

УДК 621.01

С.О. КОШЕЛЬ, Г.В. КОШЕЛЬ

Київський національний університет технологій та дизайну

## ВИЗНАЧЕННЯ ПРИСКОРЕНЬ ТОЧОК ПЛОСКОГО МЕХАНІЗМУ ЧЕТВЕРТОГО КЛАСУ З РУХОМИМ ЗАМКНЕНИМ КОНТУРОМ, УТВОРЕНИМ ТРЬОМА ШАТУНАМИ ТА КОРОМИСЛОМ

Складні багатоланкові плоскі механізми все частіше застосовуються в технологічному обладнанні легкої промисловості. Відсутність універсального способу кінематичного дослідження таких механізмів дозволяє стверджувати про актуальність робіт з кінематичного аналізу багатоланкових механізмів. Метою роботи є розробка послідовностей дій для кінематичного дослідження прискорень точок ланок складного плоского механізму четвертого класу графоаналітичним способом, що базується на положеннях курсу теоретичної механіки про миттєвий центр прискорень ланок механізму, що мають плоскопаралельний рух. Визначено вектори лінійних прискорень точок ланок групи четвертого класу другого порядку складного плоского механізму графоаналітичним методом, в якому умовно змінено початковий механізм, що призвело до зменшення класу механізму та дозволило виконати його дослідження.

Ключові слова: механізм; кінематичне дослідження; вектор прискорення; план прискорень.

S.O. KOSHEL, A.V. KOSHEL

Kyiv National University of Technologies and Design

## DETERMINATION OF ACCELERATION OF THE POINTS OF FOURTH-GRADE MECHANISM WITH THE MOBILE CLOSED CONTOUR

Improving of existing technology equipment of light industry and design of new machines connected with efficiency of existing analysis methods for structural group of planar mechanisms links, of which the last composed. The methods of investigation of dyads are the most effective today. Enough known the analyze methods of structural group to which four links enter. They form the 3rd class and 3rd order groups, on the base of which you can structural synthesize the mechanisms of the relevant class. On the one hand the structural group 4th class and 2nd order groups have used or have significant prospects of application in machinery of technological equipment in light industry, on the other – the appropriateness (effectiveness) of their use is not theoretically justified because there is no known method for their kinematic and dynamic researches. Imperfection in methods of analysis of such structural groups is a factor of deterrence of their use in technological equipment. The lack of a universal method of kinematic research of these mechanisms allows us to assert the relevance of work on the kinematic analysis of multilink mechanisms. Purpose of the work is development sequence of actions for kinetic research accelerations of the points of the planar links complex mechanism of graphic-analytical method that is based on the provisions of the course theoretical mechanics about instantaneous accelerations center links of the mechanism, which have plane-parallel motion. Analysed the linear acceleration vectors of the points of the links of group fourth class of third-order complex planar mechanism graphic-analytical method, which provisionally amended the initial mechanism that has led to a reduction class of mechanism and allowed to perform his research. In addition, the algorithm of kinematic analysis can be recommended for similar studies of complex planar mechanisms fourth and upper classes.

Keywords: mechanism, kinematic research, the acceleration vector, plan of acceleration.

### Вступ

Проектування нових машин легкої промисловості та вдосконалення існуючого технологічного обладнання пов'язано з досконалістю методів структурного, кінематичного, динамічного досліджень структурних груп ланок механізмів, що їх утворюють.

Методи дослідження та синтезу двоподкових структурних груп п'яти різних видів є найбільш розробленими, відомими є методи аналізу плоских структурних груп ланок, що утворюють групи третього класу третього порядку або деякі-четвертого класу, на основі яких можна структурно синтезувати механізми відповідних класів. Плоскі структурні групи вищих класів з одного боку вже використовуються або мають значні перспективи застосування в механізмах технологічного обладнання легкої промисловості, з іншого – не мають уніфікованих методів кінематичного та динамічного досліджень, що пояснюється різноманіттям видів структурних груп та складністю досліджень в кожному конкретному випадку.

