

Секція проблем механіки

ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТИЧНОГО ІНТЕРВАЛУ НАБЛИЖЕННЯ У НАПРЯМНИХ ЛЯМБДОПОДІБНИХ МЕХАНІЗМІВ ЧЕБИШЕВА

Харжевський В. О.¹, Марченко М. В.²

Хмельницький національний університет

E-mail: ¹vk.solidworks@gmail.com, ²max@solidworks.net.ua

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.

У 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, 5]. 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, 5], кругові та прямолінійно-напрямні важільні механізми мають у машинобудуванні самостійне використання, а також можуть використовуватись як базові при проектуванні механізмів із зупинкою вихідної ланки.

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 (рівномірного) наближення за Чебишевим, що отримали подальший розвиток, зокрема, в роботах Блоха, Кіницького [1], Гассманна, Саркіяна [3], а також ме-

тоди кінематичної геометрії [2, 4, 5], започатковані німецьким вченим Бурместером, які отримали розвиток в роботах Ліхтенхельдта, Мюллера, Бейера, та інших вчених.

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, *a*).

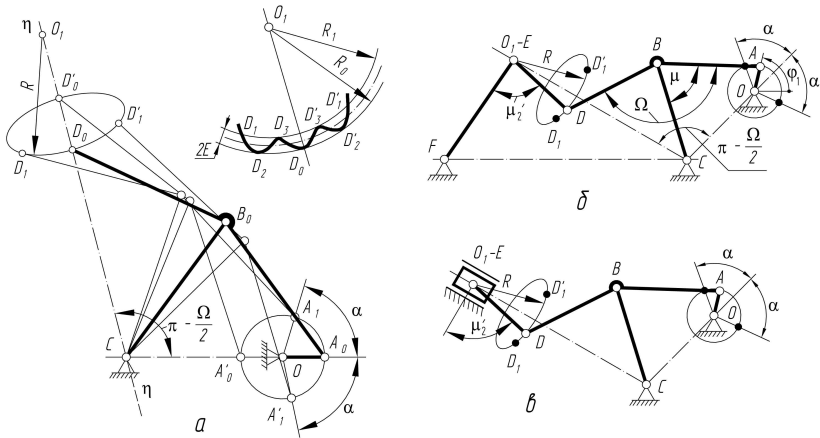


Рис. 1. Лямбдоподібний механізм Чебишева, що забезпечує наближення ділянки шатунної кривої до дуги кола (*a*), а також механізми із зупинкою вихідної ланки на його основі: *b*) зі структурною групою 1-го виду; *v*) зі структурною групою 2-го виду [1]

Показана на рис. 1, *a* схема механізму є відомим частковим випадком напрямних механізмів, що забезпечують найкраще (рівномірне) наближення ділянки шатунної кривої до дуги кола і при цьому генерують симетричні шатунні криві – такі механізми мають назву симетричних лямбдоподібних механізмів Чебишева.

Важливою перевагою використання методу найкращого (рівномірного) 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 [1]. Зокрема, в таких механізмах можливий сповільнений перехід вихідної ланки з фази зупинки та навпаки, що приводить до погіршення якісних

характеристик законів руху. Нами встановлено, що фактична величина зупинки вихідної ланки може значно відрізнятись від теоретичної, і такі механізми можна розглядати не тільки як такі, що мають сповільнений вихід з фази зупинки, але й як механізми, що забезпечують іншу, в деяких випадках значно більшу фактичну тривалість зупинки вихідної ланки.

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 ($l = l_{AB} = l_{BC} = l_{BD} = 1$). До базового механізму $OABCD$ приєднано додаткову структурну групу 1-го (рис. 1, *a*) 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 Кіницького Я.Т. [1], а для розв'язання поставленої задачі, а саме – визначення фактичної тривалості зупинки вихідної ланки – розроблений нами числовий метод, що базується на використанні безрозмірного коефіцієнта граничної швидкості вихідної ланки [2].

Приклади результатів проведених розрахунків величин тривалості зупинки наведені на рис. 2.

Як видно з отриманих результатів, фактичні тривалості зупинки вихідної ланки у лямбдоподібних механізмах Чебишева збігаються з теоретичними значеннями лише в часткових випадках – зокрема, для тривалих зупинок. Проаналізувавши діаграми, зображені на рис. 3, 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 за Чебишевим. Особливо це стосується механізмів з невеликими значеннями тривалостей зупинки α_T . Зокрема встановлено, що практично не існує механізмів Чебишева, у яких фактична величина вистою була би менше $2\alpha < 60^\circ$.

Отже, розроблений аналітично-числовий метод та отримані результати дозволяють визначати фактичні величини інтервалів наближення в усьому діапазоні значень, а наведені результати у вигляді довідкових діаграм дозволяють визначати всі необхідні геометричні параметри таких механізмів.

