

1-3-2018

KINEMATIC CHARACTERISTICS OF THE CRANK AND BEAM MECHANISM WITH COMPOSITE KINEMATIC PAIRS

Sh Sh Kenjaboyev

A Ljurayev

Follow this and additional works at: <https://uzjournals.edu.uz/ferpi>

Recommended Citation

Kenjaboyev, Sh Sh and Ljurayev, A (2018) "KINEMATIC CHARACTERISTICS OF THE CRANK AND BEAM MECHANISM WITH COMPOSITE KINEMATIC PAIRS," *Scientific-technical journal*: Vol. 22 : Iss. 1 , Article 32.

Available at: <https://uzjournals.edu.uz/ferpi/vol22/iss1/32>

This Article is brought to you for free and open access by 2030 Uzbekistan Research Online. It has been accepted for inclusion in Scientific-technical journal by an authorized editor of 2030 Uzbekistan Research Online. For more information, please contact sh.erkinov@edu.uz.

УДК 621.01

KINEMATIC CHARACTERISTICS OF THE CRANK AND BEAM MECHANISM WITH COMPOSITE KINEMATIC PAIRS

SH.SH. Kenjaboev¹, A. Djuraev²

Namangan Engineering-Construction Institute¹
The Tashkent Institute of Textile and Light Industry²

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КРИВОШИПНО – КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА С СОСТАВНЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ

Ш.Ш. Кенжабоев¹, А. Джураев²

Наманганский инженерно-строительный институт¹,
Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности²

ТАРКИБЛИ КИНЕМАТИК ЖУФТЛАРИ БЎЛГАН АЙЛАНГИЧ-ЧАЙҚАЛГИЧЛИ МЕХАНИЗМНИНГ КИНЕМАТИК ХАРАКТЕРИСТИКАЛАРИ

Ш.Ш. Кенжабоев¹, А. Джураев²

Наманган муҳандислик-қурилиш институти¹
Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институти²

Abstract. The scheme of the crank and beam mechanism with composite kinematic pairs is presented. Based on the numerical solution of the problem, the kinematic characteristics of the mechanism are determined, graphical dependences of the angular displacements and the speed of the beam are plotted, taking into account the change in the lengths of the links due to fixed deformations of the elastic elements of the kinematic pairs, and the parameters are justified.

Keywords: механизм, crank, piston rod, yoke, kinematics pair, fixed deformation, resilient element, angular moving, angular speed, graphic dependences.

Аннотация. В статье приведена схема кривошипного – коромыслового механизма с составными кинематическими парами, на основе численного решения задачи определены кинематические характеристики механизма, построены графические зависимости изменения угловых перемещений и скорости коромысла с учетом изменения длин звеньев за счет фиксированных деформаций упругих элементов кинематических пар, обоснованы параметры.

Ключевые слова: механизм, кривошип, шатун, коромысло, кинематический пар, фиксированная деформация, упругий элемент, угловое перемещение, угловая скорость, графические зависимости.

Аннотация. Мақолада айлангич-чайқалгичли таркибли кинематик жуфтлари бўлган текис ричагли механизмни янги схемаси, кинематик характеристикалари келтирилган. Масаланинг сонли ечими асосида чайқалгичнинг айланма силжиши ва бурчак тезлигини ўзгариши қонуниятлари бўгинларининг узунликларини ўзгаришига қайишқоқ элементларнинг белгиланган деформацияларини инобатга олган ҳолда олинган, параметрлари асосланган.

Таянч сўзлар: механизм, айлангич, шатун, чайқалгич, кинематик жуфт, белгиланган деформация, қайишқоқ элемент, айланма силжиш, бурчак тезлик, боғланиш графиклари.

С целью расширения кинематических характеристика кривошипной–коромысловых плоских механизма нами разработана новая схема механизма [1].