### Постановка завдання

Метою роботи є розробка послідовностей дій для кінематичного дослідження прискорень точок, що співпадають з геометричними центрами кінематичних пар структурної групи четвертого класу другого порядку з рухомих замкненим контуром, утвореним трьома шатунами, один з яких має вигляд складної ланки та коромислом, що несе на собі три елементи кінематичних пар, що базуються на положеннях курсу теорія механізмів і машин про властивість механізмів вищих класів змінювати клас в залежності від умовно обраного іншого можливого початкового механізму, що надходить до складу ведених структурних груп ланок механізму та положень курсу теоретична механіка про миттєвий центр прискорень (МЦП).

### Аналіз досліджень та публікацій

Питанням дослідження складних плоских механізмів приділяється увага в ряді робіт останніх років: розглядаються та вирішуються задачі синтезу [1], виконуються кінематичні та силові дослідження

механізмів вищого класу [2], наприклад, кінематичне дослідження механізму шостого класу [3, 4], зокрема механізмів обладнання легкої промисловості [5, 6].

Фактором стримування використання в технологічному обладнанні легкої промисловості структурних груп вищих класів є недостатня розробка способів їх аналізу, тому роботи, в яких розглядаються питання кінематичного дослідження складних плоских механізмів за допомогою будь-яких інших можливих способів та методів аналізу залишаються актуальними.

### Формулювання цілей

Визначити вектори прискорень точок складного плоского механізму, що співпадають з геометричними центрами кінематичних пар структурної групи четвертого класу другого порядку з рухомих замкненим контуром, утвореним трьома шатунами та коромислом.

### Результати та їх обговорення

Розглянемо складний плоский шарнірно-важільний механізм четвертого класу (рис. 1), що складається з ведучої ланки 1, яка з'єднана зі стояком 0 та інших ведених ланок 2÷5, серед яких ланки 2÷4 – шатуни, 5 – коромисло. Механізм першого класу (ланки 0, 1) разом з структурною групою четвертого класу другого порядку, до складу якої надходить сукупність чотирьох рухомих ланок 2÷5 (n=4) разом з шістьма кінематичними парами п'ятого класу А, В, С, D, Е, К, (р<sub>5</sub>=6) утворюють механізм четвертого класу з ступенем вільності одиниця, тобто утворюють механізм з одним ведучим кривошипом, формула будови якого: 1клас (ланки 0,1) → 4клас 2порядок (ланки 2÷5).

Структурною особливістю механізму є наявність змінного за формою замкненого контуру В, С, D, Е, який утворений трьома шатунами АВС, ВD, СЕ, два з яких ВD та СЕ розташовані один напроти іншого та мають вигляд простих, а останній – складної ланок та коромислом ЕДК.

Виконати кінематичний аналіз механізму в послідовності та спосіб, за яким зазвичай досліджуються складні механізми третього класу графоаналітичним способом не виявляється можливим. Пов'язано таке з тим, що до шатуна 2, який безпосередньо з'єднаний з кривошипом 1 кінематичною парою А з іншого боку парами В, С приєднані до шатунів 3, 4, кінематичні параметри точок яких та їх траєкторії є невідомими.

Вихідними параметрами для кінематичного дослідження механізму є кутова швидкість кривошипу 1 ( $\omega_1 = \text{const}$ , с-1) та масштаб довжин ( $K_l$ , м/мм) кінематичної схеми механізму. Використовуємо графоаналітичний метод кінематичного дослідження. Задачу розв'язуємо за допомогою основних положень кінематичного аналізу механізмів курсу теорія механізмів і машин та положень курсу теоретична механіка, щодо дослідження плоскопаралельного руху твердого тіла.

Ураховуємо структурну властивість механізмів вищих класів змінювати клас за умови умовної зміни початкового механізму на інший можливий механізм першого класу [7].

Якщо за початковий механізм обрати сукупність ланок 0, 5 – механізм набуває вигляду механізму третього класу, формула будови якого: 1клас (ланки 0,5) → 3клас 3порядок (ланки 1–4).