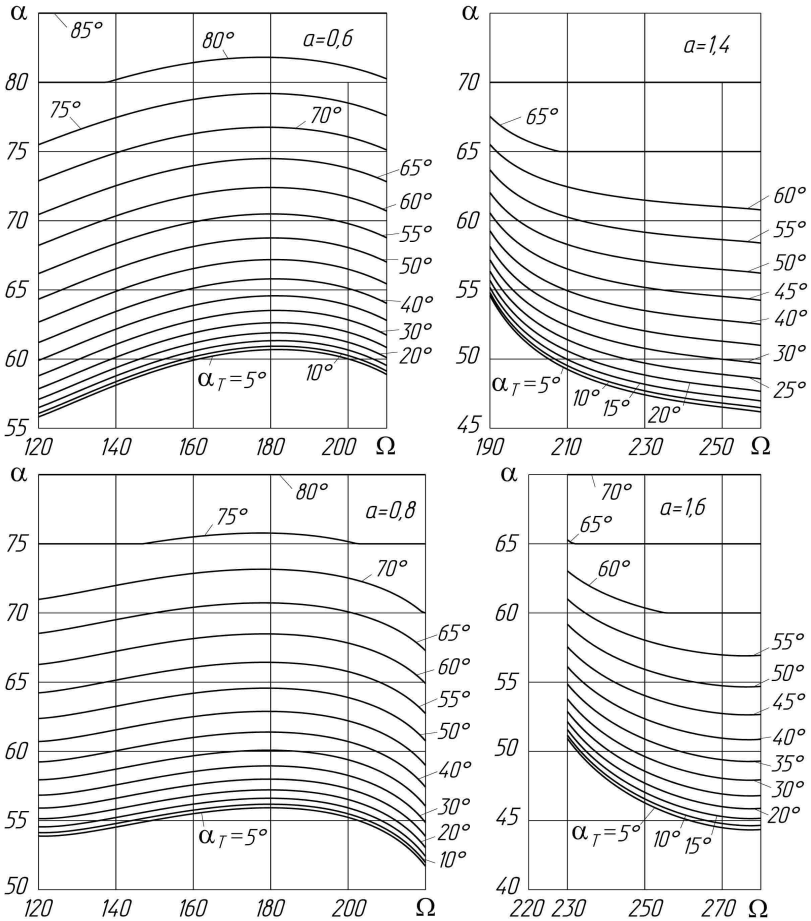


Рис. 2. Приклади діаграм тривалості зупинки вихідної α ланки у механізмах Чебишева, визначені числовим способом (для механізмів, що мають міжосьову відстань a та теоретичну зупинку тривалістю α_T)

Література

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

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

3. Sarkissyan Y. L. Approximations in Synthesis of Mechanisms / State Engineering University of Armenia Proceedings, series “Mechanics, Machine Science, Machine-building”, Issue 15, N 2, 2012, 9–21.

4. Yin L., Han J., Huang J., Yang T. "A General Method for Synthesizing Straight-Line Linkage with Ball and Burmester Points" //Applied Mechanics and Materials, Vols 215–216, 2012, 138–141.

5. Wang D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages / Wang D., Wang W. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 450 p.

DYNAMIC STRENGTH AND STIFFNESS ASSESSMENT OF CIRCUIT CARDS WITH RESPECT TO THEIR GEOMETRIC PARAMETERS

Kovtun I., Goroshko A., Petrashchuk S.

Khmelnitsky National University, 11 Institutaska Str., 29016 Khmelnytsky, Ukraine

1. Introduction

The main bearing parts in electronic packages introduced by printed circuit boards (PCBs), case walls and other structural elements subjected to vibration and shocks while their operation transmit dynamic forces to electronic components they mechanically support. Numerous publications on dynamic forces analysis in engineering [1–3] and in electronic equipment [4, 5] subjected to vibrations, vibration reduction and suppression design [6, 7] indicate insufficient strength and reliability of modern equipment exposed to variety of impacts such as mechanical shocks and vibration. The research conducted before [8, 9] demonstrates that dynamic forces may increase manifold to damage parts and components especially at resonant oscillations.

2. Mathematical model of the oscillatory system

The current research represents mathematical modeling aimed at dynamic force analysis of printed circuit boards in order to eliminate or reduce dynamic stresses to an acceptable level and to provide strength and reliability in design of printed circuit boards subjected to vibration. The represented model describes a printed circuit board as unique oscillatory system simulated as prismatic beam with single concentrated mass set on two oscillating supports. Here PCBs simulation considers cylindrical bending as set of beam-strips with rectangular cross-sections, thus their