

силами інерції. Як видно з наведених даних, реакції в кінематичних парах можна суттєво зменшити раціональним вибором мас ланок і в першу чергу повзуна B . Оскільки дані автомати універсальні і можуть виготовляти цвяхи з різних металів та різних розмірів, то і зусилля висадки будуть суттєво між собою відрізнятися. Тому бажано в конструкції автомата передбачити зміну маси повзуна B . Одержані результати досліджень, а також алгоритми та програма для ЕОМ можуть бути використані в конструкторській практиці при модернізації існуючих автоматів або при проектуванні нових.

Література

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Щепетильников В.А. Уравновешивание механизмов. – М.: Высш. шк., 1977. – 527 с.

Надійшла 15.11.2009 р.

УДК 621.01

Я.Т. КІНИЦЬКИЙ, П.В. МІНЯЙЛО, М.В. МАРЧЕНКО
Хмельницький національний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗУПИНКИ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ МЕХАНІЗМІВ, ПОБУДОВАНИХ НА БАЗІ ЦЕНТРАЛЬНОГО ПРЯМОЛІНІЙНО НАПРЯМНОГО КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ

У роботі наведено методику визначення тривалості та точності зупинки вихідної ланки шестиланкових шарнірно-важільних механізмів, які побудовані на базі центрального прямолінійно напрямного кривошипно-повзунного механізму. Наведено деякі результати досліджень у вигляді довідкових карт (номограм геометричних параметрів), які можуть бути використані для проведення попереднього синтезу вказаних механізмів.

A method for the definition of dwell time adjustment and accuracy of straight-line mechanisms and dwell mechanisms on the basis on slider-crank mechanism is developed. Graphs for the synthesis of such mechanisms are shown.

Ключові слова: прямолінійно напрямні механізми, механізми із зупинкою, тривалість зупинки, точність зупинки, шатунні криві.

Постановка задачі. Плоский кривошипно-повзунний механізм та його окремі модифікації – прямолінійно напрямні механізми – знайшли широке використання у сучасній промисловості. Механізми такого типу використовуються для перетворення обертального руху вхідної ланки в поступальний рух вихідної ланки, або навпаки. Зокрема, такі механізми використовуються в двигунах внутрішнього згорання, поршневих компресорах і насосах, пресах, в конструкціях автотранспорту і автомобілів тощо [1 – 4, 7, 8].

В той час як методика синтезу власне кривошипно-повзунного механізму розроблена досить детально [2], то синтез напрямних механізмів, одержаних на їх базі, розроблений недостатньо. Застосування напрямних механізмів дозволяє здійснювати їх перебудову на відтворення кривих, які часто належать до різних видів, а також проектування механізмів з зупинкою вихідної ланки [4].

У цій роботі розглядається геометричний синтез прямолінійно напрямного механізму, що відтворює шатунну криву, яка на певній ділянці наближається до прямої лінії. Така крива збігається з прямою в обмеженій кількості точок та відрізняється від неї в більшій чи меншій мірі у проміжку між цими точками, причому ділянка, на якій ці криві можуть бути достатньо близькими, обмежена.

У техніці здебільшого використовується центральний кривошипно-повзунний механізм, шатунна крива якого є симетричною відносно осі абсцис, а її прямолінійна ділянка паралельна до осі ординат [4]. Шатунна точка механізму відтворює в площині стояка шатунну криву, яка є алгебраїчною кривою 4-го порядку. Надалі розглядаються механізми з зупинкою вихідної ланки, які побудовані лише на базі центрального кривошипно-повзунного механізму з несиметричними шатунними кривими (рис. 1). Такий механізм характеризується наступними відносними геометричними параметрами, які визначають $r=l_{OA}/l$ – довжину кривошипа OA , $k=l_{AC}/l$ – довжину відрізка AC шатуна AB , γ – кут злому шатуна, де $l=l_{AB}$ – довжина шатуна. Кутову швидкість кривошипа ω_1 приймаємо рівною одиниці. При відповідному виборі цих параметрів точка C описує шатунну криву, яка на ділянці $K_L K_R$ наближається до прямої лінії. Якщо в точці C під'єднати структурну групу II-го класу п'ятого виду (за класифікацією Ассур-Артоболевського), то ланка 5, паз якої розташований вздовж лінії $K_L K_R$ під кутом ξ , буде нерухомою поки точка C рухається по ділянці наближення.