Кінематичне дослідження починаємо з того, що умовно задаємося кутовим прискоренням ( $\epsilon_5, \text{с}^{-2}$ ) коромисла 5 за величиною та напрямком, як ланки, яка згідно з формулою будови механізму є іншою умовно можливою ведучою ланкою механізму: на плані прискорень будемо вектори  $\vec{p}_E, \vec{p}_D$  за умови попередньо розрахованих за величиною нормальних складових прискорень точок D, Е ( $a_{D;K}^n = \omega_5^2 \cdot l_{DK}$ ,  $a_{E;K}^n = \omega_5^2 \cdot l_{EK}$ ), за напрямками які, відповідно, спрямовані паралельно до ліній DK та EK, тангенціальні – перпендикулярно до них. Складаємо систему векторних рівнянь для визначення прискорення особливої точки Ассура S<sub>1</sub> ланки 2:

$$\begin{cases} \vec{a}_{S_1} = \vec{a}_B + \vec{a}_{S_1;B}^n + \vec{a}_{S_1;B}^\tau = \vec{a}_D + \vec{a}_{B;D}^n + \vec{a}_{B;D}^\tau + \vec{a}_{S_1;B}^n + \vec{a}_{S_1;B}^\tau; \\ \vec{a}_{S_1} = \vec{a}_C + \vec{a}_{S_1;C}^n + \vec{a}_{S_1;C}^\tau = \vec{a}_E + \vec{a}_{C;E}^n + \vec{a}_{C;E}^\tau + \vec{a}_{S_1;C}^n + \vec{a}_{S_1;C}^\tau. \end{cases} \quad (1)$$

Нормальні складові прискорень з рівняння (1) за величиною визначаємо з рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{a}_{S_1;B}^n = \omega_2^2 \cdot l_{S_1;B}; \\ \vec{a}_{B;D}^n = \omega_3^2 \cdot l_{B;D}; \end{cases} \quad \text{та} \quad \begin{cases} \vec{a}_{S_1;C}^n = \omega_2^2 \cdot l_{S_1;C}; \\ \vec{a}_{C;E}^n = \omega_4^2 \cdot l_{C;E}; \end{cases} \quad (2)$$

а за напрямком-з кінематичної схеми. Зауважимо, що нормальні складові прискорень в кожному з рівнянь системи (1) мають однакові напрямки, але можуть бути спрямовані в протилежні боки одна по відношенню до іншої, тому діємо так: якщо напрямки векторів різні, то результуючий вектор спрямовуємо в бік більшої за величиною складової прискорення, тобто відкладаємо їх алгебраїчну різницю з напрямком більшої за величиною складовою.

Складаємо векторні рівняння, які дозволяють побудувати на плані прискорень лінії можливих положень точок «b» та «с», що є кінцями, відповідно, векторів прискорень точок В та С:  $\vec{a}_B = \vec{a}_D + \vec{a}_{B;D}^n + \vec{a}_{B;D}^\tau$ ,  $\vec{a}_C = \vec{a}_E + \vec{a}_{C;E}^n + \vec{a}_{C;E}^\tau$  та будемо їх (лінії, які проведені  $\perp ВD$  та  $\perp СЕ$  згідно з рівняннями).

