

УДК 531.134

DOI 10.18698/0536-1044-2016-4-31-36

Кинематика механизма из трех подвижных звеньев, соединенных шаровыми или плоскими шарнирами

М.Л. Иоффе

США, Нью-Йорк, 2-я Авеню, д. 444

Kinematics of the Mechanism Consisting of Three Mobile Links Connected by Ball or Flat Joints

M.L. Ioffe444, 2nd Avenue, New York, USA e-mail: ioffe.mark@gmail.com

i В последние десятилетия геометрии и кинематике параллельных манипуляторов уделялось много внимания. Наибольший интерес у исследователей вызывает так называемый манипулятор Stewart-Gough, широко используемый во многих областях. Манипулятор состоит из подвижной платформы и базы, связанных друг с другом с помощью 6 подвижных звеньев и 12 шарниров. Кинематику и геометрию такого механизма легче понять, изучая более простой механизм, состоящий из трех подвижных звеньев, соединенных шаровыми или плоскими шарнирами, каковым является широко известный механизм Беннетта. В связи с этим проведен анализ кинематики этого механизма, и предложен алгоритм выбора его параметров.

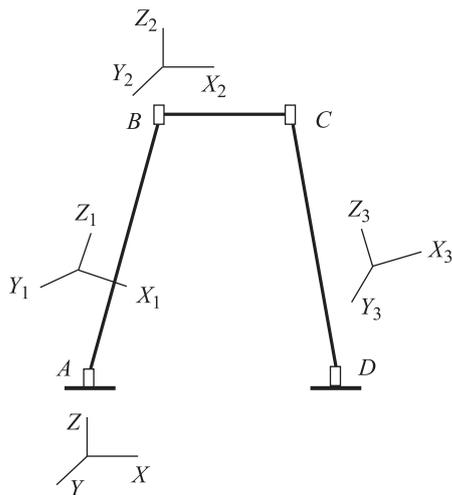
Ключевые слова: кинематика параллельных манипуляторов, пространственный трехзвенный механизм, механизм Беннетта, число степеней свободы, обобщенные координаты, матрица направляющих косинусов.

i In recent years the geometry and kinematics of parallel manipulators have been given considerable attention. The most interest amongst researchers has been generated by Stewart-Gough type manipulators that are widely used in various fields. The manipulator consists of a moving platform and a base that are connected by 6 moving links and 12 joints. The kinematics and geometry of such a mechanism can be easily understood by studying a simpler mechanism consisting of three moving links connected by ball or flat joints, an example of which can be the well-known Bennett mechanism. In this article the kinematics of the mechanism are analyzed, and an algorithm of parameter selection is proposed.

Keywords: kinematics of parallel manipulators, spatial three-link mechanism, Bennett mechanism, number of degrees of freedom, generalized coordinates, direction cosine matrix.

Целью работы является кинематический анализ механизма, частным случаем которого выступает широко известный механизм Беннетта. Поводом для проведения анализа послужили следующие обстоятельства. Во-первых, рассматриваемый механизм является упрощенным вариантом широко распространенного в технике так называемого манипулятора Stewart-

Gough, и анализ более простого механизма должен помочь пониманию работы более сложного. Во-вторых, механизм Беннетта, являющийся частным случаем анализируемого механизма, представляет большой теоретический интерес, поскольку является одним из первых и важных примеров механизма с отрицательным значением числа степеней свободы,



Механизм, состоящий из трех подвижных звеньев, соединенных шаровыми или плоскими шарнирами

способного двигаться только при определенном выборе параметров.

Рассмотрим механизм, состоящий из трех подвижных звеньев, соединенных шаровыми или плоскими шарнирами (см. рисунок).

В этом механизме шарниры в точках A и D находятся на неподвижном основании, а шарниры в точках B и C — на подвижной платформе. Число степеней свободы механизма определяют по формуле

$$DOF = 3 \cdot 6 - 5 \cdot k - 3(4 - k), \quad (1)$$

где k — число плоских шарниров, $k = 0, 1, \dots, 4$.

Формула (1) следует из того, что твердое тело имеет 6 степеней свободы, шаровой шарнир имеет 3 степени свободы и лишает тело трех степеней, плоский шарнир имеет одну степень свободы и отнимает пять степеней. Таким образом, обобщенными координатами механизма являются для шарового шарнира три угла поворота в нем, а для плоского шарнира — один угол поворота относительно оси шарнира.

