщення роликів (3.5); l_k – довжина коромисла (радіус кола центрів роликів на цівковому колесі).

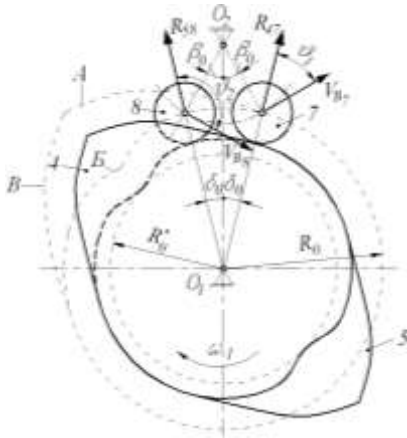


Рис. 4.1. Кутти тиску на початку періоду руху цівкового колеса

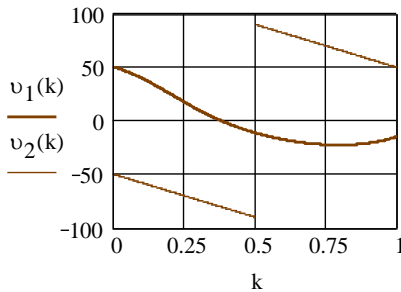


Рис. 4.2. Приклад діаграми кутів тиску

точкою перетину профілів A і B . У цьому випадку мають місце рівності (рис. 4.1 і 4.3):

$$R_{1m}(k) = R_{3m}(k), \delta_1(k) = \delta_3(1-k). \quad (4.3)$$

З другої рівності (4.3) знаходимо значення відносного часу k_m , при якому закінчується контакт ролика 7 з кулачком 4 і розпочинається контакт ролика 8 з кулачком 5.

Зокрема, для механізму (рис. 2.2), діаграми кутів профілю якого наведені на рис. 4.3, а, $k_m = 0,725$, тоді максимальний кут $\vartheta_{2m} = 74,5^\circ$,

На рис. 4.2 наведено приклад діаграми кутів тиску ϑ_1 і ϑ_2 для механізму, який зображений на рис. 2.2. Як видно з цих діаграм, кут ϑ_1 має найбільше значення на початку періоду руху, який визначається за формулою:

$$\vartheta_{1m} = \pi/2 - \delta_0 - \beta_0. \quad (4.2)$$

Кут ϑ_2 на першій половині руху ($k \leq 0,5$) має від'ємне значення, а це значить, що в цей час ведучим є кулачок 4, а кулачок 5 є веденим і служить для замикання ланок під час руху. При $k = 0,5$ кут $\vartheta_2 = \pi/2$ і ролик 8 знаходиться на міжосьовій лінії O_1O_2 . Подальший рух цівкового колеса забезпечується також кулачком 4, поки не закінчиться його профіль A , а це настає тоді, коли його радіус $R_1(k)$ досягає максимального значення – $R_{1m}(k)$ і визначається

що є дещо більше допустимого значення для коромислових кулачків, але це має місце в кінці періоду руху, при вибігу, коли на вихідну ланку діють у напрямку руху додаткові моменти сил інерції, крім цього, далі кут ϑ_2 зменшується і при $k=1$ $\vartheta_2 = \vartheta_{1m}$. Критичним для працездатності механізму є максимальне значення кута ϑ_{1m} , який у нашому випадку перебуває в допустимих межах – $\vartheta_{1m} = 45,9^\circ$. Крім цього, кути тиску ϑ_{2m} при $k > 0,5$ можна зменшити, якщо зменшити міжосьову відстань a або збільшити радіус кола l_k лише для роликів δ . У першому випадку, прийнявши $a=60$ мм (рис.4.3, б), одержимо – $\vartheta_{1m} = 38,6^\circ$, $k_m = 0,79$, $\vartheta_{2m} = 62,7^\circ$. У другому випадку, збільшивши l_k для роликів δ , одержимо два різні кулачки, що дещо ускладнює конструкцію механізму.

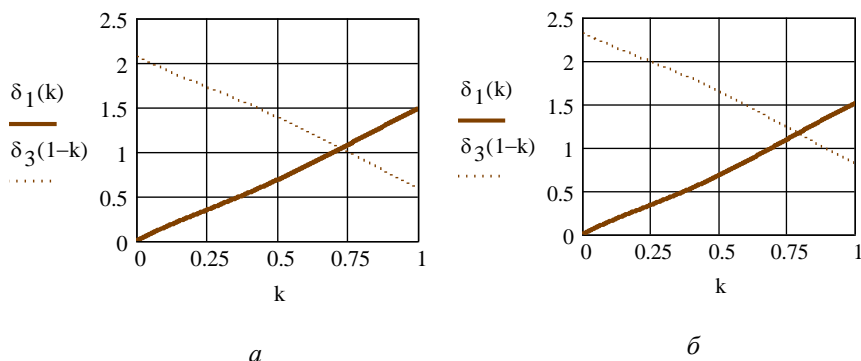


Рис. 4.3. Приклади діаграм кутів профілю кулачків 4 і 5 (див. рис. 2.2): а) $a=80$ мм; б) $a=60$ мм

4.2.2. Визначення мінімального значення міжосьової відстані механізму і кількості пар роликів на цівковому колесі

Ця обставина, що максимальне значення кута тиску ϑ_{1m} має місце на початку періоду руху, суттєво спрощує динамічний синтез даних механізмів. Аналіз залежностей (4.1) – (4.2) та (3.1) – (3.8) показує, що на величину кута тиску ϑ_{1m} впливають наступні параметри:

– співвідношення між довжиною коромисла l_k і міжосьовою відстанню $a=O_1O_2$, яке позначимо $\lambda = a/l_k$ – відносна міжосьова відстань;

– кількість роликів z_2 на цівковому колесі;

– кут повороту кулачків φ_p за період одного повороту цівкового колеса;

– закон руху цівкового колеса, який характеризується інваріантами a_k, b_k, c_k, d_k [34, 48, 102, 116].

При малих співвідношеннях $\lambda_{\min} = a_{\min}/l_k$ настає самоперетин профілю B кулачків (рис. 4.4, *a*), це значення визначає мінімальну міжосьову відстань $a_{\min} = \lambda_{\min} l_k$. Граничним значенням λ_{\min} є випадок, коли радіус кривизни профілю B $\rho = 0$. (рис. 4.4, *б*). Це настає при $k=0,5$. Використаємо залежність для радіуса кривизни профілю B , яка має вигляд [22, 48]:

$$\rho = \frac{\{a^2 + l_k^2(1 + \beta_v)^2 - 2al_k[(1 + \beta_v)\cos(\beta_0 + \beta_i)]\}^{\frac{3}{2}}}{a^2 + l_k^2(1 + \beta_v)^3 - 2al_k(1 + \beta_v)(2 + \beta_v)\cos(\beta_0 + \beta_i) + \beta_a \sin(\beta_0 + \beta_i)}, \quad (4.4)$$

де β_v, β_a – відповідно аналоги кутових швидкостей та прискорень цівкового колеса; β_0, β_i – кути, які визначають його положення на початку руху і під час руху.

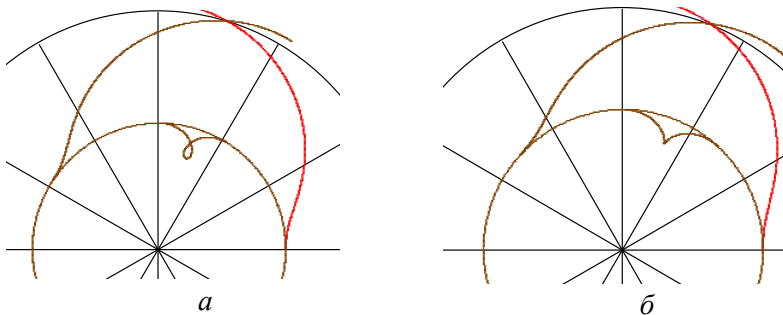


Рис. 4.4. До визначення мінімальної міжосьової відстані механізму:

a) $a < a_{\min}$; *б)* $a = a_{\min}$

Тоді, прирівнявши праву сторону рівняння (4.4) до нуля та прийнявши довжину радіуса l_k за одиницю вимірювання довжини, одержимо рівняння

$$a^2 + l_k^2 (1 + \beta_v)^2 - 2a l_k [(1 + \beta_v) \cos(\beta_0 + \beta_i)] = 0. \quad (4.5)$$

При $k = 0,5$ кут $\beta_i = |-\beta_0| = \pi / z_2$, а аналог кутової швидкості $\beta_v = b_k \beta_m / \varphi_p$. Крім цього, для більшості законів руху в цьому положенні механізму $b_k = b_{k_{\max}} = B$, де B – константа піка швидкості, значення якої наводиться в спеціальній літературі [15, 48, 102, 115, 116], зокрема в підручнику [34]. Тоді з рівняння (4.5) одержимо

$$\lambda_{\min} = (1 + \beta_v(0,5)), \quad (4.6)$$

де

$$\beta_v(0,5) = \frac{2\pi B}{z_2 \varphi_p}.$$

Отже, для знаходження мінімально допустимого значення між-осьової відстані $a_{\min} = \lambda_{\min} l_k$ необхідно попередньо вибрати кількість роликів z_2 на цівковому колесі, радіус l_k , на якому розташовані ці ролики, закон руху цівкового колеса та кут повороту кулачків за період руху φ_p , який визначається циклограмою роботи механізму. Радіус R_0 основного кола кулачків визначаємо за формулою (3.2).

Максимальне значення співвідношення λ буде тоді, коли кут тиску $\vartheta_{1m} = \vartheta_d$, а він визначається за формулою (4.2). При такому ϑ_{1m} кут (див. рис. 4.1)

$$\delta_0 = \pi / 2 - \beta_0 - \vartheta_d.$$

Тоді максимальні значення a_{\max} і λ_{\max} відповідно рівні:

$$a_{\max} = \frac{l_k \sin(\beta_0 + \delta_0)}{\sin \delta_0}, \quad \lambda_{\max} = a_{\max} / l_k. \quad (4.7)$$

Кут β_0 визначають за кількістю роликів на цівковому колесі ($z_2 / 2$) за формулою (2.1).

У табл. 4.1 наведені, для прикладу, співвідношення між геометричними параметрами механізму при рівноспадному законі руху для різних значень z_2 (при цьому законі руху найбільший діапазон допустимих значень z_2 , див. табл. 4.3) і допустимих значеннях $\lambda = a/l_k$, а також максимальні значення кутів тиску при цих значеннях λ і допустимому куту тиску (для λ_{\max}) $\vartheta_{1m} = \vartheta_d = 50^\circ$ та значеннях відносного часу k_m , при якому рух передається кулачку 5, а кут ϑ_2 в цей момент має найбільше значення ϑ_{2m} , які наведені в таблиці.

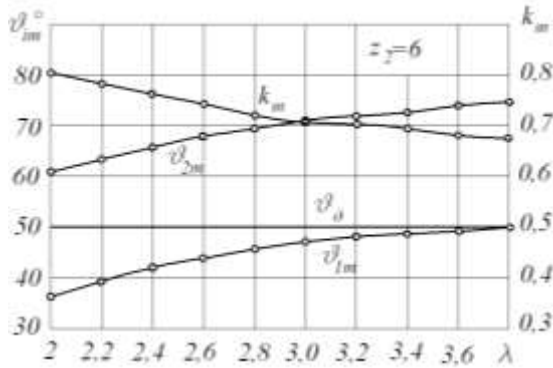
Таблиця 4.1

Співвідношення між геометричними параметрами механізму при рівноспадному законі руху

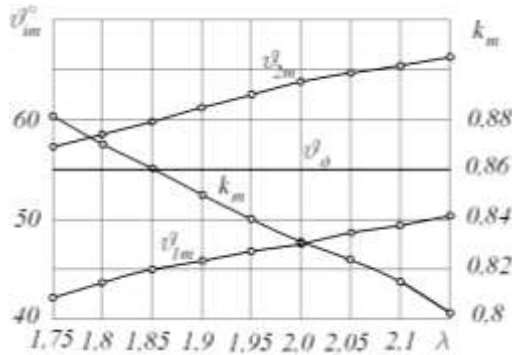
Позначення	Кількість роликів на цівковому колесі z_2				
	6	8	10	12	14
Мінімально допустима міжосьова відстань					
λ_{\min}	2,00	1,75	1,60	1,50	1,43
$\vartheta_{1m}, ^\circ$	36,2	42,6	46,5	49,1	51
k_{m_1}	0,807	0,881	0,929	0,964	0,988
$\vartheta_{2m}, ^\circ$	60,5	57,0	54,9	53,9	52,6
Максимально допустима міжосьова відстань при $\vartheta_{1m} = 50^\circ$					
λ_{\max}	3,70	2,14	1,72	1,52	1,41
k_{m_2}	0,674	0,809	0,896	0,956	0,998
$\vartheta_{2m}, ^\circ$	74,5	65,9	60,2	54,9	50,4

Аналіз наведених в табл. 4.1 даних дозволяє зробити наступні висновки:

1. Для заданого закону руху кількість пар роликів на цівковому колесі ($z_2/2$) може бути від 3 до 7. При $z_2/2 = 8$ не лише кути тиску більші допустимих значень, але, більше цього, механізм не існує, оскільки максимальне значення профілю кулачка не може забезпечити поворот цівкового колеса на кут β_m . Число пар роликів також не може бути меншим 3-х.



a



б

Рис. 4.5 – Характер зміни параметрів механізму k_m і ϑ_m при рівноспадному законі руху в діапазоні $\lambda_{\min} \leq \lambda \leq \lambda_{\max}$: а) $z_2 = 6$; б) $z_2 = 8$

2. Встановлено допустимий діапазон зміни відносної міжосьової відстані λ при різних значеннях кількості роликів на цівковому колесі. Цей діапазон при вибраному законі руху (див. пп. 3.2) найбільший при мінімальному $z_2 = 6$, а для $z_2 \geq 10$ практично відсутній, оскільки $\lambda_{\min} = \lambda_{\max}$. При деяких інших законах це максимальне значення може ще зменшитися.

Характер зміни параметрів, що наведені у табл. 4.1, для $z_2 = 6$ і $z_2 = 8$ відображений на рис. 4.5. З цих діаграм

видно, що збільшення відносної міжосьової відстані призводить до погіршення роботи механізму, оскільки збільшуються кути тиску, а критичне значення k_m , при якому визначається ϑ_{2m} , зменшується, що призводить до збільшення цього кута (див. рис.4.2).

4.2.3. Дослідження впливу закону руху цівкового колеса на геометричні параметри механізму

Закон руху цівкового колеса суттєво впливає на величину кутів тиску і, відповідно, на допустимі значення відносної міжосьової відстані та кількості роликів на цівковому колесі. Для прикладу у табл. 4.2 наведено співвідношення між геометричними параметрами механізму при синусоїдному законі, який має суттєвий недолік – повільна зміна переміщена вихідної ланки на початку і в кінці руху [14, 34, 48 та ін.].

Таблиця 4.2

Співвідношення між геометричними параметрами механізму при синусоїдному законі руху вихідної ланки

Позначення	Кількість роликів на цівковому колесі z_2		
	6	8	10
Мінімально допустима міжосьова відстань			
λ_{\min}	2,(3)	2,0	1,8
$\vartheta_{1m}, ^\circ$	41,2	47,8	52,0
k_{m_1}	0,765	0,831	0,874
$\vartheta_{2m}, ^\circ$	59,6	57,2	57,0
Максимально допустима міжосьова відстань при $\vartheta_{1m} = 50^\circ$			
λ_{\max}	3,7	2,14	1,72
k_{m_2}	0,674	0,809	0,896
$\vartheta_{2m}, ^\circ$	71,0	60,3	53,9

Як видно з наведеної таблиці, при цьому законі руху кількість роликів може бути лише 6 або 8, вже при $z_2 = 10$ кути тиску $\vartheta_{1m} > \vartheta_d = 50^\circ$, а $\lambda_{\max} < \lambda_{\min}$. В табл. 4.3 наведені рекомендовані граничні значення λ та максимальні значення

кутів тиску в критичних положеннях механізму ($\rho=0$ і $\vartheta_{1m} \leq \vartheta_d = 50^\circ$) при $z_2 = 6$ для різних законів, які найчастіше використовуються в машинобудуванні. Умовні позначення законів руху запозичені з робіт [34, 116].

Таблиця 4.3

Граничні значення λ і z_2 та максимальні значення кутів тиску при $z_2 = 6$ для різних законів руху вихідної ланки

Закон руху	B	λ_{\min}	$\vartheta_{1m}, ^\circ$	k_{m_1}	$\vartheta_{2m}, ^\circ$	λ_{\max}	k_{m_2}	$\vartheta_{2m}, ^\circ$	$z_{2\max}$
C_0	2	2,(3)	41,2	0,765	59,6	3,7	0,674	71,0	8
K	1,571	2,05	37,1	0,801	60,3	3,7	0,674	73,9	12
0000	1,5	2,00	36,2	0,807	60,5	3,7	0,674	74,5	14
0050	2	2,(3)	41,8	0,768	62,1	3,7	0,674	72,1	8
Ш	1,875	2,25	40,1	0,774	59,8	3,7	0,674	71,8	8
2.9	1,625	2,08	37,7	0,795	59,5	3,7	0,674	73,5	10
0010	1,525	2,02	36,5	0,805	60,4	3,7	0,674	74,3	12

Аналіз наведених в табл. 4.3 даних показує, що закон руху вихідної ланки впливає на мінімальні допустимі значення відносної міжосьової відстані λ_{\min} і максимальне число роликів на цівковому колесі $z_{2\max}$. Максимальні значення λ_{\max} і величина k_m при цьому не залежать від закону руху, вони визначаються кількістю роликів z_2 і прийнятим допустимим кутом ϑ_d для кулачків.

4.2.4. Дослідження впливу тривалості періоду руху кулачків при одному повороті цівкового колеса на геометричні параметри механізму

Як видно з формул (4.1), в склад яких входить аналог швидкостей $s_v = \beta_v l_k$, де $\beta_v = b_k \beta_m / \varphi_p$, фазовий кут φ_p впливає на величину кутів тиску, а відповідно і на величини інших параметрів, які забезпечують працездатність механізму. На рис. 4.6 наведено для прикладу (закон рівноспадний) діаграми

зміни λ_{1m} і максимальних значень кутів тиску ϑ_{1m} і ϑ_{2m} при значеннях k_m залежно від вибраного кута φ_p . З цих діаграм видно, що при куті $\varphi_p \approx 42^\circ$ $\lambda_{\min} = \lambda_{\max} = 3.7$, тобто при будь-якому значенні $\varphi_p < 42^\circ$ має місце самоперетин профілю *Б*. Максимальний кут φ_p знаходимо з умови, при якій відсутня зупинка вихідної ланки. При такій умові кут

$$\varphi_{p\max} = \pi - 2\delta_0. \quad (4.8)$$

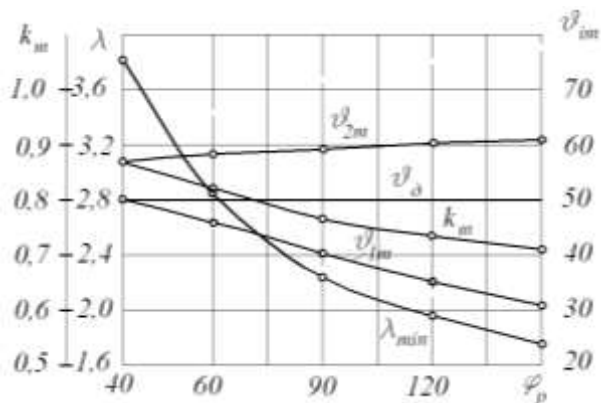


Рис. 4.6. Характер зміни параметрів механізму k_m , ϑ_{im} і λ_{\min} при зміні періоду руху кулачків за один поворот цівкового колеса (закон руху – рівноспадний, $\lambda = \lambda_{\max}$, $z_2 = 6$)

Аналітично мінімально допустиме значення кута φ_p можна знайти, розв'язавши рівняння (4.6) відносно φ_p , попередньо вибравши закон руху, який визначає константу піка швидкості B , кількість роликів цівкового колеса z_2 і відносну міжосьову відстань в межах $\lambda_{\min} \leq \lambda \leq \lambda_{\max}$, які визначаємо за формулами (4.6) і (4.7).

Тоді, після відповідних перетворень рівняння (4.4), одержимо

$$\varphi_{p\min} = \frac{2\pi B}{z_2(1-\lambda)}. \quad (4.9)$$

Для прикладу в табл. 4.4 наведені допустимі значення кута φ_p , обчислені за формулами (4.8) і (4.9) та його допустимий діапазон $\Delta\varphi_p$ при різній кількості роликів на цівковому колесі (закон руху – рівноспадний, $\lambda = \lambda_{\max}$). Як видно з цієї таблиці, при збільшенні кількості роликів z_2 як

мінімальні, так і максимальні допустимі значення кута φ_p зростають, але їх допустимий діапазон значно зменшується.

Таблиця 4.4

Допустимі значення φ_p залежно від кількості роликів z_2

z_2	6	8	10	12	14
$\varphi_{p\min}, ^\circ$	41,6	74,0	93,8	108,2	117,6
$\varphi_{p\max}, ^\circ$	121,0	130,3	137,7	143,5	148,0
$\Delta\varphi_p, ^\circ$	79,4	56,3	40,3	35,3	30,4

4.2.5. Коефіцієнт корисної дії механізму (ККД)

Для визначення миттєвого ККД даного механізму використаємо залежності, які наведені в роботі [102]:

– результуюча сил, що діють на цівкове колесо, направлена проти його руху

$$\eta = \frac{1 - f_1 f_2 - (f_1 + f_2) \operatorname{tg}(\vartheta)}{1 + f_1 \operatorname{ctg} \sigma}; \quad (4.10)$$

– результуюча сил, що діють на цівкове колесо, направлена у напрямі його руху

$$\eta = \frac{1 - f_1 \operatorname{ctg} \sigma}{1 - f_1 f_2 + (f_1 + f_2) \operatorname{tg}(\vartheta)}, \quad (4.11)$$

де f_1 – зведений коефіцієнт тертя в кінематичній парі кулачок – ролик;

f_2 – зведений коефіцієнт тертя в обертовій парі цівкове колесо – стояк;

ϑ – кут тиску;

σ – кут підйому профілю кулачка, яким називають гострий кут між нормаллю $n - n$ і прямою $t - t$, що проходить через центр обертання кулачка і точку контакту кулачка з роликом цівкового колеса (рис. 4.7).

При аналізі ККД механізму прийемо більш несприятливі умови роботи, коли ролик ковзає по кулачку, пара тертя з матеріалів сталь –

чавун, тоді $f_1=0,18$. Зведений коефіцієнт тертя в обертовій парі $f_2=1,27 f_1$ [102].

Кут підйому профілю кулачка σ (рис. 4.7) визначаємо за такою формулою

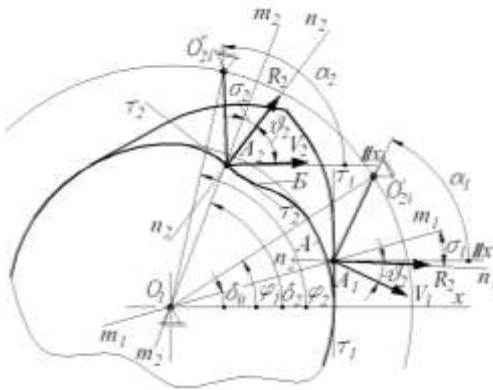


Рис. 4.7. Визначення кута підйому профілю кулачка

$$\sigma_i = \pi/2 - \alpha_i + \delta_i - \vartheta_i,$$

де α_i – кут нахилу коромисла (лінії A_iO_{2i}); $\delta = \delta(k)$ – кут профілю кулачка; $\vartheta = \vartheta(k)$ – кут тиску; i – номер вищої пари.

Кут нахилу коромисла:

$$\alpha_i = \arctg \frac{y_A - y_{O_2}}{x_A - x_{O_2}},$$

де $x_A, x_{O_2}, y_A, y_{O_2}$ – координати відповідно центрів ролика і цівкового колеса, які рівні:

$$x_A = R_i \cos \delta_i; \quad y_A = R_i \sin \delta_i;$$

$$x_{O_2} = a \cos \varphi_i; \quad y_{O_2} = a \sin \varphi_i.$$

На рис. 4.8 наведено приклади діаграм миттєвих ККД механізмів $\eta_i = \eta(k)$ у двох вказаних випадках (4.10) і (4.11) та їх середні значення $\eta_c = \Sigma \eta_i / i$ (законі руху – рівноспадний, $\lambda = \lambda_{\max}$, $z_2 = 14$). Як видно із цих діаграм, миттєвий ККД механізму визначається спочатку першим кулачковим механізмом (кулачок 4 – ролик 7), а при значеннях $k \geq k_m$ другим кулачковим механізмом (кулачок 5 – ролик 8). Якщо результуюча сил, що діють на цівкове колесо, направлена проти його руху (рис. 4.8, а), то при закінченні роботи кулачка 4 дещо зменшується миттєвий ККД, але він більший від нуля, тобто заклинювання не наступить, не дивлячись на те, що максимальний кут тиску $\vartheta_{2m} = 55,8^\circ > \vartheta_d$. В іншому випадку, коли результуюча сил, що діють на цівкове колесо, направлена у напрямі його руху (рис. 4.8, б), а це буває в період вибігу, в цей час момент від сил інерції направлений у напрямі

руху і може бути більшим за момент сил опору, а тому миттєвий ККД збільшується ($k \geq k_m$), що і зумовлює збільшення його середнього значення (від 0,87 до 0,935). Це є підтвердженням того, що в період вибігу допустимі кути тиску можуть бути дещо збільшенні.

Методика силового розрахунку кулачкових механізмів викладена як в спеціальній літературі, так і в навчальній [14 – 17, 35 – 38, 42, 48 – 50, 103 – 105, 114 – 116, 145]

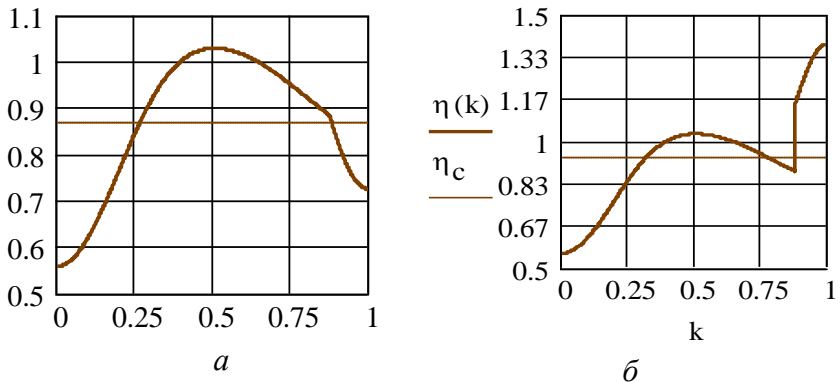


Рис. 4.8. Приклади діаграм миттєвих ККД механізмів

4.3. Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки II типу

Динамічний синтез механізмів II типу [89], як і кінематичний синтез, мало відрізняється від синтезу кулачкового механізму переривчастого обертового руху I типу [39], який розглянутий раніше, а тому надалі покажемо лише його особливості.

Кути тиску ϑ_1 і ϑ_2 відповідно між кулачком 4 і роликком 7 та кулачком 5 і роликком 8 визначаються за формулами (4.1). На рис. 4.9 наведено приклад діаграм зміни цих кутів за період одного повороту цівкового колеса (закон руху – рівноспадний, $z_2 = 6$, $\lambda = \lambda_{\max}$, $\varphi_p = 120^\circ$)

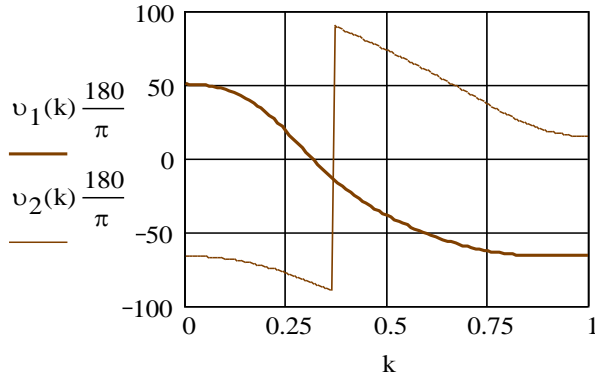


Рис. 4.9. Приклад діаграми кутів тиску

Як видно з цих діаграм, кут $|\vartheta_1|$ має найбільше значення на початку і в кінці періоду руху. У першому випадку ϑ_{1m} також визначається за формулою (4.2) і визначає максимальні значення a_{max} і λ_{max} (4.9); у другому випадку для знаходження $|\vartheta_{1m}|$ треба дослідити перше рівняння (4.1) на екстремум відносно $|\vartheta_1|$, яке у нашому випадку $|\vartheta_{1m}| = 66,5^\circ$, що значно більше допустимого значення. Кут $|\vartheta_{1m}|$ є також однією з умов для визначення допустимих значень λ .

Рух цівкового колеса спочатку забезпечується кулачком 4, поки не закінчиться його профіль А, а це настає тоді, коли його радіус $R_1(k)$ досягає максимального значення $R_{1m}(k)$ і визначається точкою перетину профілів А і В (рис. 4.10). У цьому випадку має місце рівність:

$$R_{1m}(\delta_1(k)) = R_{3m}(\delta_3(k)). \quad (4.12)$$

Друга рівність (4.3) в цих механізмах не зберігається, оскільки профілі А і В несиметричні. Значення відносного часу k_m , при якому закінчується контакт ролика 7 з кулачком 4 і ведучим стає кулачок 5, можна знайти чисельним способом із системи рівнянь (див. дод. Б):

$$R_1(k_1) - R_3(k_3) = 0, \quad \delta_1(k_1) - \delta_3(k_3) = 0, \quad (4.13)$$

де k_1, k_3 – відповідні значення коефіцієнтів відносного часу для визначення профілів А і В. У нашому випадку $k_m = 0,467$.

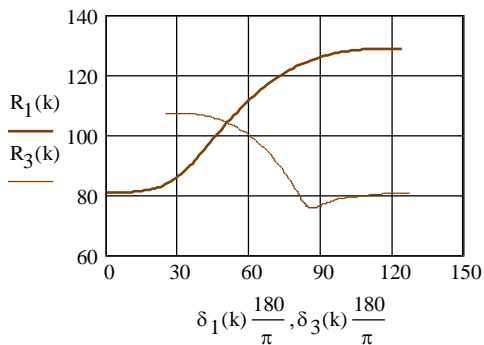


Рис. 4.10. Діаграми радіус-векторів теоретичного профілю кулачків

Кут ϑ_2 спочатку ($k \leq k_0$) має від'ємне значення. Для заданого закону руху і вибраних параметрах λ і z_2 $k_0 = 0,368$. Тоді кут $\vartheta_2 = \pi/2$ і ролик δ знаходиться на міжосьовій лінії O_1O_2 . Значення відносного часу k_0 можна визначити з умови, що кут повороту цівкового колеса, коли ролик δ знаходиться на лінії центрів O_1O_2 , $\beta_i = \beta_0 = \beta_m/4$. Тоді інваріант переміщень вихідної ланки $a_k(k) = 0,25$.