Рух вихідної ланки характеризується тривалістю зупинки, яка визначається часом руху точки C вздовж ділянки наближення, або відповідним кутом повороту кривошипа α_Σ , якщо $\omega_1=\text{const}$; відносним максимальним ходом S_{\max} ланки 5; точністю зупинки $2E$; кутом нахилу прямолінійної ділянки шатунної кривої ξ та кутом φ_L , який визначає положення кривошипа на початку періоду наближення, тобто коли точка C збігається з точкою K_L .

При синтезі важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки важливою задачею є визначення тривалості зупинки вихідної ланки. Для цього можуть бути використані різні методи. В роботі [6] показана

неможливість використання точки Болла для синтезу прямолінійно напрямних механізмів на базі кривошипно-повзунного механізму. Пропонуємо інший спосіб визначення тривалості зупинки – за п'ятьма точками граничних відхилень шатунної кривої від прямої.

На рис. 2 окремо зображено шатунну криву кривошипно-повзунного механізму. Вона може мати максимум чотири спільні точки з прямою, оскільки є кривою 4-го порядку [3]. При наближенні до прямої лінії шатунна крива кривошипно-повзунного механізму матиме п'ять точок граничних відхилень на інтервалі наближення. У роботі [9] було показано, що визначення тривалості зупинки вихідної ланки для шарнірного чотириланкового механізму за п'ятьма точками граничних відхилень є неприйнятним, оскільки в багатьох випадках отримуємо механізми з повільним розбігом вихідної ланки з фази зупинки, тобто практично спостерігається інша тривалість зупинки порівняно з теоретичною. Шатунна крива шарнірного чотириланкового механізму є алгебраїчною кривою 6-го порядку, в той час як шатунна крива кривошипно-повзунного механізму є простішою – кривою 4-го порядку. Тому в результаті досліджень підтвердилось припущення, що при виборі величини ділянки наближення у кривошипно-повзунному механізмі за допомогою п'яти точок граничних відхилень не спостерігається значних розбіжностей між теоретичними та практичними величинами тривалості зупинки вихідної ланки.

Таким чином, для знаходження прямолінійної ділянки на типовій шатунній кривій кривошипно-повзунного механізму, приклад якої показано на рис. 2, необхідно знайти таку пряму, яка б мала подвійний дотик у точках K_1 та K_2 з шатунною кривою. В цих точках швидкості \vec{V}_1 і \vec{V}_2 шатунної точки мають однаковий напрямок. Для знаходження цих векторів було використано оптимізаційний метод, а саме метод „золотого перетину”.

Для вирівнювання відхилень необхідно знайти на ділянці K_1K_2 шатунної кривої точку K_{max} , що відповідає максимальному відхиленню на ділянці наближення. Точки K_L і K_R перетину шатунної кривої з прямою a' , яка проведена через точку K_{max} паралельно до прямої a , визначатимуть відповідно крайню ліву та крайню праву межу ділянки наближення. Шукану пряму наближення отримаємо, провівши пряму a'' , рівновіддалену від прямих a і a' . Характеристикою точності ділянки наближення є відстань $2E$ між прямими a та a' , а також відношення ϵ цієї величини до величини максимального ходу вихідної ланки S_{max} : $\epsilon = (2E/S_{max}) \cdot 100\%$.

При дослідженнях було прийнято, що шатунна крива має прямолінійну ділянку, якщо $\epsilon \leq 5\%$.

Для того, щоб провести синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки за допомогою запропонованого методу аналізу шатунної кривої, побудовані довідкові карти (номограми).

Порядок розрахунку основних параметрів для побудови довідкових карт синтезу важільних механізмів наступний.

1. Задаємось параметрами базового механізму (r, k, γ , див. рис. 1); кривошипно-повзунний механізм існує в межах: $0 < r < 1$.

2. Вибираємо деякі значення довжини відрізка k і кута злому шатуна γ ; при цьому γ змінюється в межах $\gamma = 0 \dots 360^\circ$ з кроком 1° , а k – у межах $k = 0,1 \dots 5$ з кроком $0,1$. Для кожного такого механізму проводимо аналіз шатунної кривої за допомогою ЕОМ та визначаємо тривалість вистою α_2 . При цьому обчислення проводимо у циклі, параметром якого є кут ϕ_1 повороту кривошипа (кут ϕ_1 змінюється в межах $\phi_1 = 0 \dots 360^\circ$ з кроком 1°).

