МАШИНОЗНАВСТВО ТА ОБРОБКА МАТЕРІАЛІВ В МАШИНОБУДУВАННІ

УДК 621.01

В.О. ХАРЖЕВСЬКИЙ, Я.Т. КІНИЦЬКИЙ
Хмельницький національний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТИЧНОЇ ТРИВАЛОСТІ ЗУПИНКИ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ У ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМАХ, СИНТЕЗОВАНИХ ЗА УМОВАМИ НАЙКРАЩОГО НАБЛИЖЕННЯ ЗА ЧЕБИШЕВИМ

В роботі розглядається питання синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі шарнірного чотириланкового кругового напрямного механізму. Одним з ефективних методів їх синтезу є використання умов найкращого наближення за Чебишевим, проте для таких механізмів можливі випадки повільної зміни функції переміщення вихідної ланки за межами теоретичної ділянки наближення, в результаті чого фактична тривалість зупинки може відрізнятись від теоретичної, що розрахована за умовами найкращого наближення за Чебишевим. Проведено розрахунки числовим способом та визначено фактичні (рекомендовані) значення цих величин. Наведено результати у вигляді довідкових діаграм.

Ключові слова: кінематичний синтез, механізми Чебишева, важільні напрямні механізми, зупинка вихідної ланки, найкраще наближення за Чебишевим.

V.O. KHARZHEVSKYI, YA. T. KINYTSKYI
Khmelnytskyi National University

THE DETERMINATION OF THE ACTUAL DWELL DURATION OF THE OUTPUT LINK IN LINKAGE MECHANISMS WHICH ARE SYNTHESIZED BY MEANS OF CHEBYSHEV'S BEST APPROXIMATION CONDITIONS

The article is dedicated to the synthesis of dwell linkage mechanisms on the basis of four-bar circular path generating linkage. One of the effective method of their synthesis is the usage of Chebyshev's best approximation conditions, but the possible case for these mechanisms is when the output link has very slow change of the displacement outside of the theoretical dwell period. As a result, the actual dwell duration of the output link can differ in comparison with the theoretical value, which is determined using the Chebyshev's best approximation conditions. The calculations were carried out using the numerical method and the actual (recommended) dwell durations were determined. The results of the calculations are shown as a reference diagrams.

Keywords: kinematic synthesis, Chebyshev's linkages, linkage path generating linkages, dwell of the output link, Chebyshev's best approximation.

При проектуванні сучасних машин важливим етапом є обґрунтований вибір типів, схем та розмірів механізмів, які входять до їх складу, з врахуванням найважливіших характеристик, що визначають функціональне призначення таких механізмів. Відомо, що основні характеристики механізмів закладаються вже на етапі їх кінематичного синтезу, а наступні розрахунки на міцність, конструктивне оформлення, вибір матеріалів, вже не можуть суттєво змінити їх основні властивості. Таким чином, важливою задачею є правильний вибір геометричних параметрів проектованих механізмів, що вимагає розробки уточнених методів їх кінематичного синтезу.

В різних галузях сучасного машинобудування часто виникає задача створення механізмів, що забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки певної тривалості. Для цього часто використовують механізми з вищими кінематичними парами, зокрема кулачкові, мальтійські, зубчасті механізми неповнозубих коліс, проте, як відомо, використання для цього саме важільних механізмів має ряд переваг [1, 2, 13]. Такі механізми є більш надійними та довговічними, здатні працювати з більшими робочими швидкостями та дозволяють забезпечити більшу продуктивність машин. Іншою важливою задачею є проектування напрямних механізмів, виконавчий орган яких повинен здійснювати рух за певною траєкторією. Як відомо [1, 2, 13], кругові та прямолінійно-напрямні важільні механізмі мають у машинобудуванні самостійне використання, а також можуть використовуватись як базові при проектуванні механізмів із зупинкою вихідної ланки.