В соответствии с формулой (1) находим число степеней свободы:

Число плоских шарниров k	0	1	2	3	4
Число степеней свободы DOF	6	4	2	0	-2

Из приведенных данных следует, что при $k = 3$ или $k = 4$ число степеней свободы неположительно. В этих случаях механизм является переопределенным и для обеспечения мобильности необходимо наложить некоторые ограничения на его параметры. В общем случае последние являются численными величинами,

которые позволяют определить выпуклый пространственный четырехугольник $ABCD$. Этот четырехугольник задается четырьмя векторами \overline{AB} , \overline{BC} , \overline{CD} , \overline{AD} , связанными зависимостью

$$\overline{AD} = \overline{AB} + \overline{BC} + \overline{CD}. \quad (2)$$

В случае, когда имеются лишь шаровые шарниры, этих параметров достаточно для описания механизма. При наличии плоского шарнира в качестве параметра необходимо добавить единичный вектор оси его вращения.

Свяжем с основанием и тремя подвижными звеньями координатные трехгранники:

$AXYZ$ — неподвижный трехгранник, связанный с основанием, с началом в точке A ;

$AX_1Y_1Z_1$ — подвижный трехгранник, связанный со звеном AB , с началом в точке A ;

$BX_2Y_2Z_2$ — подвижный трехгранник, связанный со звеном BC , с началом в точке B ;

$DX_3Y_3Z_3$ — подвижный трехгранник, связанный со звеном DC , с началом в точке D .

Примем, что при отсутствии поворотов звеньев относительно друг друга направления соответствующих осей трехгранников совпадают, т. е. матрицы перехода (матрицы направляющих косинусов) от одного трехгранника к другому T_{X/X_1} , T_{X_1/X_2} , T_{X/X_3} , T_{X_3/X_2} являются единичными. Точки A и D находятся на неподвижном основании, а точки B и C — на подвижной платформе, поэтому

$$\begin{aligned} \overline{AC} &= \overline{AB}T_{X/X_1} + \overline{BC}T_{X_1/X_2}T_{X/X_1} = \\ &= \overline{AD} + \overline{DC}T_{X/X_3}; \end{aligned} \quad (3)$$

$$T_{X_1/X_2}T_{X/X_1} = T_{X_3/X_2}T_{X/X_3}.$$

В формуле (3) вектор \overline{AC} задается своими проекциями на оси неподвижного трехгранника $AXYZ$, и векторы \overline{AB} , \overline{BC} , \overline{DC} , \overline{AD} имеют постоянные проекции на оси соответствующих трехгранников $AX_1Y_1Z_1$, $BX_2Y_2Z_2$, $DX_3Y_3Z_3$, $AXYZ$.

Уравнения (3) справедливы для всех вариантов шарниров в механизме. Различие между ними заключается в том, что для шарового шарнира соответствующая матрица определяется тремя параметрами, например, тремя эйлеровыми углами или проекциями единичного вектора на оси связанной системы, в общем случае переменными, и углом поворота относительно оси, определяемой этим вектором, так-

же переменным. Для *плоского шарнира* матрица определяется одним переменным параметром — углом поворота, поскольку указанный ранее единичный вектор является постоянным, и его проекции являются параметрами механизма. Матрицу перехода от любого неподвижного трехгранника *OXYZ* к подвижному *Oxyz* вычисляют по формулам:

$$T_{X/x} = E + L \sin \varphi + L^2(1 - \cos \varphi);$$

$$E = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$L = \begin{pmatrix} 0 & l_z & -l_y \\ -l_z & 0 & l_x \\ l_y & -l_x & 0 \end{pmatrix};$$

$$\bar{l} = (l_x, l_y, l_z),$$
(4)

где \bar{l} — единичный вектор оси вращения; φ — угол поворота относительно оси.