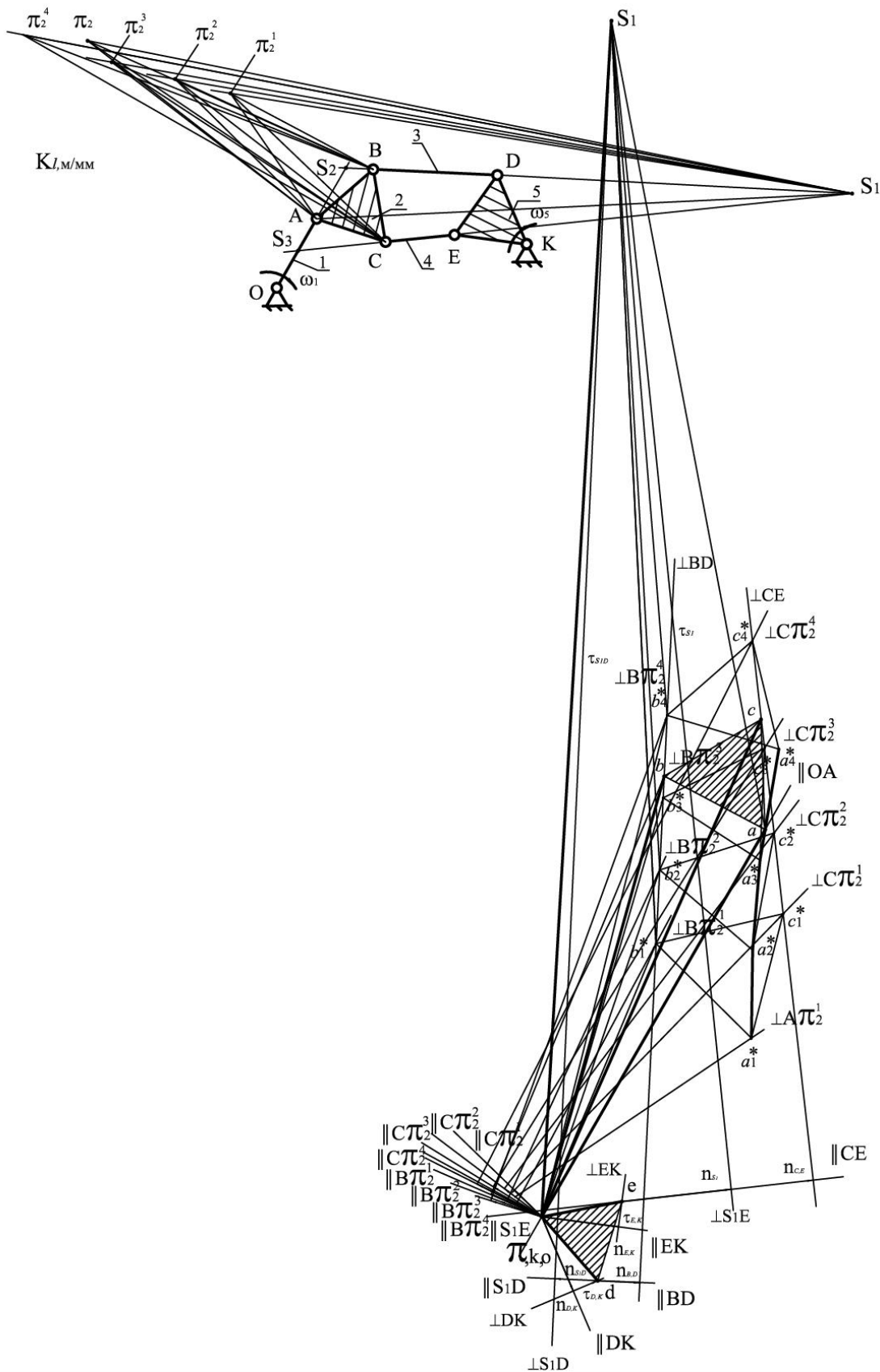


Рис. 1. Кінематична схема та план прискорень механізму четвертого класу

На лінії можливих положень точки «b» довільно задаємося можливим її положенням (точка  $b_1^*$ ), тобто фактично довільно обираємо величину кутового прискорення ( $\epsilon_3, c^{-2}$ ) шатуна 3. Тоді згідно з теоремою подібності для трьох точок ( $S_1, B, \pi_2^i$ ), що належать до однієї ланки можна скласти таку

подібність:  $\Delta S_1 B \pi_2^i \cong \Delta s_1 b_1^* \pi$ , з якої визначаємо положення точки  $\pi_2^i$  - МЦП шатуна 2 на плані положення механізму.

За знайденим положенням точки  $\pi_2^i$  складаємо векторне рівняння, яке дозволяє перевірити положення точки  $b_1^*$  на плані прискорень:  $\vec{a}_B = \vec{a}_{B;\pi_2^i}^n + \vec{a}_{B;\pi_2^i}^\tau$  (нормальну складову прискорення розраховуємо так:  $a_{B;\pi_2^i}^n = \omega_2^2 \cdot l_{B;\pi_2^i}$ ) та рівняння, яке дозволяє знайти відповідне положення точки  $c_1^*$  на лінії її можливих положень:  $\vec{a}_C = \vec{a}_{C;\pi_2^i}^n + \vec{a}_{C;\pi_2^i}^\tau$ , де нормальну складову прискорення розраховуємо з рівняння:  $a_{C;\pi_2^i}^n = \omega_2^2 \cdot l_{C;\pi_2^i}$ .