В даній роботі розглянемо проектування важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі шарнірного чотириланкового кругового напрямного механізму (рис. 1). Відомо [1, 2], що існує два основних напрямки їх синтезу: використання методів найкращого наближення за Чебишевим, що отримали подальший розвиток, зокрема, в роботах Блоха, Гродзенської, Кіницького [2], Гассманна [13], та методи кінематичної геометрії, започатковані німецьким вченим Бурместером, які отримали розвиток в роботах Ліхтенхельдта [12], Мюллера, Бейера, Черкудінова [1] та інших вчених. В основі методів кінематичної геометрії нескінченно близьких положень плоскої фігури лежить принцип пошуку певних особливих точок шатунної площини, зокрема точок Болла [1,4,6], Бурместера [8], Чебишева [10] (іноземні дослідники деколи називають їх точками Болла-Бурместера), а також точок розпрямлення 4-го [5] та 5-го порядків [11]. Якщо прийняти такі особливі точки за шатунні точки механізму, то в деякому околі від таких точок шатунні криві будуть мати ділянки приблизно постійної кривизни – таких чином можна отримати кругові та прямолінійно-напрямні механізми. Найкраще наближення за Чебишевим, в свою чергу, полягає у пошуку таких

механізмів, які б забезпечили наявність найбільшої кількості вузлів інтерполяції між шатунною кривою та колом наближення (в даному випадку – шість), причому відхилення на інтервалі наближення повинні змінюватись рівномірно (рис. 1, *а*).

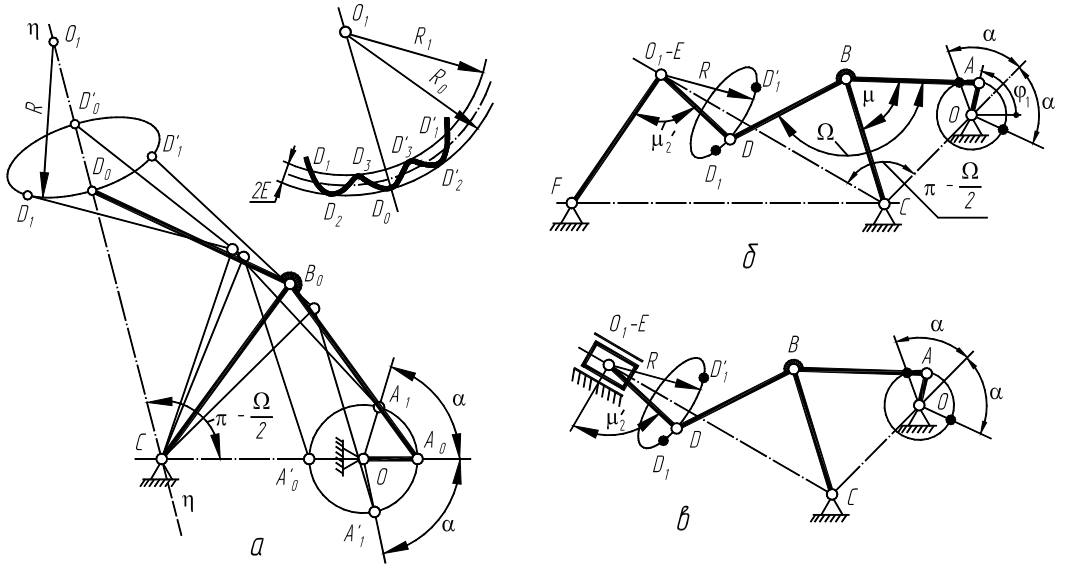

Рис. 1. Механізм Чебишева, що забезпечує наближення ділянки шатунної кривої до дуги кола (*а*), а також механізми із зупинкою вихідної ланки на його основі: *б*) з приєднаною групою 1-го виду; *в*) з приєднаною групою 2-го виду [2]

Важливою перевагою використання методу найкращого наближення за Чебишевим для проектування напрямних механізмів є можливість отримання тривалих ділянок наближення теоретично високої точності. Проте поряд з відомими перевагами таких механізмів, є також певні недоліки, описані в монографії Кіницького Я.Т. [2], що присвячена дослідженню цих механізмів. Зокрема зазначається, що в таких механізмах можливий сповільнений перехід вихідної ланки з фази зупинки та навпаки, що приводить до погіршення якісних характеристик законів руху [2, с. 148]. Дослідження цих механізмів на предмет наявності сповільненого виходу вихідної ланки з фази зупинки проводилось нами також в роботах [4, 7, 9], де зокрема встановлено, що фактична величина зупинки вихідної ланки може значно відрізнятись від теоретичної (рис. 2).