В рекомендуемом механизме кинематические пары (шарниры) выполнены составными, включающие ось, насаженного на него упругая (резиновой) втулка, на которое

MECHANICS

насажена втулка жестко соединенная со звеном (кривошипом, шатуном или коромыслом). Упругие втулки позволяют амортизировать и сглаживать ударные взаимодействия в шарнирах в крайних положениях звеньев, а также за счет деформации упругих втулок изменяются длины звеньев, что позволяют откорректировать законы их движения в необходимых пределах. Для этого толщина упругих (резиновых) втулок составных шариков выбраны согласно соотношений длин звеньев. При этом толщина упругой втулки в составном шарнире (кинематический паре) выбран равным отношения длины последующего звена к длине предыдущего звена умноженный на 1,0 мм. Чем больше разница длин между соседними звеньями, тем больше сила реакции и ударные взаимодействия между ними, поэтому при этом значение толщины упругой втулки также будет большим. Это позволяет необходимую амортизацию нагрузок и коррекции в законе движения звеньев. Для рекомендуемого кривошипно-коромыслового механизма учитывая деформации упругих элементов между кривошипом и шатуном, а также между шатуном и коромыслом составили расчетную схему, которая представлена на рис. 1.

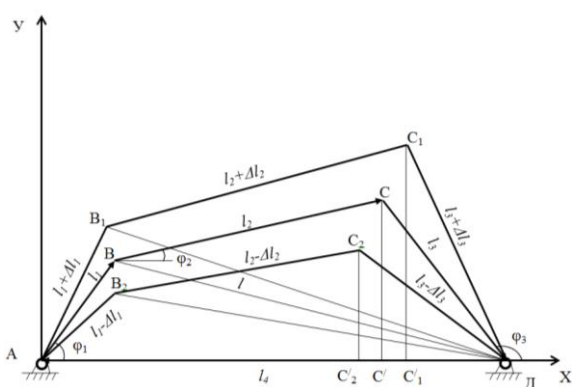


Рис. 1. Расчетная схема кривошипно-коромыслового механизма с составными шарнирами и с упругими элементами.

Деформации упругих втулок в кинематических парах учитываем в виде фиксированных значений, максимальные и минимальные. При этом длины кривошипа, шатуна и коромысла будет увеличены или уменьшаются за счет этих значений фиксированных деформаций упругих втулок кинематических пар. Для изучения кинематики предложенного механизма с учетом фиксированных деформаций упругих элементов в шарнирах В и С воспользуемся классической методикой векторных контуров [2, 3]. Из расчетной схемы на рис. 1 видно, что замкнутый контур ABCD можно разделить на две отдельные замкнутые треугольные контуры $\triangle ABD$ и $\triangle BCD$. Учитывая равновесное системы, сумма векторов замкнутых контуров будет равняется нулю. При этом имеем [3]:

$$\vec{l}_1 + \vec{l} + \vec{l}_4 = 0; \quad \vec{l} + \vec{l}_2 + \vec{l}_3 = 0 \quad (1)$$

где, l_1, l_2, l_3, l_4, l – переменные по модулю векторы.

Проектируя векторные уравнения (1), а также с учетом удлинений звеньев за счет фиксированных минимальных и максимальных деформаций упругих элементов кинематических пар кривошипно-коромыслового механизма на координатные оси x и y имеем:

$$(l_1 + \Delta l_1) \cos(\varphi_1 + \Delta \varphi_1) + (l + \Delta l) \cos(\varphi_e - \Delta \varphi_e) - l_4 \cos \varphi_4 = 0;$$

$$l_1 \cos \varphi_1 + l \cos \varphi_e - l_4 \cos \varphi_4 = 0;$$

$$(l_1 - \Delta l_1) \cos(\varphi_1 - \Delta \varphi_1) + (l - \Delta l) \cos(\varphi_e + \Delta \varphi_e) - l_4 \cos \varphi_4 = 0;$$

$$(l_1 + \Delta l_1) \sin(\varphi_1 + \Delta \varphi_1) - (l - \Delta l) \sin(\varphi_e - \Delta \varphi_e) - l_4 \sin \varphi_4 = 0;$$

$$l_1 \sin \varphi_1 + l \sin \varphi_e - l_4 \sin \varphi_4 = 0;$$

$$(l_1 - \Delta l_1) \sin(\varphi_1 - \Delta \varphi_1) - (l - \Delta l) \sin(\varphi_e + \Delta \varphi_e) - l_4 \sin \varphi_4 = 0. \quad (2)$$

Из полученных уравнений (2) можно определить l и φ_e ;

$$l = l_1 \frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_e}; \quad \varphi_e = \arctg \frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_4 - l_1 \cos \varphi_1}$$