Дослідження кутів тиску в цих механізмах показали, що допустимі значення параметрів механізмів (z_2, λ, φ_p) визначаються максимальними значення кутів тиску у першому кулачковому механізмі. В табл. 4.5 наведено приклад значень цих параметрів при двох законах руху – рівноспадному та синусоїдному. Оскільки максимальне значення кута ϑ_{1m} має місце на початку періоду руху, то тут максимальна відносна міжосьова відстань λ_{max} також визначається за формулою (4.7).

Мінімальне значення відносної міжосьової відстані λ_{min} також визначається самоперетином профілю B , при якому радіус кривизни теоретичного профілю $\rho < 0$. Для знаходження λ_{min} справедлива формула (4.6).

При цих значеннях маємо: кут тиску на початку руху $\vartheta_{1m} = 50^\circ$, в момент передачі руху другому кулачку (див. рис. 4.7 при $k = k_m$) – $\vartheta_{1m} = -34,6^\circ$, $\vartheta_{2m} = 77,2^\circ$. Отже, в момент передачі руху від одного кулачка до другого кути тиску $\vartheta_{2m} \geq \vartheta_d$, проте, як показують дослідження миттєвих ККД, заклинювання механізму не настає (див. рис. 4.9, б).

Як видно з рис. 4.9 і табл. 4.5, умови роботи цих механізмів дещо гірші, ніж в механізмах I типу, оскільки кути тиску у другій парі (кулачок 5 – ролик 8) ϑ_{2m} мають досить великі значення і не дивлячись на те, що це має місце в кінці періоду вибігу ($k_m \approx 0,5$), такі механізми доцільно використовувати лише при чисто динамічному навантаженні, вони вимагають більшої точності виготовлення, використання антифрикційних матеріалів пар тертя. Крім цього, в таких механізмах значно зменшується кількість роликів z_2 , які можуть бути встановлені на цівковому колесі, як правило не більше шести. Так при синусоїдному законі руху вже при $z_2 = 8$ $\lambda_{\min} > \lambda_{\max}$, тобто у цьому випадку навіть кут тиску $\vartheta_{1m} > \vartheta_d$.

Мінімальне значення кута повороту кулачків підчас руху вихідної ланки (табл. 4.6) обмежується допустимими кутами тиску в першій парі механізму (кулачок 4 – ролик 7), а при збільшенні його значень передача руху передається другій парі (кулачок 5 – ролик 8) при $k < 0,5$, тобто ще в період розбігу, і, крім цього, кути тиску ϑ_{2m} наближаються до 90° , що може призвести до заклинювання механізму навіть при чисто динамічному навантаженні вихідної ланки, коли момент сил інерції спрямований у бік руху.

Таблиця 4.5

Співвідношення між параметрами механізму ($\varphi_p = 120^\circ$)

z_2	λ_{\min}	$\vartheta_{1m}, ^\circ$	k_{1m}	$\vartheta_{2m}, ^\circ$	η_c	λ_{\max}	k_{m_2}	$\vartheta_{2m}, ^\circ$	η_c
Рівноспадний закон руху									
6	2,500	43,2	0,48	76,8	0,695	3,702	0,44	78,5	0,681
8	2,125	49,8	0,34	77,8	0,628	2,138	0,47	89,9	0,471
Синусоїдний закон руху									
6	3,000	46,8	0,48	77,4	0,706	3,702	0,47	77,3	0,702
8	2,500	53,9	0,50	78,8	0,647	2,138	0,50	79,6	0,645

Для визначення миттєвого ККД даного механізму також використаємо залежності (4.10) і (4.11). На рис. 4.11

наведено приклади діаграм миттєвих ККД механізмів $\eta_i = \eta(k)$ та їх середні значення $\eta_c = \Sigma \eta_i / i$ у випадку, коли результуюча сил, що діють на цівкове колесо, спрямована проти його руху (закон руху – рівноспадний, $\lambda = \lambda_{\min}$, $z_2 = 6$, $\varphi_p = 120^\circ$), а зведений коефіцієнт тертя f_1 дорівнює: а) 0,18; б) 0,1, в) 0,05.

Таблиця 4.6
 Параметри механізму при різних значеннях періоду руху φ_p
 (закон руху – рівноспадний, $\lambda = \lambda_{\min}$)

$\varphi_p, ^\circ$	90	120	150	180	210	240
λ_{\min}	3,00	2,50	2,20	2,00	1,86	1,75
k_m	0,49	0,48	0,47	0,46	0,46	0,43
$\vartheta_{1m}, ^\circ$	46,8	43,2	42,2	41,3	41,3	36,2
$\vartheta_{2m}, ^\circ$	75,9	76,8	77,7	78,6	78,6	80,6
η_c	0,697	0,695	0,691	0,686	0,686	0,676

Як видно із цих діаграм, миттєвий ККД механізму визначається спочатку першим кулачковим механізмом (кулачок 4 – ролик 7), а при значеннях $k \geq k_m$ другим кулачковим механізмом (кулачок 5 – ролик 8). Критичним у роботі механізму є передача руху другій кулачковій парі (кулачок 4 – ролик 7). Причому, при зведеному коефіцієнті тертя $f_1 = 0,18$ в деяких положеннях ($k = 0,49 - 0,59$) миттєвий ККД $\eta(k) < 0$, хоча середній ККД $\eta_c = 0,486$. Зменшення коефіцієнта f_1 до значення 0,1 усуває цей недолік і дозволяє значно збільшити середній ККД – до $\eta_c = 0,695$, а $\eta_{\min} > 0$. Заміна на цівковому колесі цівок роликами, для яких коефіцієнт тертя можна прийняти $f_1 = 0,05$, дозволяє значно підвищити ККД механізму ($\eta_c = 0,839$, $\eta_{\min} = 0,417$).

Для цього типу механізмів також справедливий висновок – якщо результуюча сил, що діють на цівкове колесо, направлена в бік його руху, а це буває в період вибігу, миттєвий і середній ККД збільшується.

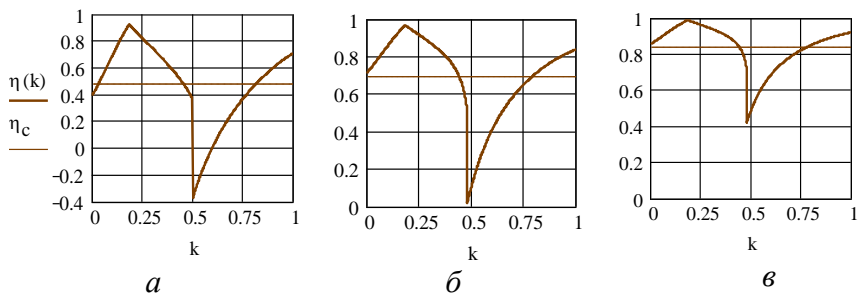


Рис. 4.11 – Приклади діаграм миттєвих ККД механізмів
 ($\lambda = \lambda_{\min}$, $\varphi_p = 120^\circ$): а) $f_1 = 0,18$; б) $f_1 = 0,1$; в) $f_1 = 0,05$

4.4. Кулачково-цівковий механізм з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки III типу

Динамічний синтез механізмів III типу, як і його кінематичний синтез, мало відрізняється від синтезу кулачкового механізму переривчастого обертового руху I типу, який розглянутий раніше. Особливості їх синтезу лише в тому, що в його склад входить ще цівкове зачеплення [91].

Кути тиску ϑ_1 між кулачком 4 і роликом 10 або кулачком 6 і роликом 9 та ϑ_2 між кулачком 5 і роликом 8 (для профілю B) визначають за формулами (4.1) лише для значень $k \leq 0,5$, оскільки далі рух забезпечується цівковим зачепленням, теорія синтезу якого наведена в роботах [37, 50]. Враховуючи ці обставини, задача динамічного синтезу даного типу механізмів полягає в тому, щоб встановити допустимі значення наступних параметрів:

1) можливу кількість роликів 8 на цівковому колесі, оскільки вони визначають сумарний кут його повороту, а також максимальні кути тиску ϑ_1 на початку періоду руху;

2) мінімально допустиме значення кута розбігу φ_n і вибігу φ_v , щоб усунути самоперетин профілю B кулачка 5;

3) відносну міжосьову відстань $\lambda = a/l_k$, яка визначає не лише кут повороту кулачків за час руху цівкового колеса (фазовий кут, який визначається циклограмою роботи механізму), а й передаточне

відношення цівкової передачі $i_{12} = l_k / r_1$ та вибір закону для профілів A і B , щоб усунути удари при передачі руху цівкової передачі.

Перші дві задачі динамічного синтезу для даного типу механізмів розв'язується аналогічно задачам для механізмів I та II типів, різниця лише у тому, що значення кутів розбігу і вибігу треба вибирати так, щоб не було ударів при передачі руху цівкової передачі.

Удари при передачі руху кулачком 4 цівкової передачі, або навпаки, цівковою передачею кулачку 6 будуть відсутні, якщо кутова швидкість ω_2 в момент передачі руху, визначена профілями A і A' , і кутова швидкість ω'_2 в цівкової передачі будуть рівні між собою.

У першому випадку кутову швидкість знаходять за формулою

$$\omega_2 = \beta_v \omega_1,$$

де $\beta_v = b_k \beta_m / \varphi_p$ – аналог кутових швидкостей цівкового колеса при $k = 0,5$.

Тоді

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1}{\beta_v} = i_{12}.$$

Для цівкової передачі передаточне відношення:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega'_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{l_k}{r_1}.$$

Отже, для одержання безударного механізму необхідно витримати при $k = 0,5$ такі співвідношення:

$$\beta_v(0,5) = \frac{1}{i_{12}} = i_{21} = \frac{r_1}{l_k} = \frac{a - l_k}{l_k} = \lambda - 1, \text{ або } \lambda = \beta_v(0,5) + 1. \quad (4.13)$$

Для більшості законів руху вихідної ланки кулачкових механізмів його інваріант швидкості b_k при $k = 0,5$ дорівнює константі піків B , яка наведена у спеціальній літературі, зокрема [15, 48, 102, 104, 115, 116]. Тому для вибору закону руху цівкового колеса в період розбігу і вибігу треба вибрати значення відносної міжосьової відстані $\lambda = a / l_k$, де $a = r_1 + l_k$, яке задовольняє умові (4.13) або

$$B = (\lambda - 1) \varphi_p / \tau_2. \quad (4.14)$$

За допомогою цієї формули можна вибрати основні параметри механізму.

Послідовність синтезу наступна.

1. Вибирають кількість роликів δ на цівковому колесі, яка визначає кут $\beta_m = \tau_2 = 2\pi / z_2$. Можливі значення z_2 вибирають так, як це рекомендується в пп. 4.2.

2. Попередньо вибирають передаточне відношення i_{21} , яке визначає відносну міжосьову відстань λ (4.13), та, користуючись залежностями (4.6) і (4.7), перевіряємо умову, що $\lambda_{\min} \leq \lambda \leq \lambda_{\max}$.

3. Використовуючи циклограму роботи механізму, знаходять потрібний кут φ_p за формулою:

$$\varphi_p = 2\pi - 5\tau_1 - \varphi_3, \quad (4.15)$$

де φ_p – сума фазових кутів розбігу і вибігу; $\tau_1 = \tau_2 i_{12}$ – кутовий крок зубчастого сектора кулачка 5; φ_3 – фазовий кут зупинки вихідної ланки. Мінімальне значення кута φ_p має задовольняти умову (4.9), а максимальне – наступну умову: $\varphi_{p\max} \leq 2\pi - 5\tau_1$.

4. За формулою (4.14) визначають значення константи піка швидкості B , за яким вибирають закон руху цівкового колеса, а якщо діаграма швидкостей несиметрична, то за значенням b_k при $k = 0,5$.

Аналогічно здійснюють динамічний синтез механізмів, показаних на рис. 2.8 і 2.9, а також механізмів III типу з внутрішнім зачепленням (рис. 2.17, 2.18), використовуючи відповідні залежності, що наведені в пп. 4.2 і 4.4.

4.5 . Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки I типу

Синтез таких механізмів мало відрізняється від синтезу аналогічних механізмів зовнішнього зачеплення (пп. 4.2) [97]. Різниця лише в деяких залежностях, які зумовлені внутрішнім зачепленням.

Кути тиску в кулачкових механізмах з внутрішнім зачепленням знаходять також за формулами (4.1), які в цьому випадку приймають такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_1 &= \operatorname{arctg} \left[\frac{s_v - a \cos(\beta_i + \beta_0) - l_k}{a \sin(\beta_i + \beta_0)} \right]; \\ \vartheta_2 &= \operatorname{arctg} \left[\frac{s_v - a \cos(\beta_i - \beta_0) - l_k}{a \sin(\beta_i - \beta_0)} \right]; \end{aligned} \right\} \quad (4.16)$$

На рис. 4.12 наведено приклад діаграми кутів тиску ϑ_1 і ϑ_2 для механізму, який зображений на рис. 2.11. Як видно з цих діаграм, кут $|\vartheta_1|$ має найбільше значення на початку періоду руху. У цьому випадку ϑ_{1m} визначається за формулою

$$|\vartheta_{1m}| = \pi / 2 + \delta_0 - \beta_0. \quad (4.17)$$

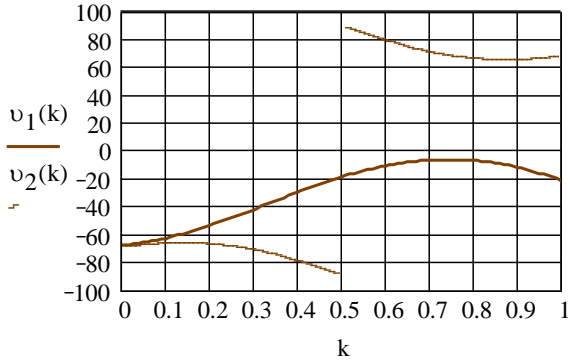


Рис. 4.12. Приклад діаграми кутів тиску

Отже, у внутрішньому зачепленні кут $|\vartheta_{1m}|$ завжди більший $|\vartheta_{1m}| = \pi / 2 - \beta_0$, де $\beta_0 = \tau_2 / 2$. Оскільки максимальний кут $\beta_0 = 30^\circ$ при $z_2 \geq 6$, а $\delta_0 \neq 0^\circ$, то при будь-якій кількості роликів на цівковому колесі та відносній міжосьовій відстані $\lambda = a / l_k$ кут тиску буде більший 60° , що більше прийнятого допустимого значення ϑ_d . Ця умова є основним недоліком механізмів з внутрішнім зачепленням. Проте подальші дослідження ККД таких механізмів, їх комп'ютерних і натурних моделей показали їх працездатність (див. рис. 4.15). Звичайно, кулачково-цівкові механізми з внутрішнім зачепленням можна рекомендувати лише як кінематичні передачі.

Кут ϑ_2 на першій половині руху ($k \leq 0,5$) також має від’ємне значення. При $k=0,5$ кут $\vartheta_2 = \pi/2$ і ролик 12 (див. рис. 2.11, 3.12, а) знаходиться на міжосьовій лінії O_1O_2 . Подальший рух цівкового колеса забезпечує кулачок б, поки не закінчиться його профіль А, а це настає тоді, коли його радіус $R_1(k)$ досягає максимального значення $R_{1m}(k)$ і визначається точкою перетину профілів А і В. У цьому випадку мають місце рівності (4.3). Так само з другої рівності (4.3) знаходимо значення відносного часу k_m , при якому закінчується контакт ролика 11 з кулачком б і розпочинається контакт ролика 12 з кулачком б.

Зокрема, для механізму (рис. 2.11), діаграми кутів профілю якого наведені на рис. 4.13, а, $k_m = 0,855$, тоді максимальний кут $|\vartheta_{2m}| = 64,5^\circ$, що є дещо більше допустимого значення для коромислових кулачків, але це має місце в кінці періоду руху, при вибігу, коли на вихідну ланку діють у напрямку руху додаткові моменти сил інерції, крім цього, далі кут ϑ_2 збільшується і при $k=1$ $\vartheta_2 = |\vartheta_{1m}|$. Отже, критичним для працездатності механізму є максимальне значення кута $|\vartheta_{1m}|$.

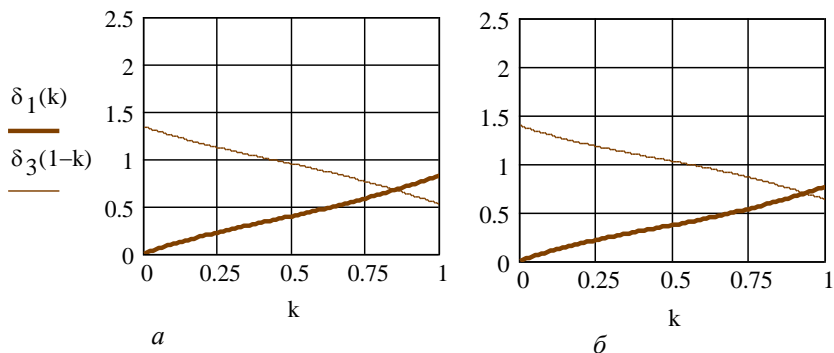


Рис. 4.13. Приклади діаграм кутів профілю кулачків б і 7 (див. рис. 2.11): а) $a=100$ мм; б) $a=80$ мм

Аналіз діаграм кутів профілю кулачка б (рис. 4.13) показує, що передача руху між кулачками в механізмах із внутрішнім зачеплення

наступає майже в кінці періоду руху ($k_m \rightarrow 1$), а тому кути тиску ϑ_{2m} практично не впливають на працездатність механізму. Тому динамічний синтез таких механізмів можна звести до синтезу лише кулачка *б*. Кулачок *7* практично служить для замикання ланок. Тобто динамічний синтез таких механізмів майже не відрізняється від синтезу звичайних коромислових кулачкових механізмів, які наведені в навчальній літературі. Надалі наведемо лише деякі результати динамічного аналізу даних механізмів, які покажуть можливі діапазони зміни параметрів механізму.

Якщо мінімальне співвідношення між довжиною коромисла l_k і міжосьовою відстанню a $\lambda = a/l_k$ в механізмах із зовнішнім зачепленням визначається умовою самоперетину профілю *Б*, то в даному випадку такою умовою є розрив профілів *A* і *B* кулачків (рис. 4.14), який настає тоді, коли міжосьова відстань a менша відстані A_{13} між центрами двох роликів (3.17), які знаходяться з одного боку цівкового колеса. Максимальне співвідношення між довжиною коромисла l_k і міжосьовою відстанню a в механізмах із внутрішнім зачепленням не лімітується, оскільки зі збільшенням λ кути тиску $|\vartheta_{1m}|$ дещо зменшуються.

Збільшення кількості роликів z_2 на цівковому колесі призводить лише до збільшення кутів тиску, а тому рекомендується використовувати лише $z_2 = 6$.

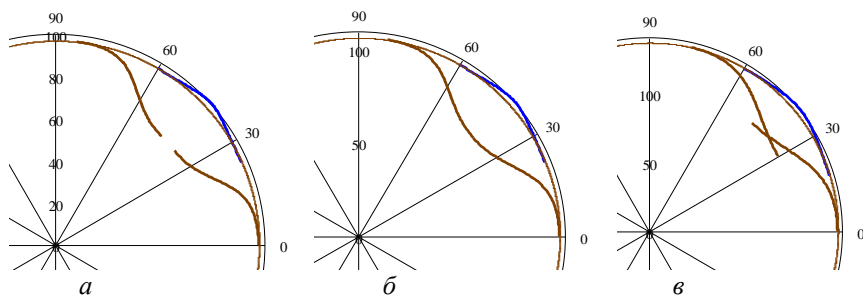


Рис. 4.14. Вплив відносної міжосьової відстані на профіль кулачка *б* ($\varphi_p = \varphi_{pmin} = 60^\circ$): *а*) $a < A_{13}$; *б*) $a = A_{13}$; *в*) $a > A_{13}$

Максимальні значення кута руху φ_p визначаються за формулою (4.8), мінімальні – з умови, щоб усунути розрив профілів A і B кулачків ($a \geq A_{13}$) або за формулою

$$\varphi_{p\min} = \frac{2\pi B}{z_2 \beta_v(0,5)}. \quad (4.18)$$

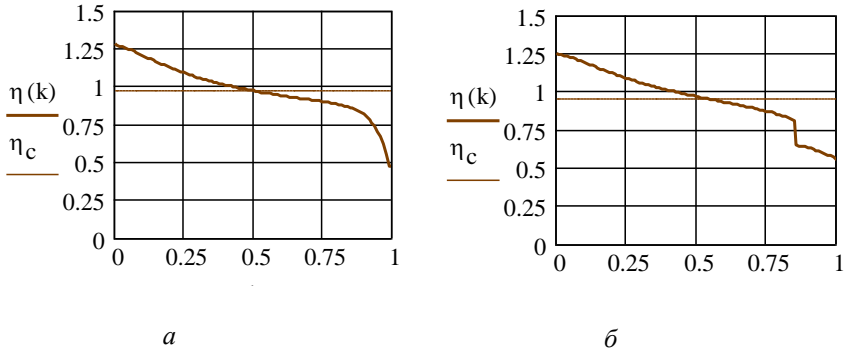


Рис. 4.15. Приклади діаграм миттєвих ККД механізмів (рівноспадний закон руху, $z_2 = 6$, а) $a = A_{13}$; б) $a > A_{13}$)

Дослідження ККД цих механізмів здійснювалися за формулами (4.10) і (4.11). На рис. 4.15 наведені приклади діаграм миттєвих ККД механізмів при рівноспадному законі руху, $z_2 = 6$ для двох випадків. У першому випадку (а) $a = A_{13}$; в рух ведену ланку приводить лише перший кулачок, оскільки $k_m = 1$, тоді $\eta_c = 0,975$; у другому випадку (б) перший кулачок передає рух другому при значенні $k_m = 0,855$, $\eta_c = 0,949$, хоча в цей момент $\vartheta_{2m} > \vartheta_d$.

4.6. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки II типу

Синтез таких механізмів мало відрізняється від синтезу аналогічних механізмів зовнішнього зачеплення (пп. 4.3). Різниця лише в деяких залежностях, які також зумовлені наявністю внутрішнього зачеплення.

Кути тиску в кулачкових механізмах цього типу визначають також за формулами (4.16). На рис. 4.16 наведено приклад діаграм кутів тиску ϑ_1 і ϑ_2 для механізму, який зображений на рис. 2.15, при таких параметрах: закон руху – Шуна, $z_2 = 6$, $a = 100$ мм, $\varphi_p = 120^\circ$. Як видно з цих діаграм, кут $|\vartheta_1|$ має найбільше значення на початку періоду руху, яке також визначається за формулою (4.17). Рух від першого кулачка (6) передається другому кулачку (7) при значеннях $k_m = 0,606$, яке знаходимо за другим рівнянням (4.3). При цих значеннях маємо: кут тиску на початку руху $\vartheta_{1m} = |66,8^\circ|$, в момент передачі руху другому кулачку – $\vartheta_{1m} = 33,4^\circ$, $\vartheta_{2m} = 25,8^\circ$. Отже, передача руху в цих механізмах проходить при більш сприятливих кутах тиску.

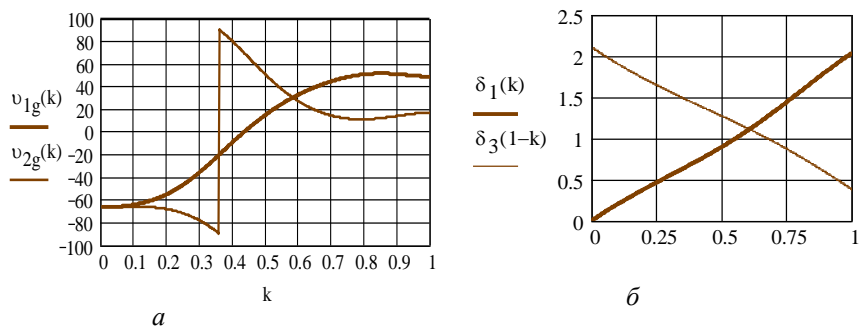


Рис. 4.16. Приклади діаграм кутів тиску (а) і кутів профілю кулачків (б)

Мінімальне значення відносної міжосьової відстані λ_{\min} визначають в даному випадку також умовою усунення розриву профілів A і B кулачків (рис. 4. 17, а), який настає тоді, коли міжосьова відстань a менша відстані $A_{14}=2A_{13}$. На рис. 4.17 показані теоретичні профілі при різних значеннях міжосьової відстані.

Максимальне співвідношення між довжиною коромисла l_k і міжосьовою відстанню a $\lambda = a/l_k$ в цих механізмах також не лімітується. Кількість роликів z_2 на цівковому колесі через завищенні кути тиску рекомендується вибирати також не більше 6.

Максимальні значення φ_p визначаються за формулою (4.8), мінімальні – з умови, щоб усунути розрив профілів A і B кулачків ($a \geq A_{14}$) або за формулою

$$\varphi_{p\min} = \frac{B\beta_m}{z\beta_v(0,5)}. \quad (4.19)$$

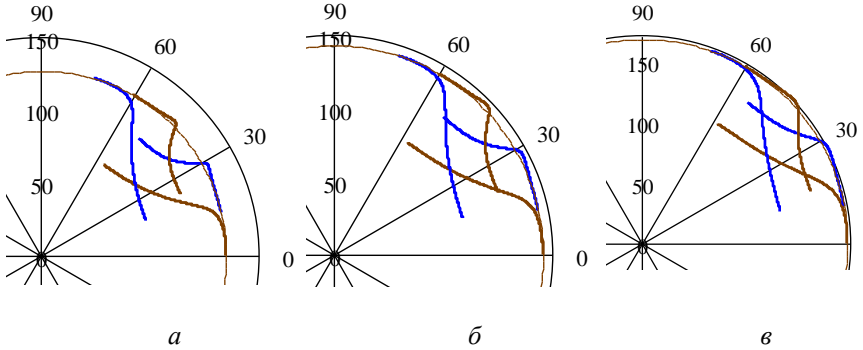


Рис. 4.17. Вплив міжосьової відстані на профіль кулачка b
($\varphi_p = 60^\circ$): **a**) $a < A_{14}$; **б**) $a = A_{14}$; **в**) $a > A_{14}$

На рис. 4.18 наведено приклади діаграм миттєвих ККД механізмів $\eta_i = \eta(k)$ з використанням залежності (4.10) та їх середні значення η_c (закон руху – Шуна, $z_2 = 6$) при різних значеннях міжосьової відстані a і кута руху φ_p .

Як видно із цих діаграм, миттєвий ККД механізму визначається спочатку першим кулачковим механізмом (кулачок b – ролик 10), а при значеннях $k \geq k_m$ другим кулачковим механізмом (кулачок 7 – ролик 11). Зміна геометричних параметрів a і φ_p не суттєво впливає на цикловий ККД η_c механізму. Порівняно з механізмом зовнішнього зачеплення дані механізми мають більші ККД (див. рис. 4.9, 4.15), не дивлячись на те, що кут тиску в цих механізмах на початку руху вихідної ланки більший. Це пояснюється тим, що під час руху ці кути значно менші, ніж у зовнішнього зачеплення.

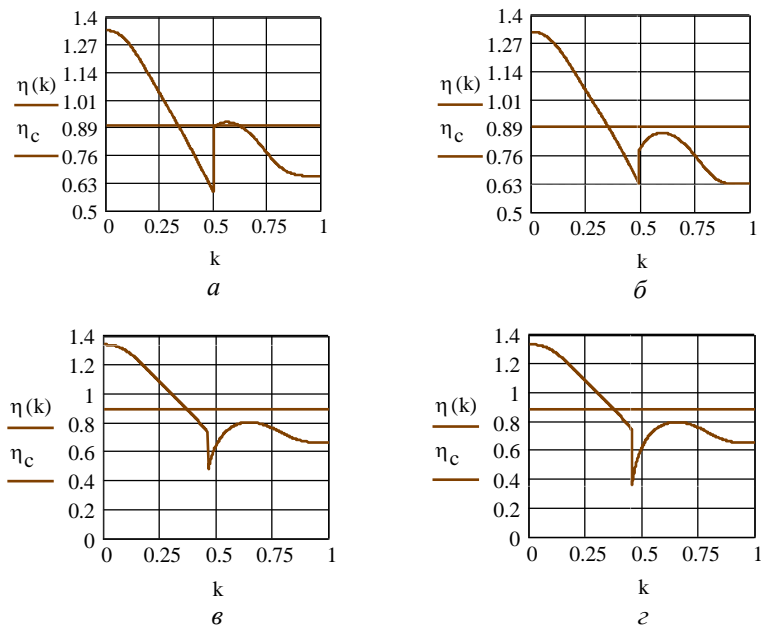


Рис. 4.18. Приклади діаграм миттєвих ККД механізмів
($f_1 = 0,18$):

- а)** $a = a_{\min}$, $\varphi_p = \varphi_{p\min}$; $\eta_c = 0,896$; **б)** $a > a_{\min}$, $\varphi_p = \varphi_{p\min}$; $\eta_c = 0,886$;
в) $a = a_{\min}$, $\varphi_p > \varphi_{p\min}$; $\eta_c = 0,866$; **з)** $a > a_{\min}$, $\varphi_p > \varphi_{p\min}$; $\eta_c = 0,876$

4.7. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху вихідної ланки III типу

Синтез таких механізмів мало відрізняється від синтезу аналогічних механізмів зовнішнього зачеплення (пп. 4.4). Різниця лише в деяких залежностях, які також зумовлені особливостями внутрішнього зачеплення.

Перша особливість внутрішнього зачеплення – дещо завищені кути тиску на початку та в кінці руху вихідної ланки – показанні раніше (пп. 4.5, 4.6), які також визначаються формулою (4.17) і, як було показано, завжди більші 60° , а тому збільшення відносної міжосьової відстані призводить лише до погіршення цих кутів. Тому такі механізми рекомендується застосовувати лише як кінематичні з числом роликів цівкового колеса не більше 6.

Друга особливість цього типу механізмів полягає в умові безударної передачі руху від кулачкової пари до цівкового зачеплення (4.13), яка виражається залежністю:

$$\beta_v(0,5) = \frac{1}{i_{12}} = i_{21} = \frac{r_1}{l_k} = \frac{a+l_k}{l_k} = \lambda + 1, \text{ або } \lambda = \beta_v(0,5) - 1. \quad (4.20)$$

Мінімальна міжосьова відстань λ_{\min} визначається умовою випрямлення гіпоциклоїди [37], за якою будують профіль зубів зубчастого сектора, тобто радіус твірного кола має бути більшим $0,5 r_b$, де r_b – радіус початкового кола зубчастого сектора.