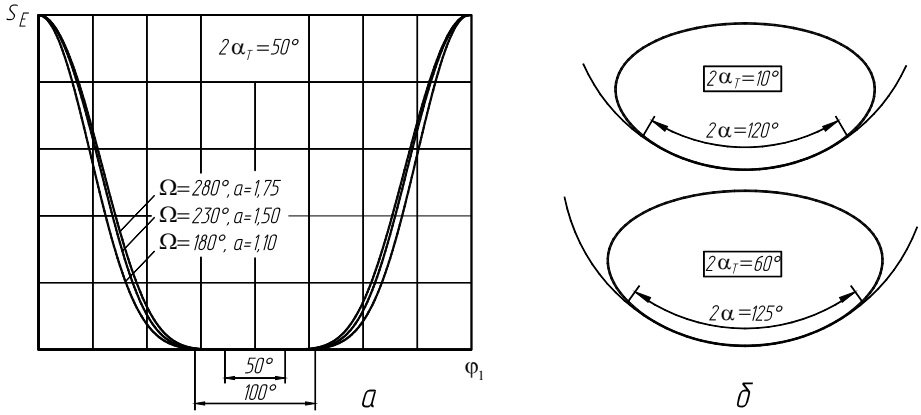

Рис. 2. Приклади діаграм переміщень вихідної ланки механізмів Чебишева (*а*), а також приклади шатунних кривих кругового напрямного механізму Чебишева (*б*) [4, 5]

Як видно з прикладів, наведених на рис. 2, *а*, фактична тривалість зупинки вихідної ланки в даному випадку практично в 2 рази перевищує теоретичне значення α_T. Причому, як видно з наведених прикладів шатунних кривих (рис. 2, *б*), не дивлячись на невелику теоретичну тривалість ділянки наближення, відповідне фактичне значення є значно більшим.

Таким чином, метою даної роботи є визначення фактичних величин ділянок наближення в таких механізмах числовим способом та побудова відповідних довідкових діаграм, що буде корисно інженерам-конструкторам в контексті практичного використання таких механізмів.

Симетричний лямбдоподібний механізм Чебишева, зображений на рис. 1, складається з кривошипа *OA* довжиною *r* та двоповідкової структурної групи, що утворена ланками *ABD* та *BC*, яку називають діадою Чебишева [1, 2]. У механізмі виконується співвідношення $l = l_{AB} = l_{BC} = l_{BD} = 1$. Таким чином, всі розміри у механізмі є відносними, за модуль довжини прийнято довжину *l*. Відстань між осями нерухомих шарнірів

$a = l_{OC}$, кут злому шатуна ABD $\Omega = \angle ABD$. Для забезпечення визначеності в русі ланок і прокручування кривошипа OA необхідно, щоби $r < 1$ та $r + a < 2l$. При таких співвідношеннях розмірів ланок, шатунна точка D механізму буде описувати криву, що симетрична відносно осі η-η, яка проходить через центр нерухомого шарніра C (рис. 1, *а*). Відомо [2], що такий механізм однозначно визначається трьома параметрами: Ω, a, r.

Механізми із зупинкою вихідної ланки (рис. 1, *а*, *б*) побудовані таким чином, що до базового кругового напрямного шарнірного чотириланкового механізму $OABCD$ приєднано додаткову структурну групу 1-го (рис. 1, *а*) або 2-го виду (рис. 1, *б*). Підчас проходження шатунною точкою D ділянки наближення D_1D_1' вихідна ланка механізму (коромисло EF або повзун E) будуть мати наближену зупинку, тривалість якої відповідає куту 2α повороту кривошипа OA. Для проведення синтезу базових напрямних механізмів Чебишева нами використовувались методи, описані в монографії [2], а для розв'язання поставленої задачі, а саме – визначення фактичної тривалості зупинки вихідної ланки – числовий метод, що базується на використанні безрозмірного коефіцієнта граничної швидкості вихідної ланки, який описаний в роботі [7]. Зазначений числовий метод розроблявся для визначення тривалості зупинки у механізмів, що синтезовані методами кінематичної геометрії, тому з метою використання цього методу для механізмів Чебишева потрібно було внести певні зміни, як буде описано нижче. Результати проведених розрахунків фактичної тривалості зупинки наведені на рис. 3, 4.