3. Після цього до базового механізму приєднуємо в точці C додаткову структурну групу 2-го класу 5-го виду так, щоб вісь пазу ланки 5 збігалася з прямолінійною ділянкою шатунної кривої K_LK_R , та визначаємо максимальний хід вихідної ланки S_{max} . Результати обчислень за допомогою ЕОМ заносимо у базу даних у вигляді таблиць з розрахованими параметрами механізмів.

На основі отриманих даних було побудовано довідкові карти для визначення геометричних параметрів напрямних механізмів. Приклади таких карт наведено на рис. 3 – 8.

Характерно, що геометричні місця положення точки C описуються колами, які проходять через

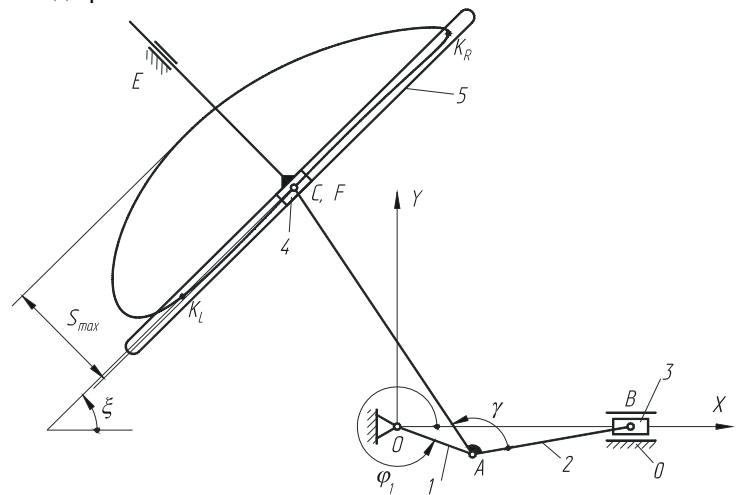


Рис. 1. Шестиланковий важільний прямолінійно-напрямний механізм, який забезпечує зупинку вихідної ланки

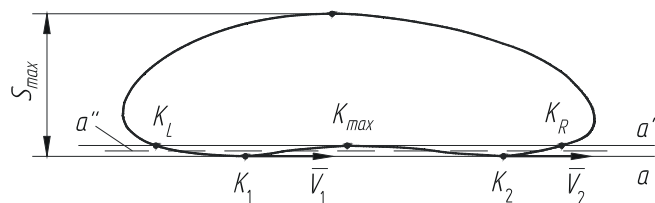


Рис. 2. Аналіз шатунної кривої для визначення тривалості зупинки вихідної ланки прямолінійно напрямного кривошипно-повзунного механізму

точку B , причому для центрального кривошипно-повзунного механізму ($e=0$) центри цих кіл знаходяться на лінії AB . На рис. 8 зображено діаграми, які дозволяють визначити координати (x, y) центрів кіл з рівними кутами зупинки вихідної ланки.

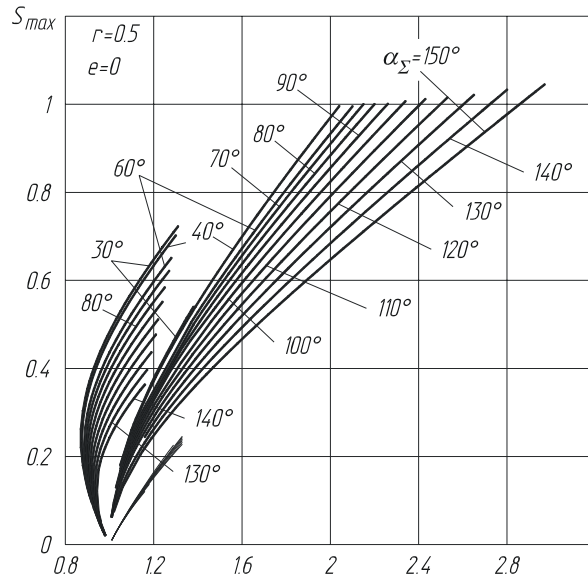


Рис. 3. Залежність максимального ходу вихідної ланки S_{max} від величини відрізка k