Рассмотрим возможные реализации механизма с различными степенями свободы. Если число степеней свободы механизма равно 6, то все шарниры в нем шаровые. В качестве независимых шести обобщенных координат механизма выберем единичный вектор оси вращения первого звена *AB* относительно неподвижного основания \bar{l}_1 и угол поворота относительно этой оси φ_1 , а также единичный вектор оси вращения второго звена *BC* относительно первого \bar{l}_2 и угол поворота относительно этой оси φ_2 . Следует отметить, что векторы и углы можно выбирать произвольно и их значениями определяется положение всего механизма. По заданным параметрам в соответствии с формулами (4) можно вычислить матрицы T_{X/x_1} , T_{x_1/x_2} . Затем, используя формулы (3) из первого уравнения, найти матрицу T_{X/x_3} , воспользовавшись которой из второго уравнения определить матрицу T_{x_3/x_2} . Для нахождения матрицы T_{X/x_3} необходимо решить уравнение

$$\bar{a} = \bar{b}T, \tag{5}$$

где \bar{a}, \bar{b} — известные векторы с одинаковой нормой; T — неизвестная ортогональная матрица.

Если единичный вектор \bar{m} и угол ψ в соответствии с (4) определяют матрицу T , то их вычисляют по формулам:

$$\bar{m} = \frac{1}{|\bar{a} \times \bar{b}|} \bar{a} \times \bar{b};$$

$$\psi = A \sin \left(\frac{|\bar{a} \times \bar{b}|}{|\bar{a}| |\bar{b}|} \right),$$
(6)

где \times — символ векторного произведения; $||$ — норма вектора.

Если число степеней свободы механизма равно четырем, то три шарнира в нем шаровые и один плоский. В качестве независимых четырех обобщенных координат механизма выберем единичный вектор оси вращения первого звена *AB* относительно неподвижного основания \bar{l}_1 и угол поворота относительно этой оси φ_1 , а также угол поворота φ_2 второго звена *BC* относительно первого вдоль единичного вектора оси вращения \bar{l}_2 . В отличие от первого варианта, в данном случае вектор \bar{l}_2 в процессе движения механизма не меняется, т. е. является параметром механизма и может быть выбран произвольно. Остальные зависимые обобщенные координаты механизма определяют так же, как и в предыдущем случае.

Если число степеней свободы механизма равно двум, то два шарнира в нем шаровые и два плоские. В качестве двух независимых обобщенных координат механизма выберем угол поворота первого звена *AB* относительно основания φ_1 , а также угол поворота φ_2 второго звена *BC* относительно первого. Первый поворот происходит относительно постоянно-го единичного вектора \bar{l}_1 , второй относительно постоянно-го единичного вектора \bar{l}_2 . Оба вектора являются параметрами механизма и могут быть выбраны произвольно. Остальные зависимые обобщенные координаты механизма определяют так же, как и в предыдущих случаях.

Если число степеней свободы равно нулю, то механизм содержит три плоских шарнира и один шаровой. Предположим, что шаровой шарнир находится в точке *C*. Тогда параметрами механизма являются не только векторы $\overline{AB}, \overline{BC}, \overline{CD}, \overline{AD}$, но и единичные векторы $\bar{l}_1, \bar{l}_2, \bar{l}_3$ осей плоских шарниров, расположенных в точках *A, B, D*. Обозначим углы поворота относительно этих осей как $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$. Для обеспечения мобильности механизма эти векторы должны удовлетворять некоторым ограничениям, одним из которых является равенство

$$\overline{V}_C = \frac{d\varphi_1}{dt} \overline{l}_1 \times \overline{AC} + \frac{d\varphi_2}{dt} \overline{l}_2 \times \overline{BC} = \frac{d\varphi_3}{dt} \overline{l}_3 \times \overline{DC}, \quad (7)$$

где \overline{V}_C — скорость точки С.

Равенство (7) является однородной линейной системой уравнений относительно переменных $d\varphi_1/dt, d\varphi_2/dt, d\varphi_3/dt$. Для того чтобы эта система имела ненулевое решение, необходимо и достаточно выполнение равенства

$$(\overline{l}_1 \times \overline{AC}) \times (\overline{l}_2 \times \overline{BC}) * (\overline{l}_3 \times \overline{DC}) = 0, \quad (8)$$

где * — знак скалярного умножения.