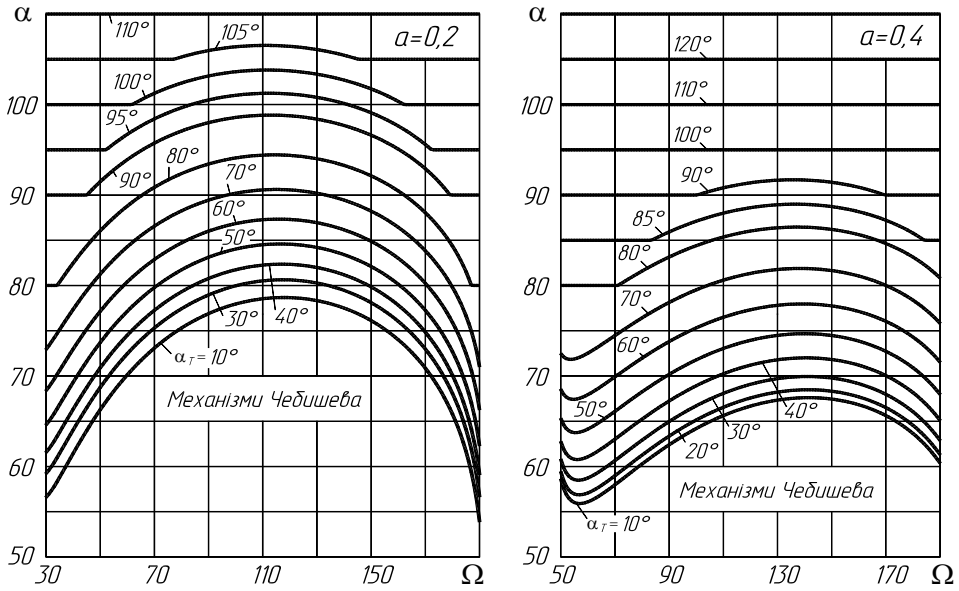

Рис. 3. Діаграми тривалості зупинки вихідної α ланки у механізмах Чебишева, визначені числовим способом (для механізмів, що мають міжосьову відстань a=0,2 та a=0,4 та теоретичну зупинку тривалістю α_T)

Відповідно до [2], початковими параметрами синтезу кругового напрямного механізму Чебишева є кут Ω злому шатуна ABD, міжосьова відстань a та необхідний кут α_T, що визначає теоретичну ділянку наближення. Зазначимо, що на наведених нижче діаграмах теоретичне значення цього кута будемо позначати як α_T, а фактичне, отримане з використанням методів числового аналізу – α. В результаті синтезу отримуємо довжину кривошипа r, відносну відстань Z від нерухомого центра обертання C до центра O_1, радіус кола наближення R, максимальне відхилення E на теоретичній ділянці наближення та максимальний хід вихідної ланки $S_{\max}$.

Визначення фактичної величини ділянки наближення проводилось наступним чином:

1. За початкову точку шатунної кривої, з якої починаємо розрахунок, обираємо точку D_0 (середина інтервалу наближення), положення якої розраховується як шатунна точка D, визначена для положення кривошипа $\varphi_1 = 0$ (див. рис. 1).

2. Розраховуємо діаграму інваріантів переміщень вихідної ланки: кожне значення S_i ділимо на максимальне значення $S_{\max}$, в результаті отримуємо діаграму, в якій переміщення змінюються від 0 до 1.

3. Будуємо діаграму одиничних швидкостей, продиференціювавши діаграму одиничних переміщень.