Кути тиску та миттєві ККД визначаються: в період розбігу або вибігу аналогічно механізмам I або II типу, а в період рівномірного руху – в цівковій передачі.

Висновки до розділу 4

1. Розроблені теоретичні основи та методика динамічного синтезу всіх видів кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки та виявлені особливості їхнього синтезу, які обумовлені тим, що в зачепленні завжди перебувають не менше як дві пари кулачок – ролик (цівка), встановлені аналітичні залежності та рекомендації щодо вибору основних геометричних параметрів механізмів і законів руху вихідної ланки.

2. Проведені дослідження кутів тиску і миттєвого та середнього ККД цих механізмів при різних значення відносної міжосьової відстані, кількості роликів на цівковому колесі, тривалості періоду розбігу (вибігу) та законів руху вихідної ланки показали, що в їхній роботі є три критичні положення, при яких може наступити заклинювання ланок у вищих парах або появляється невизначеність у її русі. Кути тиску ϑ_1 і ϑ_2 мають найбільші значення, які можуть бути більші допустимих, на початку руху вихідної ланки (кут ϑ_1) і в момент передачі від першого кулачка до другого (кут ϑ_2). В зовнішньому зачепленні максимальне значення кута тиску ϑ_{1m} обмежує найбільшу відносну міжосьову відстань $\lambda_{\max} = a_{\max} / l_k$. Мінімальна відносна міжосьова відстань λ_{\min} визначається умовою самоперетину профілю другого кулачка, яка настає, коли радіус кривизни його профілю $\rho < 0$, а в механізмах внутрішнього зачеплення такою умовою є розрив профілів кулачків. Ці

умови визначають також діапазон значень кількості роликів на цівковому колесі, мінімальну тривалість періоду розбігу (вибігу) та закони руху вихідної ланки, які можна використати в цих механізмах. Наведені зручні для практичного застосування залежності, які дозволяють визначити діапазон значень цих параметрів (λ , φ_p , z_2). У внутрішньому зачепленні максимальне значення кута тиску ϑ_{1m} завжди більший 60° , що більше прийнятого допустимого значення ϑ_d . Ця умова є основним недоліком механізмів з внутрішнім зачепленням. Проте дослідження ККД таких механізмів, їх комп'ютерних і натурних моделей показали їх працездатність. Звичайно, кулачково-цівкові механізми з внутрішнім зачепленням можна рекомендувати лише як кінематичні передачі.

3. Проведенні дослідження кутів тиску і миттєвого та середнього ККД механізмів в момент передачі руху від першого кулачка до другого кути тиску ϑ_2 дещо більші від рекомендованих для періоду розбігу ϑ_d .

Але, якщо враховувати, що це відбувається у період вибігу, коли моменти сил інерції, що діють на вихідну ланку, спрямовані у бік руху, то заклинювання механізму не настає, тобто для цього періоду можна допустимі кути тиску ϑ_d збільшити на стільки, щоб $\eta > 0$. Проте для механізмів II типу остання умова різко зменшує діапазон допустимих значень λ , φ_p , z_2 , оскільки передача руху між кулачками настає раніше, при менших значеннях $k \approx 0,5$.

4. Для забезпечення плавної передачі руху від кулачкового механізму до циклоїдного зачеплення в механізмах III типу необхідно так вибрати розміри ланок, тривалість розбігу (вибігу) і закон руху вихідної ланки, щоб її кутова швидкість в кінці періоду розбігу і на початку вибігу дорівнювала кутовій швидкості, яка визначається передаточним відношенням зубчастої пари.

5. Запропоновані механізми мають ряд вигідних переваг у порівнянні з мальтійськими механізмами, оскільки в них, при відповідному виборі закону руху, теоретично відсутні удари на початку і в кінці руху вихідної ланки, завжди забезпечується геометричне замикання ланок, порівняно прості у виготовленні та експлуатації. Їх можна застосовувати в різних машинах та приладах і особливо в машинах-автоматах.

РОЗДІЛ 5

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ КУЛАЧКОВО-ЦІВКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕРИВЧАСТИМ ОБЕРТОВИМ РУХОМ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

5.1. Постановка задачі та вибір системи моделювання

Достовірність результатів проведених аналітичних досліджень та працездатність розроблених кулачково-цівкових механізмів переривчастого обертового руху перевірена комп'ютерним моделюванням їх роботи та виготовленням демонстраційних моделей механізмів. Для цього було використано комп'ютерну систему SolidWorks [7, 36, 118] і підпрограму COSMOSMotion. Як відзначають автори роботи [7] – «Зараз нема необхідності переконувати будь-кого у тому, що комп'ютерне моделювання є необхідним інструментом створення сучасних технічних об'єктів. Все більше коло предметів і явищ стають об'єктами комп'ютерної симуляції. Вони проникли практично у всі сфери інженерної діяльності».

SolidWorks – система автоматизованого проектування, інженерного аналізу та підготовки виробництва виробів будь-якої складності і призначення. Solidworks є ядром інтегрованого комплексу автоматизації підприємства, за допомогою якого здійснюється підтримка життєвого циклу виробу відповідно до концепції cals-технологій, включаючи двонаправлений обмін даними з іншими windows – застосування і створення інтерактивної документації. Розробником САПР SolidWorks є SolidWorks Corp. (США), незалежний підрозділ компанії Dassault Systemes (Франція) – світового лідера в області високотехнологічного програмного забезпечення. Розробки Solidworks Corp. характеризуються високими показниками якості, надійності і продуктивності, що у поєднанні з кваліфікованою підтримкою робить Solidworks кращим рішенням для промисловості. Комплексні вирішення Solidworks базуються на передових технологіях гібридного параметричного моделювання і широкому спектрі спеціалізованих модулів. Програмне забезпечення функціонує на платформі Windows, має підтримку російської мови, і, відповідно, підтримує ГОСТ.

Вказані системи багатофункціональні. З точки зору механіки машин вони дозволяють здійснювати так зване «твердотільне моделювання», у тому числі об'ємне, тобто одержувати моделі деталей машин, з яких можна створювати конфігурації об'єктів, у нашому випадку моделі механізмів, розраховувати різноманітні кінематичні, динамічні та міцнісні параметри, одночасно відображати результати декількох обчислень, здійснювати параметричну оптимізацію системи тощо.

В даній роботі вказані комп'ютерні системи використані лише для перевірки взаємодії ланок механізмів, можливості забезпечення заданого руху вихідної ланки. Більш детальні дослідження динаміки цих механізмів та їх розрахунки на точність і міцність не проводились, оскільки, враховуючи, що запропоновані механізми в кожний окремий момент руху і за структурою і за принципом роботи, взаємодією ланок є спарені коромислові кулачкові механізми, теоретичні і експериментальні дослідження яких виконані у багатьох роботах [20, 23, 48, 52 – 54, 73, 74, 76, 102, 104, 115 – 117, 124, 127, 141 – 145], а тому особливої наукової новизни не можуть складати.

5.2. Комп'ютерне моделювання розроблених механізмів

В даному розділі моделювання кулачково-цівкового механізму переривчастого обертового руху детально розглянуто на прикладі механізму I типу [36]. Для інших типів розроблених механізмів наведені їх комп'ютерні моделі та діаграми кутових переміщень вихідної ланки, одержані за допомогою підпрограми COSMOMotion та розроблених в системі Mathcad програм (дод. А – Е).

Перед початком роботи слід переконатися чи забезпеченні апаратні та програмні вимоги для реалізації комп'ютерного моделювання. Апаратні вимоги залежать від мінімальних потреб відповідного програмного забезпечення (ПЗ). Найвимогливішим програмним продуктом є SolidWorks 2009.

Вимоги до комп'ютера і програмного забезпечення:

- *оперативна пам'ять* - рекомендується 1gb або більше;
- *відео* – рекомендується сертифіковані графічні карти для
- робочих станцій з підтримкою OPENGL і протестовані драйвери до них;

- процесор - Intel і AMD процесори (Solidworks не підтримує комп'ютери на основі Apple Macintosh);
- операційна система – Windows XP SP3;
- програми – SolidWorks 2009, Mathcad 11.

Також рекомендується таке ПЗ – Microsoft Excel 2002, 2003 або 2007, Internet Explorer версії 6.0 або 7.0, Adobe Acrobat версії 7.0.7 або вище.

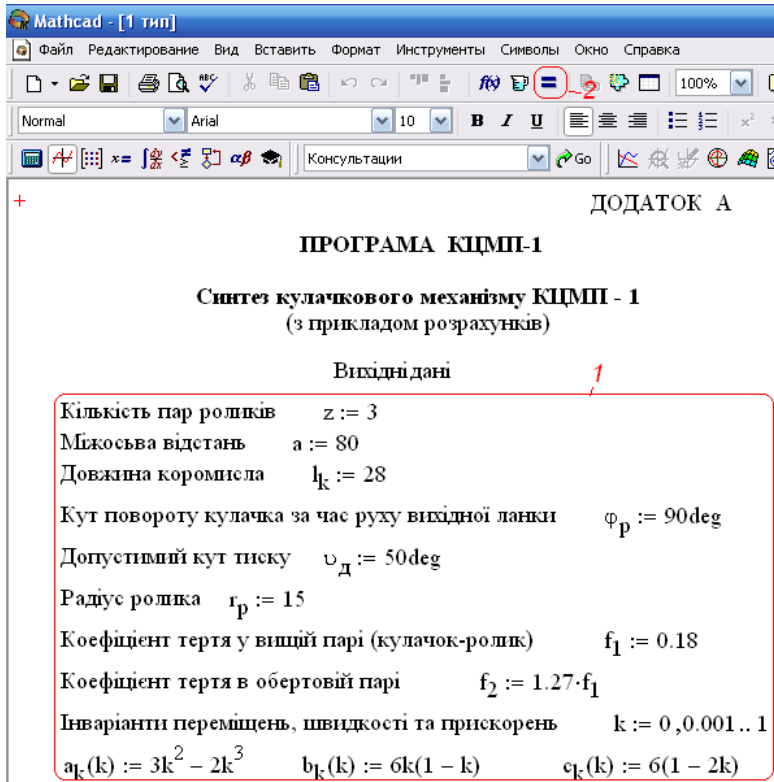


Рис. 5.1. Обрахунок механізму у програмі Mathcad

Для початку роботи слід вибрати основні параметри механізму, рекомендації щодо вибору яких наведені в попередньому розділі. Запустивши програму Mathcad 11, відкриваємо відповідний файл з програмним кодом, вводимо вихідні дані 1 (рис. 5.1), а також назначасмо

точність обчислювання програмою («Инструменты → Свойства таблицы») і, перейшовши в кінець файлу, натискаємо кнопку «Вычислить» 2. Для 1-го типу механізму файл обчислення називається «1 тип.mcd» (відповідно 2-го – «2 тип.mcd», 3-го – «3 тип.mcd», 1-го з внутрішнім зачепленням – «1 тип внутрішнє.mcd», 2-го з внутрішнім зачепленням – «2 тип внутрішнє.mcd», 3-го («Инструменты внутрішнім зачепленням – «3 тип внутрішнє.mcd»)).

Швидкість обрахування моделі залежить від потужності самого комп'ютера. Дочекавшись закінчення обчислень, можна закривати дану програму. Відкриваємо програму SolidWorks 2009 та створюємо новий документ для моделювання деталі.

В новому документі запускаємо підпрограму, яка викреслить профілі відповідних кулачків («Инструменты → Макрос → Выполнить»), назва файлу підпрограми для 1-го типу механізму - «1 тип.swd» (аналогічно позначені файли для інших типів механізмів). В появленому вікні натискаємо кнопку «Так, запустити». В результаті ми отримаємо точний профіль кулачків відповідного механізму, який був обрахований за нашим алгоритмом аналітичним способом в програмі Mathcad, і переданий у середовище програми SolidWorks (рис. 5.2).

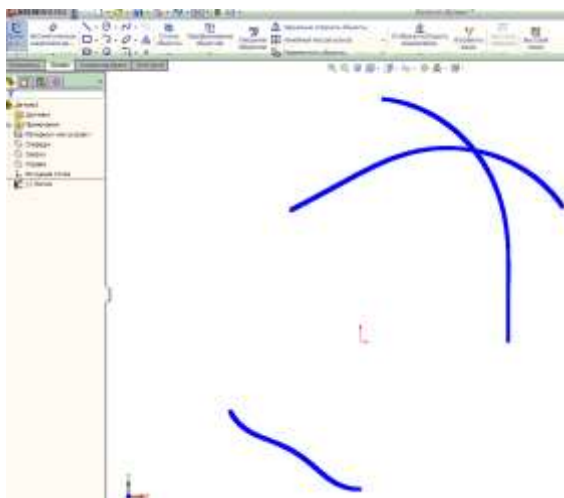


Рис. 5.2. Профілі кулачків отримані у програмі SolidWorks

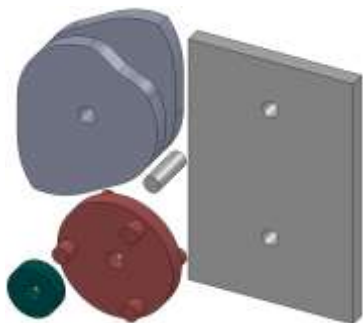


Рис. 5.3. Деталі механізму у програмі SolidWorks

На основі отриманих профілів формуємо кулачки механізму. Інші деталі механізму (цівкове колесо, основу, тощо) створюємо вручну за вказаними вхідними параметрами (рис. 5.3). Всі деталі зберігаємо під різними іменами. Відштовхуючись від інструкції користування програмою SolidWorks, створюємо збірку вказаного механізму і накладаємо відповідні зв'язки ланок (рис. 5.4). Зберігши отриману збірку, переходимо до самого комп'ютерного моделювання і перевірки працездатності механізму.

димо до самого комп'ютерного моделювання і перевірки працездатності механізму.

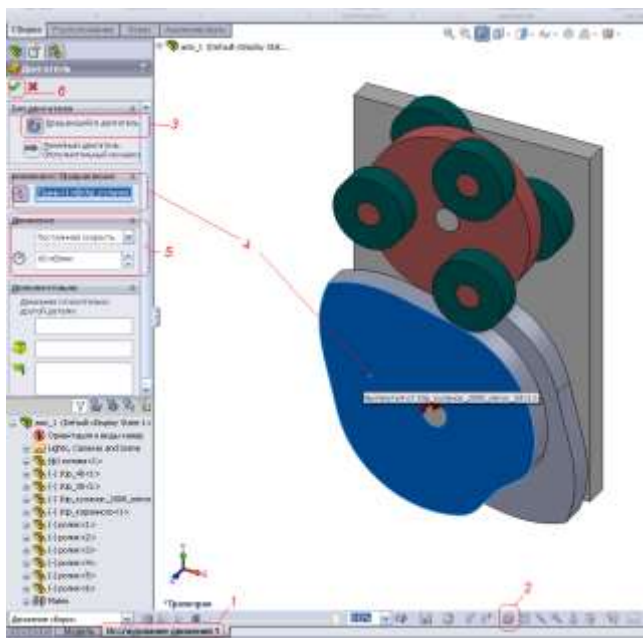


Рис. 5.4. Задання параметрів руху вхідної ланки

5.3. Комп'ютерне дослідження роботи механізмів

Задаємось законом руху початкової ланки механізму. Щоб задати рух цій ланці переходимо на закладку 1 – «Исследование движения» (рис. 5.4). Натискаємо кнопку 2 – «Двигатель» і вибираємо тип обертання двигуна 3 – «Вращающийся двигатель». Далі необхідно вибрати ланку, якій будемо задавати рух, у нашому випадку це кулачки, а також вибираємо напрямок обертання 4. В параметрах двигуна вказуємо швидкість обертання (для прикладу 30 об/хв.) та тип обертання «Постоянная скорость» 5. Натискаємо кнопку 6 – «ОК». Для того, щоб ланки механізму впливали одна на одну як тверді тіла, необхідно на них накласти «Зд - контакт», натискаємо 1 (рис. 5.5) і, вибираємо тип дослідження «Анализ движения» 2 та вказуємо всі рухомі ланки механізму 3, натискаємо «ОК». Перед тим, як почати прораховувати рух вказаного механізму, слід уточнити параметри методу обчислення. Вибрані параметри визначили за рекомендаціями [7].



Рис. 5.5. Налаштування умов контакту ланок механізму

Натискаємо кнопку 1 – «Свойства исследования движения» (рис. 5.6). Для покращення візуалізації руху механізму збільшуємо кількість кадрів 2 за секунду (для прикладу ми вибрали 90), встановлюємо характер контакту ланок – «Использовать точный контакт» і точність обчислень 3 – «0,01», натискаємо на кнопку 4 – «Дополнительные параметры».

В новому вікні ми встановлюємо параметр «Максимальный размер шага интегратора» 1 на «0,0001» (рис. 5.7) і натискаємо кнопку 2 –

«ОК». Повернувшись до 1 – «Свойства исследования движения» (рис. 5.6) для збереження параметрів натискаємо на кнопку 5.

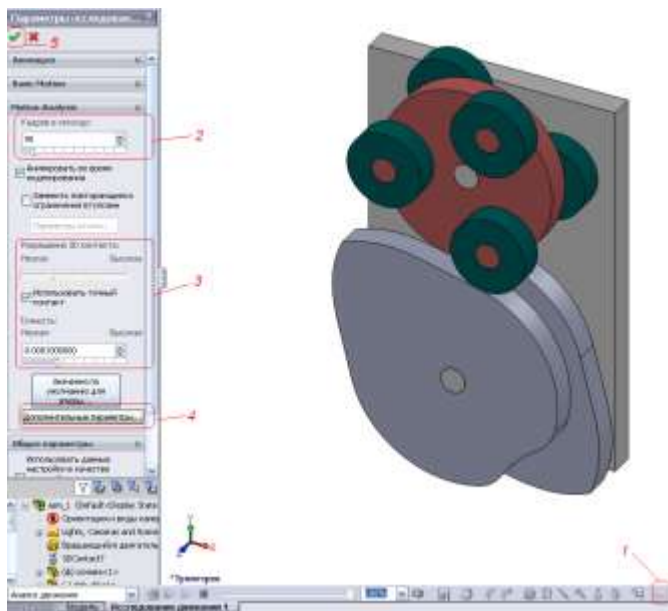


Рис. 5.6. Уточнення параметрів руху механізму

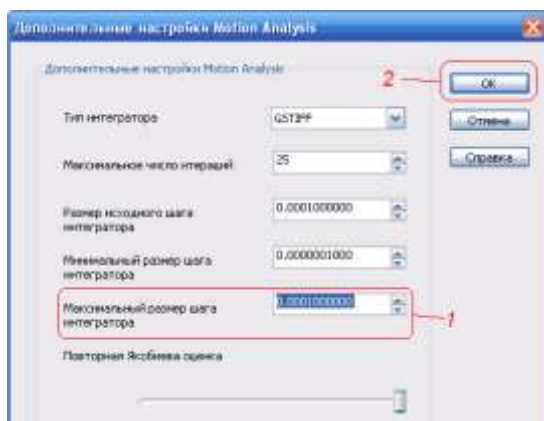


Рис. 5.7. Уточнення додаткових параметрів руху механізму

Останній пункт, який необхідно виконати перед початком моделювання, треба вказати час періоду руху кулачків, в нашому випадку встановлюємо 2 секунди, оскільки швидкість двигуна ми прийняли 30 об/хв., тому один період руху цівкового колеса в нас рівний 1 с – кнопка 1 (рис. 5.8). Для початку обрахування руху механізму натискаємо кнопку 2.

Швидкість прорахування механізму в підпрограмі COSMOSMotion залежить від потужності апаратної частини персонального комп'ютера і може бути різною, від декількох хвилин до декількох годин. Після закінчення обрахування ми можемо отримати різні діаграми для будь-якої ланки, необхідні для характеристики роботи механізму. Для прикладу введемо діаграми кутових переміщень ланки розглянутого механізму. Натискаємо кнопку 1 – «Результаты и эпюры» (рис. 5.9), і у відповідних полях вибираємо параметри. Так для кутового переміщення вихідної ланки, в пункті під номером 2 вибираємо «Перемещение/Скорость/Ускорение», в пункті під номером 3 вибираємо – «Угловое перемещение», в пункті під номером 4 вибираємо – «Величина», в пункті під номером 5 вибираємо ланку механізму, яка нас цікавить, натискаємо кнопку «ОК». Аналогічно можна одержати діаграми кутової швидкості та прискорення вихідної ланки.

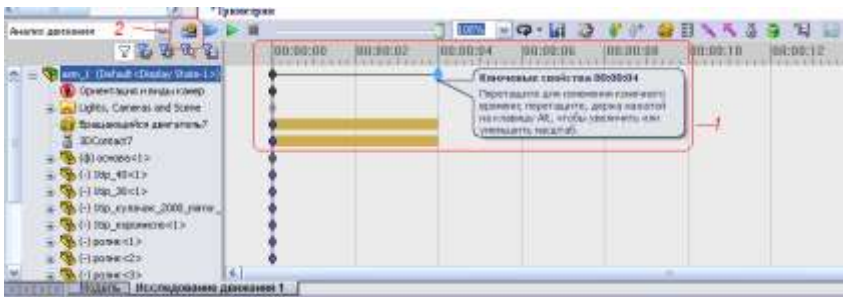


Рис. 5.8. Установлення часу руху механізму

Для чисельного порівняння результатів їх можна також записати у файл, для цього натискаємо на діаграмі праву кнопку миші і вибираємо пункт «Экспорт в CSV» і вказуємо шлях куди хочемо зберегти файл.

Для зручного порівняння результатів обчислень, одержаних за допомогою комп'ютерної системи SolidWorks і програми Mathcad, кінематичні параметри руху вихідної ланки виражаємо у функції кута повороту кулачка. Тоді відносний час можна виразити залежностями:

$$k(\varphi) := \begin{cases} \text{Result} \leftarrow \frac{\varphi}{\varphi_p} & \text{if } 0 \leq \varphi \leq \varphi_p \\ \text{Result} \leftarrow 1 & \text{if } \varphi_p < \varphi < \pi \\ \text{Result} \leftarrow \frac{\varphi - \pi}{\varphi_p} & \text{if } \pi \leq \varphi < \varphi_p \end{cases}$$

На рис. 5.9 наведений приклад комп'ютерної моделі механізму І типу зовнішнього зачеплення, побудованої з використанням системи SolidWorks [7, 118].

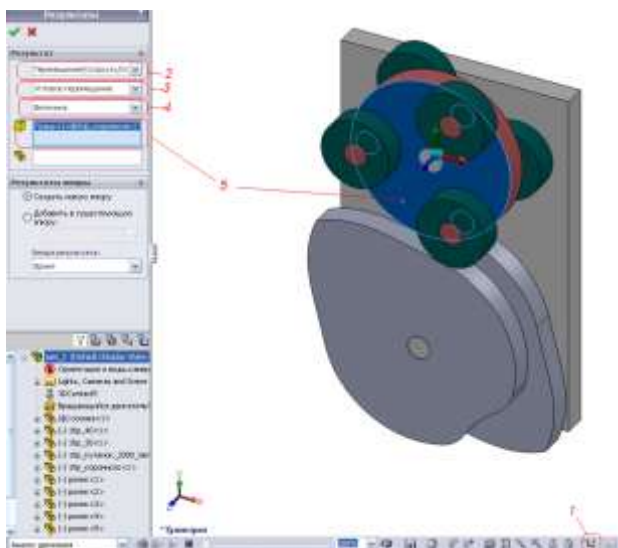
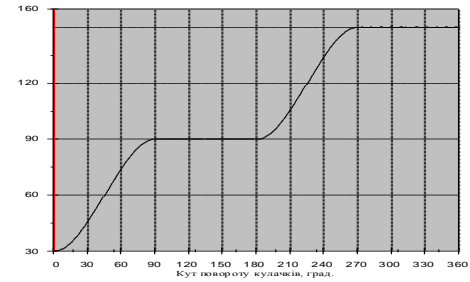
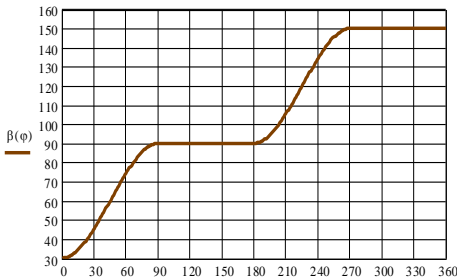


Рис. 5.9. Послідовність отримання діаграм у програмі SolidWorks

За допомогою підпрограми COSMOSMotion [36] проводилось моделювання роботи таких механізмів, побудова діаграм кутових переміщень, швидкостей та прискорень вихідної ланки.



a



б



в

Рис. 5.10. Приклади діаграм переміщень вихідної ланки моделі КЦМП-1, отриманих за допомогою програм COSMOSMotion (а) і Mathcad (б), град. та діаграми прискорень (в) в COSMOSMotion (закон руху – рівноспадний, $a = 80$ мм, $l_k = 28$ мм, $\varphi_p = 90^\circ$, $n_1 = 15$ об/хв., $f_1 = 0,2$)

Зокрема, на рис. 5.10 показані приклади діаграм переміщень механізму I типу, що побудовані за допомогою підпрограми COSMOSMotion і розробленої програми КЦМП-1 в системі Mathcad (дод. А), з яких видно наявність фаз руху і зупинки вихідної ланки, при цьому похибки обчислень склали не більше 0,2%. Причому, одержані за допомогою цих двох програм результати практично збігаються. Максимальна похибка кутових переміщень вихідної ланки лежить в межах 0,016 – 0,2 град. (див. рис. 5.10, в).

Дослідження механізмів за допомогою комп'ютерних програм Mathcad та SolidWorks дозволили отримати кінематичні діаграми руху вихідної ланки цих механізмів, які мало відрізняються між собою. Одержані результати показують, що при відповідному виборі закону руху і точності виготовлення в КЦМП від-

сутні удари вихідної ланки. Деякі стрибки на діаграмах прискорень (рис. 5.10, в) пояснюються тим, що в підпрограмі COSMOSMotion використовуються чисельні методи розрахунків [7]. Така картина має місце і на практиці із-за неточності виготовлення кулачків. Діаграми швидкостей не наводимо, оскільки вони мало відрізняються від зображених на рис. 2.2 – 2.18.

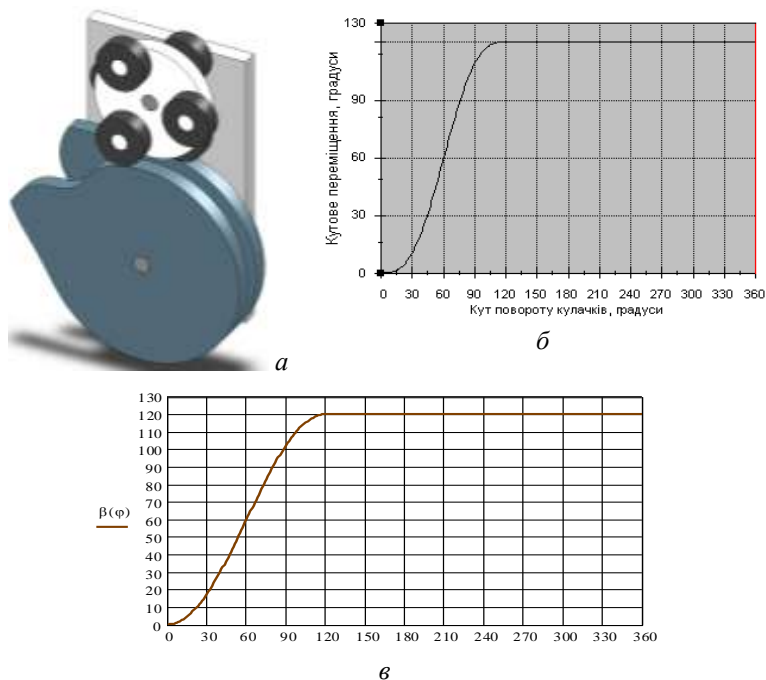
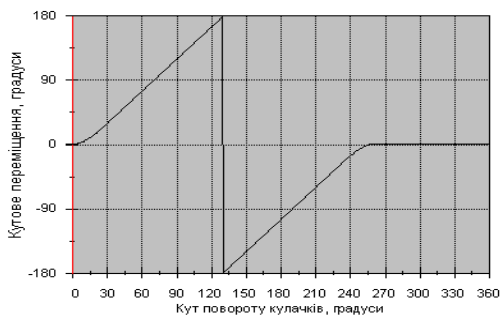


Рис. 5.11. Приклади моделі КЦМП–2 (а) та його діаграми переміщень вихідної ланки, отриманих за допомогою програм COSMOSMotion (б) і Mathcad (в), град. (закон руху – синусоїдний, $a = 100$ мм, $l_k = 28$ мм, $\varphi_p = 120^\circ$, $n_1 = 15$ об/хв., $f_1 = 0,2$)

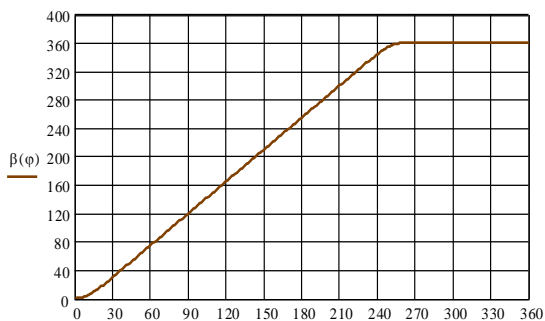
Аналогічні дані одержані для інших типів розроблених механізмів (5.11 – 5.15). Надалі покажемо для кожного типу механізмів лише їх моделі та діаграми кутових переміщень, побудованих за допомогою підпрограми COSMOSMotion і розроблених програм КЦМП в системі Mathcad.

Крім цього, для перевірки працездатності розроблених механізмів і їхнього застосування в навчальному процесі були виготовлені у натуральну величину лабораторні (демонстраційні) моделі розроблених механізмів, які наведені на рис. 2.2, а, 2.5, а, 2.7, а, 2.10, 2.13, а, 2.15, а, 2.17,а.