Используя выражение

$$\begin{aligned} & (\overline{l}_1 \times \overline{AC}) \times (\overline{l}_2 \times \overline{BC}) = \\ & = \overline{l}_2 (\overline{l}_1, \overline{AC}, \overline{BC}) - \overline{BC} (\overline{l}_1, \overline{AC}, \overline{l}_2), \end{aligned} \quad (9)$$

где $(\overline{a}, \overline{b}, \overline{c}) = (\overline{a} \times \overline{b}) * \overline{c}$ — тройное векторное произведение, следует, что (8) равносильно равенству

$$\begin{aligned} & (\overline{l}_2, \overline{l}_3, \overline{DC}) (\overline{l}_1, \overline{AC}, \overline{BC}) - \\ & - (\overline{BC}, \overline{l}_3, \overline{DC}) (\overline{l}_1, \overline{AC}, \overline{l}_2) = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Обозначим

$$\begin{aligned} \overline{F} = (F_X, F_Y, F_Z) = & (\overline{l}_1, \overline{AC}, \overline{BC}) \overline{DC} \times \overline{l}_2 - \\ & - (\overline{l}_1, \overline{AC}, \overline{l}_2) \overline{DC} \times \overline{BC}. \end{aligned} \quad (11)$$

Уравнение (10) представим в виде

$$\overline{F} * \overline{l}_3 = F_X l_3^X + F_Y l_3^Y + F_Z l_3^Z = 0. \quad (12)$$

Предположим, что $F_Z \neq 0$. Тогда из выражения (12) получим

$$l_3^Z = -\frac{1}{F_Z} (F_X l_3^X + F_Y l_3^Y), \quad (13)$$

где l_3^X, l_3^Y могут быть любыми.

Таким образом, проекции единичного вектора \overline{l}_3 зависят от произвольных параметров u и v :

$$\begin{aligned} l_3^X &= \frac{u}{p}; \\ l_3^Y &= \frac{v}{p}; \\ l_3^Z &= -\frac{1}{pF_Z} (F_X u + F_Y v), \end{aligned} \quad (14)$$

$$\text{где } p = \left[u^2 + v^2 + \frac{1}{F_Z^2} (F_X u + F_Y v)^2 \right]^{0,5}.$$

Как следует из предыдущего изложения, для обеспечения мобильности векторы $\overline{l}_1, \overline{l}_2$ могут быть произвольными, а вектор \overline{l}_3 зависит от двух произвольных постоянных, и его компоненты находят по формулам (14).

Обозначим:

$$\begin{aligned} \overline{H}_1 &= \overline{l}_1 \times \overline{AC}; \\ \overline{H}_2 &= \overline{l}_2 \times \overline{BC}; \\ \overline{H}_3 &= \overline{l}_3 \times \overline{DC}. \end{aligned} \quad (15)$$

Тогда равенство (8) приобретает вид

$$(\overline{H}_1 \times \overline{H}_2) * \overline{H}_3 = 0. \quad (16)$$

Если равенство (16) выполняется, то

$$\overline{H}_3 = \lambda_1 \overline{H}_1 + \lambda_2 \overline{H}_2, \quad (17)$$

где

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \frac{(\overline{H}_3 * \overline{H}_1)(\overline{H}_2 * \overline{H}_2) - (\overline{H}_3 * \overline{H}_2)(\overline{H}_1 * \overline{H}_2)}{(\overline{H}_1 * \overline{H}_1)(\overline{H}_2 * \overline{H}_2) - (\overline{H}_1 * \overline{H}_2)(\overline{H}_1 * \overline{H}_2)}; \\ \lambda_2 &= \frac{(\overline{H}_3 * \overline{H}_2)(\overline{H}_1 * \overline{H}_1) - (\overline{H}_3 * \overline{H}_1)(\overline{H}_1 * \overline{H}_2)}{(\overline{H}_1 * \overline{H}_1)(\overline{H}_2 * \overline{H}_2) - (\overline{H}_1 * \overline{H}_2)(\overline{H}_1 * \overline{H}_2)}. \end{aligned} \quad (18)$$

Общее решение линейной системы (7) представим в виде

$$\left(\frac{d\varphi_1}{dt}, \frac{d\varphi_2}{dt}, \frac{d\varphi_3}{dt} \right) = k(\lambda_1, \lambda_2, 1), \quad (19)$$

где k — произвольная постоянная.