4. Розраховуємо значення швидкостей по цій діаграмі вліво (або вправо, оскільки механізм є симетричним) до досягнення граничної швидкості, після цього фіксуємо величину фактичного інтервалу наближення α та максимальне відхилення E. Зазначимо, що величина безрозмірного коефіцієнта граничної швидкості вихідної ланки приймалась такою ж, як в дослідженнях [4-11], а саме $v_\alpha = 0{,}022$.

5. Порівнюємо отримане значення α з теоретичним α_T, що визначається сімома точками граничних

відхилень (6 спільних точок між шатунною кривою та колом наближення): якщо в результаті проведених розрахунків отримаємо, що $\alpha < \alpha_T$, тобто швидкість вихідної ланки перевищила граничне значення навіть на теоретичному інтервалі наближення, тоді за фактичну тривалість зупинки приймаємо саме теоретичне значення з тим відхиленням E, яке було визначене для найкращого наближення за Чебишевим.

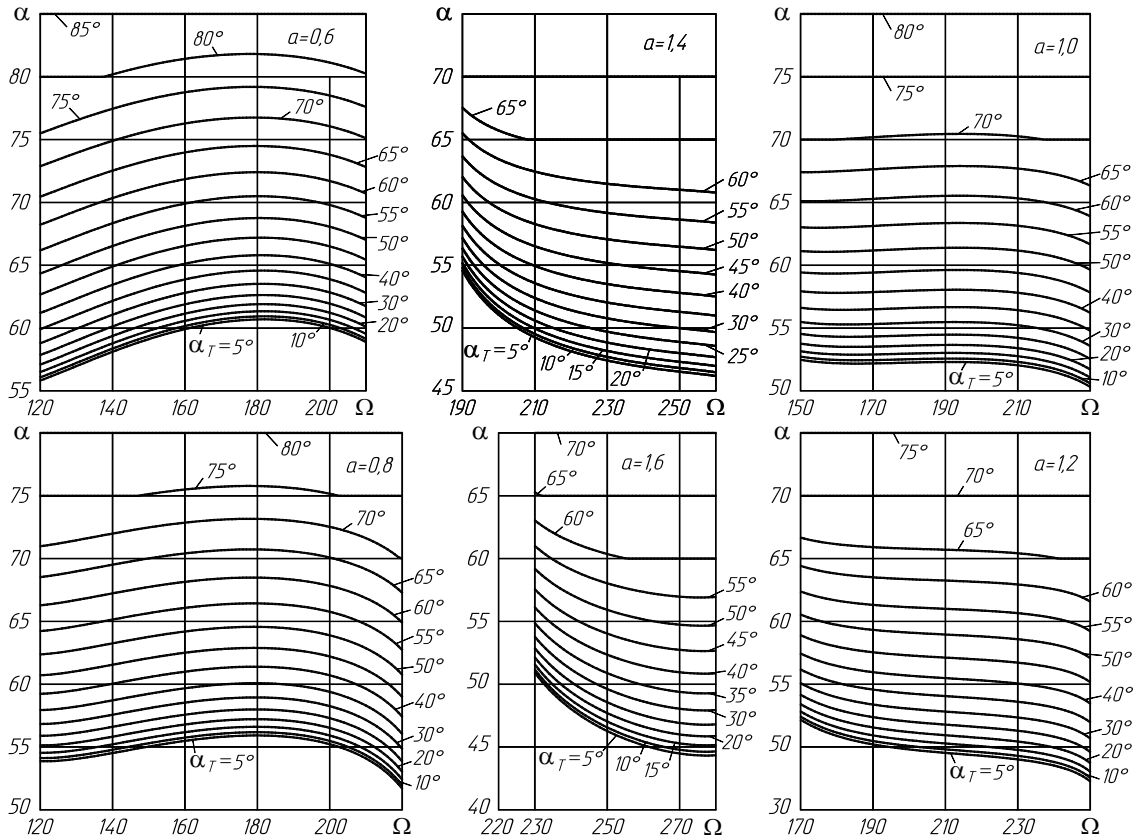

Рис. 4. Діаграми тривалості зупинки вихідної α ланки у механізмах Чебишева, визначені числовим способом (для механізмів, що мають міжосьову відстань 0,4 < *a* < 1,4 та теоретичну зупинку тривалістю α_T)