б

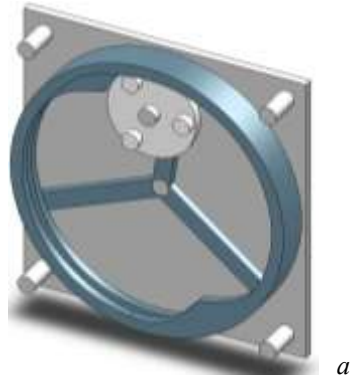
а



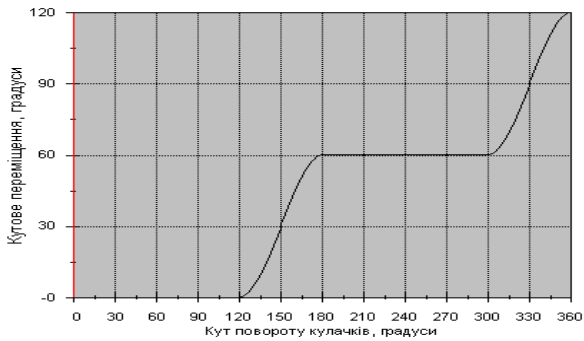
в

Рис. 5.12. Приклади моделі КЦМП-3 (а) та його діаграми переміщень вихідної ланки, отриманих за допомогою програм COSMOSMotion (б) і Mathcad (в), град. (закон руху – рівноспадний, $u = 2$, $l_k = 40$ мм,

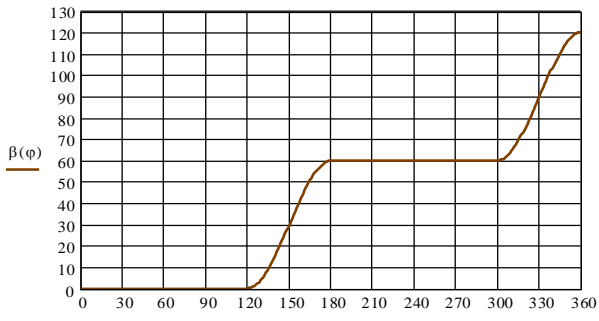
$$\varphi_p = 60^\circ, n_1 = 15 \text{ об/хв.}, f_1 = 0,2)$$



a



б



в

Рис. 5.13. Приклади моделі КЦМП-1В (а) та його діаграми переміщень вихідної ланки, отриманих за допомогою програм COSMOSMotion (б) і Mathcad (в), град. (закон руху – рівноспадний, $a = 100$ мм, $l_k = 40$ мм, $\varphi_p = 60^\circ$, $n_1 = 15$ об/хв., $f_1 = 0,2$)

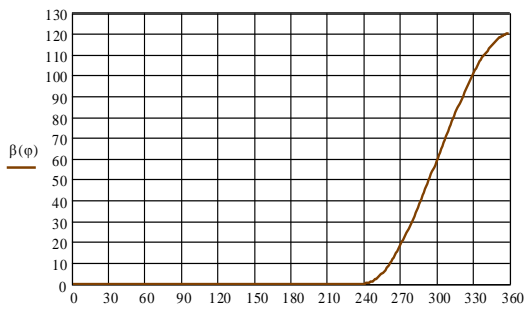
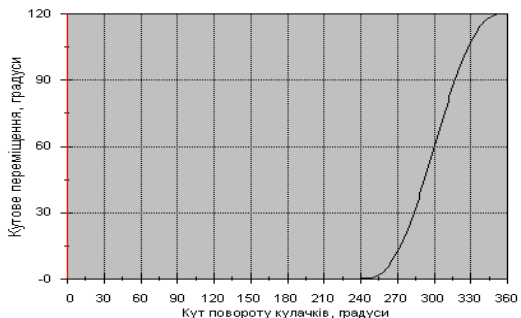
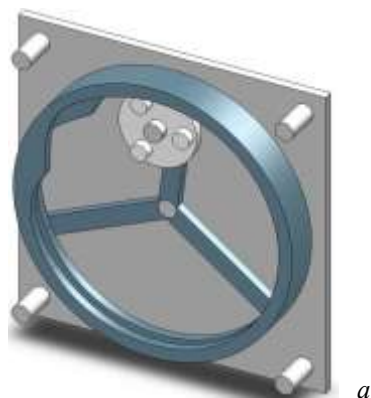
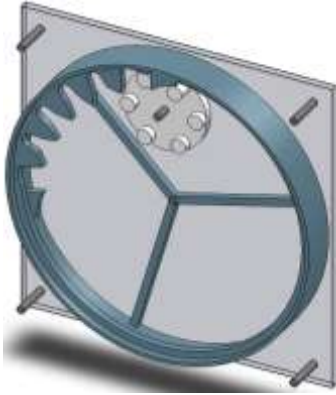
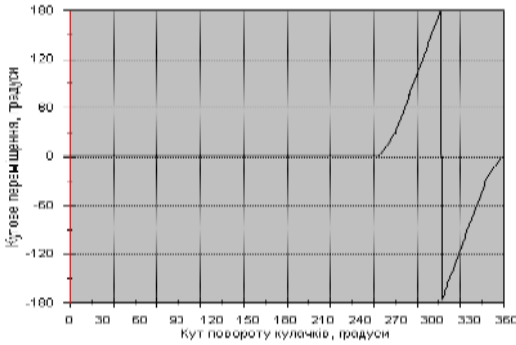


Рис. 5.14. Приклади моделі КЦМП–2В (а) та його діаграми переміщень вихідної ланки, отриманих за допомогою програм COSMOSMotion (б) і Mathcad (в), град. (закон руху – Шуна, $a = 100$ мм, $l_k = 30$ мм, $\varphi_p = 120^\circ$, $n_1 = 15$ об/хв., $f_1 = 0,2$)

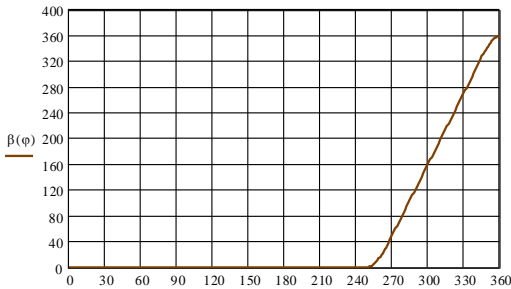


a

Проведені комп'ютерні випробування цих механізмів, підтвердили правильність викладених в попередніх розділах теоретичних положень та можливість створення безударних кулачково-цівкових механізмів переривчастого обертowego руху вихідної ланки.



б



в

Рис. 5.15. Приклади моделі КЦМП–3В (а) та його діаграми переміщень вихідної ланки, отриманих за допомогою програм COSMOSMotion (б) і Mathcad (в), град. (закон руху – синусоїдний, $u = 4$, $l_k = 45$ мм, $\varphi_p = 10^\circ$, $n_1 = 15$ об/хв., $f_1 = 0,2$)

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Подальший розвиток теорії спарених коромислових кулачкових механізмів дозволив одержати систему кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки, які захищені патентами України. В таких механізмах вхідна ланка складається з двох або трьох однакових або різних кулачків, а вихідна ланка повинна мати декілька роликів (цівок), тобто вона перетворюється у звичайне цівкове колесо. Кут одного повороту вихідної ланки β_m визначається числом роликів на ній, які рівномірно розміщені з кутовим кроком τ_2 , та взаємним розташуванням кулачків вхідної ланки.

2. Запропонована наукова класифікація розроблених механізмів, які можуть бути як із зовнішнім, так і внутрішнім зачепленням вхідної і вихідної ланок. Залежно від кута одного повороту вихідної ланки їх можна розділити ще на три типи кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки (КЦМП), в яких: 1 тип (КЦМП-1, КЦМП-1В) – $\beta_m = \tau_2$; 2-й тип (КЦМП-2, КЦМП-2В) – $\beta_m = 2\tau_2$; 3-й тип (КЦМП-3, КЦМП-3В) – $\tau_2 \leq \beta_m \leq z_2\tau_2$.

3. Кулачки, які утворюють вхідну ланку, можуть мати як однаковий, так і різний профіль. Різним розташуванням на вхідному валу кулачків та повторенням їх профілів можна одержати різні модифікації цих механізмів. Такі механізми можуть забезпечувати різну кількість і тривалість періодів руху та зупинки вихідної ланки, які можуть бути як однакові, так і різні, причому деякі кути зупинки можуть дорівнювати навіть нулю, тобто одержимо пульсуючий обертовий рух. Відповідним вибором закону руху вихідної ланки та геометричних параметрів ланок, їх розташуванням можна отримувати оптимальний варіант кінематичної схеми механізму за різними кінематичними та динамічними характеристиками.

4. Розроблений кінематичний та динамічний синтез спарених кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки всіх типів як із зовнішнім, так і з внутрішнім зачепленням. Для кожного типу механізмів показано особливості синтезу і наведені розрахункові залежності та рекомендації щодо вибору основних параметрів і законів руху вихідної ланки. Розроблено алгоритми синтезу цих механізмів і програмне забезпечення з використанням системи Mathcad, які дозволяють оперативно підготувати необхідні дані для

виготовлення кулачків на верстатах з ЧПК.

5. Проведені дослідження кутів тиску і миттєвого та середнього ККД механізмів при різних значення відносної міжосьової відстані, кількості роликів на цівковому колесі, тривалості періоду розбігу (вибігу) та законів руху вихідної ланки показали, що в їх роботі є критичні положення, при яких може наступити заклинювання ланок у вищих парах або появляється невизначеність у їх русі. Кути тиску ϑ_1 і ϑ_2 мають найбільші значення, які можуть бути більші допустимих, на початку руху вихідної ланки (кут ϑ_1) і в момент передачі від першого кулачка до другого (кут ϑ_2). Максимальне значення кута тиску ϑ_{1m} обмежує найбільшу відносну міжосьову відстань $\lambda_{\max} = a_{\max} / l_k$. Мінімальна відносна міжосьова відстань λ_{\min} для механізмів зовнішнього зачеплення визначається умовою самоперетину профілю кулачка, яка настає, коли радіус кривизни його профілю $\rho < 0$, для механізмів внутрішнього зачеплення I типу такою умовою є розрив профілю кулачка б, II типу – максимальний кут тиску $|\vartheta_{1m}|$ в середині періоду руху, коли міжосьова відстань a менша відстані між центрами двох роликів, які знаходяться з одного боку цівкового колеса. Вказані умови визначають також діапазон значень кількості роликів на цівковому колесі, мінімальну тривалість періоду розбігу (вибігу) та закони руху вихідної ланки, які можна використати в цих механізмах. Наведені зручні для практичного застосування залежності, які дозволяють визначити діапазон значень цих параметрів (λ , φ_p , z_2).

6. Проведеними дослідженнями механізмів встановлено, що в момент передачі руху від першого кулачка до другого кути тиску ϑ_2 дещо більші від рекомендованих для періоду розбігу ϑ_d . Але, враховуючи, що це має місце в період вибігу, коли моменти сил інерції, що діють на вихідну ланку, спрямовані у бік руху, то заклинювання механізму не настає, тобто для цього періоду можна допустимі кути тиску ϑ_d збільшити на стільки, щоб $\eta > 0$. Проте для механізмів II типу зовнішнього зачеплення остання умова різко зменшує діапазон допустимих значень λ , φ_p , z_2 , оскільки передача руху між кулачками настає раніше, при значеннях $k \leq 0,5$.

7. Для забезпечення плавної передачі руху від кулачкового механізму до циклоїдного зачеплення в механізмах III типу необхідно вибрати так розміри ланок, тривалість розбігу (вибігу) і закон руху вихідної ланки, щоб її кутова швидкість в кінці періоду розбігу і на початку вибігу дорівнювала кутовій швидкості, яка визначається передаточним відношення зубчастої пари.

8. В запропонованих механізмах, при відповідному виборі закону руху, теоретично відсутні удари на початку і в кінці руху вихідної ланки, завжди забезпечується геометричне замикання ланок, вони порівняно прості у виготовленні та експлуатації, можуть застосовуватися в різних машинах та приладах і особливо в машинах-автоматах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамов А. А. О некоторых схемах мальтийских механизмов с эпициклоидальной траекторией движения ведущей цевки / А. А. Абрамов // Труды ВНИИЭлектромаш. – 1970, вып. 8. – С. 128-143.
2. Абрамов В. М. Мальтийский крест с приводом от симметричного четырехзвенника / В. М. Абрамов // Изв. вузов. Машиностроение. 1977. – №2. – С. 43-46.
3. Абрамов В. М. Мальтийские механизмы с приводом от симметричного λ – образного шарнирного четырехзвенника / В. М. Абрамов // Теория механизмов и машин. – Харьков : вып. 24., 1978. – С. 108–111.
4. А. с. СССР № 998789, кл. F 16 Н 25/04. Поворотное устройство / А. И. Петрук, В. Г. Яницкий и др. (СССР). – № 3264107/25; заявл. 26.03.81; опубл. 23.02.83, Бюл. № 7. – 3 с. : ил.
5. А. с. СССР № 1128032, кл. F 16 Н 25/04. Поворотное устройство / А. И. Петрук, В. Г. Яницкий и др. (СССР). – № 3635334/25; заявл. 19.08.83; опубл. 07.12.84, Бюл. № 45. – 3 с. : ил.
6. Аксельрод Э. Л. К вопросу расчета механизма мальтийского креста / Э. Л. Аксельрод // Вестник машиностроения. – 1959, № 2. – С. 11–14.
7. Алямовский А.А. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев – СПб: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
8. Амирян К. А. О неполных зубчатых колесах / К. А. Амирян // Вестник машиностроения. – 1960, № 1. – С. 16–17.
9. Амирян К. А. Удары в зубчатых механизмах прерывистого движения и их устранение / К. А. Амирян // Сборник научных трудов Армянского сельскохозяйственного института. – 1962, № 12.
10. Амирян К. А. Некоторые вопросы проектирования зубчатых механизмов прерывистого движения / К. А. Амирян // Труды третьего совещания по основным проблемам теории машин и механизмов. Теория передач в машинах. – М. : Mashgiz, 1963. – С. 168–181.
11. Амирян К. А. Упрощенные рычаги для устранения ударов в зубчатых механизмах прерывистого движения / К. А. Амирян // Сборник науч. труд. Армсельхозинститута, 1963, № 13.
12. Андреев Ю. Аналітичний синтез кулачкових механізмів / Ю. Андреев, Е. Дружинін // Машинознавство. – 2006, №5(107). –С. 34-37.
13. Артоболевский И. И. Механизмы в современной технике: пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей: у 7 т. / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1973. Т.3. – 1973. – 576 с.
14. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин : учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
15. Артоболевский И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский, С. А. Черкудинов. – М. : Физматгиз, 1959. – 1084 с.

16. Белецкий В. Я. Расчет параметров кулачкового механизма с роликовым коромыслом по допустимому углу давления на ЭВМ / В. Я. Белецкий // Теория механизмов и машин. Харьков: вып. 25, 1978. – С. 11–15.
17. Білецький О. О. Дослідження радіуса кривизни центральної кривої кулачка-програмоносія розвантажувального пристрою / О. О. Білецький // Поліграфія і видавнича справа, № 14, 1966. – С. 51–55.
18. Бобров В. И. Синтез мальтийского механизма по заданному закону движения ведомого звена / В. И. Бобров, С. А. Хоронько // Теория механизмов и машин. – Харьков : вып. 33, 1982. – С. 88–90.
19. Боголюбов А. Н. Развитие проблем механики машин / А. Н. Боголюбов. – К. : Наукова думка, 1967. – 291 с.
20. Бородин Б. Е. Исследование динамики кулачково-цевочного механизма автомата / Б. Е. Бородин, Е. Г. Нахапетян // Машиноведение, 1965, № 1. – С. 36–43.
21. Бочков В. М. Обладнання автоматизованого виробництва: підручник [для студ. вищ. навч. закл.] / В. М. Бочков, Р. І. Сілін.– Львів : Вид-во ДУ «Львівська політехніка», 2000. – 380 с.
22. Бронштейн И.Н. Справочник по математике / И.Н. Бронштейн, Семендяев К.А.. – М.: Гос. изд. физ.-техн. литературы, 1962. – 400 с.
23. Воробьева Т. С. Динамика поворота вертикальных револьверных головок / труды второго всесоюзного совещания по основным проблемам теории машин и механизмов. Динамика машин // Т. С. Воробьева. – М., 1960. – С. 54–65.
24. Герасимов Ю. Н. Обобщенная теория дезаксиальных и радиальных мальтийских механизмов / Ю. Н. Герасимов // труды семинара по теории машин и механизмов, 1948 – т. 4, вып. 5. – С. 20-48.
25. Главацкий А. С. Кути тиску і радіуси кривизни центральної кривої в кулачково-важільних механізмах / А. С. Главацкий // Поліграфія і видавнича справа, № 6, 1966. – С. 105–109.
26. Грунауэр А. А. К вопросу об ограничении угла давления при синтезе кулачковых механизмов / А. А. Грунауэр, И. И.Тартаковский, А. А. Пивоварова, А. Л. Григорьев // Теория механизмов и машин. – Харьков : вып. 31, 1981. – С. 31–36.
27. Дьяконов В. Mathcad 2000 : учеб. пособие / В. Дьяконов. – СПб. : Питер, 2001. – 592 с.
28. Журбенко В. В. Упрощенный метод проектирования мальтийского механизма / В. В. Журбенко // Изв. вуз. Пищевая технология, 1965, № 4.
29. Зильберман Я. С. Исследование кривизны профилей кулачков в кулачковых механизмах / Я. С. Зильберман // Анализ и синтез механизмов. – М. : Машиностроение, 1966. – С. 207–222.
30. Злобин Б. А. К вопросу об ускорении в мальтийских механизмах / . Б. А. Злобин // Строительное и дорожное машиностроение, 1956, № 1.

31. Калужников А. Н. Геометрический расчет профилей зубьев цевочных передач / А. Н. Калужников // Вестник машиностроения, №3, 1968. – С. 9–13.
32. Киницкий Я. Т. Проектирование рычажных механизмов прерывистого движения / Я. Т. Киницкий // Изв. вузов. Машиностроение. № 7, 1989. – С. 59–64.
33. Киницкий Я. Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Я. Т. Киницкий. – К.: Вища шк., 1990. – С. 232.
34. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: підручник [для студ. вищ. навч. закл.] / Я. Т. Кіницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
35. Кіницький Я.Т. Аналітичні методи аналізу та синтезу механізмів : навч.-метод. посібник [для студ. вищ. навч. закл.] / Я. Т.Кіницький, В.О. Харжевський. – Хмельницький: ХНУ, 2006. – 88 с.
36. Кіницький Я.Т. Моделювання роботи кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки / Семенюк М.Ф., Мазур М.П., Підгайчук Я.О. // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах, №1, 2009. – С.33-38.
36. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин : учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / С. Н. Кожевников. – М.: Машиностроение, 1973. – 591 с.
37. Кожевников С. Н. Механизмы: справочник / С. Н. Кожевников, Я. И. Есипенко, Я. М. Раскин. – М.: Машиностроение, 1976. – 784 с.
38. Колчин Н. И. Теория механизмов и машин : учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / Н. И. Колчин, М. С. Мовнин. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 616 с.
39. Костогриз С. Г. Кінематичний синтез кулачкового механізму з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки / С. Г. Костогриз, Я. О. Підгайчук // Вісник Хмельницького нац. у-ту, т.2, техн. науки, № 3, 2007. – С. 44–49.
40. Костогриз С. Г. Кінематичний синтез неповноцівкового кулачкового механізму з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки / С. Г. Костогриз, Я. О. Підгайчук // Вісник Хмельницького нац. у-ту, техн. науки, № 3, 2008. – С.13-17.
41. Крайнев А. Ф. Словарь-справочник по механизмам / А. Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.
42. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учеб. пособие [для студ. высш. учеб. зав.] / Под ред. А. С. Коренько. – К.: Вища шк., 1970. – 332 с.
43. Кутуков А. А. О явлениях удара в мальтийских механизмах / А. А. Кутуков // Труды Новочеркасского политехн. ин-та им. С. Орджоникидзе, 1955, т. 26(40). – С. 402–412.
44. Кухаренко П. Г. Мальтийские механизмы для снижения инерционных нагрузок в автоматах с приводом прерывистого движения / П. Г. Кухаренко // Машиностроение, № 4, 1965. – С. 32-45.

45. Кухаренко П. Г. Исследование мальтийских механизмов с криволинейными пазами / П. Г. Кухаренко // Теория машин и механизмов, вып. 107–108. – М. : Наука, 1965. – С. 90–108.
46. Кухаренко П. Г. К синтезу мальтийских механизмов с криволинейными пазами / П. Г. Кухаренко // Сб. «Анализ и синтез механизмов». – М. : Машиностроение, 1966. – С. 107–127.
47. Кухаренко П. Г. Исследование истинной динамики быстроходных мальтийских механизмов / П. Г. Кухаренко, Е. Г. Нахапетян // Теория механизмов и машин, вып. 17, 1974. – С. 24–31.
48. Левитский Н. И. Кулачковые механизмы / Н. И. Левитский. – М. : Машиностроение, 1964. – 287 с.
49. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин: учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / Н. И. Левитский. – М. : Наука, 1979. – 576 с.
50. Литвин Ф. Л. Проектирование механизмов и деталей приборов / Литвин Ф. Л. – Л.: Машиностроение, 1973. – 696 с.
51. Марков В. Г. Проектирование безударных мальтийских механизмов / В. Г. Марков, К. Е. Солопова, В. А. Евланов // Изв. вузов. Машиностроение, № 6, 1975. – С. 70–73.
52. Марков А. С. Динамический синтез механизмов периодического поворота станка-автомата / А. С. Марков, Э. И. Шехвиц // Синтез, кинематика и динамика механизмов. – М. : науч. труды ВЗМИ, т. 17, 1974. – С. 160–173.
53. Марнаутов Г. Е. Некоторые вопросы исследования механизмов одностороннего прерывистого действия / Г. Е. Марнаутов, В. И. Сергеев // Сб. «Механика машин», вып. 11 – 12. – М. : Наука, 1967. – С. 41–45.
54. Матвеев К. К. Кулачковые поворотные механизмы / К. К. Матвеев // Станки и инструменты, 1960, № 12. – С. 21–22.
55. Матиясевич В. М. Исследование динамики системы с мальтийским механизмом / В. М. Матиясевич // Теория механизмов и машин, вып. 37, 1984. – С. 43–46.
56. Металлорежущие станки: учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / Н. С. Ачеркан, А. А. Гаврюшин, В. В. Ермаков и др.; под ред. Н. С. Ачеркана – М. : Машиностроение, 1965. Т. 1 – 764 с., Т. 2 – 628 с.
57. Металлорежущие станки: учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / Н. С. Колев и др. – М. : Машиностроение, 1980. – 500 с.
58. Металлорежущие станки: учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / Под ред. В. Э. Пруша – М. : Машиностроение, 1985. – 574 с.
59. Мещеряков А. М. Исследование профилей зубцов цевочного зацепления во взаимосвязи с углами давления / А. М. Мещеряков, В. А. Пименов // Синтез, кинематика и динамика механизмов. – М. : науч. труды ВЗМИ, т. 17, 1974. – С. 100–109.

60. Мохнатюк А. И. Синтез кулачковых механизмов на ЕОМ : навч. посібник [для студ. вищ. навч. закл.] / А. И. Мохнатюк. – К. : НКМ ВО. 1999. – 188 с.
61. Надеждин И. В. Проектирование безударных мальтийских механизмов аналитическим методом / И. В. Надеждин // Изв. вузов. Машиностроение, № 1, 1981. – С. 44-49.
62. Надеждин И. В. К проектированию и исследованию мальтийских механизмов с приводом от шарнирного четырехзвенника / И. В. Надеждин // Теория механизмов и машин», вып. 38, 1985. – С. 80-86.
63. Надеждин И. В. Проектирование и исследованию мальтийских механизмов с цепным приводом / И. В. Надеждин, В. М. Абрамов // Теория механизмов и машин», вып. 40, 1986. – С. 98-104.
64. Нахапетян Е. Г. Исследование динамики правильных мальтийских механизмов машин-автоматов / Е. Г. Нахапетян // Труды семинара по теории механизмов и машин, 1953, т. 14, вып. 53.
65. Нахапетян Е. Г. Экспериментальное исследование динамики мальтийских механизмов станков-автоматов / Е. Г. Нахапетян // Вопросы машиностроения, 1955, № 38.
66. Нахапетян Е. Г. Динамика и характер износа мальтийских механизмов / Е. Г. Нахапетян // Автоматизация машиностроительных процессов, т. 2, М.: изд. АН СССР, 1959. – С. 210-221.
67. Нахапетян Е. Г. К вопросу о выборе типа мальтийского механизма / Е. Г. Нахапетян // Труды второго всесоюзного совещания по основным проблемам теории машин и механизмов. Динамика машин». – М. : Машгиз, 1960. – С. 152-156.
68. Нахапетян Е. Г. Выбор рациональных параметров и расчет мальтийских механизмов машин-автоматов / Е. Г. Нахапетян // Новые методы расчета и конструирования машин, вып. 4, М. : ЦИТЭИ, 1960. – 43 с.
69. Нахапетян Е. Г. К вопросу о выборе типа привода транспортных устройств многопозиционных автоматов / Е. Г. Нахапетян // Теория машин-автоматов и гидро-пневмопривода : труды третьего совещания по основным проблемам теории машин и механизмов, М. : Машгиз, 1963. – С. 207-222.
70. Нахапетян Е. Г. Экспериментальное исследование динамики мальтийских механизмов с криволинейными пазами / Е. Г. Нахапетян, П. Г. Кухаренко, О. Н. Клебанова // Механика машин, 1966, вып. 1-2. – С. 138-153.
71. Нахапетян Е. Г. Исследование тяжело нагруженных поворотных устройств с мальтийскими механизмами внешнего и внутреннего зацепления / Е. Г. Нахапетян, О. Н. Клебанова // Теория машин и механизмов, 1963, вып. 107-108. – С. 25-29.
72. Нахапетян Е. Г. К вопросу применения теории подобия и моделирования при сравнении динамических параметров механизмов

периодического действия / Е. Г. Нахапетян, Е. И. Шехвиц, Ф. М. Шлыков // Динамика машин. М., 1966. – С. 150-166.

73. Нахапетян Е. Г. Сравнительные характеристики быстроходных механизмов одностороннего прерывистого движения современных машин-автоматов / Нахапетян Е. Г. // Механика машин 1967, вып 11 –12. – С. 17–23.

74. Нахапетян Е. Г. Выбор оптимальных параметров поворотных устройств многопозиционных автоматов / Е. Г. Нахапетян // Автоматизация привода и управления машин. М., 1967. – С. 172–181.

75. Нахапетян Е. Г. О целесообразной области применения мальтийских механизмов с криволинейным пазом / Е. Г. Нахапетян, П. Г. Кухаренко, О. Н. Клебанова // Анализ и синтез механизмов. – М. : Машиностроение, 1969. – С. 256–268.

76. Орликов М. Л. Возможности уменьшения динамических нагрузок при повороте шпиндельных барабанов токарных автоматов и полуавтоматов / М. Л. Орликов // Известия Киевского политехнического института: сб. трудов по машиностроению, т. XXIV., Киев : КПИ, 1957. – С. 191–201.

77. Орликов М. Л. Способы предотвращения ударов при периодическом повороте узлов // М. Л. Орликов, И. Н. Козак // Станки и инструмент, 1975, № 12. – С. 1–4.

78. Павленко Н. И. Кинематика двухкратных мальтийских механизмов. / Н. И. Павленко // Изв. вуз. «Машиностроение», № 8. Изд. МВТУ, 1964.

79. Пасіка В.Р. Визначення кутів тиску і радіусів кривини в кулачкових механізмах методами аналітичної геометрії / В.Р. Пасіка // Наук. записки УАД. – 2004. – Вип. №7. – С. 8-12.

80. Пасіка В.Р. Моделювання руху комбінованих мальтійських механізмів з додатковим вистоем хреста / В.Р. Пасіка, Р.С. // Наук. записки УАД. – 2007. – Вип. 1(11). – С. 8-14.

81. Пасіка В.Р. Регулювання часу повороту хреста в комбінованих мальтійських механізмах / В.Р. Пасіка, Р.С. // Матеріали міжн. наук.-техн. конф. [Надежность и долговечность механизмов, элементов конструкций и биомеханических систем], (Севастополь, 5-8 вересня 2005 р.) / М-во освіти і науки України. – Севастополь: СНТУ. – 2005. – С. 80-88.

82. Пасіка В.Р. Синтез комбінованих мальтійських механізмах з коромислових штовхачем / В.Р. Пасіка // Наук. вісник // Збірник наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ. – 2005. – Вип. 15.6 – . 141-145.

83. Пасіка В.Р. Синтез комбінованих мальтійських механізмах з метою збільшення часу роботи і забезпечення заданого закону руху хреста / В.Р. Пасіка // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. –2007. – №12(118). – С, 177-186.

84. Пасіка В.Р. Синтез комбінованих мальтійських механізмах зі змінними довжиною і частотою обертання водила / В.Р. Пасіка // Поліграфія і видавнича справа. – 2007. – №1(45). – С. 129-146.

85. Пасіка В.Р. Синтез комбінованих мальтійських механізмах з пружним валом за заданим законом веденої маси / В.Р. Пасіка // Вісник нац. техн. ун-ту «Харківський політехн. ін-т», № 29, 2007. – С. 95–108.

86. Парницкий Ю. О. Расчет и конструирование точных механизмов: учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / Ю. О. Парницкий– 2-е изд., доп. и переработ. – Л. : Машиностроение, 1976. – 456 с.

87. Первицкий Ю. Д. Приводы с мальтийскими приводами / Ю. Д. Первицкий, Д. М. Черныш– Л. : ЛЭТИ, 1971. – 84 с.

88. Пат. № 83852 Україна. Мальтійський механізм зі збільшеним часом повороту хреста і спосіб приведення в рух хреста мальтійського механізму / Поллодов О.М., Пасіка В.Р., Маца Р.С., Кузик Н.Б.; заявник і патентовласник Українська академія друкарства – № а 2006 01759; заявл. 20.02.2008; опубл. 26.08.2008, Бюл. № 16. – 4 с. : іл.

89. Пат. № 29706 Україна, МПК (2006) кл. F 16 H 25/00. Кулачковий механізм переривчастого обертового руху веденої ланки / С.Г. Костогриз, Я.О. Підгайчук; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т – № u 2007 10330; заявл. 17.09.2007; опубл. 25.01.2008, Бюл. № 2. – 4 с. : іл.

90. Пат. № 29707 Україна, МПК (2006) кл. F 16 H 25/00. Кулачково-цівковий механізм переривчастого обертового руху веденої ланки / Я.О. Підгайчук; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т – № u 2007 10331; заявл. 17.09.2007; опубл. 25.01.2008, Бюл. № 2. – 4 с. : іл.

91. Пат. № 36064 Україна, МПК (2006) кл. F 16 H 25/00. Неповноцівковий механізм переривчастого обертового руху веденої ланки / С. Г. Костогриз, Я. О. Підгайчук; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т – № u 2008 06516; заявл. 14.05.2008; опубл. 10.10.2008, Бюл. № 19. – 4 с. : іл.

92. Пат. України, МПК (2009) кл. F 16 H 25/00. Кулачково-цівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху веденої ланки / Я. О. Підгайчук; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т – № u 2008 11685; заявл. 06.10.2008; позит. рішення – 09.07. 2009.

93. Пат. № 43002 Україна, МПК (2009) кл. F 16 H 25/00. Кулачковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху веденої ланки / С. Г. Костогриз, Я.О. Підгайчук; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т – № u 2009 02627; заявл. 23.03.2009; опубл. 27.07.2009, Бюл. № 14. – 4 с. : іл.