Если в качестве независимой скорости выбрать величину $d\varphi_1/dt$, то две остальные скорости имеют вид

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_2}{dt} &= \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \frac{d\varphi_1}{dt}; \\ \frac{d\varphi_3}{dt} &= \frac{1}{\lambda_1} \frac{d\varphi_1}{dt}. \end{aligned} \quad (20)$$

Таким образом, при выбранных предложенным способом параметрах плоских шарниров, несмотря на то, что число степеней свободы равно нулю, в механизме появляется возможность движения с одной степенью свободы, поскольку угол φ_1 можно задать произвольным.

Если число степеней свободы равно -2 , то в механизме присутствуют четыре плоских шарнира. К этому случаю, являющемуся наиболее интересным и описанным в литературе, относится известный механизм Беннетта, открытый

независимо Беннеттом и Борелем [1–8]. В отличие от описанного ранее варианта с тремя плоскими шарнирами, находящимися в точках A, B, D , и шаровым шарниром в точке C , в данном случае в точке C имеется плоский шарнир, параметры оси которого, т. е. проекции вектора \bar{l}_4 , являются параметрами механизма, которые наряду с проекциями векторов $\bar{l}_1, \bar{l}_2, \bar{l}_3$ следует выбрать соответствующим образом для обеспечения его мобильности. При выборе параметров необходимо использовать, помимо уравнения (7) для скорости точки C , выражение для угловой скорости подвижного звена BC :

$$\omega_{BC} = \frac{d\varphi_1}{dt} \bar{l}_1 + \frac{d\varphi_2}{dt} \bar{l}_2 = \frac{d\varphi_3}{dt} \bar{l}_3 + \frac{d\varphi_4}{dt} \bar{l}_4. \quad (21)$$

Используя уравнение (7) так же, как и в предыдущем случае, определим проекции векторов $\bar{l}_1, \bar{l}_2, \bar{l}_3$. При таком выборе $d\varphi_1/dt$ может принимать произвольное значение, а величины $d\varphi_2/dt, d\varphi_3/dt$ определяют по формулам (20). Подставив эти значения в формулу (21), получим

$$\frac{d\varphi_1}{dt} \left(\bar{l}_1 + \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \bar{l}_2 - \frac{1}{\lambda_1} \bar{l}_3 \right) = \frac{d\varphi_4}{dt} \bar{l}_4. \quad (22)$$

Из формулы (22) следует, что

$$\frac{d\varphi_4}{dt} = \frac{d\varphi_1}{dt} \left| \bar{l}_1 + \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \bar{l}_2 - \frac{1}{\lambda_1} \bar{l}_3 \right|; \quad (23)$$

$$\bar{l}_4 = \frac{1}{\left| \bar{l}_1 + \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \bar{l}_2 - \frac{1}{\lambda_1} \bar{l}_3 \right|} \left(\bar{l}_1 + \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \bar{l}_2 - \frac{1}{\lambda_1} \bar{l}_3 \right).$$

Формула (23) позволяет определить проекции вектора \bar{l}_4 и тем самым завершить нахождение параметров механизма, обладающего подвижностью при условии, что его степень свободы равняется -2 . Такой механизм, состоящий из трех подвижных звеньев, соединенных плоскими шарнирами, можно назвать механизмом

Беннетта, хотя, строго говоря, Беннетт предложил механизм с вполне определенными параметрами.

Предложенные Беннеттом условия для обеспечения мобильности механизма заключаются в следующем:

- последовательно взятые оси имеют общие пересекающиеся нормали;
- длины противоположных сторон четырехугольника $ABCD$ равны;
- угол между векторами \bar{l}_1 и \bar{l}_2 равен углу между векторами \bar{l}_3 и \bar{l}_4 , а угол между векторами \bar{l}_1 и \bar{l}_4 — углу между векторами \bar{l}_2 и \bar{l}_3 ;
- справедливо равенство

$$\frac{AB}{\sin \alpha_1} = \frac{BC}{\sin \alpha_2},$$

где α_1 — угол между векторами \bar{l}_1 и \bar{l}_2 ; α_2 — угол между векторами \bar{l}_1 и \bar{l}_4 .

Согласно проведенному анализу, в общем случае алгоритм выбора параметров механизма Беннетта включает в себя следующие шаги:

- выбор четырех векторов AB, BC, CD, AD , удовлетворяющих условию (2). При этом пространственный четырехугольник $ABCD$ является выпуклым;
- произвольный выбор единичных векторов \bar{l}_1 и \bar{l}_2 ;
- определение вектора \bar{F} по формуле (11);
- вычисление вектора \bar{l}_3 по формулам (14);
- определение параметров λ_1, λ_2 по формулам (18);
- вычисление вектора \bar{l}_4 по формулам (23).