Якщо проаналізувати діаграми, зображені на рис. 3,4, то можна відмітити, що в більшості механізмів Чебишева спостерігається сповільнений вихід з фази зупинки, оскільки значення α є набагато меншим від α_T, що вибрано з умов найкращого наближення. Особливо це стосується механізмів з невеликими значеннями тривалостей зупинки α_T. Встановлено, що практично не існує механізмів Чебишева, у яких фактична величина вистою була би менше $2\alpha < 80^o$. На відміну від цього, механізми, які синтезовані методами кінематичної геометрії (з використанням особливих точок шатунної площини), як показано в роботах [4–11], здатні забезпечувати такі значення. Однак значною перевагою механізмів Чебишева є більша точність наближення.

Для прикладу, на рис. 5 показано діаграми зміни максимального відхилення E для механізмів, у яких міжосьова відстань $a = 1$. Як видно з рис. 5, *а*, *б*, умови найкращого наближення за Чебишевим забезпечують значно кращу точність наближення порівняно з тими ж механізмами, у яких інтервал наближення вибраний числовим способом, однак практично в механізмах Чебишева інтервал наближення продовжується і далі, за межами теоретичного інтервалу, але з дещо більшим відхиленням. Таким чином, перевагою запропонованого методу є те, що він дозволяє розраховувати фактичний інтервал наближення, не дивлячись на те, що відхилення E на ньому є більшими (рис. 5, *в*).

Як видно з одержаних результатів, для механізмів з порівняно тривалими зупинками вихідної ланки, величина фактичного вистою α, одержаного числовим способом, збігається з теоретичними значеннями α_T – в такому випадку на діаграмах, зображених на рис. 3,4 маємо ділянки з горизонтальними прямими лініями. Причому є такі значення α_T, для яких у частині механізмів фактична ділянка наближення відповідає теоретичній, а для інших механізмів – фактично є більшою та була розрахована числовим способом. Цим пояснюється, зокрема, те, що на рис. 5, *в* для значення $\alpha_T = 70^o$ показана крива, яка відповідає тільки частині механізмів, оскільки інші механізми мають відхилення найкращого наближення за Чебишевим, що вибирається за рис. 5, *а*.

Як вже зазначалось, фундаментальною роботою з дослідження механізмів Чебишева є монографія [2], де вперше повністю побудовані межі існування таких механізмів для різних значень кута Ω злому шатуна *ABD*, а також проведені їх кінематичні та кінетостатичні дослідження. Використовуючи наведені

там довідкові карти попереднього синтезу, а також числові значення, наведені у додатках, можна спроектувати механізми з вистоєм вихідної ланки. Наведені в даній статті результати дозволяють спрогнозувати величину цього вистою з врахуванням сповільненого виходу ланки з фази зупинки, а також відхилення на такому інтервалі наближення.