94. Пат. № 43618 Україна, МПК (2009) кл. F 16 H 25/00. Неповноцівковий механізм з внутрішнім зачепленням для переривчастого обертового руху веденої ланки / С.Г. Костогриз, Я. О. Підгайчук; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т – № u 2009 02628; заявл. 23.03.2009; опубл. 25.08.2009, Бюл. № 16. – 4 с. : іл.

95. Пименов В. А. О подрезе профилей зубцов в цевочном центроидном зацеплении / В. А. Пименов, А. М. Мещеряков // Сб. науч. трудов «Проектирование зубчатых механизмов». М. : ГОСНИТИ, 1971. – С. 99–106.

96. Підгайчук Я. О. Кінематичний синтез кулачково-цівкового механізму з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки / Я. О. Підгайчук // Вісник Хмельницького нац. ун-ту, техн. науки, № 3, 2007. – С. 13–17.

97. Підгайчук Я. О. Динамічний синтез кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки / Я. О. Підгайчук // Вісник Нац. техн. ун-ту «Харківський політехн. ін-т», № 42, 2008. – С. 119–132.

98. Підгайчук Я. О. Кулачково-цівкові механізми з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки / Я. О. Підгайчук // Тези VI міжн. конф. молодих наук. [«Інформатика та механіка»], (Кам'янець-Подільський, 6-8 травня 2008 р.) / М-во освіти і науки України. – Хмельницький : ХНУ. – 2008. – С. 55.

99. Підгайчук Я. О. Неповноцівковий кулачковий механізм переривчастого обертового руху вихідної ланки / Я. О. Підгайчук // Тези 1-ої міжн. наук.-техн. конф. [«Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій»], (Львів, 22-24 жовтня 2008 р.) / М-во освіти і науки України. – Львів : НУ «Львівська політехніка». – 2008. – С. 176.

100. Підгайчук Я.О. Класифікація спарених кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки / Я. О. Підгайчук // Праці 9-го міжн. симпозиуму українських інж.-механіків у Львові, (Львів, 20-22 травня 2009 р.) / М-во освіти і науки України. – Львів: НУ «Львівська політехніка». – 2009. – С. 176-178.

101. Підгайчук Я.О. Разработка и синтез кулачково-цевочных механизмов прерывистого вращательного движения выходного звена / Автореферат ... канд. техн. наук // Хмельницький національний університет – Хмельницький, 2009, – 22 с.

101. Підгайчук Я. О. Конструкція, принцип роботи і класифікація спарених кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки/ Я. О. Підгайчук // Вісник Хмельницького нац. ун-ту, техн. науки, № 3, 2009. – С. 25–31.

102. Попов Н. Н. Расчет и проектирование кулачковых механизмов / Н. Н. Попов – М. : Машиностроение, 1980. – 214 с.

103. Розрахунок важільних і кулачкових механізмів з допомогою ПЕОМ : учеб. пособие [для студ. высш. учеб. зав.] / Ф. Й. Златопольський, Г. Б. Філімоніхін та ін. – Кіровоград : ПП «КОД», 2000. – 147 с.

104. Ротбарт А. Кулачковые механизмы / А. Ротбарт. – Л. : Судпромгиз, 1960. – 336 с.

105. Рошин Л. И. Снижение динамических нагрузок в мальтийских механизмах периодического поворота / Л. И. Рошин // Теория механизмов и машин, 1990. – Вып. 49. – С.88-93.

106. Саввин Э. А. Механизм прерывистого движения с длительными остановками / Э. А. Саввин // науч. записки Воронежского лесотехн. ин-та. Воронеж, 1963.

107. Саввин Э. А. Синтез полидинамических законов периодического движения / Э. А. Саввин // Критериальные расчеты цикловых механизмов. – Львов : Укр. полиграф. ин-т им. Ив. Федорова, 1974. – Вып. 6. – 76 с.
108. Саввин Е. О. Аналітичний метод синтезу плоских кулачкових механізмів / Е. О. Саввін // Поліграфія і видавнича справа, № 7, 1977. – С. 92-99.
109. Сперанский Н. В. Проектирование мальтийских механизмов / Н. В. Сперанский– М. : изд-во АН СССР, 1960. – 96 с.
110. Справочник конструктора точного приборостроения / Г. А. Веркович, Е. Н. Головенкин, В. А. Голубков и др.; под. общ. ред. К. Н. Явлинского, Б.П. Тимофеева. – Л. : Машиностроение, 1989. – 792 с.
111. Стельмашук С. Г. Механіка неповнозубих коліс із зовнішнім кулачковим вмиканням / С. Г. Стельмашук // Поліграфія і видавнича справа, 1966, № 2. – С. 115–120.
112. Стельмашук С. Г. Питання синтезу особливих механізмів неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням / С. Г. Стельмашук // Поліграфія і видавнича справа, 1968, № 4. –С. 113–124.
113. Теория механизмов и машин : учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / Под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.
114. Тимофеев Ю. В. Модификация мальтийских поворотных механизмов / Ю. В. Тимофеев // Станки и режущие инструменты, 1968, № 9.
115. Тир К. В. Комплексный расчет кулачковых механизмов. : учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / Тир К. В. – К. :- М. : Машгиз, 1958. – 308 с.
116. Тир К. В. Механика полиграфических машин: учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / К. В. Тир – М. : Книга, 1965. – 496 с.
117. Тір К. В. Кінематика та динаміка привода головного конвеєра блокооброблюючих агрегатів / К. В. Тір, А. С. Главацький, А. І. Петрук // Поліграфія і видавнича справа, № 5, 1970. – С. 74–80.
118. Тику Ш. Эффективная работа: SolidWorks 2004 / Ш. Тику – СПб.: Питер, 2005. – 768 с.
119. Ткаченко А. С. Проблемы увеличения быстроходности машин, содержащих мальтийские механизмы / А. С. Ткаченко, А. Г. Бондаренко // Теория механизмов и машин, вып. 17, 1974. – С. 15–23.
120. Фишин М. Е. К вопросу о синтезе мальтийских механизмов с криволинейным пазом / М. Е. Фишин, В. А. Новгородцев // Теория механизмов и машин», вып. 8, 1970. – С. 88–97.
121. Фишин М. Е. Синтез мальтийских механизмов по заданному движению креста / М. Е. Фишин // Теория механизмов и машин», вып. 10, 1971. – С. 81–89.
122. Фишин М. Е. Механизмы периодического поворота в полиграфических машинах / М. Е. Фишин – М. : Книга, 1973. – 200 с.

123. Фишин М. Е. Скачковые поворотные механизмы в полиграфическом машиностроении / М. Е. Фишин // Полиграфия и издательское дело, № 1, 1964. – С. 131–138.
124. Фишин М. Е. К расчету прочности кулачковых поворотных механизмов с учетом ударов / М. Е. Фишин // Теория механизмов и машин», вып. 14, 1973. – С. 79–87.
125. Фишин М. Е. К расчету кулачка кинематического замыкания в механизмах неполнозубых колес / М. Е. Фишин, И. И. Ефименко // Теория механизмов и машин», вып. 14, 1973. – С. 87–90.
126. Фишин М. Е. Вопросы синтеза комбинированных мальтийских механизмов / М. Е. Фишин, А. У. Хош // Поліграфія і видавничя справа, вип. 10, 1975. – С. 156–163.
127. Фишин М. Е. О влиянии соударений на закон движения ведомого звена механизмов периодического поворота / М. Е. Фишин // Теория механизмов и машин, вып. 17, 1974. – С. 24–31.
128. Фишин М. Е. К определению ударных нагрузок в мальтийских механизмах / М. Е. Фишин // Теория механизмов и машин, вып. 20, 1976. – С. 105–110.
129. Фишин М. Е. Особенности синтеза кулачкового разгрузателя вала мальтийского механизма / Хош А. У. М. Е. Фишин // Теория механизмов и машин, вып. 20, 1976. – С. 110–113.
130. Фишин М. Е. Закон движения цепи конвейера периодического действия / М. Е. Фишин // Теория механизмов и машин, вып. 21, 1976. – С. 59–69.
131. Фишин М. Е. К уменьшению ударных нагрузок в механизмах периодического поворота / М. Е. Фишин // Теория механизмов и машин, вып. 21, 1976. – С. 80–82.
132. Фишин М. Е. Анализ обобщенной кинематической модели плоских мальтийских механизмов / М. Е. Фишин // Теория механизмов и машин, вып. 27, 1979. – С. 114–119.
133. Фишин М. Е. Расчет механизмов транспортно-подающих систем полиграфических машин – М. : Книга, 1979. – 256 с.
134. Фишин М. Е. Синтез оптимальных разгружающих устройств к механизмам периодического поворота / М. Е. Фишин // Теория механизмов и машин, вып. 30, 1981. – С. 62–71.
135. Фишин М. Е. Проектирование механизмов периодического поворота с оптимальными размерами / М. Е. Фишин // Теория механизмов и машин, вып. 30, 1981. – С. 53–62.
136. Фишин М. Е. К вопросу оптимизации движения креста мальтийских / М. Е. Фишин // Теория механизмов и машин, вып. 31, 1981. – С. 78–83.
137. Фольмер И. К расчету звездчато-зубчатых шаговых механизмов / И. Фольмер // Анализ и синтез механизмов. – М. : Машиностроение, 1969. – С. 269–277.

138. Хендре Э. М. Зубчатые шаговые механизмы, работающие без жестких ударов / Э. М. Хендре // Труды Таллинского политехн. ин-та, 1969, вып. VI, серия А, № 281. – С. 43–58.
139. Хендре Э. М. О цикловых характеристиках зубчатых шаговых механизмов / Э. М. Хендре // Известия вузов Приборостроение, № 12, 1970. – С. 99–102.
140. Чернов Н. Н. Металлорежущие станки: учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / Н. Н. Чернов. – М. : Машиностроение, 1988. – 416 с.
141. Шехвиц Э. Я. Исследование движения поворотного механизма многошпиндельного автомата / Э. И. Шехвиц // Исследование в области металлорежущих станков. – М. : 1955.
142. Шехвиц Э. И. Исследование механизмов периодического поворота столов и барабанов в машинах-автоматах. Автоматизация машиностроительных процес сов / Э. И. Шехвиц // Привод и управление рабочими машинами, т. II, М.: изд. АН СССР, 1959. – С. 222–252.
143. Шехвиц Э. И. Системы управления и привода механизмов периодических перемещений в машинах-автоматах / Э. И. Шехвиц // Труды второго всесоюзного совещания по основным проблемам теории машин и механизмов. Теория автоматического действия. М., 1960.
144. Шехвиц Э. И. Динамическое исследование механизмов периодического поворота многопозиционных машин-автоматов гидропневмопривода / Э. И. Шехвиц // Труды третьего совещания по основным проблемам теории и механизмов. М. : 1963. – С. 246–263.
145. Юдин В. А. Теория механизмов и машин : учебник [для студ. высш. учеб. зав.] / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – М. : Высш. шк., 1977. – 527 с.
146. Dijkman E. A. Jerk-free Geneva wheel driving / E. A. Dijkman // Mechanisms, 1966, 1, p. 235-283.
147. Lichtwitz O. Getriebe fiir aussetzende Bewegung / O. Lichtwitz // Springer-Verlag, Berlin, 1953.
148. Lichtwitz O. Mechanisms for Intermittent Motion / O. Lichtwitz // «Machine Design», 1951, 12.
149. Norton R. Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines / R. Norton. – 2nd ed., Massachusetts: McGraw Hill Inc., 2001 – 815 p.
150. Parmley R.O. Machine Devices and Components: Illustrated Sourcebook / R.O. Parmley. – McGraw – Hill, 2005. – 1016 p.
151. Sclater N. Mechanisms and mechanical devices sourcebook / N. Sclater, N. Chironis. – McGraw-Hill, 2001. – 487 p.
152. Vandeman J. E. Modifying Star Wheel Mechanism to Improve Higt-Speed properties and Provide Versatile Operation / J. E. Vandeman, J. R. Wood // «Machine Design» 25(1953), 4.
153. Vinogradov O. Fundamentals of kinematics and dynamic of machines

and mechanisms / O. Vinogradov // CRC Press, 2000. – 290 p.

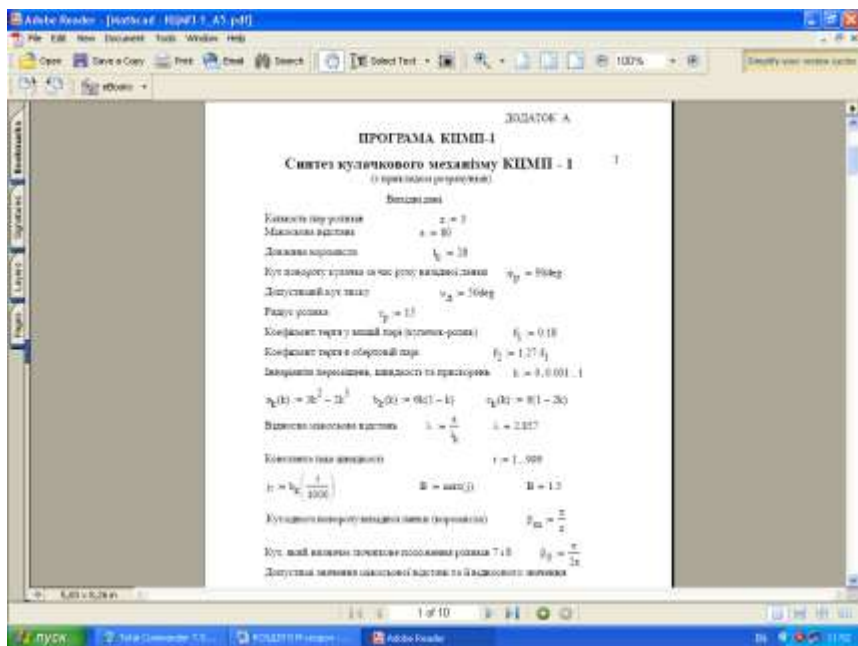
154. Volmer J. Berechnungsunterlagen für Sternrad-Schaltgetriebe / J. Volmer // «Industrie-blatt», 1964, Nr. 5

155. Volmer J. Sternradgetriebe für ungleichmässige Drehbewegung ohne Still-stande / J. Volmer // Wiss: «Zeitschrift der TU Dresden», 15, 1966.

156. Volmer J. Sternrad-Schrittgetriebe mit geradliniger Sternkurve / J. Volmer // «Maschinehmark», 72, 1966.

157. Volmer J. Zur Berechnung von Sternrad-Schrittgetrieben / J. Volmer // «Industrie-Anzeiger», 1968, Nr. 25. – p. 19–21.

ДОДАТКИ



ПРОГРАМА КЦМП-1

Синтез кулачкового механізму КЦМП - 1

1

(з прикладом розрахунків)

Вихідні дані

Кількість пар роликів	$z := 3$	
Міжосьова відстань	$a := 80$	
Довжина коромисла	$l_k := 28$	
Кут повороту кулачка за час руху вихідної ланки	$\varphi_p := 90\text{deg}$	
Допустимий кут тиску	$\nu_d := 50\text{deg}$	
Радіус ролика	$r_p := 15$	
Коефіцієнт тертя у вищій парі (кулачок-ролик)	$f_1 := 0.18$	
Коефіцієнт тертя в обертовій парі	$f_2 := 1.27 \cdot f_1$	
Інваріанти переміщень, швидкості та прискорень	$k := 0, 0.001 \dots 1$	
$a_k(k) := 3k^2 - 2k^3$	$b_k(k) := 6k(1 - k)$	$c_k(k) := 6(1 - 2k)$
Відносна міжосьова відстань	$\lambda := \frac{a}{l_k}$	$\lambda = 2.857$
Константа піка швидкості	$t := 1..999$	
$j_t := b_k \left(\frac{t}{1000} \right)$	$B := \max(j)$	$B = 1.5$
Кутоного повороту вихідної ланки (коромисла)	$\beta_m := \frac{\pi}{z}$	
Кут, який визначає початкове положення роликів 7 і 8	$\beta_0 := \frac{\pi}{2z}$	
Допустимі значення міжосьової відстані та її відносного значення		
$\kappa := \frac{\pi}{2} - \beta_0 - \nu_d$	$a_{\max} := \frac{l_k \cdot \sin(\beta_0 + \kappa)}{\sin(\kappa)}$	$a_{\max} = 103.647$

$$\lambda_{\max} := \frac{a_{\max}}{l_k} \quad \lambda_{\max} = 3.702$$

2

$$\lambda_{\min} := 1 + \frac{\pi \cdot B}{z \cdot \varphi_p} \quad \lambda_{\min} = 2$$

$$a_{\min} := \lambda_{\min} \cdot l_k \quad a_{\min} = 56$$

Мінімальні радіуси кулачків

$$R_0 := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2a \cdot l_k \cdot \cos(\beta_0)} \quad R_{\min} := a - l_k \quad r_0 := R_0 - r_p$$

Кут, який визначає положення початкової лінії кулачків (O_1A_{10} і O_2A_{20})

$$\delta_0 := \arccos\left(\frac{R_0^2 + a^2 - l_k^2}{2 \cdot R_0 \cdot a}\right)$$

Початкове положення ролика 7' (O_1A_{30})

$$R_{30} := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(2\beta_m - \beta_0)}$$

$$\text{Кут повороту кулачка} \quad \varphi := 0, \frac{\pi}{360} \dots 2\pi \quad \varphi(k) := \varphi_p \cdot k$$

Кутові переміщення та аналоги кутових швидкостей і прискорень вихідної ланки

$$\beta(k) := a_k(k) \cdot \beta_m \quad \beta_v(k) := \beta_m \cdot \frac{b_k(k)}{\varphi_p} \quad \beta_a(k) := \frac{d}{d\varphi} \beta_v(k)$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці А, який викреслює центр ролика 7

$$R_1(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\beta_0 + \beta(k))}$$

Визначення кутової координати

$$\gamma(k) := \arccos\left(\frac{R_1(k)^2 + a^2 - l_k^2}{2 R_1(k) \cdot a}\right) \quad \delta_1(k) := \varphi(k) + \delta_0 - \gamma(k)$$

Кут тиску на ділянці А профілю кулачка

$$\nu_1(k) := \frac{180}{\pi} \operatorname{atan} \left(\frac{-\beta_v(k) \cdot l_k + a \cdot \cos(\beta_0 + \beta(k)) - l_k}{a \cdot \sin(\beta_0 + \beta(k))} \right)$$

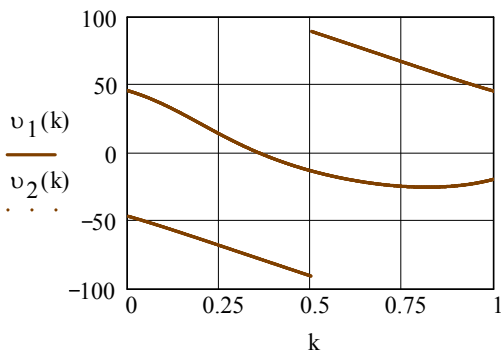
Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці Б,
який викреслює ролик 8 ($A_{13}=A_{10}A_{30}$)

$$R_2(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\beta_0 - \beta(k))}$$

Кут тиску на ділянці Б профілю кулачка

$$\nu_2(k) := \frac{180}{\pi} \cdot \operatorname{atan} \left[\frac{[-\beta_v(k) \cdot l_k - (a \cdot \cos(\beta_0 - \beta(k)) - l_k)]}{a \cdot \sin(\beta_0 - \beta(k))} \right]$$

Діаграми кутів тиску



Визначення кутової координати ($A_{12}=A_{10}A_{20}$)

$$A_{12} := 2R_0 \cdot \sin(\delta_0) \quad r(k) := \frac{R_1(k)^2 + R_2(k)^2 - A_{12}^2}{2R_1(k) \cdot R_2(k)}$$

$$\chi_2(k) := \operatorname{acos} \left(\frac{R_1(k)^2 + R_2(k)^2 - A_{12}^2}{2R_1(k) \cdot R_2(k)} \right) \quad \delta_2(k) := \delta_1(k) + \chi_2(k)$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці В,
який викреслює ролик 7'

$$A_{13} := l_k \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos(2\beta_m))}$$

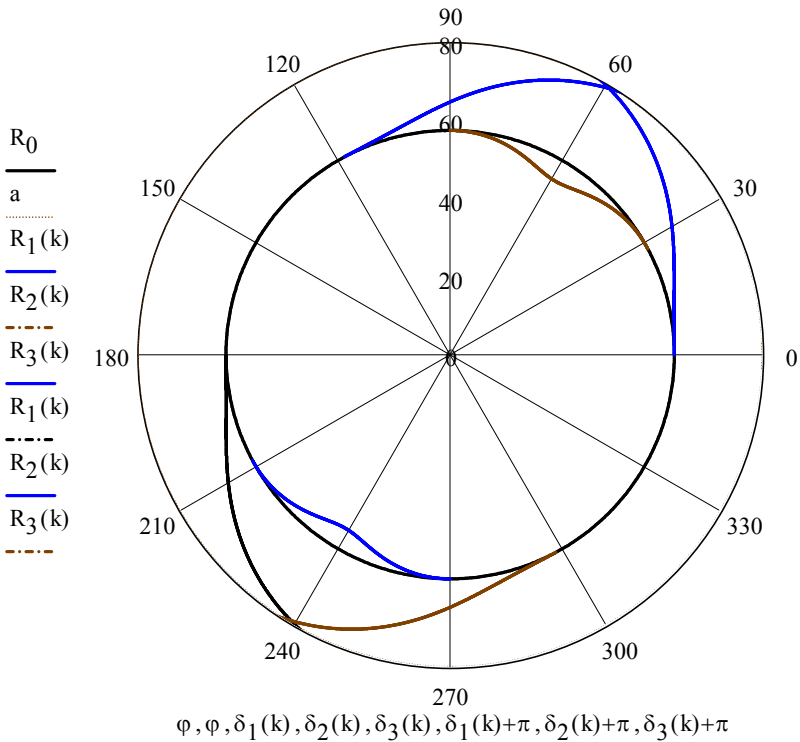
$$R_3(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos[(2\beta_m - \beta_0) - \beta(k)]}$$

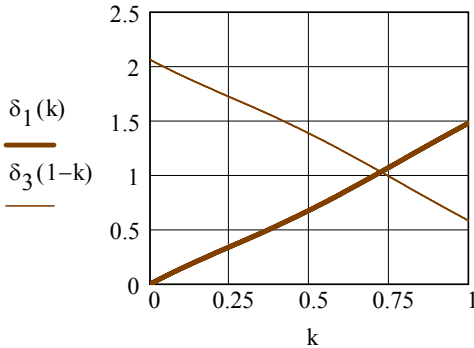
Визначення кутової координати

$$\chi_3(k) := \arccos \left[\frac{(R_1(k)^2 + R_3(k)^2 - A_{13}^2)}{2 \cdot R_1(k) \cdot R_3(k)} \right] \quad \delta_3(k) := \delta_1(k) + \chi_3(k)$$

Побудова теоретичного профілю кулачків

$$\varphi := 0, \frac{\pi}{360} \dots 2\pi$$





Визначення відносного часу k_m , при якому рух передається другому кулачку

$$t := 11 \quad \delta_1(t) - \delta_3(1-t) = 0 \quad t := \text{Find}(t) \quad t = 0.725 \quad k_m := t$$

Максимальні значення кутів тиску

$$v_1(0.0001) = 45.896 \quad v_2(t) = 69.739$$

Максимальний радіус кулачків $R_1(t) = 79.488$

Перевірка умови самоперетину профілю Б $(\rho(k) \geq 0)$

$$x(k) := R_2(k) \cdot \cos(\delta_2(k)) \quad y(k) := R_2(k) \cdot \sin(\delta_2(k)) \quad x_v(k) := \frac{d}{dk} x(k)$$

$$y_v(k) := \frac{d}{dk} y(k) \quad x_a(k) := \frac{d^2}{dk^2} x(k) \quad y_a(k) := \frac{d^2}{dk^2} y(k)$$

$$\rho(k) := \frac{-\left(x_v(k)^2 + y_v(k)^2\right)^{\frac{3}{2}}}{x_v(k) \cdot y_a(k) - y_v(k) \cdot x_a(k)} \quad \rho(0.4999) = 18$$

Практичний профіль кулачків

$$\text{Профіль } a \quad r_{1x}(k) := R_1(k) \cdot \cos(\delta_1(k)) \quad r_{1y}(k) := R_1(k) \cdot \sin(\delta_1(k))$$

$$z_1(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk}r_{1x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk}r_{1y}(k)\right)^2}$$

$$x_1(k) := r_{1x}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk}r_{1y}(k)}{z_1(k)} \quad y_1(k) := r_{1y}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk}r_{1x}(k)}{z_1(k)}$$

$$r_1(k) := \sqrt{(x_1(k))^2 + (y_1(k))^2} \quad \alpha_1(k) := \text{atan2}(x_1(k), y_1(k))$$

Профіль δ $r_x(k) := R_2(k) \cdot \cos(\delta_2(k))$ $r_y(k) := R_2(k) \cdot \sin(\delta_2(k))$

$$z(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk}r_x(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk}r_y(k)\right)^2}$$

$$x(k) := r_x(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk}r_y(k)}{z(k)} \quad y(k) := r_y(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk}r_x(k)}{z(k)}$$

$$r_2(k) := \sqrt{(x(k))^2 + (y(k))^2} \quad \alpha_2(k) := \text{atan2}(x(k), y(k))$$

Профіль ϑ $a_x(k) := R_3(k) \cdot \cos(\delta_3(k))$ $a_y(k) := R_3(k) \cdot \sin(\delta_3(k))$

$$b(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk}a_x(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk}a_y(k)\right)^2} \quad c(k) := a_x(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk}a_y(k)}{b(k)}$$

$$e(k) := a_y(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk}a_x(k)}{b(k)} \quad r_3(k) := \sqrt{(c(k))^2 + (e(k))^2}$$

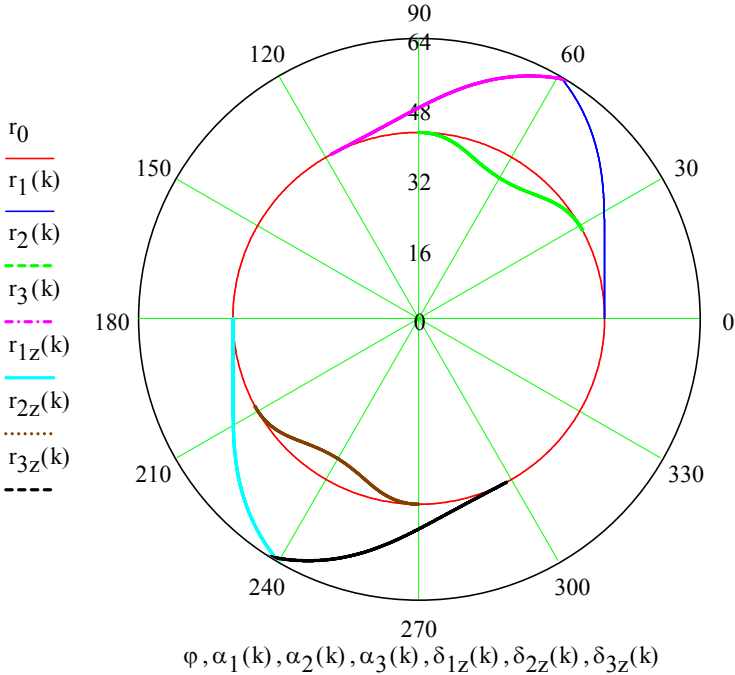
$$\alpha_3(k) := \text{atan2}(c(k), e(k))$$

Параметри профілів a' , δ' , ϑ'

$$r_{1z}(k) := r_1(k) \quad r_{2z}(k) := r_2(k) \quad r_{3z}(k) := r_3(k)$$

$$\delta_{1Z}(k) := \alpha_1(k) + \pi \quad \delta_{2Z}(k) := \alpha_2(k) + \pi \quad \delta_{3Z}(k) := \alpha_3(k) + \pi$$

Побудова практичного профілю кулачків



Коефіцієнт корисної дії механізму ККД першої кулачкової пари

$$x_A(k) := R_1(k) \cdot \cos(\delta_1(k)) \quad y_A(k) := R_1(k) \cdot \sin(\delta_1(k))$$

$$\varphi(k) := \varphi_p \cdot k \quad x_O(k) := a \cdot \cos(\varphi(k)) \quad y_O(k) := a \cdot \sin(\varphi(k))$$

$$\alpha(k) := \text{atan2}[(x_A(k) - x_O(k)), (y_A(k) - y_O(k))]$$

$$\alpha_1(k) := \frac{\pi}{2} - \alpha(k) + \delta_1(k) - \frac{\pi}{180} \cdot v_1(k)$$

$$\eta_1(k) := \frac{\left[1 - f_1 \cdot f_2 - (f_1 + f_2) \cdot \tan\left(\frac{\pi}{180} \cdot v_1(k)\right) \right]}{1 + f_1 \cdot \cot(\alpha_1(k))}$$

ККД другої кулачкової пари:

a – результуюча сил, що діють на цівкове колесо, направлена проти його руху

$$x_A(k) := R_2(k) \cdot \cos(\delta_2(k)) \quad y_A(k) := R_2(k) \cdot \sin(\delta_2(k))$$

$$x_O(k) := a \cdot \cos(\varphi(k)) \quad y_O(k) := a \cdot \sin(\varphi(k))$$

$$\alpha(k) := \operatorname{atan2}\left[(x_A(k) - x_O(k)), (y_A(k) - y_O(k))\right]$$

$$\alpha_2(k) := \frac{\pi}{2} - \alpha(k) + \delta_2(k) - \frac{\pi}{180} \cdot v_2(k)$$

$$\eta_2(k) := \frac{\left[\left[1 - f_1 \cdot f_2 - (f_1 + f_2) \right] \cdot \tan\left(\frac{\pi}{180} \cdot v_2(k)\right) \right]}{1 + f_1 \cdot \cot(\alpha_2(1 - k))}$$

b – результуюча сил, що діють на цівкове колесо, направлена у напрямі його руху

$$\eta_3(k) := \frac{\left(1 + f_1 \cdot \cot(\alpha_2(k)) \right)}{\left[\left[(1 - f_1 \cdot f_2) - (f_1 + f_2) \right] \cdot \tan\left(\frac{\pi}{180} \cdot v_2(k)\right) \right]}$$

Миттєвий ККД механізму, коли результуюча сил, що діють на цівкове колесо направлена проти його руху

$$\eta(k) := \begin{cases} R \leftarrow \eta_1(k) & \text{if } 0 \leq k \leq t \\ R \leftarrow \eta_2(k) & \text{if } t \leq k \leq 1 \end{cases}$$

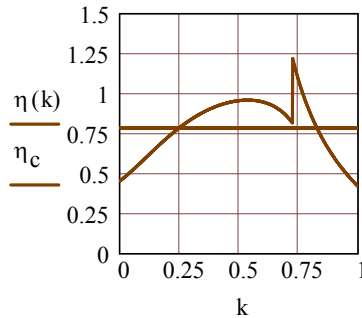
Середній ККД механізму за один період руху вихідної ланки