Выводы

1. Проведен анализ кинематики механизма из трех подвижных звеньев, соединенных плоскими или шаровыми шарнирами.
2. Рассмотрен частный случай такого механизма — механизм Беннетта. Предложен алгоритм выбора его параметров.

Литература

[1] Bennett G.T. A new mechanism. *Engineering*, 1903, vol. 76, pp. 777–778.
 [2] Bennett G.T. The skew isogram-mechanism. *Proceedings of the London Mathematical Society*, 1913–1914, vol. 13, pp. 151–173.
 [3] Hunt K.H. *Kinematic Geometry of Mechanisms*. Oxford engineering science series, University Press, Oxford, 1978.
 [4] Perez A., McCarthy J.M. Dimensional synthesis of Bennett linkages. *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conferences*, Baltimore, Maryland, USA, Paper DETC2000/MECH-14069, 2000.

- [5] Brunthaler K., Schrocker H.P., Husty M. A new method for the synthesis of Bennett Proceedings of CK2005, *International Workshop on Computational Kinematics*, Cassino May 4–6, 2005.
- [6] Яруллин М.Г., Мингазов М.Р. Синтез структурных модификаций механизма Беннетта. URL: <http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2014/129.pdf> (дата обращения 02 ноября 2015).
- [7] Яруллин М. Г., Мингазов М. Р. Краткий анализ модификации механизмов Беннетта. *Матер. V междунар. конф. Проблемы механики современных машин*, Улан-Удэ, Изд-во ВСГУТУ, 2012, т. 1, с. 177–181.
- [8] Яруллин М.Г., Мингазов М.Р. Структурный синтез двухподвижного пространственного 5R механизма и элементы следящего управления. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*, 2014, № 6, с. 214–220.

References

- [1] Bennett G.T. A new mechanism. *Engineering*, 1903, vol. 76, pp. 777–778.
- [2] Bennett G.T. The scew isogram-mechanism. *Proceedings of the London Mathematical Society*, 1913–1914, vol. 13, pp. 151–173.
- [3] Hunt K.H. *Kinematic Geometry of Mechanisms*. Oxford engineering science series, University Press, Oxford. 1978. 484 p.
- [4] Perez A., McCarthy J.M. Dimensional synthesis of Bennett linkages. *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conferences*, 2000, Baltimore, Maryland, USA, paper DETC2000/MECH-14069.
- [5] Brunthaler K., Schrocker H.-P., Husty M. A New Method for the Synthesis of Bennett Mechanisms, *Proceedings of CK2005, International Workshop on Computational Kinematics*, Cassino, May 4–6, 2005, pp. 1–8.
- [6] Iarullin M.G., Mingazov M.R. *Sintez strukturnykh modifikatsii mekhanizma Bennetta* [Synthesis of structural modifications mechanism Bennett]. Available at: <http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2014/129.pdf> (accessed 2 November 2015).
- [7] Iarullin M. G., Mingazov M. R. Kratkii analiz modifikatsii mekhanizmov Bennetta [A brief analysis of the modification arrangements Bennett]. *Problemy mekhaniki sovremennykh mashin. Materialy 5 mezhdunarodnoi konferentsii* [Problems of modern machines. Proceedings of the 5 International Conference]. Ulan-Ude, VSGUTU publ., 2012, vol. 1, pp. 177–181.
- [8] Iarullin M.G., Mingazov M.R. Strukturnyi sintez dvukhpodvizhnogo prostranstvennogo 5R mekhanizma i elementy slediashchego upravleniia [Structure Synthesis of Differential 5R Linkage and Tracking Control Elements]. *Izvestiia Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk* [Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences]. 2014, no. 6, pp. 214–220.

Статья поступила в редакцию 25.01.2016

Информация об авторе

ИОФФЕ Марк Львович (Нью-Йорк) — кандидат технических наук (США, Нью-Йорк, 2-я Авеню, д. 444, e-mail: ioffe.mark@gmail.com).

Information about the author

IOFFE Mark Lvovich (New York) — Candidate of Science (Eng.) (444, 2nd Avenue, New York, USA, e-mail: ioffe.mark@gmail.com).