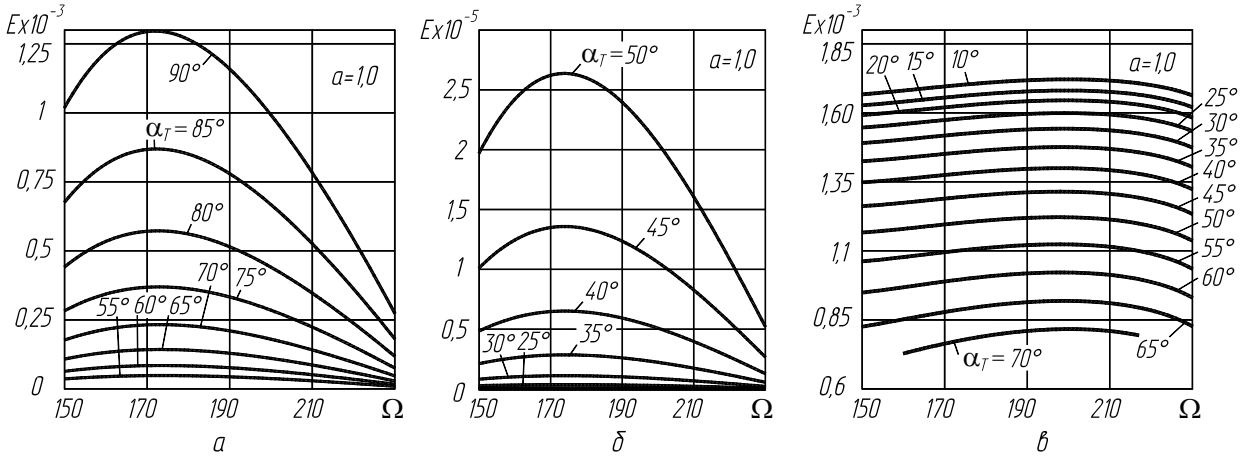

Рис. 5. Діаграми зміни точності наближення: *а*, *б* – теоретичні значення, відповідно до умов найкращого наближення за Чебишевим; *в* – фактичні значення, отримані числовим способом

В роботі [2] межі існування механізмів Чебишева зображено як діаграми $a = f(r)$, проте в нашому випадку це незручно, оскільки механізми з однаковою теоретичною ділянкою наближення α_T фактично мають різні інтервали наближення, що визначаються числовим способом. Тому, використовуючи методику та алгоритми, наведені у [2], нами побудовані діаграми для вибору геометричних параметрів таких механізмів як функції від кута Ω злому шатуна *ABD*. Приклади таких діаграм для значення міжосьової відстані $a = 1$ наведені на рис. 6.

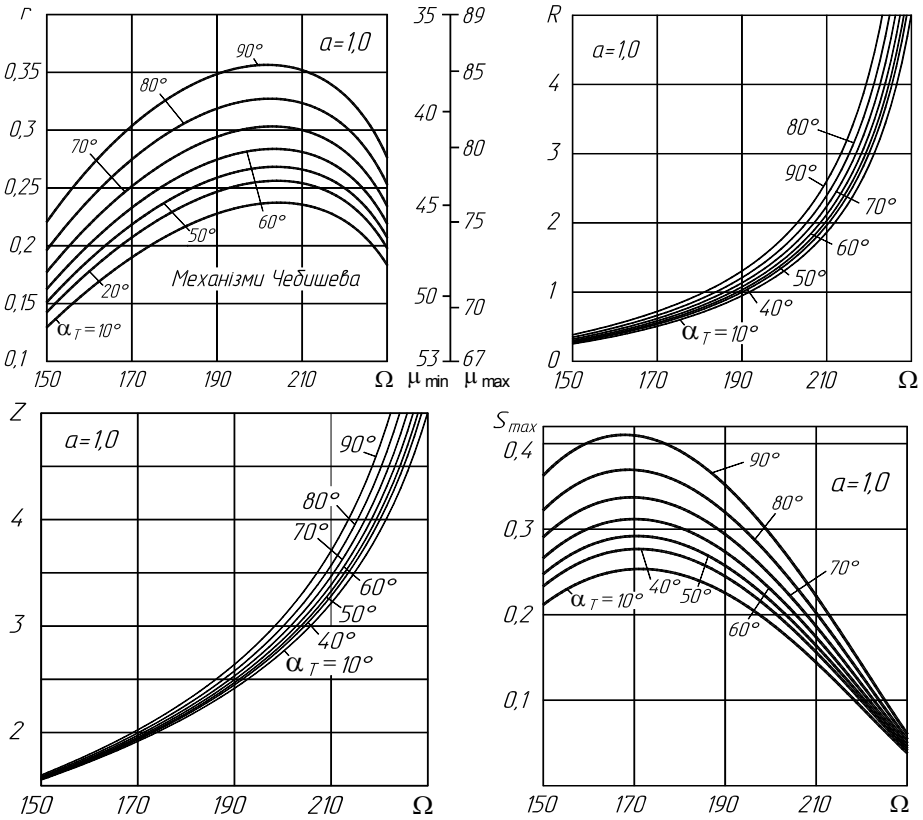

Рис. 6. Діаграми для визначення геометричних параметрів механізмів Чебишева відповідно до величини теоретичного інтервалу наближення