9

$$\eta_c := \left| \begin{array}{l} \text{sum} \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..100 \\ \quad \text{sum} \leftarrow \text{sum} + \eta\left(\frac{i}{100}\right) \\ \text{ser} \leftarrow \frac{\text{sum}}{100} \end{array} \right.$$

$$\eta_c = 0.786$$

Діаграма миттєвих ККД механізму, коли результуюча сил, що діють на цівкове колесо направлена проти його руху



ККД механізму, коли результуюча сил, що діють на цівкове колесо з боку другого кулачка, направлена за його рухом

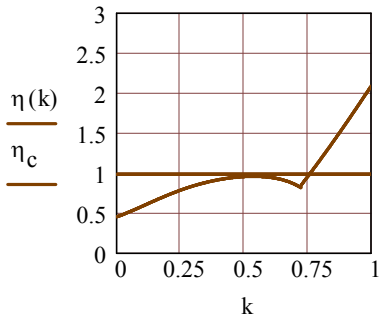
$$\eta(k) := \left| \begin{array}{l} R \leftarrow \eta_1(k) \text{ if } 0 \leq k \leq t \\ R \leftarrow \eta_3(k) \text{ if } t \leq k \leq 1 \end{array} \right.$$

$$\eta_c := \left| \begin{array}{l} \text{sum} \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..1000 \\ \quad \text{sum} \leftarrow \text{sum} + \eta\left(\frac{i}{1000}\right) \\ \text{ser} \leftarrow \frac{\text{sum}}{1000} \end{array} \right.$$

$$\eta_c = 0.986$$

Миттєвий ККД механізму, коли результуюча сила, що діє на цівкове колесо в кінці періоду руху направлена за рухом ($k \geq k_m$)

10



ПРОГРАМА КЦМП-2

Синтез кулачково-цівкового механізму КЦМП - 2

(з прикладом розрахунків)

Вихідні дані

Кількість пар роликів	$z := 3$	
Міжосьова відстань	$a := 90$	
Довжина коромисла	$l_k := 28$	
Кут повороту кулачка за час руху вихідної ланки		$\varphi_p := 120\text{deg}$
Допустимий кут тиску	$\nu_d := 50\text{deg}$	
Радіус ролика	$r_p := 15$	
Коефіцієнт тертя у вищій парі (кулачок-ролик)		$f_1 := 0.1$
Коефіцієнт тертя в обертовій парі		$f_2 := 1.27 \cdot f_1$
Інваріанти переміщень, швидкості та прискорень		
$k := 0, 0.001 \dots 1$	$a_k(k) := k - \frac{\sin(2\pi \cdot k)}{2 \cdot \pi}$	
$b_k(k) := 1 - \cos(2\pi \cdot k)$	$c_k(k) := 2 \cdot \pi \sin(2\pi \cdot k)$	
Кут розмаху коромисла	$\beta_m := \frac{2\pi}{z}$	$\beta_m = 120\text{deg}$
Відносна міжосьова відстань	$\lambda := \frac{a}{l_k}$	$\lambda = 3.214$
Константа піка швидкості	$t := 1 \dots 999$	
$j_t := b_k \left(\frac{t}{1000} \right)$	$B := \max(j)$	$B = 2$
Кут, який визначає початкове положення роликів 7 і 8		
$\beta_0 := \frac{\pi}{2z}$	$\beta_0 = 30\text{deg}$	

Мінімальний радіус кулачка

$$R_0 := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2a \cdot l_k \cdot \cos(\beta_0)} \quad R_0 = 67.225$$

$$r_0 := R_0 - r_p \quad r_0 = 52.225$$

Кут, який визначає початкове положення кулачків

$$\delta_0 := \arccos\left(\frac{R_0^2 + a^2 - l_k^2}{2 \cdot R_0 \cdot a}\right) \quad \delta_0 = 12.02 \text{ deg}$$

Початкове положення третього ролика

$$R_{30} := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\beta_m - \beta_0)} \quad R_{30} = 94.255$$

$$\text{Кут повороту кулачка} \quad \varphi := 0, \frac{\pi}{360} \dots 2\pi \quad \varphi(k) := \varphi_p \cdot k$$

Кутові переміщення та аналоги швидкостей і прискорень коромисла

$$\beta(k) := a_k(k) \cdot \beta_m \quad \beta_v(k) := \beta_m \cdot \frac{b_k(k)}{\varphi_p} \quad \beta_a(k) := \beta_m \cdot \frac{c_k(k)}{\frac{\varphi_p}{2}}$$

Аналог швидкостей в момент знаходження ролика 8
на міжосьовій лінії

$$k_1 := 0.5 \quad \text{Given} \quad k_1 - \frac{\sin(2\pi \cdot k_1)}{2 \cdot \pi} = 0.25$$

$$i := \text{Find}(k_1) \quad i = 0.368 \quad b_k(i) = 1.674 \quad \beta_{v0} := \beta_v(i) \quad \beta_{v0} = 1.674$$

Допустимі значення міжосьової відстані та її відносного значення

$$\kappa := \frac{\pi}{2} - \beta_0 - \nu_d \quad a_{\max} := \frac{l_k \cdot \sin(\beta_0 + \kappa)}{\sin(\kappa)} \quad a_{\max} = 103.647$$

$$\lambda_{\max} := \frac{a_{\max}}{l_k} \quad \lambda_{\max} = 3.702 \quad \lambda_{\min} := 1 + \beta_v(0.5)$$

$$\lambda_{\min} = 3 \quad a_{\min} := \lambda_{\min} \cdot l_k \quad a_{\min} = 84$$

Мінімальний фазовий кут руху кулачків

$$\varphi_{pmin} := \pi \frac{B}{z \cdot \beta_v(0.5)}$$

$$\varphi_{pmin} = 60 \text{ deg}$$

3

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці А

$$R_1(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\beta_0 + \beta(k))}$$

Визначення кутової координати

$$\gamma(k) := \arccos\left(\frac{R_1(k)^2 + a^2 - l_k^2}{2 R_1(k) \cdot a}\right) \quad \delta_1(k) := \varphi(k) + \delta_0 - \gamma(k)$$

Кут тиску на ділянці А профілю кулачка

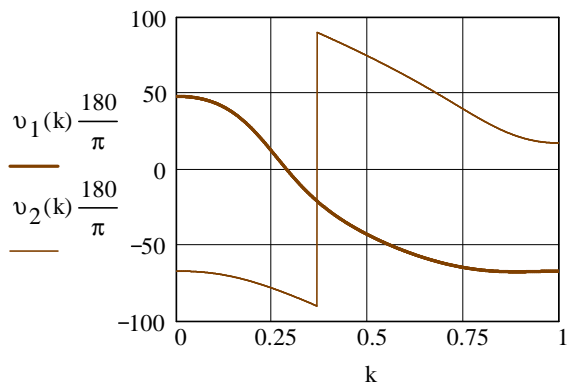
$$v_1(k) := \operatorname{atan}\left(\frac{-\beta_v(k) \cdot l_k + a \cdot \cos(\beta_0 + \beta(k)) - l_k}{a \cdot \sin(\beta_0 + \beta(k))}\right)$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці Б, який викреслює ролик 8

$$R_2(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\beta_0 - \beta(k))}$$

Кут тиску на ділянці Б профілю кулачка

$$v_2(k) := \operatorname{atan}\left(\frac{-\beta_v(k) \cdot l_k - a \cdot \cos(\beta_0 - \beta(k)) - l_k}{a \cdot \sin(\beta_0 - \beta(k))}\right)$$



Визначення кутової координати

$$A_{12} := 2R_0 \cdot \sin(\delta_0) \quad A_{12} = 28$$

$$r(k) := \frac{R_1(k)^2 + R_2(k)^2 - A_{12}^2}{2R_1(k) \cdot R_2(k)}$$

$$t := 1 \quad \text{Given} \quad \text{acos} \left(\frac{R_1(t)^2 + R_2(t)^2 - A_{12}^2}{2R_1(t) \cdot R_2(t)} \right) = 0$$

$$x_2 := \text{Find}(t) \quad x_2 = 0.561$$

$$\chi_2(k) := \begin{cases} \text{acos} \left(\frac{R_1(k)^2 + R_2(k)^2 - A_{12}^2}{2R_1(k) \cdot R_2(k)} \right) & \text{if } k < x_2 \\ -\text{acos} \left(\frac{R_1(k)^2 + R_2(k)^2 - A_{12}^2}{2R_1(k) \cdot R_2(k)} \right) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$v_0 := 90 - (\delta_0 + \beta_0) \cdot \frac{180}{\pi} \quad v_0 = 47.98$$

$$\delta_2(k) := \delta_1(k) + \chi_2(k) \quad \delta_2(1) = 114.739 \text{ deg}$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці В, який викреслює ролик 7'

$$A_{13} := l_k \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos(\beta_m))} \quad A_{13} = 48.497 \quad A_{14} := 2A_{13}$$

$$R_3(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos \left(\frac{\beta_m}{2} + \beta_0 - \beta(k) \right)}$$

Визначення кутової координати

$$h := 1 \quad \text{Given} \quad \text{acos} \left[\frac{(R_1(h)^2 + R_3(h)^2 - A_{13}^2)}{2 \cdot R_1(h) \cdot R_3(h)} \right] = 0$$

$$x_3 := \text{Find}(h)$$

$$x_3 = 0.767$$

$$\chi_3(k) := \begin{cases} \arccos \left[\frac{\left(R_1(k)^2 + R_3(k)^2 - A_{13}^2 \right)}{2 \cdot R_1(k) \cdot R_3(k)} \right] & \text{if } k < x_3 \\ -\arccos \left[\frac{\left(R_1(k)^2 + R_3(k)^2 - A_{13}^2 \right)}{2 \cdot R_1(k) \cdot R_3(k)} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\delta_3(k) := \delta_1(k) + \chi_3(k)$$

$$\beta_m - \beta_0 = 1.571$$

$$\delta_5(k) := \varphi_p - \delta_2(k) + 2\delta_0$$

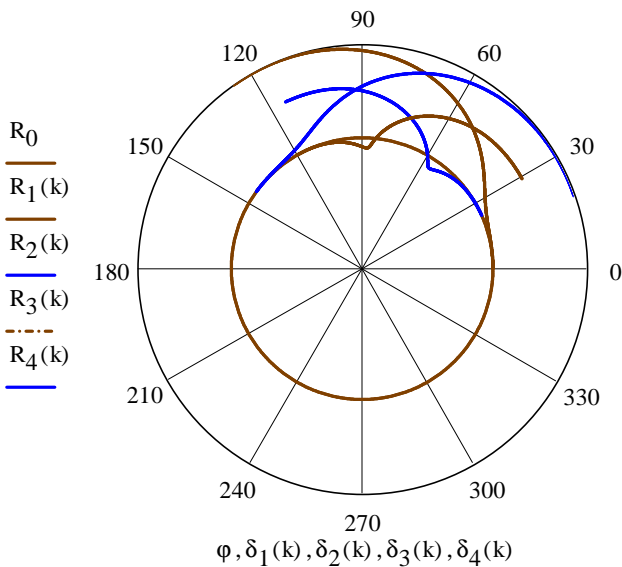
Теоретичний профіль кулачка (зворотня сторона)

$$R_4(k) := R_1(k)$$

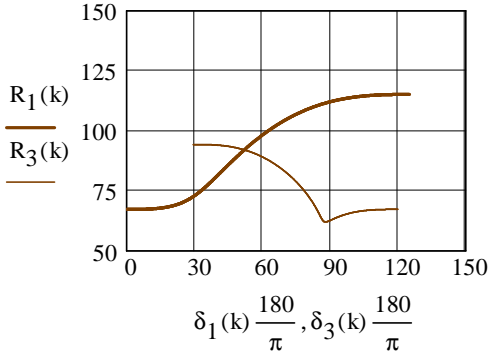
$$\delta_4(k) := \varphi_p - \delta_1(k) + 2\delta_0$$

Побудова теоретичного профілю кулачків

$$\varphi := 0, \frac{\pi}{360} .. 2\pi$$



Визначення відносного часу k_1 , при якому рух передається другому кулачку



```

k' := | Δ ← 105
      | for k1 ∈ 0, 0.01 .. 1
      |   for k3 ∈ 0, 0.01 .. 1
      |     S ←  $\frac{|R_1(k_1) - R_3(k_3)|}{|R_3(k_3)|} + \frac{|\delta_1(k_1) - \delta_3(k_3)|}{|\delta_3(k_3)|}$ 
      |     if S < Δ
      |       | Δ ← S
      |       | k' ← k1
      |       | k'' ← k3
      |     Result ← k'
  
```

$$k' = 0.48$$

$$\delta_1(k') = 51.964 \text{ deg}$$

Максимальний радіус кулачків

$$R_1(k') = 91.994$$

Максимальні значення кутів тиску

$$\nu_1(0.0001) = 47.98 \text{ deg}$$

$$\nu_1(k') = -40.374 \text{ deg}$$

$$\nu_2(k') = 76.938 \text{ deg}$$

Практичний профіль кулачків

7

Профіль a $r_{1x}(k) := R_1(k) \cdot \cos(\delta_1(k))$ $r_{1y}(k) := R_1(k) \cdot \sin(\delta_1(k))$

$$z_1(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk} r_{1x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk} r_{1y}(k)\right)^2}$$

$$x_1(k) := r_{1x}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{1y}(k)}{z_1(k)} \quad y_1(k) := r_{1y}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{1x}(k)}{z_1(k)}$$

$$r_1(k) := \sqrt{(x_1(k))^2 + (y_1(k))^2} \quad \alpha_1(k) := \text{atan2}(x_1(k), y_1(k))$$

Профіль b $r_{2x}(k) := R_2(k) \cdot \cos(\delta_2(k))$ $r_{2y}(k) := R_2(k) \cdot \sin(\delta_2(k))$

$$z_2(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk} r_{2x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk} r_{2y}(k)\right)^2}$$

$$x_2(k) := r_{2x}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{2y}(k)}{z_2(k)} \quad y_2(k) := r_{2y}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{2x}(k)}{z_2(k)}$$

$$r_2(k) := \sqrt{(x_2(k))^2 + (y_2(k))^2} \quad \alpha_2(k) := \text{atan2}(x_2(k), y_2(k))$$

Профіль c $a_x(k) := R_3(k) \cdot \cos(\delta_3(k))$ $a_y(k) := R_3(k) \cdot \sin(\delta_3(k))$

$$b(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk} a_x(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk} a_y(k)\right)^2} \quad c(k) := a_x(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} a_y(k)}{b(k)}$$

$$e(k) := a_y(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} a_x(k)}{b(k)} \quad r_3(k) := \sqrt{(c(k))^2 + (e(k))^2}$$

$$\alpha_3(k) := \text{atan2}(c(k), e(k))$$

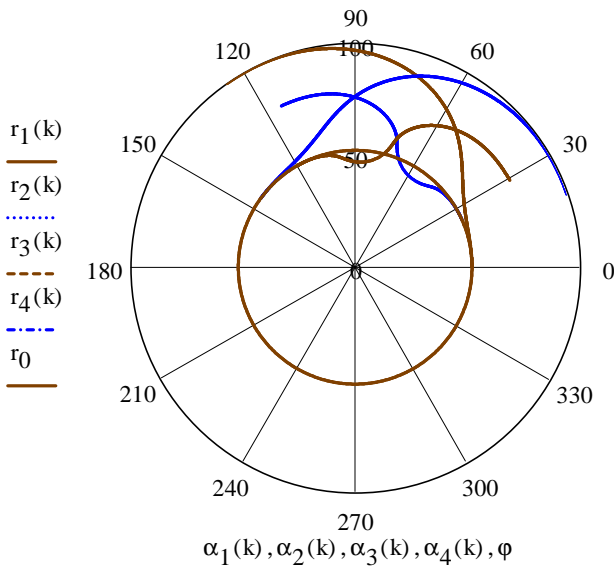
Профіль z $r_{4x}(k) := R_4(k) \cdot \cos(\delta_4(k))$ $r_{4y}(k) := R_4(k) \cdot \sin(\delta_4(k))$

$$z_4(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk}r_{4x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk}r_{4y}(k)\right)^2} \quad x_4(k) := r_{4x}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk}r_{4y}(k)}{z_4(k)}$$

$$y_4(k) := r_{4y}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk}r_{4x}(k)}{z_4(k)} \quad r_4(k) := \sqrt{(x_4(k))^2 + (y_4(k))^2}$$

$$\alpha_4(k) := \text{atan2}(x_4(k), y_4(k))$$

Побудова практичного профілю кулачків



Коефіцієнт корисної дії механізму

ККД першої кулачкової пари

$$x_A(k) := R_1(k) \cdot \cos(\delta_1(k))$$

$$y_A(k) := R_1(k) \cdot \sin(\delta_1(k))$$

$$\varphi(k) := \varphi_p \cdot k \quad x_O(k) := a \cdot \cos(\varphi(k)) \quad y_O(k) := a \cdot \sin(\varphi(k))$$

$$\alpha(k) := \operatorname{atan2}\left[\left(x_A(k) - x_O(k)\right), \left(y_A(k) - y_O(k)\right)\right]$$

$$\alpha_1(k) := \frac{\pi}{2} - \alpha(k) + \delta_1(k) - \nu_1(k)$$

$$\eta_1(k) := \frac{\left| 1 - f_1 \cdot f_2 - (f_1 + f_2) \cdot \tan\left(\left|\nu_1(k)\right|\right) \right|}{1 + f_1 \cdot \left| \cot(\alpha_1(k)) \right|}$$

ККД другої кулачкової пари

$$x_A(k) := R_2(k) \cdot \cos(\delta_2(k)) \quad y_A(k) := R_2(k) \cdot \sin(\delta_2(k))$$

$$\varphi(k) := \varphi_p \cdot k \quad x_O(k) := a \cdot \cos(\varphi(k)) \quad y_O(k) := a \cdot \sin(\varphi(k))$$

$$\alpha(k) := \operatorname{atan2}\left[\left(x_A(k) - x_O(k)\right), \left(y_A(k) - y_O(k)\right)\right]$$

$$\alpha_2(k) := \frac{\pi}{2} - \alpha(k) + \delta_2(k) - \nu_2(k)$$

$$\eta_2(k) := \frac{1 - f_1 \cdot f_2 - (f_1 + f_2) \cdot \tan(\nu_2(k))}{1 + f_1 \cdot \cot(\alpha_2(1 - k))}$$

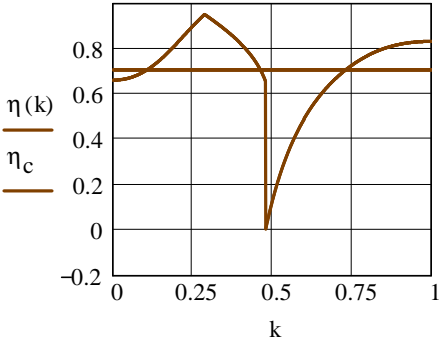
Миттевий ККД механізму

$$\eta(k) := \begin{cases} R \leftarrow \eta_1(k) & \text{if } 0 \leq k \leq k' \\ R \leftarrow \eta_2(k) & \text{if } k' \leq k \leq 1 \end{cases}$$

Середній ККД механізму за один період руху вихідної ланки

$$\eta_c := \begin{cases} \text{sum} \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..100 \\ \quad \text{sum} \leftarrow \text{sum} + \eta\left(\frac{i}{100}\right) \\ \text{ser} \leftarrow \frac{\text{sum}}{100} \end{cases}$$

$$\eta_c = 0.708$$



ПРОГРАМА КЦМП-3**Синтез кулачково-цівкового механізму КЦМП - 3**
(з прикладом розрахунків)

Вихідні дані

Кількість основних роликів	$z_2 := 6$	
Передачне число зубчастого зачеплення	$u := 2$	
Довжина коромисла	$l_k := 30$	
Кут повороту кулачка за час розбігу і вибігу вихідної ланки		
$\varphi_p := 60\text{deg}$		
Допустимий кут тиску	$\nu_d := 50\text{deg}$	
Радіус ролика	$r_p := 3$	
Інваріанти переміщень, швидкості та прискорень	$k := 0, 0.01 \dots 0.5$	
$a_k(k) := 3k^2 - 2k^3$	$b_k(k) := 6k(1 - k)$	$c_k(k) := 6(1 - 2k)$
Кут розмаху коромисла	$\beta_m := \frac{2\pi}{z_2}$	$\beta_m = 60\text{deg}$
Міжосьова відстань	$a := l_k \cdot (u + 1)$	$a = 90$
Теоритична кількість зубів зубчастого колеса	$z_1 := z_2 \cdot u$	$z_1 = 12$
Відносна міжосьова відстань	$\lambda := \frac{a}{l_k}$	$\lambda = 3$
Константа піка швидкості	$t := 1 \dots 999$	
$I_t := b_k \left(\frac{t}{1000} \right)$	$B := \max(j)$	$B = 1.5$
Кут, який визначає початкове положення роликів 7 і 8	$\beta_0 := \frac{\pi}{z_2}$	
Основні радіуси кулачків		
$R_0 := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2a \cdot l_k \cdot \cos(\beta_0)}$	$R_0 = 65.753$	$r_0 := R_0 - r_p$

$$r_0 = 62.753$$

$$R_{\min} := a - l_k$$

$$R_{\min} = 60$$

2

$$r_{\min} := R_{\min} - r_p$$

$$r_{\min} = 57$$

Кут, який визначає початкове положення кулачків

$$\delta_0 := \arccos\left(\frac{R_0^2 + a^2 - l_k^2}{2 \cdot R_0 \cdot a}\right) \quad \delta_0 = 13.187 \text{ deg}$$

Кут повороту кулачка $\varphi := 0, \frac{\pi}{360} \dots 2\pi$ $\varphi(k) := \varphi_p \cdot k$

Кутові переміщення та аналоги переміщень коромисла

$$\beta(k) := a_k(k) \cdot \beta_m \quad \beta_v(k) := \beta_m \cdot \frac{b_k(k)}{\varphi_p} \quad \beta_a(k) := \beta_m \cdot \frac{c_k(k)}{2}$$

Допустимі значення міжосьової відстані та її відносного значення

$$\kappa := \frac{\pi}{2} - \beta_0 - \nu_d \quad a_{\max} := \frac{l_k \cdot \sin(\beta_0 + \kappa)}{\sin(\kappa)} \quad a_{\max} = 111.05$$

$$\lambda_{\max} := \frac{a_{\max}}{l_k} \quad \lambda_{\max} = 3.702$$

$$\lambda_{\min} := 1 + \frac{\pi \cdot B}{z_2 \cdot \varphi_p} \quad \lambda_{\min} = 1.75 \quad a_{\min} := \lambda_{\min} \cdot l_k \quad a_{\min} = 52.5$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці А

$$R_1(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\beta_0 + \beta(k))}$$

Визначення кутової координати

$$\gamma(k) := \arccos\left(\frac{R_1(k)^2 + a^2 - l_k^2}{2 R_1(k) \cdot a}\right) \quad \delta_1(k) := \varphi(k) + \delta_0 - \gamma(k)$$

Кут тиску на ділянці А профілю кулачка

$$v_1(k) := \operatorname{atan} \left(\frac{-\beta_v(k) \cdot l_k + a \cdot \cos(\beta_0 + \beta(k)) - l_k}{a \cdot \sin(\beta_0 + \beta(k))} \right)$$

Максимальні значення кута тиску

$$v_0 := \frac{\pi}{2} - (\delta_0 + \beta_0) \quad v_0 = 46.813 \text{ deg} \quad v_1(0.5) = -21.052 \text{ deg}$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці Б,
який викреслює ролик 8

$$R_2(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\beta_0 - \beta(k))}$$

Визначення кутової координати

$$A_{12} := 2R_0 \cdot \sin(\delta_0) \quad A_{12} = 30$$

$$\chi_2(k) := \operatorname{acos} \left(\frac{R_1(k)^2 + R_2(k)^2 - A_{12}^2}{2R_1(k) \cdot R_2(k)} \right)$$

$$\delta_2(k) := \delta_1(k) + \chi_2(k)$$

$$\text{Кут повороту профілів А і Б} \quad \Delta\delta := \frac{\pi}{2} - \delta_2(0.5)$$

Кути повернутих профілів А і Б

$$\delta_{11}(k) := \delta_1(k) + \Delta\delta \quad \delta_{21}(k) := \delta_2(k) + \Delta\delta$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці В,
який викреслює ролик 7'

$$r := l_k \quad \tau_2 := 2 \frac{\pi}{z_2} \quad \tau_1 := 2 \frac{\pi}{z_1} \quad \varphi := 0, \frac{\tau_2}{100} \dots 1.18 \cdot \tau_2$$

$$x_A(\varphi) := (R_{\min} + r) \cdot \sin \left(\frac{r \cdot \varphi}{R_{\min}} \right) - r \cdot \sin \left(\varphi + \frac{r \cdot \varphi}{R_{\min}} \right)$$

$$y_A(\varphi) := (R_{\min} + r) \cdot \cos \left(\frac{r \cdot \varphi}{R_{\min}} \right) - r \cdot \cos \left(\varphi + \frac{r \cdot \varphi}{R_{\min}} \right)$$

$$R(\varphi) := \sqrt{x_A(\varphi)^2 + y_A(\varphi)^2} \quad \alpha(\varphi) := \operatorname{atan}\left(\frac{y_A(\varphi)}{x_A(\varphi)}\right)$$

$$\delta_{22}(k) := \delta_2(1 - k) + 7\tau_1 - \delta_0$$

$$\delta_{12}(k) := \delta_{11}(0.5 - k) + 5.5\tau_1 + \Delta\delta$$

$$\delta(\varphi, i) := \begin{cases} \text{Result} \leftarrow -\alpha(\varphi) - \tau_1 - \pi & \text{if } i = 1 \\ \text{Result} \leftarrow -\alpha(\varphi) + \pi & \text{if } i = 2 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha(\varphi) + \tau_1 & \text{if } i = 3 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha(\varphi) + 2 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 4 \\ \text{Result} \leftarrow -\alpha(\varphi) + \pi + \tau_1 & \text{if } i = 5 \\ \text{Result} \leftarrow -\alpha(\varphi) + \pi + 2 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 6 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha(\varphi) + 3 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 7 \\ \text{Result} \leftarrow -\alpha(\varphi) + \pi + 3 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 8 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha(\varphi) + 4 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 9 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha(\varphi) + 5 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 10 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha(\varphi) + 6 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 11 \\ \text{Result} \leftarrow -\alpha(\varphi) + \pi + 4 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 12 \end{cases}$$

$$i := 1..12$$

Практичний профіль кулачків

Профіль a

$$r_{1x}(k) := R_1(k) \cdot \cos(\delta_1(k)) \quad r_{1y}(k) := R_1(k) \cdot \sin(\delta_1(k))$$

$$z_1(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk} r_{1x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk} r_{1y}(k)\right)^2}$$

$$x_1(k) := r_{1x}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{1y}(k)}{z_1(k)}$$

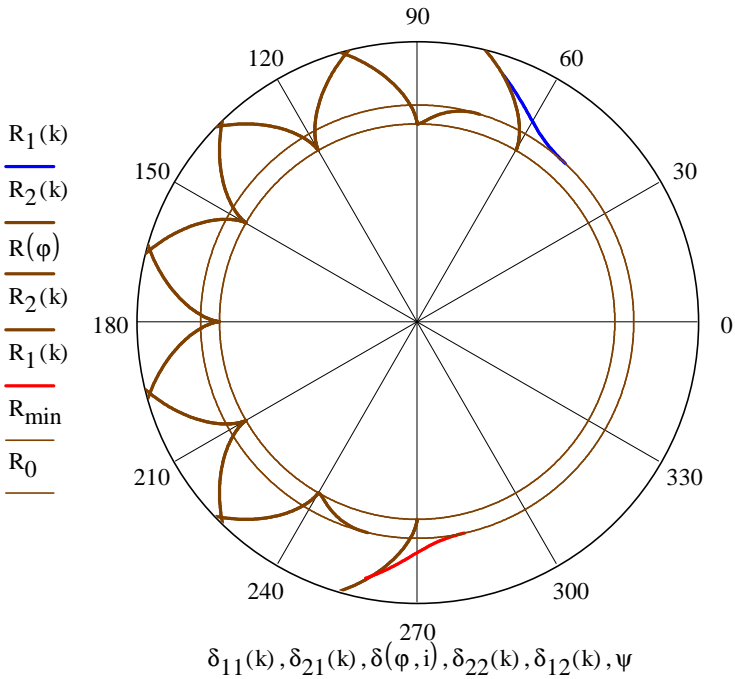
$$y_1(k) := r_{1y}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{1x}(k)}{z_1(k)}$$

$$r_1(k) := \sqrt{(x_1(k))^2 + (y_1(k))^2}$$

$$\alpha_1(k) := \text{atan2}(x_1(k), y_1(k))$$

Побудова теоретичного профілю кулачків

$$\psi := 0, \frac{\pi}{720} .. 2\pi$$



Профіль δ

$$r_{2x}(k) := R_2(k) \cdot \cos(\delta_2(k)) \quad r_{2y}(k) := R_2(k) \cdot \sin(\delta_2(k))$$

$$z_2(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk} r_{2x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk} r_{2y}(k)\right)^2}$$

$$x_2(k) := r_{2x}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{2y}(k)}{z_2(k)}$$

$$y_2(k) := r_{2y}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{2x}(k)}{z_2(k)}$$

$$r_2(k) := \sqrt{(x_2(k))^2 + (y_2(k))^2} \quad \alpha_2(k) := \text{atan2}(x_2(k), y_2(k))$$