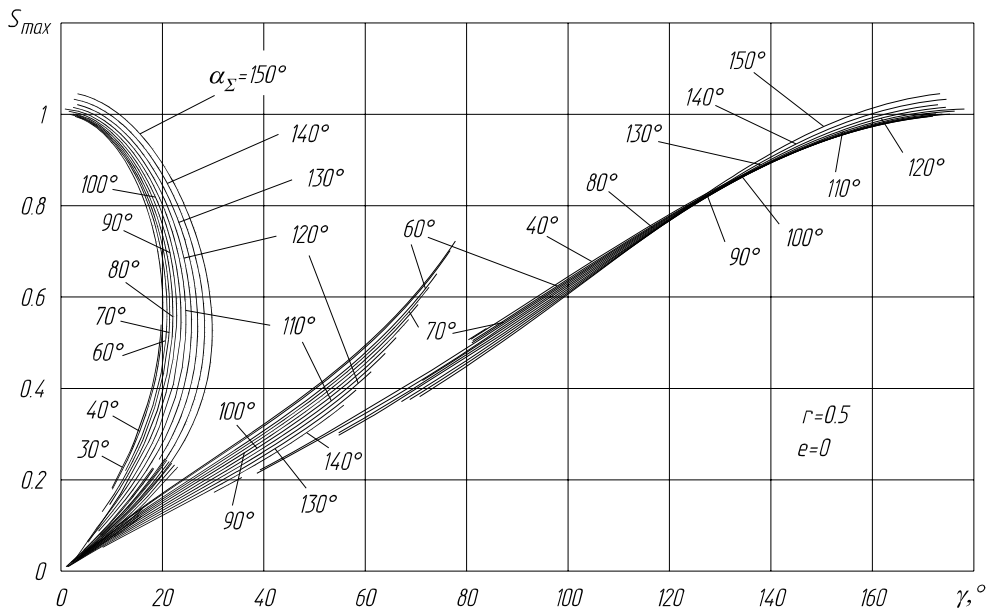


Рис. 4. Залежність максимального ходу вихідної ланки S_{max} від кута γ злому шатунна

Аналіз наведених діаграм показує, що задані або вибрані параметри руху вихідної ланки (α_{Σ} , S_{max} , $2E$, ξ і φ_L) можуть бути забезпечені кривошипно-повзунними механізмами з різними геометричними параметрами (r , k , γ), тобто за допомогою великої множини механізмів можна забезпечити необхідну для конструктора тривалість зупинки вихідної ланки напрямних механізмів. Це дає можливість синтезувати механізми, враховуючи додаткові вимоги. До таких вимог відносяться [5]:

- довжина прямолінійної ділянки шатунної кривої;
- геометричні параметри та габарити механізмів, які проектуються;
- заданий максимальний хід вихідної ланки;
- точність наближення;
- інші кінематичні та силові параметри.

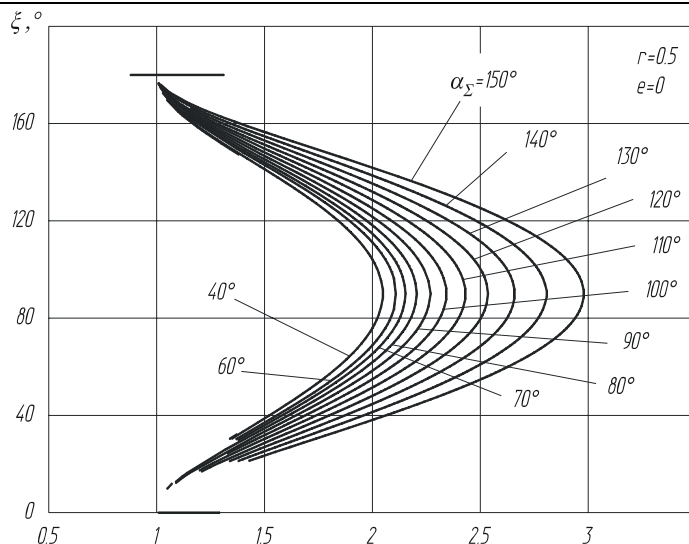


Рис. 5. Залежність кута нахилу ξ прямолінійної ділянки шатунної кривої від довжини відрізка k