Из рис. 1б для замкнутого контура $\triangle BCD$ используя теорему косинусов имеем [3]:

$$l_2^2 = l^2 + l_3^2 - 2ll_3 \cos \varphi_{3e};$$

MECHANICS

$$l_3^2 = l^2 + l_2^2 - 2ll \cos \varphi_{2e} . \tag{3}$$

Из полученных выражений (3) можно определить:

$$\varphi_3 = \varphi_e + \varphi_{3e} = \arccos \frac{l_2^2 - l^2 - l_1^2}{2l_2l_3} + \varphi_e$$

$$\varphi_2 = \varphi_e + \arccos \frac{l^2 - l_2^2 - l_1^2}{2ll_2} \tag{4}$$

Также используя теорему косинусов для замкнутого контура ΔДАВ получим

$$l^2 = \sqrt{l_4^2 + l_1^2 - 2l_4l_1 \cos \varphi_1} \tag{5}$$

Подставляя (5) в (4) имеем

$$\varphi_2 = \arccos \frac{l_1^2 + l_2^2 + l_4^2 - l_3^2 - 2l_4l_1 \cos \varphi_1}{2l_2\sqrt{l_4^2 + l_1^2 - 2l_4l_1 \cos \varphi_1}} + \arctg \frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_1 \cos \varphi_1 - l_4}$$

$$\varphi_3 = \arccos \frac{l_2^2 - l_1^2 - l_3^2 - l_4^2 + 2l_4l_1 \cos \varphi_1}{2l_3\sqrt{l_4^2 + l_1^2 - 2l_4l_1 \cos \varphi_1}} + \arctg \frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_1 \cos \varphi_1 - l_4}$$

Согласно расчетной схемы (см. рис. 1) фиксированные значения удлинений кривошипа, шатуна и коромысла за счет деформаций упругих элементов кинематических пар учитываются следующими выражениями

$$l_{1\max} = l_1 + \Delta l_1; l_{1\min} = l_1 - \Delta l_1; l_{2\max} = l_2 + \Delta l_2; l_{2\min} = l_2 - \Delta l_2;$$

$$l_{3\max} = l_3 + \Delta l_3; l_{3\min} = l_3 - \Delta l_3; l_{\max} = l + \Delta l; l_{\min} = l - \Delta l$$

где Δl₁, Δl₂, Δl₃, Δl – фиксированные значения изменений величин l₁, l₂, l₃, l.

При этом максимальные и минимальные отклонения значения углов φ₂ и φ₃ определяются из следующих выражений

$$\varphi_{2\max} = \arccos \frac{(l_1 + \Delta l_1)^2 + (l_2 + \Delta l_2)^2 - (l_3 + \Delta l_3)^2 + l_4^2 + 2(l_1 + \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1}{2(l_2 + \Delta l_2)\sqrt{(l_1 + \Delta l_1)^2 + l_4^2 - 2(l_1 + \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1}} +$$

$$+ \arctg \frac{(l_1 + \Delta l_1) \sin \varphi_1}{(l_1 + \Delta l_1) \cos \varphi_1 - l_4}$$

$$\varphi_{2\max} = \arccos \frac{(l_1 + \Delta l_1)^2 + (l_2 + \Delta l_2)^2 - (l_3 + \Delta l_3)^2 + l_4^2 + 2(l_1 + \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1}{2(l_2 + \Delta l_2)\sqrt{(l_1 + \Delta l_1)^2 + l_4^2 - 2(l_1 + \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1}} +$$

$$+ \arctg \frac{(l_1 + \Delta l_1) \sin \varphi_1}{(l_1 + \Delta l_1) \cos \varphi_1 - l_4}$$

$$\varphi_{2\min} = \arccos \frac{(l_1 - \Delta l_1)^2 + (l_2 - \Delta l_2)^2 + l_4^2 - (l_3 - \Delta l_3)^2 - 2(l_1 - \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1}{2(l_2 - \Delta l_2)\sqrt{(l_1 - \Delta l_1)^2 + l_4^2 - 2(l_1 - \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1}} +$$

$$+ \arctg \frac{(l_1 - \Delta l_1) \sin \varphi_1}{(l_1 - \Delta l_1) \cos \varphi_1 - l_4}$$