Практичний профіль зубів

$$\varphi := 0, \frac{\tau_2}{100} .. 1.12 \cdot \tau_2$$

$$a_x(\varphi) := R(\varphi) \cdot \cos(\alpha(\varphi)) \quad a_y(\varphi) := R(\varphi) \cdot \sin(\alpha(\varphi))$$

$$b(\varphi) := \sqrt{\left(\frac{d}{d\varphi} a_x(\varphi)\right)^2 + \left(\frac{d}{d\varphi} a_y(\varphi)\right)^2}$$

$$c(\varphi) := a_x(\varphi) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{d\varphi} a_y(\varphi)}{b(\varphi)}$$

$$e(\varphi) := a_y(\varphi) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{d\varphi} a_x(\varphi)}{b(\varphi)}$$

$$r(\varphi) := \sqrt{(c(\varphi))^2 + (e(\varphi))^2}$$

$$\gamma(\varphi) := \text{atan2}(c(\varphi), e(\varphi))$$

$$\gamma(\varphi, i) := \left\{ \begin{array}{l} \text{Result} \leftarrow -\gamma(\varphi) - \tau_1 - \pi \text{ if } i = 1 \\ \text{Result} \leftarrow -\gamma(\varphi) + \pi \text{ if } i = 2 \\ \text{Result} \leftarrow \gamma(\varphi) + \tau_1 \text{ if } i = 3 \\ \text{Result} \leftarrow \gamma(\varphi) + 2 \cdot \tau_1 \text{ if } i = 4 \\ \text{Result} \leftarrow -\gamma(\varphi) + \pi + \tau_1 \text{ if } i = 5 \\ \text{Result} \leftarrow -\gamma(\varphi) + \pi + 2 \cdot \tau_1 \text{ if } i = 6 \\ \text{Result} \leftarrow \gamma(\varphi) + 3 \cdot \tau_1 \text{ if } i = 7 \\ \text{Result} \leftarrow -\gamma(\varphi) + \pi + 3 \cdot \tau_1 \text{ if } i = 8 \\ \text{Result} \leftarrow \gamma(\varphi) + 4 \cdot \tau_1 \text{ if } i = 9 \\ \text{Result} \leftarrow -\gamma(\varphi) + \pi + 4 \cdot \tau_1 \text{ if } i = 10 \\ \text{Result} \leftarrow \gamma(\varphi) + 6 \cdot \tau_1 \text{ if } i = 11 \\ \text{Result} \leftarrow \gamma(\varphi) + 5 \cdot \tau_1 \text{ if } i = 12 \\ \text{Result} \leftarrow -\gamma(\varphi) + \pi + 5 \cdot \tau_1 \text{ if } i = 13 \\ \text{Result} \leftarrow \gamma(\varphi) \text{ if } i = 14 \end{array} \right.$$

$i := 1..14$

Координати перехідної кривої

$$\varphi_2 := \pi, \pi + \frac{\pi}{36} .. 2 \cdot \pi$$

$$x(\varphi_2) := r_p \cdot \cos(\varphi_2)$$

$$y(\varphi_2) := R_{\min} + r_p \cdot \sin(\varphi_2)$$

$$R_K(\varphi_2) := \sqrt{x(\varphi_2)^2 + y(\varphi_2)^2}$$

$$\alpha_p(\varphi_2) := \text{atan2}(x(\varphi_2), y(\varphi_2))$$

$$\zeta(\varphi_2, j) := \begin{cases} \text{Result} \leftarrow \alpha_p(\varphi_2) & \text{if } j = 1 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha_p(\varphi_2) + \tau_1 & \text{if } j = 2 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha_p(\varphi_2) + 2 \cdot \tau_1 & \text{if } j = 3 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha_p(\varphi_2) + 3\tau_1 & \text{if } j = 4 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha_p(\varphi_2) + 4\tau_1 & \text{if } j = 5 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha_p(\varphi_2) + 5\tau_1 & \text{if } j = 6 \end{cases}$$

$$j := 1..6$$

Кут повороту профілів a і b

$$\Delta := \frac{\pi}{2} - \alpha_2(0.5)$$

$$\Delta = 46.813 \text{ deg}$$

Кути повернутих профілів a і b

$$\alpha_{1n}(k) := \alpha_1(k) + \Delta$$

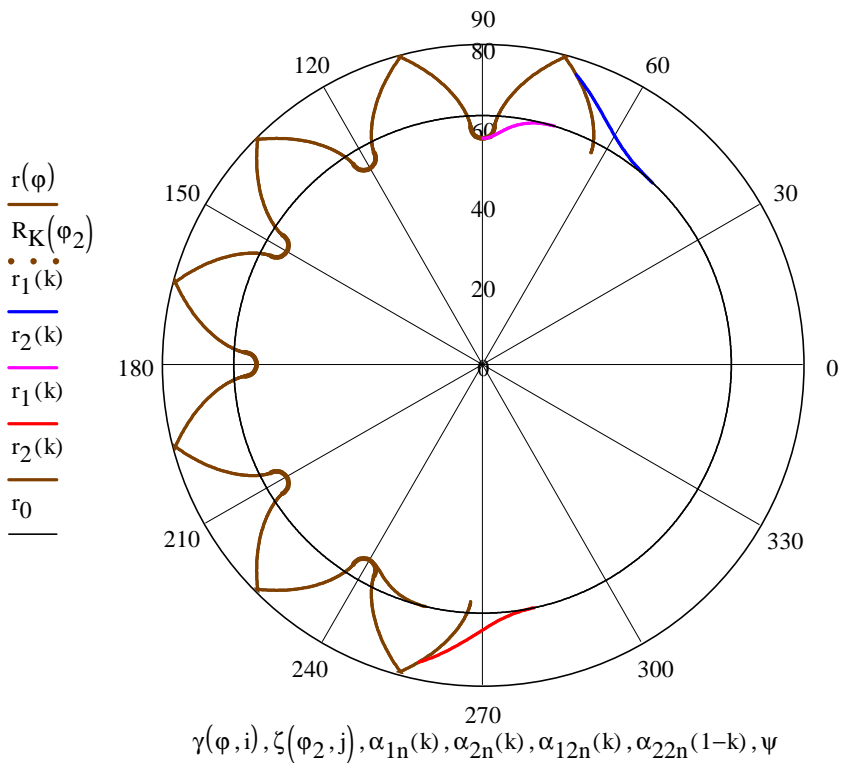
$$\Delta_1 := \frac{\pi}{2} - \alpha_{1n}(0.5)$$

$$\alpha_{2n}(k) := \alpha_2(k) + \Delta$$

$$\alpha_{2n}(0.5) = 90 \text{ deg}$$

$$\alpha_{22n}(k) := \alpha_{2n}(k) + 5\tau_1$$

$$\alpha_{12n}(k) := \alpha_{22n}(0.5) + \Delta_1 + \delta_1(0.5 - k)$$



ПРОГРАМА КЦМП-1В**Синтез кулачково-цівкового механізму
внутрішнього зачеплення КЦМП - 1В
(з прикладом розрахунків)**

Вихідні дані

Кількість пар роликів $a_z := 3$

Міжосьова відстань

Довжина коромисла $l_k := 40$ Кут повороту кулачка за час руху вихідної ланки $\varphi_p := 60\text{deg}$ Допустимий кут тиску $\nu_d := 50\text{deg}$ Радіус ролика $r_p := 10$ Коефіцієнт тертя у вищій парі (кулачок-ролик) $f_1 := 0.1$ Коефіцієнт тертя в обертовій парі $f_2 := 1.27 \cdot f_1$ Інваріанти переміщень, швидкості та прискорень $k := 0, 0.01 \dots 1$ $a_k(k) := 3k^2 - 2k^3$ $b_k(k) := 6k(1 - k)$ $c_k(k) := 6(1 - 2k)$ Відносна міжосьова відстань $\lambda := \frac{a}{l_k}$ $\lambda = 2.5$ Константа піка швидкості $t := 1 \dots 999$ $j_t := b_k\left(\frac{t}{1000}\right)$ $B := \max(j)$ $B = 1.5$ Кутодного повороту вихідної ланки (коромисла) $\beta_m := \frac{\pi}{z}$ Кут, який визначає початкове положення роликів 7 і 8 $\beta_0 := \frac{\pi}{2z}$

Мінімальні радіуси кулачків

 $R_0 := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2a \cdot l_k \cdot \cos(\pi - \beta_0)}$ $R_m := a + l_k$ $R_m = 140$ $R_0 = 136.118$ $r_0 := R_0 + r_p$ $r_0 = 146.118$

Кут, який визначає положення початкової лінії кулачків
(O_1A_{10} і O_1A_{20})

2

$$\delta_0 := \arccos\left(\frac{R_0^2 + a^2 - l_k^2}{2 \cdot R_0 \cdot a}\right) \quad \delta_0 = 8.449 \text{ deg}$$

Кутповороту кулачка $\varphi := 0, \frac{\pi}{360} \dots 2\pi$ $\varphi(k) := \varphi_p \cdot k$

Кутові переміщення та аналоги кутових швидкостей і прискорень вихідної ланки

$$\beta(k) := a_k(k) \cdot \beta_m \quad \beta_v(k) := \beta_m \cdot \frac{b_k(k)}{\varphi_p} \quad \beta_a(k) := \frac{d}{d\varphi} \beta_v(k)$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці A , який викреслює центр ролика 7

$$R_1(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\pi - \beta_0 - \beta(k))}$$

Визначення кутової координати

$$\gamma(k) := \arccos\left(\frac{R_1(k)^2 + a^2 - l_k^2}{2 R_1(k) \cdot a}\right) \quad \delta_1(k) := \varphi(k) + \delta_0 - \gamma(k)$$

Кут тиску на ділянці A профілю кулачка

$$\nu_1(k) := \frac{180}{\pi} \operatorname{atan}\left[\frac{(\beta_v(k) \cdot l_k - a \cdot \cos(\beta_0 + \beta(k))) - l_k}{a \cdot \sin(\beta_0 + \beta(k))}\right]$$

Максимальні значення кутів тиску при $k=0$ і $k > 0,5$

$$\nu_{1m}(k) := \left| \nu_1(k) \right| \cdot \frac{\pi}{180} \quad i := 50 \dots 99$$

$$\Delta_{0_i} := \nu_{1m}\left(i \cdot \frac{1}{100}\right) \quad \max(\Delta_0) = 20.634 \text{ deg}$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці B , який викреслює ролик 8 ($A_{13}=A_{10}A_{30}$)

$$\phi := 0, 0.001 \dots 2\pi$$

$$R_2(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\pi + \beta_0 - \beta(k))}$$

Визначення кутової координати

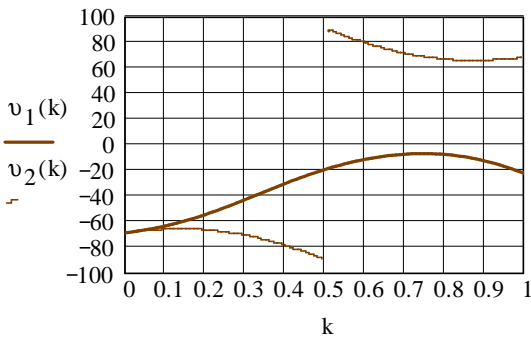
$$A_{12} := 2R_0 \cdot \sin(\delta_0)$$

$$\chi_2(k) := \arccos \left[\frac{\left(R_1(k)^2 + R_2(k)^2 - A_{12}^2 \right)}{2 \cdot R_1(k) \cdot R_2(k)} \right] \quad \delta_2(k) := \delta_1(k) + \chi_2(k)$$

Кут тиску на ділянці *B* профілю кулачка

$$\nu_2(k) := \frac{180}{\pi} \cdot \text{atan} \left[\frac{\left(\beta_v(k) \cdot l_k - a \cdot \cos(\beta_0 - \beta(k)) - l_k \right)}{a \cdot \sin(\beta_0 - \beta(k))} \right]$$

Діаграми кутів тиску



Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці *B*, який викреслює ролик 7'

$$A_{13} := l_k \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos(2\beta_m))}$$

$$R_3(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\pi + \beta_0 + \beta_m - \beta(k))}$$

Визначення кутової координати

$$\chi_3(k) := \arccos \left[\frac{\left(R_1(k)^2 + R_3(k)^2 - A_{13}^2 \right)}{2 \cdot R_1(k) \cdot R_3(k)} \right]$$

$$\delta_3(k) := \delta_1(k) + \chi_3(k)$$

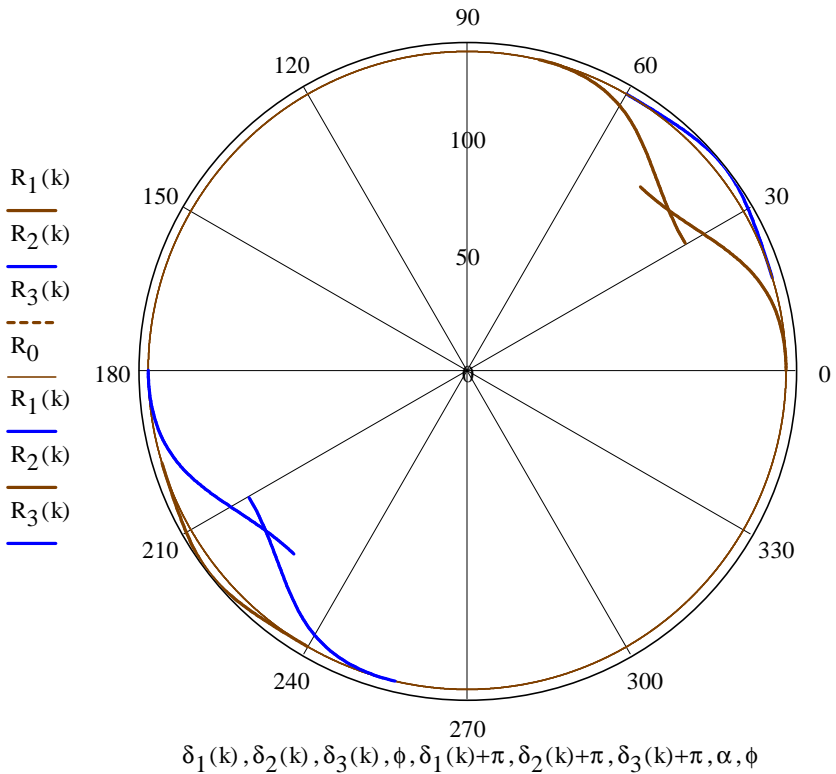
Мінімальне значення міжосьової відстані та її відносного значення

$$a_{\min} := A_{13} \quad a_{\min} = 69.282 \quad \lambda_{\min} := \frac{a_{\min}}{l_k} \quad \lambda_{\min} = 1.732$$

Мінімальний фазовий кут руху кулачків

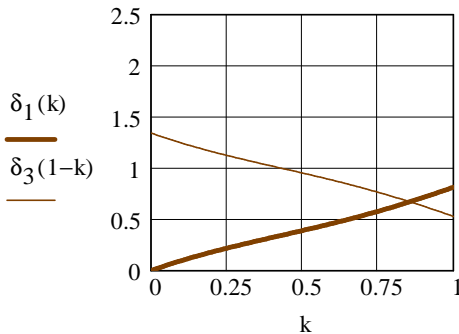
$$\varphi_{p\min} := \pi \frac{B}{z \cdot \beta_v(0.5)} \quad \varphi_{p\min} = 60 \text{ deg}$$

Побудова теоретичного профілю кулачків



Діаграми кутів профілю

5



Визначення відносного часу k_m , при якому рух передається другому кулачку

$$t := 1 \quad \text{Given} \quad \delta_1(t) - \delta_3(1-t) = 0$$

$$t := \text{Find}(t) \quad t = 0.855 \quad k_m := t$$

Максимальне значення кута тиску

$$\nu_2(t) = 65.823$$

Мінімальний радіус кулачків

$$R_1(t) = 109.893$$

Практичний профіль кулачків

Профіль a

$$r_{1x}(k) := R_1(k) \cdot \cos(\delta_1(k)) \quad r_{1y}(k) := R_1(k) \cdot \sin(\delta_1(k))$$

$$z_1(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk} r_{1x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk} r_{1y}(k)\right)^2}$$

$$x_1(k) := r_{1x}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{1y}(k)}{z_1(k)} \quad y_1(k) := r_{1y}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{1x}(k)}{z_1(k)}$$

$$r_1(k) := \sqrt{(x_1(k))^2 + (y_1(k))^2} \quad \alpha_1(k) := \text{atan2}(x_1(k), y_1(k))$$

Профіль b $r_{2x}(k) := R_2(k) \cdot \cos(\delta_2(k))$

$$r_{2y}(k) := R_2(k) \cdot \sin(\delta_2(k))$$

$$z_2(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk} r_{2x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk} r_{2y}(k)\right)^2}$$

$$x_2(k) := r_{2x}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{2y}(k)}{z_2(k)}$$

$$y_2(k) := r_{2y}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{2x}(k)}{z_2(k)}$$

$$r_2(k) := \sqrt{(x_2(k))^2 + (y_2(k))^2} \quad \alpha_2(k) := \text{atan2}(x_2(k), y_2(k))$$

Профіль e $r_{3x}(k) := R_3(k) \cdot \cos(\delta_3(k))$

$$r_{3y}(k) := R_3(k) \cdot \sin(\delta_3(k))$$

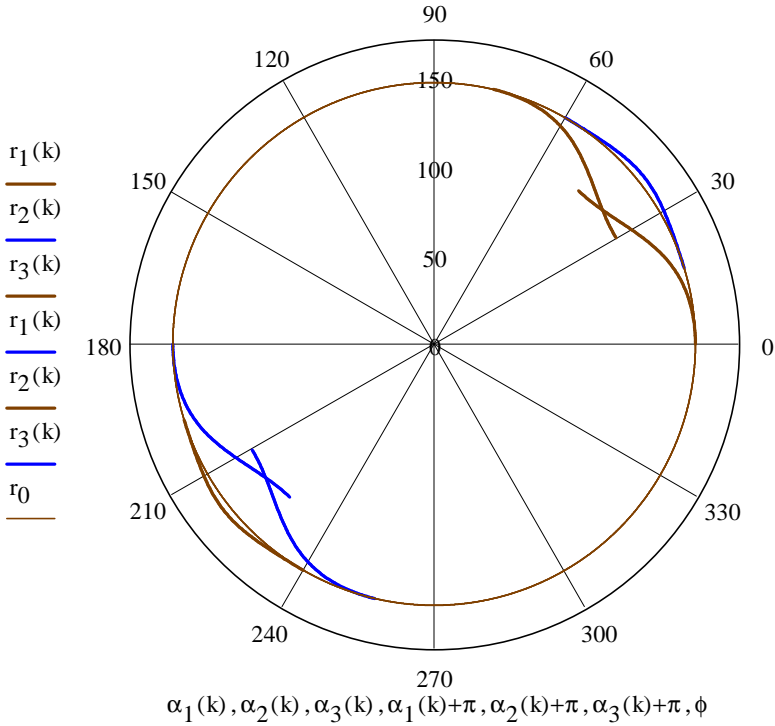
$$z_3(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk} r_{3x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk} r_{3y}(k)\right)^2}$$

$$x_3(k) := r_{3x}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{3y}(k)}{z_3(k)}$$

$$y_3(k) := r_{3y}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{3x}(k)}{z_3(k)}$$

$$r_3(k) := \sqrt{(x_3(k))^2 + (y_3(k))^2}$$

$$\alpha_3(k) := \text{atan2}(x_3(k), y_3(k))$$



Коефіцієнт корисної дії механізму

ККД першої кулачкової пари

$$x_A(k) := R_1(k) \cdot \cos(\delta_1(k)) \quad y_A(k) := R_1(k) \cdot \sin(\delta_1(k))$$

$$\varphi(k) := \varphi_p \cdot k \quad x_O(k) := a \cdot \cos(\varphi(k)) \quad y_O(k) := a \cdot \sin(\varphi(k))$$

$$\alpha(k) := \text{atan2}[(x_A(k) - x_O(k)), (y_A(k) - y_O(k))]$$

$$\alpha_1(k) := \frac{\pi}{2} + \alpha(k) - \delta_1(k) + \frac{\pi}{180} \cdot v_1(k)$$

$$\eta_1(k) := \frac{\left[1 - f_1 \cdot f_2 - (f_1 + f_2) \cdot \tan\left(\frac{\pi}{180} \cdot v_1(k)\right) \right]}{1 + f_1 \cdot \cot(\alpha_1(k))}$$

ККД другої кулачкової пари:

a – результуюча сил, що діють на цівкове колесо, направлена проти його руху

$$x_A(k) := R_2(k) \cdot \cos(\delta_2(k)) \quad y_A(k) := R_2(k) \cdot \sin(\delta_2(k))$$

$$\varphi(k) := \varphi_p \cdot k \quad x_O(k) := a \cdot \cos(\varphi(k)) \quad y_O(k) := a \cdot \sin(\varphi(k))$$

$$\alpha(k) := \text{atan2}\left[\left(x_A(k) - x_O(k)\right), \left(y_A(k) - y_O(k)\right)\right]$$

$$\alpha_2(k) := \frac{\pi}{2} + \alpha(k) - \delta_2(k) + \frac{\pi}{180} \cdot v_2(k)$$

$$\eta_2(k) := \frac{\left[1 - f_1 \cdot f_2 - (f_1 + f_2) \cdot \tan\left(\frac{\pi}{180} \cdot v_2(k)\right) \right]}{1 + f_1 \cdot \cot(\alpha_2(k))}$$

b – результуюча сил, що діють на цівкове колесо, направлена у напрямі його руху

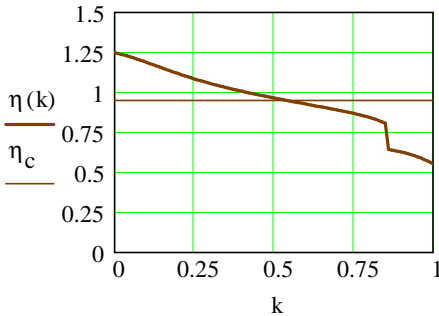
$$\eta_3(k) := \frac{\left(1 - f_1 \cdot \cot(\alpha_2(k)) \right)}{\left[\left(1 - f_1 \cdot f_2 \right) + \left(f_1 + f_2 \right) \cdot \tan\left(\frac{\pi}{180} \cdot v_2(k)\right) \right]}$$

Миттєвий ККД механізму, коли результуюча сил, що діють на цівкове колесо направлена проти його руху

$$\eta(k) := \begin{cases} R \leftarrow \eta_1(k) & \text{if } 0 \leq k \leq t \\ R \leftarrow \eta_2(k) & \text{if } t \leq k \leq 1 \end{cases}$$

$$\eta_c := \begin{cases} \text{sum} \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..100 \\ \quad \text{sum} \leftarrow \text{sum} + \eta\left(\frac{i}{100}\right) \\ \text{ser} \leftarrow \frac{\text{sum}}{100} \end{cases} \quad \eta_c = 0.949$$

Діаграма миттєвих ККД механізму, коли результуюча сил, що діють на цівкове колесо при направлена проти його руху

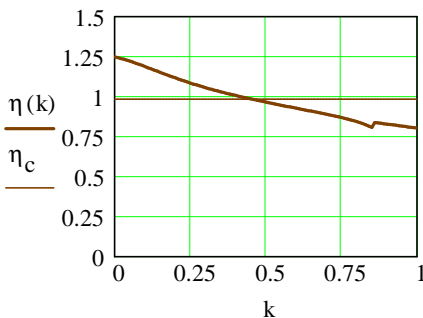


ККД механізму, коли результуюча сил, що діють на цівкове колесо з боку другого кулачка, направлена за його рухом ($k \geq k_m$)

$$\eta(k) := \begin{cases} R \leftarrow \eta_1(k) & \text{if } 0 \leq k \leq t \\ R \leftarrow \eta_3(k) & \text{if } t \leq k \leq 1 \end{cases} \quad \eta_c := \begin{cases} \text{sum} \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..1000 \\ \text{sum} \leftarrow \text{sum} + \eta\left(\frac{i}{1000}\right) \\ \text{ser} \leftarrow \frac{\text{sum}}{1000} \end{cases}$$

$$\eta_c = 0.983$$

Діаграма миттєвого ККД механізму, коли результуюча сил, що діють на цівкове колесо в кінці періоду руху ($k \geq k_m$), направлена за рухом



ПРОГРАМА КЦМП-2В

Синтез кулачково-цівкового механізму КЦМП - 2В (з прикладом розрахунків)

Вихідні дані

Кількість пар роликів	$z := 3$	
Міжосьова відстань	$a := 105$	
Довжина коромисла	$l_k := 30$	
Кут повороту кулачка за час руху вихідної ланки		$\varphi_p := 70\text{deg}$
Допустимий кут тиску	$\nu_d := 50\text{deg}$	
Радіус ролика	$r_p := 9$	
Коефіцієнт тертя у вищій парі (кулачок-ролик)		$f_1 := 0.18$
Коефіцієнт тертя в обертовій парі		$f_2 := 1.27 \cdot f_1$
Інваріанти переміщень, швидкості та прискорень		$k := 0, 0.001 \dots 1$
$a_k(k) := 10k^3 - 15k^4 + 6k^5$	$b_k(k) := 30 \cdot (k^2 - 2 \cdot k^3 + k^4)$	
$c_k(k) := 60 \left[(k - 3k^2) + 2k^3 \right]$		
Кутрозмаху коромисла	$\beta_m := \frac{2\pi}{z}$	$\beta_m = 120\text{deg}$
Відносна міжосьова відстань	$\lambda := \frac{a}{l_k}$	$\lambda = 3.5$
Константа піка швидкості	$t := 1 \dots 999$	
$b_k(0.2) = 0.768$	$j_t := b_k \left(\frac{t}{1000} \right)$	$B := \max(j) \quad B = 1.875$

Кут, який визначає початкове положення роликів 7 і 8

$$\beta_0 := \frac{\pi}{2z} \quad \beta_0 = 30\text{deg}$$

Мінімальний радіус кулачка

$$R_0 := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2a \cdot l_k \cdot \cos(\pi - \beta_0)} \quad R_0 = 131.837$$

$$r_0 := R_0 + r_p \quad r_0 = 140.837$$

Кут, який визначає положення кулачка

$$\delta_0 := \arccos\left(\frac{R_0^2 + a^2 - l_k^2}{2 \cdot R_0 \cdot a}\right) \quad \delta_0 = 6.533 \text{ deg}$$

Кут повороту кулачка $\varphi := 0, \frac{\pi}{360} \dots 2\pi$ $\varphi(k) := \varphi_p \cdot k$

Кутові переміщення та аналоги швидкостей і прискорень коромисла

$$\beta(k) := a_k(k) \cdot \beta_m \quad \beta_v(k) := \beta_m \cdot \frac{b_k(k)}{\varphi_p} \quad \beta_a(k) := \beta_m \cdot \frac{c_k(k)}{2} \cdot \frac{1}{\varphi_p}$$

Аналог швидкостей в момент знаходження ролика 8 на міжосьовій лінії

$$k_1 := 0.5 \quad \text{Given} \quad k_1 - \frac{\sin(2\pi \cdot k_1)}{2 \cdot \pi} = 0.25$$

$$i := \text{Find}(k_1) \quad i = 0.368 \quad b_k(i) = 1.621 \quad \beta_{v0} := \beta_v(i) \quad \beta_{v0} = 2.78$$

Мінімальний фазовий кут руху кулачків

$$\varphi_{pmin} := 2\pi \frac{B}{z \cdot \beta_v(0.5)} \quad \varphi_{pmin} = 70 \text{ deg}$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці A

$$R_1(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\pi - \beta_0 - \beta(k))} \quad R_1(0.5) = 109.202$$

Визначення кутової координати

$$\gamma(k) := \arccos\left(\frac{R_1(k)^2 + a^2 - l_k^2}{2R_1(k) \cdot a}\right) \quad \delta_1(k) := \varphi(k) + \delta_0 - \gamma(k)$$

Кут тиску на профілю кулачка на ділянці A

$$v_1(k) := \operatorname{atan} \left[\frac{(\beta_v(k) \cdot l_k - a \cdot \cos(\beta_0 + \beta(k))) - l_k}{a \cdot \sin(\beta_0 + \beta(k))} \right]$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці B , який викреслює ролик 8

$$R_2(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\pi + \beta_0 - \beta(k))}$$

Визначення кутової координати

$$A_{12} := l_k \quad r(k) := \frac{R_1(k)^2 + R_2(k)^2 - A_{12}^2}{2 R_1(k) \cdot R_2(k)}$$

$$t := 1 \quad \text{Given} \quad \operatorname{acos} \left(\frac{R_1(t)^2 + R_2(t)^2 - A_{12}^2}{2 R_1(t) \cdot R_2(t)} \right) = 0$$

$$x_2 := \operatorname{Find}(t) \quad x_2 = 0.726$$

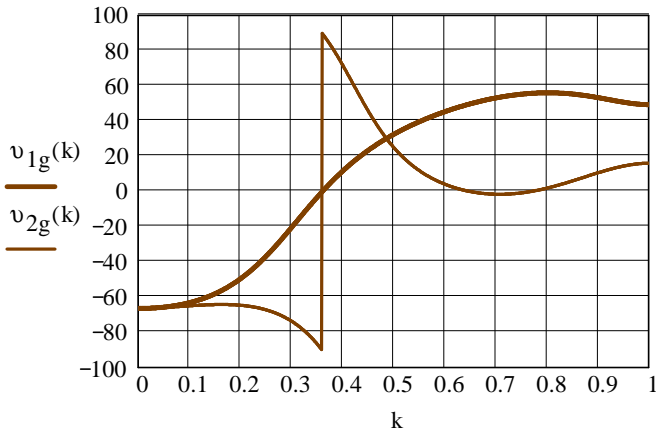
$$\chi_2(k) := \begin{cases} \operatorname{acos} \left(\frac{R_1(k)^2 + R_2(k)^2 - A_{12}^2}{2 R_1(k) \cdot R_2(k)} \right) & \text{if } k < x_2 \\ -\operatorname{acos} \left(\frac{R_1(k)^2 + R_2(k)^2 - A_{12}^2}{2 R_1(k) \cdot R_2(k)} \right) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Кут тиску на профілю кулачка на ділянці B

$$v_2(k) := \operatorname{atan} \left(\frac{\beta_v(k) \cdot l_k - a \cdot \cos(\beta_0 - \beta(k)) - l_k}{a \cdot \sin(\beta_0 - \beta(k))} \right)$$

Діаграми кутів тиску

$$v_{1g}(k) := v_1(k) \cdot \frac{180}{\pi} \quad v_{2g}(k) := v_2(k) \cdot \frac{180}{\pi}$$



$$\delta_2(k) := \delta_1(k) + \chi_2(k) \quad \delta_2(1) = 60.588 \text{ deg} \quad v_1(0) = -1.161$$

$$v_0 := 90 - (\delta_0 + \beta_0) \cdot \frac{180}{\pi} \quad v_0 = 53.467$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці B , який викреслює ролик 7'

$$R_3(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos\left[\left(\pi + \frac{\beta_m}{2}\right) + \beta_0 - \beta(k)\right]}$$

Визначення кутової координати

$$A_{13} := l_k \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos(\beta_m))} \quad A_{14} := 2 \cdot A_{13}$$

$$t := 1 \quad \text{Given} \quad \text{acos}\left[\frac{\left(R_1(t)^2 + R_3(t)^2 - A_{13}^2\right)}{2 \cdot R_1(t) \cdot R_3(t)}\right] = 0$$

$$x_3 := \text{Find}(t) \quad x_3 = 1.175$$

$$\chi_3(k) := \text{acos}\left[\frac{\left(R_1(k)^2 + R_3(k)^2 - A_{13}^2\right)}{2 \cdot R_1(k) \cdot R_3(k)}\right] \quad \delta_3(k) := \delta_1(k) + \chi_3(k)$$

Мінімальне значення міжосьової відстані та її відносного значення

5

$$a_{\min} := A_{14} \quad a_{\min} = 103.923 \quad \lambda_{\min} := \frac{a_{\min}}{l_k} \quad \lambda_{\min} = 3.464$$