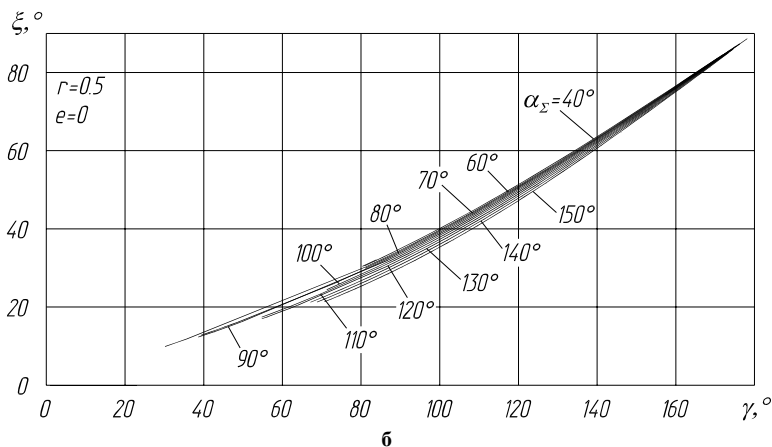
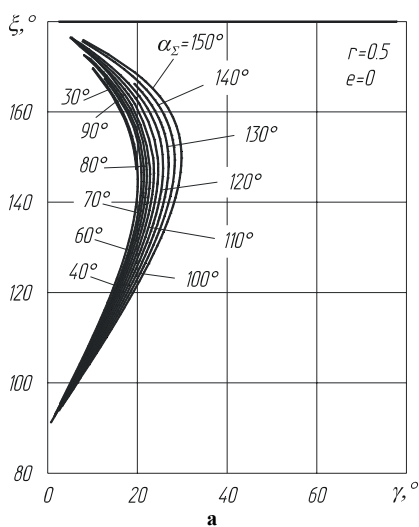


Рис. 6. Залежність кута нахилу ξ від кута злому шатуна γ : а) $\xi=0\dots90^\circ$, б) $\xi=80\dots180^\circ$

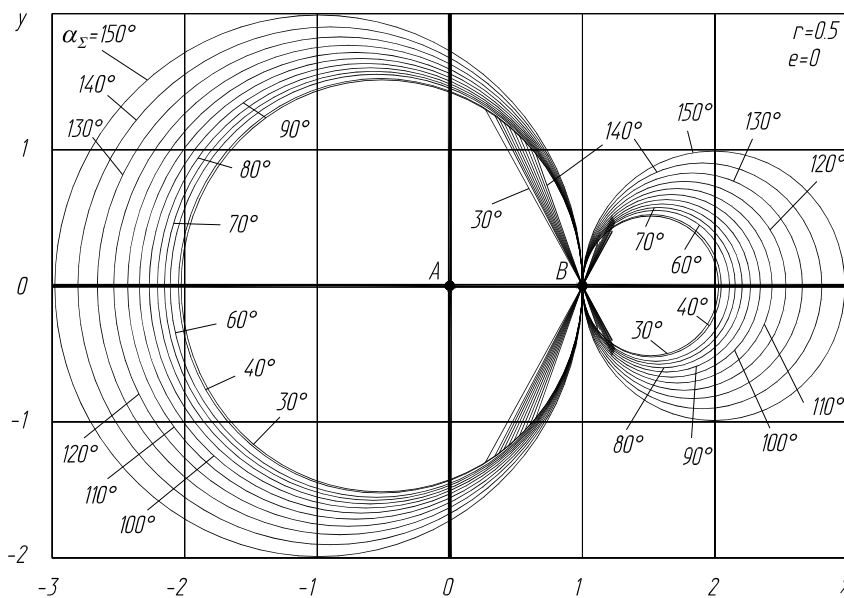


Рис. 7. Вибір координат шатунної точки

На рис. 9 показано деякі шатунні криві синтезованих прямолінійно напрямних механізмів, які на ділянці, яка відповідає тривалості вистою, наближаються до прямої лінії. У проведених нами дослідженнях отримано механізми з тривалістю вистою $\alpha_\Sigma=30\dots150^\circ$.

Висновки. Проведені дослідження показали, що існує велике сімейство прямолінійно напрямних механізмів, синтезованих на базі центрального кривошипно-повзунного механізму, які забезпечують зупинку вихідної ланки різної тривалості і точності.