$$\varphi_{3\max} = \arccos \frac{(l_2 + \Delta l_2)^2 - (l_1 + \Delta l_1)^2 - (l_3 + \Delta l_3)^2 - l_4^2 + 2(l_1 + \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1}{2(l_3 + \Delta l_3)\sqrt{(l_2 + \Delta l_2)^2 + l_4^2 - 2(l_1 + \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1}} +$$

$$+ \arctg \frac{(l_1 + \Delta l_1) \sin \varphi_1}{(l_1 + \Delta l_1) \cos \varphi_1 - l_4}$$

$$\varphi_{3\min} = \arccos \frac{(l_2 - \Delta l_2)^2 - (l_1 - \Delta l_1)^2 - (l_3 - \Delta l_3)^2 - l_4^2 + 2(l_1 - \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1}{2(l_3 - \Delta l_3)\sqrt{(l_1 - \Delta l_1)^2 + l_4^2 - 2(l_1 - \Delta l_1)l_4 \cos \varphi_1}} +$$

$$+ \arctg \frac{(l_1 - \Delta l_1) \sin \varphi_1}{(l_1 - \Delta l_1) \cos \varphi_1 - l_4}$$

MECHANICS

Из рис. 1 можно убедиться

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_2 &= \varphi_{2\max} - \varphi_2 = \varphi_2 - \varphi_{2\min}; \\ \Delta\varphi_3 &= \varphi_{3\max} - \varphi_3 = \varphi_3 - \varphi_{3\min}. \end{aligned} \tag{6}$$

Из (9) получим

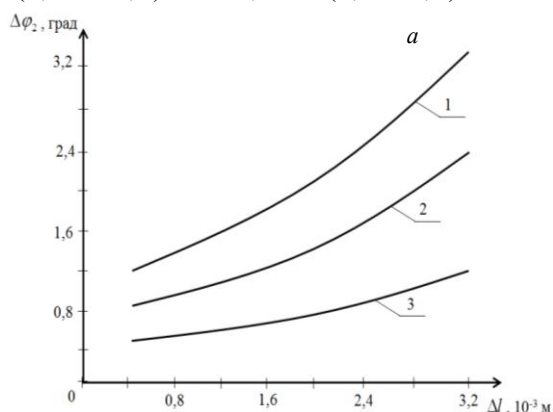
$$\varphi_2 = \frac{\varphi_{2\max} + \varphi_{2\min}}{2}; \quad \varphi_3 = \frac{\varphi_{3\max} + \varphi_{3\min}}{2}$$

При этом линейная скорость оси шарнира между кривошипом и шатуном изменяется в пределах

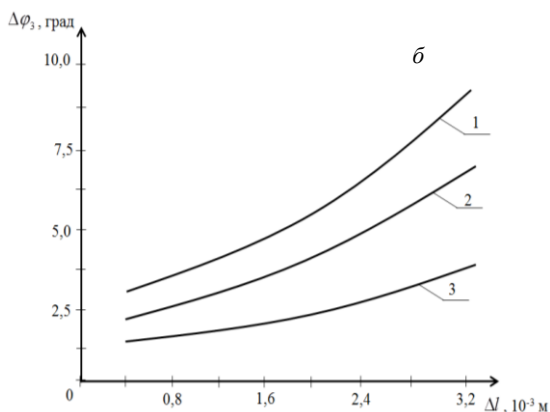
$$V_{\max} = (l_1 + \Delta l_1)\omega_1; \quad V_{\min} = (l_1 - \Delta l_1)\omega_1$$

Решение задачи кинематики кривошипно-коромыслового механизма с упругими элементами составных шарниров осуществляли при следующих значениях параметров:

$\omega_1 = 350 \text{ с}^{-1}; l_1 = 32 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l_2 = 65 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l_3 = 36 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l_4 = 62 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \Delta l_1 = (1,8 \dots 2,1) \cdot 10^{-3} \text{ м}; \Delta l_2 = (0,06 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}; \Delta l_3 = (1,7 \dots 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}.$