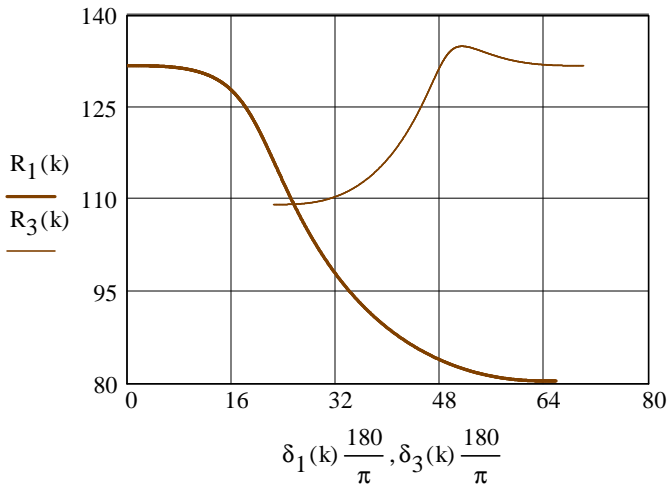
Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці A',
який викреслює ролик 11'

$$R_4(k) := R_1(k) \quad \delta_4(k) := \varphi_p - \delta_1(k) + 2\delta_0$$

Визначення відносного часу k_m , при якому рух
передається другому кулачку

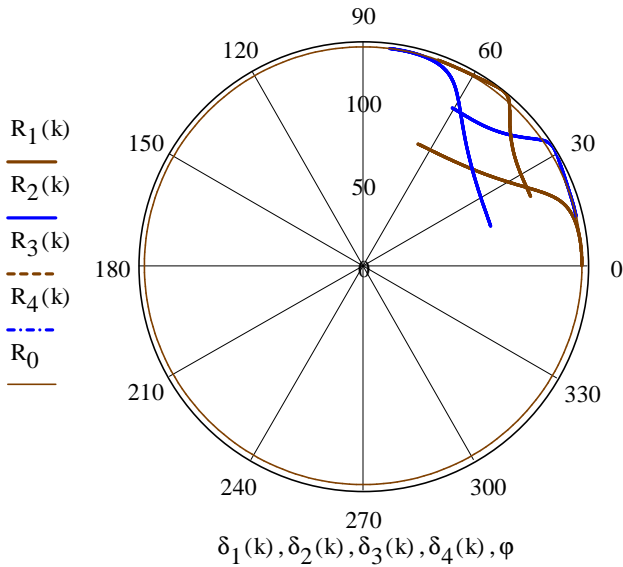
$$\Delta k := \frac{\delta_3(0)}{\delta_3(1) - \delta_3(0)} \quad \text{Given} \quad R_1(t) - R_3(t - \Delta k) = 0$$

$$t := \text{Find}(t) \quad t = 0.5 \quad k_m := t \quad \delta_1(t) = 25.582 \text{ deg}$$



Побудова теоретичного профілю кулачків

$$\varphi := 0, \frac{\pi}{100} \dots 2\pi$$



Практичний профіль кулачка

Профіль *a*

$$r_{1x}(k) := R_1(k) \cdot \cos(\delta_1(k)) \quad r_{1y}(k) := R_1(k) \cdot \sin(\delta_1(k))$$

$$z_1(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk} r_{1x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk} r_{1y}(k)\right)^2}$$

$$x_1(k) := r_{1x}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{1y}(k)}{z_1(k)}$$

$$y_1(k) := r_{1y}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{1x}(k)}{z_1(k)}$$

$$r_1(k) := \sqrt{(x_1(k))^2 + (y_1(k))^2}$$

$$\alpha_1(k) := \text{atan2}(x_1(k), y_1(k))$$

Профіль *b*

$$r_{2x}(k) := R_2(k) \cdot \cos(\delta_2(k))$$

$$r_{2y}(k) := R_2(k) \cdot \sin(\delta_2(k))$$

$$z_2(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk}r_{2x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk}r_{2y}(k)\right)^2}$$

$$x_2(k) := r_{2x}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk}r_{2y}(k)}{z_2(k)}$$

$$y_2(k) := r_{2y}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk}r_{2x}(k)}{z_2(k)}$$

$$r_2(k) := \sqrt{(x_2(k))^2 + (y_2(k))^2}$$

$$\alpha_2(k) := \text{atan2}(x_2(k), y_2(k))$$

Профіль ϑ

$$r_{3x}(k) := R_3(k) \cdot \cos(\delta_3(k))$$

$$r_{3y}(k) := R_3(k) \cdot \sin(\delta_3(k))$$

$$z_3(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk}r_{3x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk}r_{3y}(k)\right)^2}$$

$$x_3(k) := r_{3x}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk}r_{3y}(k)}{z_3(k)}$$

$$y_3(k) := r_{3y}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk}r_{3x}(k)}{z_3(k)}$$

$$r_3(k) := \sqrt{(x_3(k))^2 + (y_3(k))^2}$$

$$\alpha_3(k) := \text{atan2}(x_3(k), y_3(k))$$

Профіль ε

$$r_{4x}(k) := R_1(k) \cdot \cos(\delta_4(k))$$

$$r_{4y}(k) := R_1(k) \cdot \sin(\delta_4(k))$$

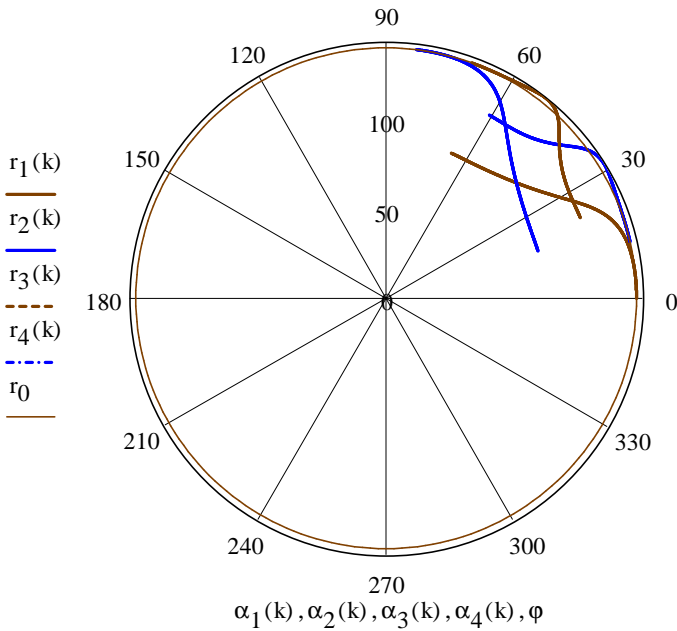
$$z_4(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk}r_{4x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk}r_{4y}(k)\right)^2}$$

$$x_4(k) := r_{4x}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{4y}(k)}{z_4(k)}$$

$$y_4(k) := r_{4y}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{4x}(k)}{z_4(k)}$$

$$r_4(k) := \sqrt{(x_4(k))^2 + (y_4(k))^2} \quad \alpha_4(k) := \text{atan2}(x_4(k), y_4(k))$$

Побудова практичного профілю кулачків



Коефіцієнт корисної дії механізму

ККД першої кулачкової пари

$$y_A(k) := R_1(k) \cdot \sin(\delta_1(k)) \quad y_A(k) := R_1(k) \cdot \sin(\delta_1(k))$$

$$\varphi(k) := \varphi_p \cdot k \quad x_O(k) := a \cdot \cos(\varphi(k)) \quad y_O(k) := a \cdot \sin(\varphi(k))$$

$$\alpha(k) := \operatorname{atan2}\left[\left(x_A(k) - x_O(k)\right), \left(y_A(k) - y_O(k)\right)\right]$$

$$\alpha_1(k) := \frac{\pi}{2} + \alpha(k) - \delta_1(k) + \nu_1(k)$$

$$\eta_1(k) := \frac{\left[1 - f_1 \cdot f_2 - (f_1 + f_2) \cdot \tan(\nu_1(k))\right]}{1 + f_1 \cdot \left|\cot(\alpha_1(k))\right|}$$

ККД другої кулачкової пари

$$x_A(k) := R_2(k) \cdot \cos(\delta_2(k)) \quad y_A(k) := R_2(k) \cdot \sin(\delta_2(k))$$

$$\varphi(k) := \varphi_p \cdot k \quad x_O(k) := a \cdot \cos(\varphi(k)) \quad y_O(k) := a \cdot \sin(\varphi(k))$$

$$\alpha(k) := \operatorname{atan2}\left[\left(x_A(k) - x_O(k)\right), \left(y_A(k) - y_O(k)\right)\right]$$

$$\alpha_2(k) := \frac{\pi}{2} + \alpha(k) - \delta_2(k) + \nu_2(k)$$

$$\eta_2(k) := \frac{1 - f_1 \cdot f_2 - (f_1 + f_2) \cdot \tan(\nu_2(k))}{1 + f_1 \cdot \cot(\alpha_2(k))}$$

Миттєвий ККД механізму

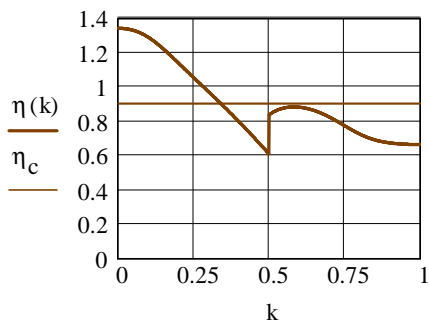
$$\eta(k) := \begin{cases} R \leftarrow \eta_1(k) & \text{if } 0 \leq k \leq t \\ R \leftarrow \eta_2(k) & \text{if } t \leq k \leq 1 \end{cases} \quad t = 0.5$$

Середній ККД механізму за один період руху вихідної ланки

$$\eta_c := \left\{ \begin{array}{l} \text{sum} \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..100 \\ \quad \text{sum} \leftarrow \text{sum} + \eta\left(\frac{i}{100}\right) \\ \text{ser} \leftarrow \frac{\text{sum}}{100} \end{array} \right.$$

$$\eta_c = 0.904$$

Діаграма миттєвих ККД механізму



ПРОГРАМА КЦМП-3В**Синтез кулачково-цівкового механізму КЦМП - 3В**

(з прикладом розрахунків)

Вихідні дані

Кількість основних роликів $z_2 := 6$ Передаюче число зубчастого зачеплення $u := 4$ Довжина коромисла $l_k := 45$

Кут повороту кулачка за час розбігу і вибігу вихідної ланки

 $\varphi_p := 10\text{deg}$ Допустимий кут тиску $\nu_d := 50\text{deg}$ Радіус ролика $r_p := 10$ Інваріанти переміщень, швидкості та прискорень $k := 0, 0.01 \dots 0.5$

$$a_k(k) := k - \frac{\sin(2\pi \cdot k)}{2 \cdot \pi} \quad b_k(k) := 1 - \cos(2\pi \cdot k) \quad c_k(k) := 2 \cdot \pi \sin(2\pi \cdot k)$$
Кут розмаху коромисла $\beta_m := \frac{2\pi}{z_2} \quad \beta_m = 60\text{deg}$ Міжосьова відстань $a := l_k \cdot (u - 1) \quad a = 135$ Теоретична кількість зубів зубчастого колеса $z_1 := z_2 \cdot u \quad z_1 = 24$ Кут розмаху коромисла $\beta_m := \frac{2\pi}{z_2} \quad \beta_m = 60\text{deg}$ Відносна міжосьова відстань $\lambda := \frac{a}{l_k} \quad \lambda = 3$ Константа піка швидкості $t := 1 \dots 999$

$$j_t := b_k\left(\frac{t}{1000}\right) \quad B := \max(j) \quad B = 2$$

Кут, який визначає початкове положення роликів 7 і 8

 $\beta_0 := \frac{\pi}{z_2} \quad \beta_0 = 30\text{deg}$

Основні радіуси кулачків

$$R_0 := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2a \cdot l_k \cdot \cos(\pi - \beta_0)} \quad R_0 = 175.42 \quad r_0 := R_0 + r_p$$

$$r_0 = 185.42 \quad R_{\max} := a + l_k \quad R_{\max} = 180$$

$$r_{\max} := R_{\max} + r_p \quad r_{\max} = 190$$

Кут, який визначає початкове положення кулачків

$$\delta_0 := \arccos\left(\frac{R_0^2 + a^2 - l_k^2}{2 \cdot R_0 \cdot a}\right) \quad \delta_0 = 7.369 \text{ deg}$$

$$\text{Кут повороту кулачка} \quad \varphi := 0, \frac{\pi}{360} \dots 2\pi \quad \varphi(k) := \varphi_p \cdot k$$

Кутові переміщення та аналоги переміщень коромисла

$$\beta(k) := a_k(k) \cdot \beta_m \quad \beta_v(k) := \frac{d}{dk} \beta(k) \quad \beta_a(k) := \beta_m \cdot \frac{c_k(k)}{\varphi_p}$$

$$\tau_2 := 2 \frac{\pi}{z_2} \quad \tau_2 = 60 \text{ deg} \quad \tau_1 := \frac{2\pi}{z_1} \quad \tau_1 = 15 \text{ deg}$$

Мінімальна міжосьова відстань та її відносне значення

$$\lambda_{\min} := 1 + \frac{\pi \cdot B}{z_2} \quad \lambda_{\min} = 2.047 \quad a_{\min} := \lambda_{\min} \cdot l_k \quad a_{\min} = 92.124$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці А

$$R_1(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\pi - \beta_0 - \beta(k))}$$

Визначення кутової координати

$$\gamma(k) := \arccos\left(\frac{R_1(k)^2 + a^2 - l_k^2}{2 R_1(k) \cdot a}\right) \quad \delta_1(k) := \varphi(k) - \delta_0 + \gamma(k)$$

Кут тиску на ділянці А профілю кулачка

$$\nu_1(k) := -\text{atan}\left[\frac{(\beta_v(k) \cdot l_k - a \cdot \cos(\beta_0 + \beta(k))) - l_k}{a \cdot \sin(\beta_0 + \beta(k))}\right]$$

Максимальні значення кута тиску $\nu_1(k)$

$$\nu_1(0) = 67.369 \text{ deg} \quad \nu_1(0.5) = 8.873 \text{ deg}$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці В,
який викреслює ролик 8

$$R_2(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\pi + \beta_0 - \beta(k))} \quad R_2(0.5) = 180$$

Визначення кутової координати

$$A_{12} = \blacksquare \quad \phi := 0, 0.001 \dots 2\pi$$

$$\chi_2(k) := \arccos\left(\frac{R_1(k)^2 + R_2(k)^2 - A_{12}^2}{2 R_1(k) \cdot R_2(k)}\right)$$

$$\delta_2(k) := \delta_1(k) + \chi_2(k) \quad \delta_2(0.5) = 25.427 \text{ deg}$$

$$\text{Кут повороту профілів } A \text{ і } B \quad \Delta\delta := \frac{\pi}{2} - \delta_2(0.5)$$

Кути повернутих профілів A і B

$$\delta_{1n}(k) := \delta_1(k) + \Delta\delta \quad \delta_{2n}(k) := \delta_2(k) + \Delta\delta$$

$$\delta_{12n}(k) := -\delta_{1n}(k) - 7 \cdot \tau_1 \quad \delta_{22n}(k) := \delta_{12n}(0.5 - k) + 5 \cdot \tau_1$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці B , який викреслює ролик $7'$

$$A_{13} := l_k \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos(2\beta_m))} \quad A_{13} = 77.942$$

$$R_3(k) := \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2 \cdot a \cdot l_k \cdot \cos(\pi + \beta_0 + \beta_m - \beta(k))}$$

Визначення кутової координати

$$\chi_3(k) := \arccos\left[\frac{(R_1(k)^2 + R_3(k)^2 - A_{13}^2)}{2 \cdot R_1(k) \cdot R_3(k)}\right] \quad \delta_3(k) := \delta_1(k) + \chi_3(k)$$

$$\delta_{3n}(k) := \delta_{1n}(k) + \chi_3(k) \quad \delta_{32n}(k) := -\delta_{3n}(k) - 7 \cdot \tau_1$$

Радіус теоретичного профілю кулачка на ділянці B , який викреслює ролик $7'$

$$r := 0.7 l_k \frac{\tau_2}{100} \dots 1.85 \cdot \tau_2 \quad r_b := R_2(0.5) \quad r_b = 180$$

$$x_A(\varphi) := (r_b - r) \cdot \sin\left(\frac{r \cdot \varphi}{r_b}\right) - r \cdot \sin\left(\varphi - \frac{r \cdot \varphi}{r_b}\right)$$

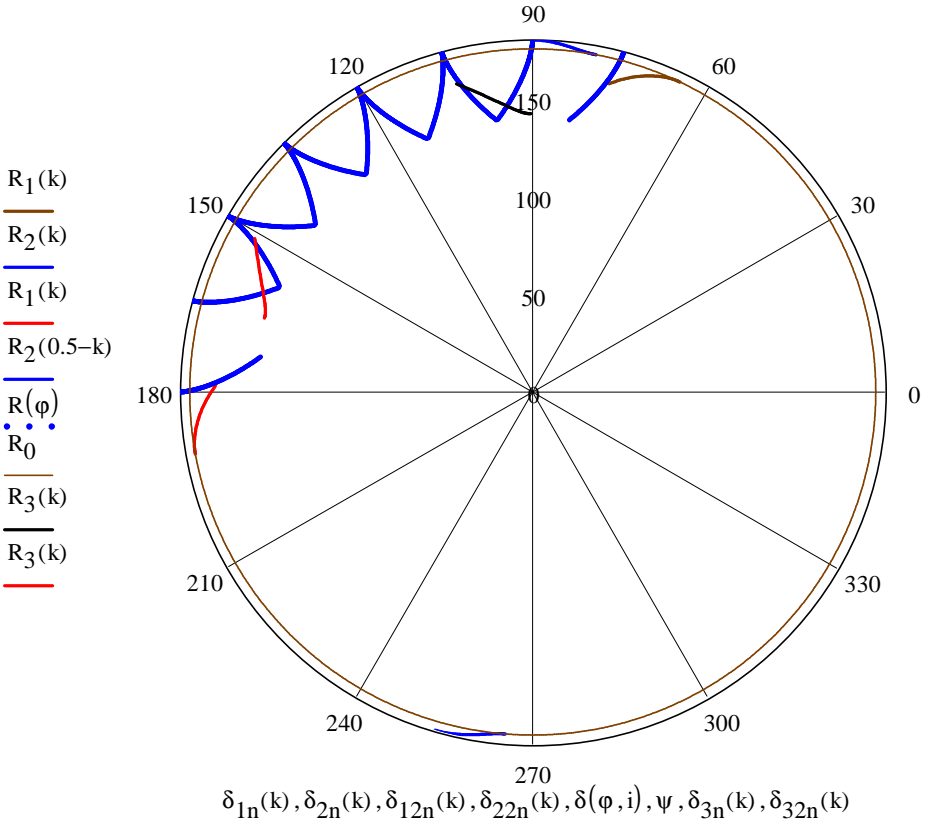
$$y_A(\varphi) := (r_b - r) \cdot \cos\left(\frac{r \cdot \varphi}{r_b}\right) + r \cdot \cos\left(\varphi - \frac{r \cdot \varphi}{r_b}\right)$$

$$R(\varphi) := \sqrt{x_A(\varphi)^2 + y_A(\varphi)^2} \quad \alpha(\varphi) := \text{atan2}(x_A(\varphi), y_A(\varphi))$$

$$\delta(\varphi, i) := \begin{cases} \text{Result} \leftarrow -\alpha(\varphi) - \tau_1 - \pi & \text{if } i = 1 \\ \text{Result} \leftarrow -\alpha(\varphi) + \pi & \text{if } i = 2 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha(\varphi) + \tau_1 & \text{if } i = 3 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha(\varphi) + 2 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 4 \\ \text{Result} \leftarrow -\alpha(\varphi) + \pi + \tau_1 & \text{if } i = 5 \\ \text{Result} \leftarrow -\alpha(\varphi) + \pi + 2 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 6 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha(\varphi) + 3 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 7 \\ \text{Result} \leftarrow -\alpha(\varphi) + \pi + 3 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 8 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha(\varphi) + 4 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 9 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha(\varphi) + 5 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 10 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha(\varphi) + 6 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 11 \\ \text{Result} \leftarrow -\alpha(\varphi) + \pi + 4 \cdot \tau_1 & \text{if } i = 12 \end{cases}$$

$i := 1..12$

Побудова теоретичного профілю кулачків



Практичний профіль кулачків

$$\varphi := 0, \frac{\tau_2}{100} \dots 1.5 \cdot \tau_2$$

Профіль α

$$r_{1x}(k) := R_1(k) \cdot \cos(\delta_1(k))$$

$$r_{1y}(k) := R_1(k) \cdot \sin(\delta_1(k))$$

$$z_1(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk} r_{1x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk} r_{1y}(k)\right)^2}$$

$$x_1(k) := r_{1x}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{1y}(k)}{z_1(k)} \quad y_1(k) := r_{1y}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{1x}(k)}{z_1(k)}$$

$$r_1(k) := \sqrt{(x_1(k))^2 + (y_1(k))^2} \quad \alpha_1(k) := \text{atan2}(x_1(k), y_1(k))$$

Профіль δ

$$r_{2x}(k) := R_2(k) \cdot \cos(\delta_2(k)) \quad r_{2y}(k) := R_2(k) \cdot \sin(\delta_2(k))$$

$$z_2(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk} r_{2x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk} r_{2y}(k)\right)^2}$$

$$x_2(k) := r_{2x}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{2y}(k)}{z_2(k)} \quad y_2(k) := r_{2y}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{2x}(k)}{z_2(k)}$$

$$r_2(k) := \sqrt{(x_2(k))^2 + (y_2(k))^2} \quad \alpha_2(k) := \text{atan2}(x_2(k), y_2(k))$$

$$\alpha_2(0.5) = 25.427 \text{ deg} \quad \Delta\alpha := \frac{\pi}{2} - \alpha_2(0.5)$$

$$\alpha_{1n}(k) := \alpha_1(k) + \Delta\alpha \quad \alpha_{12n}(k) := -\alpha_{1n}(0.5 - k) + 5\tau_1 + \pi$$

$$\alpha_{2n}(k) := \alpha_2(k) + \Delta\alpha \quad \alpha_{22n}(k) := -\alpha_{2n}(k) - 7\tau_1$$

Профіль ε

$$r_{3x}(k) := R_3(k) \cdot \cos(\delta_3(k)) \quad r_{3y}(k) := R_3(k) \cdot \sin(\delta_3(k))$$

$$z_3(k) := \sqrt{\left(\frac{d}{dk} r_{3x}(k)\right)^2 + \left(\frac{d}{dk} r_{3y}(k)\right)^2}$$

$$x_3(k) := r_{3x}(k) + r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{3y}(k)}{z_3(k)}$$

$$y_3(k) := r_{3y}(k) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{dk} r_{3x}(k)}{z_3(k)}$$

$$r_3(k) := \sqrt{(x_3(k))^2 + (y_3(k))^2} \quad \alpha_3(k) := \text{atan2}(x_3(k), y_3(k))$$

$$\alpha_2(0.5) = 25.427 \text{ deg} \quad \Delta\alpha := \frac{\pi}{2} - \alpha_2(0.5) \quad \Delta\alpha = 64.573 \text{ deg}$$

$$\alpha_{3n}(k) := \alpha_3(k) + \Delta\alpha$$

$$\alpha_3(k) := \text{atan2}(x_3(k), y_3(k)) \quad \alpha_{32n}(k) := (-\alpha_3(k) - 7 \cdot \tau_1) - \Delta\alpha$$

Практичний профіль кулачків

$$a_x(\varphi) := R(\varphi) \cdot \cos(\alpha(\varphi)) \quad a_y(\varphi) := R(\varphi) \cdot \sin(\alpha(\varphi))$$

$$b(\varphi) := \sqrt{\left(\frac{d}{d\varphi} a_x(\varphi)\right)^2 + \left(\frac{d}{d\varphi} a_y(\varphi)\right)^2}$$

$$c(\varphi) := a_x(\varphi) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{d\varphi} a_y(\varphi)}{b(\varphi)}$$

$$e(\varphi) := a_y(\varphi) - r_p \cdot \frac{\frac{d}{d\varphi} a_x(\varphi)}{b(\varphi)} \quad r(\varphi) := \sqrt{(c(\varphi))^2 + (e(\varphi))^2}$$

$$\gamma(\varphi) := \text{atan2}(c(\varphi), e(\varphi))$$

$$\gamma(\varphi, f) := \left(\begin{array}{l} \text{Result} \leftarrow -\gamma(\varphi) + \pi \quad \text{if } f = 1 \\ \text{Result} \leftarrow \gamma(\varphi) + \tau_1 \quad \text{if } f = 2 \\ \text{Result} \leftarrow \gamma(\varphi) + 2 \cdot \tau_1 \quad \text{if } f = 3 \\ \text{Result} \leftarrow \gamma(\varphi) + 3 \cdot \tau_1 \quad \text{if } f = 4 \\ \text{Result} \leftarrow \gamma(\varphi) + 4 \cdot \tau_1 \quad \text{if } f = 5 \\ \text{Result} \leftarrow -\gamma(\varphi) + \pi + 2 \cdot \tau_1 \quad \text{if } f = 6 \\ \text{Result} \leftarrow -\gamma(\varphi) + \pi + 3 \tau_1 \quad \text{if } f = 7 \\ \text{Result} \leftarrow -\gamma(\varphi) + \pi + \tau_1 \quad \text{if } f = 8 \\ \text{Result} \leftarrow \gamma(\varphi) + 5 \cdot \tau_1 \quad \text{if } f = 9 \\ \text{Result} \leftarrow -\gamma(\varphi) - 8 \cdot \tau_1 \quad \text{if } f = 10 \end{array} \right) \quad f := 1..10$$

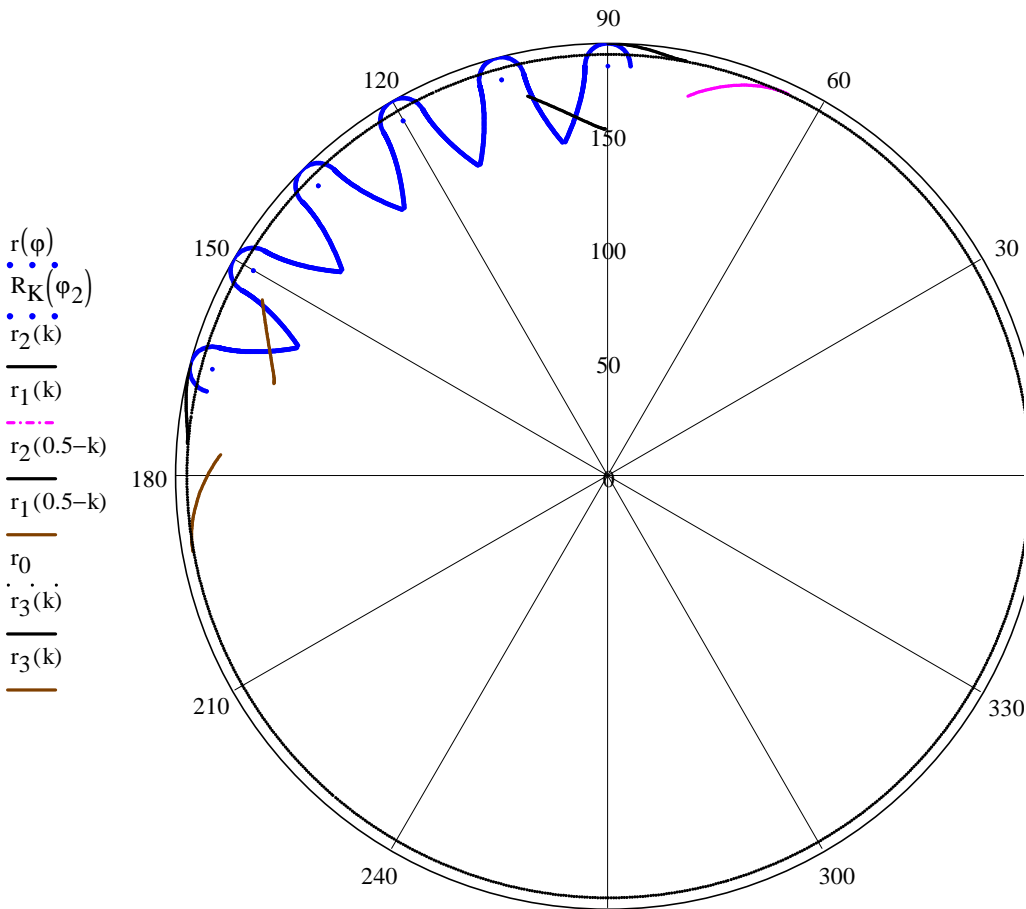
Координати перехідної кривої $\varphi_2 := 0, 0 + \frac{\pi}{36} .. \pi$

$$x(\varphi_2) := r_p \cdot \cos(\varphi_2) \quad y(\varphi_2) := r_b + r_p \cdot \sin(\varphi_2)$$

$$R_K(\varphi_2) := \sqrt{x(\varphi_2)^2 + y(\varphi_2)^2} \quad \alpha_p(\varphi_2) := \text{atan2}(x(\varphi_2), y(\varphi_2))$$

$$\zeta(\varphi_2, j) := \left(\begin{array}{l} \text{Result} \leftarrow \alpha_p(\varphi_2) \quad \text{if } j = 1 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha_p(\varphi_2) + \tau_1 \quad \text{if } j = 2 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha_p(\varphi_2) + 2 \cdot \tau_1 \quad \text{if } j = 3 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha_p(\varphi_2) + 3 \tau_1 \quad \text{if } j = 4 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha_p(\varphi_2) + 4 \tau_1 \quad \text{if } j = 5 \\ \text{Result} \leftarrow \alpha_p(\varphi_2) + 5 \tau_1 \quad \text{if } j = 6 \end{array} \right)$$

$$j := 1..6$$



$$\gamma(\varphi, f), \zeta(\varphi_2, j), \alpha_{2n}(k), \alpha_{1n}(k), \alpha_{22n}(0.5-k), \alpha_{12n}(k), \psi, \alpha_{3n}(k), \alpha_{32n}(k)$$

Укладачі:
д.т.н., проф. Кіницький Ярослав Тимофійович,
д.т.н., проф. Костогриз Сергій Григорович,
к.т.н. Підгайчук Ярослав Олександрович

**Кулачково-цівкові механізми переривчастого обертowego руху
вихідної ланки**
Монографія

Підписано до друку 16.08.2010 р.
Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура “Times”
Друк RISO. Ум. друк. арк.. 11,8
Обл. вид. арк.. 12
Наклад 300

Видано та виготовлено
Видавець ПП Цюпак А.А.
м. Хмельницький, вул. Ломоносова, 17.
Тел. 0673932668
Свідоцтво про держрегістрацію видавців, виготівників
та розповсюджувачів видавничої продукції
Серія ХЦ №019 від 25.02.2002 р.