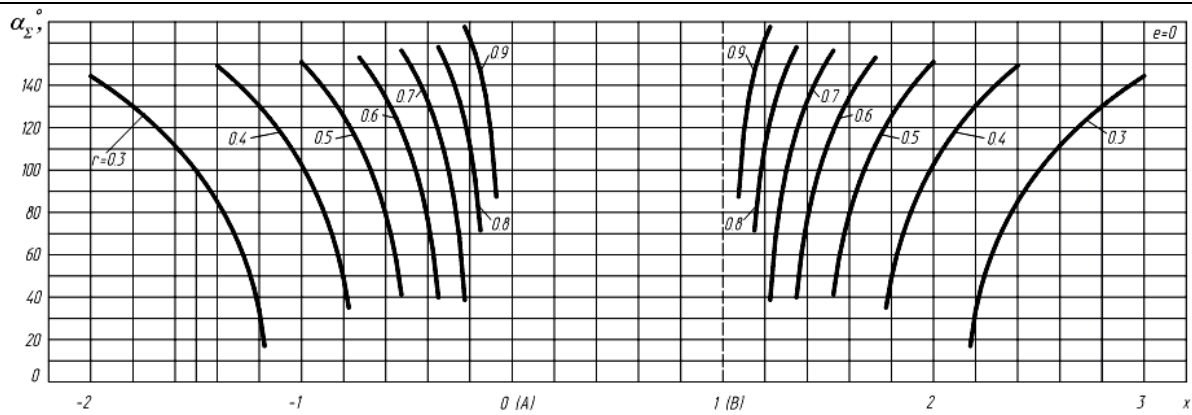


Рис. 8. До визначення положення центра кола рівних вистот

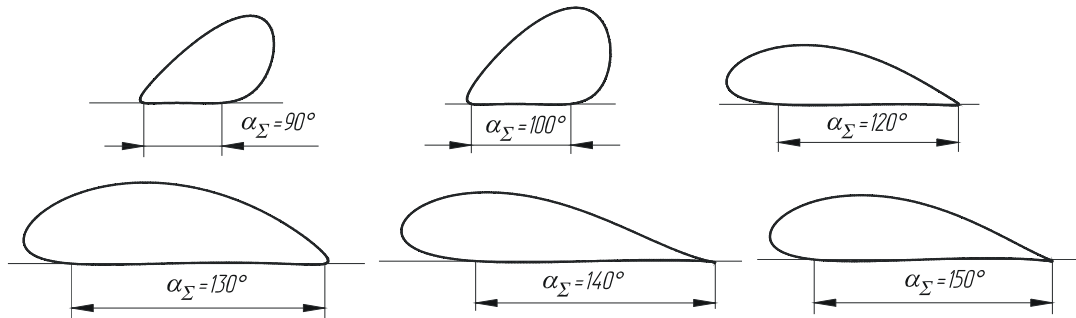


Рис. 9. Шатунні криві прямолінійно напрямного кривошипно-повзунного механізму

Це дає можливість вибору необхідних геометричних параметрів механізмів, що проектуються, з врахуванням інших критеріїв руху вихідної ланки. Для врахування цих умов необхідно провести подальші дослідження вказаних механізмів, щоб встановити основні кінематичні і динамічні характеристики руху вихідної ланки, умови передачі руху тощо. Цим питанням будуть присвячені наступні публікації.

Література

1. Артоболевский И.И. Синтез механизмов / Артоболевский И.И., Блох З.Ш., Добровольский В.В. – М. – Л.: Гостехиздат, 1944. – 387 с.
2. Артоболевский И.И. Синтез плоских механизмов / Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
3. Геронимус Я.Л. Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов / Я.Л. Геронимус – М.: ГИФМЛ, 1962. – 399 с.
4. Карелин В.С. Проектирование рычажных и зубчато-рычажных механизмов: [справочник] / В.С. Карелин. – М.: Машиностроение, 1986. – 184 с., ил.
5. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена. – К.: Вища школа, 1990. – 231 с.
6. Кіницький Я.Т., Міняйло П.В., Марченко М.В. Знаходження точок перегину шатунної кривої кривошипно-повзунного механізму // Вісник Хмельницького національного університету. – 2006. – № 6. – С. 7-10.
7. Надеждин И.В. К синтезу прямолинейно-направляющих кривошипно-ползунных механизмов // Теория механизмов и машин. – 1984. – Вып. 37. – С. 13-18.
8. Надеждин И.В. Проектирование прямолинейно-направляющих кривошипно-ползунных механизмов // Изв. вузов. Машиностроение, 1979, № 12. – 26 с.
9. Харжевський В.О, Кіницький Я.Т. Чисельно-аналітичний метод синтезу важільних механізмів з зупинкою вихідної ланки на базі несиметричного шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Болла // Вісник Технол. ун-ту Поділля. – 2003. – № 4. – С. 43-54.

Надійшла 10.11.2009 р.