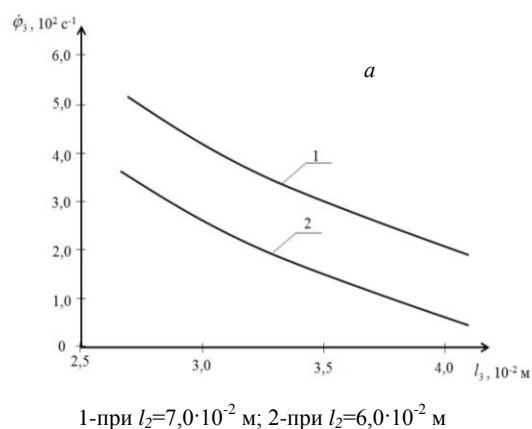


1-при $f(\Delta l_1)$; 2-при $f(\Delta l_3)$; 3-при $f(\Delta l_2)$;

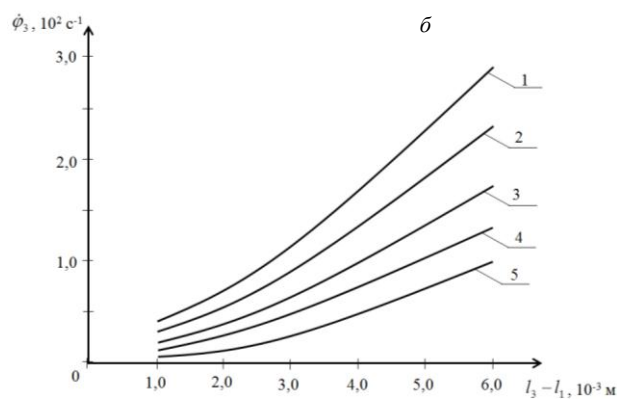


1-при $f(\Delta l_1)$; 2-при $f(\Delta l_3)$; 3-при $f(\Delta l_2)$;

Рис. 3. Закономерности изменения угловых перемещений коромысла (а) и шатун (б) механизма от изменения фиксированных значений $\Delta l_1, \Delta l_2$ и Δl_3 .



1-при $l_2 = 7,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; 2-при $l_2 = 6,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}$



1-при $\omega_1 = 425 \text{ с}^{-1}$; 2-при $\omega_1 = 400 \text{ с}^{-1}$;
3-при $\omega_1 = 375 \text{ с}^{-1}$; 4-при $\omega_1 = 350 \text{ с}^{-1}$;
5-при $\omega_1 = 325 \text{ с}^{-1}$

Рис. 2. Закономерности изменения угловой скорости коромысла φ_3 от изменения длины коромысла (а) и разницы длин $l_3 - l_1$ (б).

На основе численного решения задачи получены законы движения звеньев рекомендуемого механизма при различных вариациях параметру.

MECHANICS

Обработкой полученных закономерностей изменения φ_3 построены графические зависимости, которые представлены на рис. 2. Из них видно, что с увеличением длины l_3 коромысла плоского четырехзвенника от $2,7 \cdot 10^{-2}$ м до $4,2 \cdot 10^{-2}$ м угловая скорость коромысла уменьшается от $3,35 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ до $0,75 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ при $l_2=6,0 \cdot 10^{-2}$ м (см. рис. 2 а). При длине шатуна $l_2=7,0 \cdot 10^{-2}$ м угловая частота колебаний коромысла уменьшаются от $5,0 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ до $2,95 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$. Анализ графиков на рис. 2 показывает, что для увеличения угловой скорости коромысла механизма целесообразным считается увеличение длины как шатуна, так и самого коромысла.

На рис. 2 б представлены графики изменения угловой скорости шатуна от вариации разницы длин коромысла и кривошипа. С увеличением этой разницы по нелинейной закономерности значение увеличивается $\dot{\varphi}_2$. Так, при значении $\omega_1 = 325 \text{ с}^{-1}$ и вариации разницы l_3-l_1 , $\dot{\varphi}_2$ возрастает от $0,18 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ до $1,05 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ по нелинейной закономерности, а при $\omega_1 = 425 \text{ с}^{-1}$ и разницы длин l_3-l_1 , угловая скорость увеличивается до $2,84 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$. Это объясняется тем, что увеличение разницы длин кривошипа и коромысла приводит к увеличению размаха угловых колебаний шатуна при его плоско-параллельном движении. Поэтому для обеспечения наименьших угловых колебаний целесообразным считается уменьшение значения l_3-l_1 , а при значении $l_3-l_1=0$, шатун движется параллельно к горизонтали, $\dot{\varphi}_2 = 0$.