За теоремою подібності для трьох точок (A,B,C), що належать до однієї ланки складаємо подібність:  $\Delta ABC \cong \Delta a_1^* b_1^* c_1^*$ , з якої визначаємо положення точки  $a_1^*$  на плані прискорень-її положення не відповідає дійсному положенню тому, що вона не знаходиться на лінії її можливих положень (для випадку коли кривошип має сталу кутову швидкість лінією можливих положень точки «а» буде лінія, що проходить через полюс плану прискорень за напрямком паралельним до геометричної вісі кривошипу 1, тобто  $\parallel AO$ ).

Подальший розв'язок полягає в тому, щоб на лінії можливих положень точки «б» довільно задатися іншими можливими її положеннями (точки « $b_2^*$ », « $b_3^*$ », « $b_4^*$ ») та виконати вище викладену послідовність дій, що дозволить отримати сукупність точок « $a_2^*$ », « $a_3^*$ », « $a_4^*$ » лінії помилкових положень точок «а» на плані прискорення, що має вигляд плоскої кривої другого порядку ( $a_1^* a_4^*$ ). Дійсне положення точки « $a_1^*$ » (точка «а» плану прискорень) визначаємо на перетині ліній її дійсного та помилкового положень.

За дійсним положенням точки «а» згідно з теореми подібності ( $\Delta S_1 A \pi_2 \cong \Delta s_1 a \pi$ ) уточнюємо дійсне положення точки МЦП шатуна 2 ( $\pi_2$ ) на кінематичній схемі механізму, за яким визначаємо дійсне кутове прискорення ( $\epsilon_2, c^{-2}$ ) ланки 2 та дійсні лінійні прискорення точок В та С:  $\vec{a}_B = \vec{a}_{B;\pi_2}^n + \vec{a}_{B;\pi_2}^\tau$ ;  $\vec{a}_C = \vec{a}_{C;\pi_2}^n + \vec{a}_{C;\pi_2}^\tau$ . Складаємо системи векторних рівнянь, що дозволяють побудувати на плані прискорення вектори лінійних прискорень точок D та E:

$$\begin{cases} \vec{a}_D = \vec{a}_B + \vec{a}_{D;B}^n + \vec{a}_{D;B}^\tau; & \vec{a}_E = \vec{a}_C + \vec{a}_{E;C}^n + \vec{a}_{E;C}^\tau; \\ \vec{a}_D = \vec{a}_K + \vec{a}_{D;K}^n + \vec{a}_{D;K}^\tau; & \vec{a}_E = \vec{a}_K + \vec{a}_{E;K}^n + \vec{a}_{E;K}^\tau; \end{cases} \quad (3)$$

Отриманий план прискорень сприймаємо як графічну побудову, де вектори лінійних прискорень точок механізму четвертого класу побудовані з полюсу в невизначеному масштабі, який за умов заданих розмірів ланок та кутової швидкості дійсної ведучої ланки (кривошипу 1) розрахувати не складає труднощів.

### Висновки

Розроблено послідовність дій та виконано кінематичне дослідження прискорень точок, що співпадають з геометричними центрами кінематичних пар структурної групи четвертого класу другого порядку з рухомим замкненим контуром, утвореним трьома шатунами, один з яких має вигляд складної ланки та коромислом, що несе на собі три елементи кінематичних пар, що базуються на положеннях курсу теорія механізмів і машин про властивість механізмів вищих класів змінювати клас в залежності від умовно обраного іншого можливого початкового механізму, що надходить до складу ведених структурних груп ланок механізму та положень курсу теоретична механіка про миттєвий центр прискорень.

Запропоновану послідовність кінематичного аналізу можна рекомендувати для проведення аналогічних досліджень складних плоских механізмів четвертого та вище класів.

### Література

1. Кикин А.Б. Аналитико-оптимизационный синтез шестизвенного механизма с выстоем / А.Б. Кикин, Э.Е. Пейсах // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2008. – № 5. – С. 79–83.
2. Дворников Л.Т. Исследование кинематики и кинестатики плоской шарнирной шестизвенной группы Ассура с четырехугольным замкнутым изменяемым контуром / Л.Т. Дворников, С.П. Стариков // Известия ВУЗов, «Машиностроение». – 2008. – № 4. – С. 3–10.
3. Чашников Д.О. Кинематическое исследование плоского восьмизвенного механизма шестого класса с поступательной парой / Д.О. Чашников, В.В. Гаряшин // Успехи современного естествознания. –

2011. – № 7. – С. 231–232.