Важливим параметром, що визначає умови передачі зусиль у механізмі, є значення кута передачі в базовому напрямному механізмі *OABCD* (рис. 1, *б*). Відповідно до рекомендацій [1, 2], значення цього кута має знаходитись у межах $30^\circ \le \mu_{\min} \le 150^\circ$. Як показали результати проведених досліджень, механізми

Чебишева, які мають міжосьову відстань $a = 0,2; 0,4; 0,6$ мають незадовільні значення цих кутів, забезпечуючи відповідно максимальні значення μ_{min} відповідно менше $9^\circ, 22^\circ$ та 27°. Інші механізми, що розглядаються в даній роботі, можна рекомендувати для практичного використання. Дослідження всієї області існування механізмів Чебишева проводилось лише з метою підтвердження гіпотези про те, що фактична величина інтервалу наближення в усіх механізмах може відрізнятись від теоретичної.

Таким чином, розроблений аналітично-числовий метод та отримані результати дозволяють визначати фактичні величини інтервалів наближення та відповідно тривалості зупинок вихідних ланок механізмів, синтезованих з умов найкращого наближення за Чебишевим. Наведені результати у вигляді довідкових діаграм дозволяють визначати всі необхідні геометричні параметри таких механізмів. Дослідження планується продовжити в напрямку визначення меж існування механізмів з однаковою фактичною тривалістю зупинки та проведення кінематичного та кінетостатичного дослідження таких механізмів.

Література

1. Артоболевский И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский, С. А. Черкудинов – М. : Физматгиз, 1959. – 1084 с.

2. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Я. Т. Киницкий. – К. : Вища школа, 1990. – 232 с.

3. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad : навч. посібник / Я.Т. Кіницький, В.О. Харжевський, М.В. Марченко. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2014. – 295 с.

4. Харжевський В. О. Чисельно-аналітичний метод синтезу важільних механізмів з зупинкою вихідної ланки на базі несиметричного шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Болла / В. О. Харжевський, Я. Т. Кіницький // Вісник Технологічного університету Поділля. – 2003. – № 4. – С. 43–54.

5. Харжевський В. О. Методика синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів з дотиком 4-го порядку / В.О.Харжевський // Вісник Технологічного у-ту Поділля. – 2003. – Т. 2. – № 6, ч. 1 – С. 152–163.

6. Харжевський В. О. Синтез механізмів із зупинкою вихідної ланки на основі двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму / В.О.Харжевський // Збірник наукових праць. – Хмельницький : НАДПСУ. – 2004. – № 28, ч. 1 (спец. випуск). – С. 123–125.

7. Харжевський В. О. Синтез важільних прямолінійно-напрямних механізмів та механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі шарнірного чотириланкового механізму : дис. … канд. техн. наук : 05.02.02 / Харжевський В'ячеслав Олександрович. – Хмельницький, 2004. – 262 с.

8. Харжевський В.О. Аналітично-числовий синтез кругових напрямних механізмів на базі шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Бурместера / В. О. Харжевський, Я. Т. Кіницький // Машинознавство. – 2005. – № 4. – С. 26–31.

9. Харжевський В.О. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії : монографія / В.О. Харжевський. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2015. – 223 с.

10. Харжевський В.О. Методика визначення особливих точок Чебишева для синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів / В.О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. – 2015. – № 3 (225). – С. 34–41.

11. Харжевський В.О. Метод синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку / В.О.Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. – 2015. – № 5(229). – С. 62–67.

12. Лихтенхельдт В. Синтез механизмов / В. Лихтенхельдт. – М. : Наука, 1964. – 228 с.

13. Gassmann V. Synthese von Geradführungen mit ebenen Viergelenkgetrieben, Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.

Рецензія/Peer review : 8.9.2016 р. Надрукована/Printed : 12.12.2016 р.
Стаття рецензована редакційною колегією