Важными являются исследования при вариации фиксированных значений деформаций упругих элементов кинематических пар механизма. На рис. 3а приведены закономерности изменения углового перемещения (колебаний) коромысла при вариации значений Δl_1 , Δl_2 , Δl_3 . Изменение величин Δl_1 , Δl_2 и Δl_3 взаимно связаны и пропорциональны соответствующих длин звеньев механизма. Фиксированные деформации согласно вышеизложенного позволяют выбрать необходимые резиновые втулки для соответствующих шарниров механизма. Анализ исследований показывают, что при наличие деформаций Δl_1 , Δl_2 и Δl_3 приводят к некоторым высокочастотным колебаниям φ_3 . При этом увеличение значений Δl_1 , Δl_2 , Δl_3 приводят к увеличению амплитуды высокочастотных угловых колебаний коромысла механизма.

Увеличение Δl_1 и Δl_3 приводят к возрастанию низкочастотных колебаний коромысла. Это объясняется тем, что возрастание значений Δl_3 фактически приводит к увеличению длины коромысла на Δl_3 . При этом уменьшается размах колебаний $\Delta \varphi_3$. Увеличение Δl_2 влияет незначительно на размах колебаний $\Delta \varphi_3$. Следует отметить, чем больше разница между Δl_1 и Δl_3 , тем больше амплитуда высокочастотных колебаний коромысла. На рис. 3 б представлены графические зависимости изменения размаха угловых перемещений шатуна от вариации значений Δl_1 , Δl_2 и Δl_3 . Анализ графиков показывает, что при увеличении Δl_1 от $0,6 \cdot 10^{-3}$ м до $3,2 \cdot 10^{-2}$ м приводит к возрастанию $\Delta \varphi_2$ от 1,2 градуса до 3,25 градуса. Возрастание Δl_3 также приводит к увеличению $\Delta \varphi_2$ до 2,25 градуса. Но, с изменением значений Δl_2 фактически $\Delta \varphi_2$ остается неизменным, отклонение составляет 0,4...0,5 градусов. Поэтому для обеспечения необходимых амплитуд высокочастотных колебаний шатуна за счет фиксированных деформаций упругих элементов шарниров целесообразным считается изменение значений Δl_1 и Δl_3 нежели Δl_2 . Подобные закономерности получены при изучении $\Delta \varphi_3$ от вариации Δl_1 , Δl_2 , Δl_3 . При этом для увеличения амплитуды высокочастотных колебаний коромысла целесообразным считается также увеличение разницы $\Delta l_1-\Delta l_3$.

MECHANICS

References:

- [1] A. Djuraev, SH.X.Madraximov. Noviy metod strukturnogo analiza ploskix mexanizmov. Znachenie integratsiii nauki i reshenie aktulnix problem pri organizatsii proizvodstva v predpriyatiyax tekstilnoy promishlennosti MNTK., chast 2, s. 19-22, 27-28 iyulya 2017 goda. Margilan.
- [2] A. Djuraev, T. Mavlyanov, A.Abdusattarov, A.Muradov, A.D.Daminov. Krivoshipno-shatunny mexanizm. Patent Resp. Uzb. №3845.N.I. Levitskiy. Metodi rascheta kinematicallyeskix sxem krivoshipno-richajnix mexanizmov. –M.: Mashgiz. 1963. -204 s.

Список литературы

- [1] А. Джураев, Ш.Х. Мадрахимов. Новый метод структурного анализа плоских механизмов. Значение интеграции науки и решение актуальных проблем при организации производства в предприятиях текстильной промышленности МНТК., часть 2, с. 19-22, 27-28 июля 2017 года. Маргилан.
- [2] А. Джураев, Т.Мавлянов, А.Абдусаттаров, А.Мурадов, А.Д.Даминов. Кривошипно-шатунный механизм. Патент Респ. Узб. №3845.
- [3] Н.И. Левитский. Методы расчета кинематических схем кривошипно-рычажных механизмов. –М.: Mashgiz. 1963. -204 с.

Web сайтлар

- [1]. vox-171181@mail.ru