4. Чашников Д.О. Кинематическое исследование плоского восьмизвенного механизма шестого класса с поступательной парой аналитическим методом / Д.О. Чашников, В.В. Гаряшин // Успехи современного естествознания. – 2012. – № 6. – С. 158–159.

5. Гебель Е. С. Моделирование кинематики механизма игл основовязальной машины / Е. С. Гебель, Е. В. Солонин // Сборник материалов X междунар. научно-практ. конф. «Теоретические знания в практические дела» : в 2 ч. – Омск : Филиал ГОУ ВПО «РосЗИТЛП» в г. Омске, 2009. Ч. 2. – С. 211–215.

6. Кикин А.Б. Синтез рычажных механизмов для привода нитераскладчика мотальной машины / А.Б. Кикин // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2005. – № 1. – С. 115–119.

7. Кошель С.О. Структурний аналіз складних плоских механізмів четвертого класу / С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Хм.: Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки . - 2015. - №1. – С. 72-79

#### References

1. Kikin A.B. Analitiko-optimizacionnyj sintez shestizvennogo mehanizma s vystoem [Analytical and optimal synthesis of six-membered mechanism with dwell] / A.B. Kikin, Je.E. Pejsah// Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti [Technology textile industry]. – 2008. – № 5. – S. 79-83.

2. Dvornikov L.T. Issledovanie kinematiki i kinetostatiki ploskoj sharnirnoj shestizvennoj grupy Assura s chetyrehugol'nym zamknutym izmenjaemym konturom [The study of kinematics and Kinetostatics flat hinged six-membered group Assur quadrangular closed loop variable] / L.T. Dvornikov, S.P. Starikov // Izvestija VUZov, «Mashinostroenie» ["Engineering"]. – 2008. – №4. – S. 3 – 10.

3. Chashnikov D.O. Kinematicheskoe issledovanie ploskogo vosmizvennogo mehanizma shestogo klassa s postupatelnoy paroy [Kinematic study of planar six sixth grade mechanism with sliding pair] / D.O. Chashnikov, V.V. Garyashin // Uspеhi sovremennogo estestvoznaniya. – 2011. -№ 7. – S. 231 – 232.

4. Chashnikov D.O. Kinematicheskoe issledovanie ploskogo vosmizvennogo mehanizma shestogo klassa s postupatelnoy paroy analiticheskim metodom [Kinematic study of planar six sixth grade mechanism with sliding pair analytical method] / D.O. Chashnikov, V.V. Garyashin // Uspеhi sovremennogo estestvoznaniya. - 2012. - №6. – S. 158 – 159.

5. Gebel' E. S. Modelirovanie kinematiki mehanizma igl osnovovjazal'noj mashiny / E. S. Gebel', E. V. Solonin [Modeling dynamics of the machine needles warp machine] // Sbornik materialov H mezhdunar. nauchno-prakt. konf. «Teoreticheskie znaniya v prakticheskie dela»: v 2 ch. – Омск.: Filial GOU VPO «RosZITLP» v g. Omske, 2009. Ch.2. – S. 211 – 215.

6. Kikin A.B. Sintez rychazhnyh mehanizmov dlja privoda niteraskladchika motal'noj mashiny [Synthesis of linkage to drive the traverse control winder] / A.B. Kikin // Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti [Technology textile industry]. – 2005. – № 1. – S. 115 – 119.

7. Koshel S.O. Strukturniy analiz skladnih ploskih mehanizmlv chetvertogo klasu [Structurally analiz folding flat mehanizmiv fourth class] / S.O. Koshel, G.V. Koshel // Hm.: VIsnik Hmelniitskogo natsionalnogo univrsitetu. Tehnlchnl nauki . - 2015. - №1. – S. 72-79

Рецензія/Peer review : 13.04.2018 р.

Надрукована/Printed : 11.07.2018 р.

Рецензент: проф., д.т.н. Місяць В.П.