

(Almaty technological university, Almaty)

THE KINEMATICS MECHANISM WITH A GROUP OF ASSUR IV CLASS SECOND ORDER

1. Introduction

Let us consider mechanism of high class with a group of Assur IV classes of second order. Research on kinematics similar mechanisms shows the presence of various graphical and numerical methods for the analysis of positions. There is another method of kinematic analysis of such mechanisms [1]. The essence of it is this:

- one link in a closed contour will be selected as the rack;
- the movement of mechanism is considered relative to the selected rack;
- the angle formed by this rack and neighboring links mechanism is used as a variable parameter;
- so in relative motion the previous mechanism turns into class II six linkage;
- therefore, the previous mechanism in relative motion is converted into a simple structure;
- kinematic analysis of the provisions of the six-membered mechanism of class II is well known;
- after determining the mechanism of the provisions of Class 2, its provisions are converted to the true provisions the mechanism of Class IV. For this purpose, the transition from the relative motion in absolute motion.

2. The kinematic model of the mechanism

Consider the application of the proposed method. Consider the mechanism of high class with a group of Assur IV classes of second order: a) with the rotational kinematic pairs (Fig. 1) and b) with one external slider (Fig. 2).

Consider first the mechanism of high class with a group of Assur IV classes of second order with the rotational kinematic pairs (Fig.1a). Coordinates racks O_1 and O_5 and the length of links $l_{O_1E}, l_{EA}, l_{EC}, l_{AC}, l_{AB}, l_{CD}, l_{BD}, l_{BO_5}, l_{DO_5}$ are given. We solve the problem of finding the "initial" positions. We are looking for the relationship between the coordinates of the points A, B, C, E, D, and φ_1 angle.

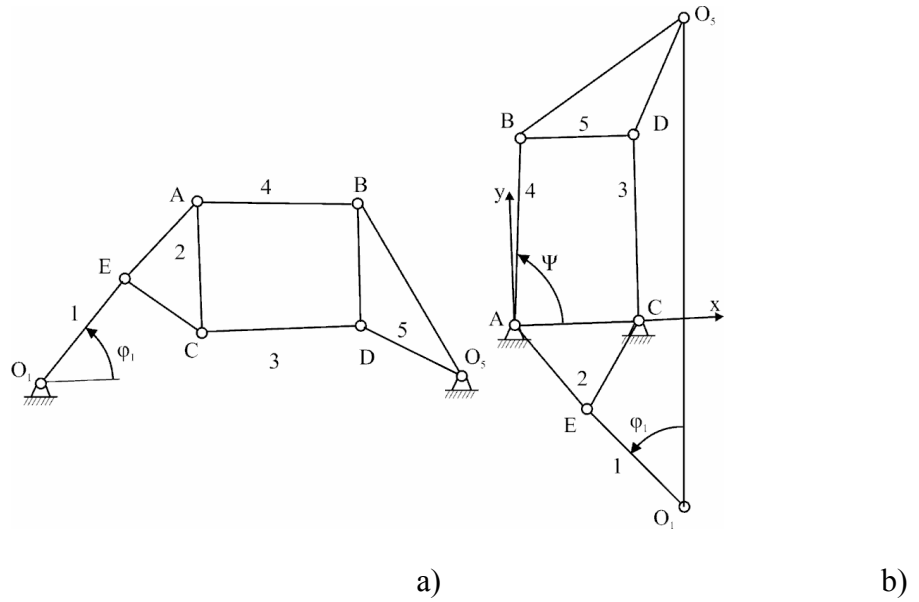


Figure 1

Element 2 mechanism will be considered as the rack. Consider the mechanism relative to the coordinate system A-x-y. Relative coordinate system A-x-y associated with an item 2. Axis A-x passes through point C. We take the angle ψ between the elements 2 and 4 as a generalized coordinate (Fig. 1b).

We find the position of point D. For this we define the angle $\varphi_{BD}^{(2)}$. Index “(2)” means that for a rack is taken element 2 (Fig. 1b): $\varphi_{BD}^{(2)} = \varphi_{BC}^{(2)} + \varphi_{CBD}^{(2)}$.

Join the points B and C variable vector $\overline{l_{BC}}$. It is like: $x_C = l_{AC}, y_C = 0$, $x_B = l_{AB} \cdot \cos\psi, y_B = l_{AB} \cdot \sin\psi$, $l_{BC} = \sqrt{(x_C - x_D)^2 + (y_C - y_D)^2}$; $\varphi_{BC}^{(2)} = \arctg\left[\frac{y_C - y_B}{x_C - x_B}\right]$. Find the

angle $\varphi_{CBD}^{(2)} = \pm \arccos\left[\frac{l_{BC}^2 + l_{BD}^2 - l_{CD}^2}{2l_{BC} \cdot l_{BD}}\right]$. Where the sign \pm gives the assembly B-D-C. Then

the position of the point B in relative motion is determined by the formula:

$\begin{bmatrix} x_D \\ y_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_B \\ y_B \end{bmatrix} + l_{BD} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{BD}^{(2)}) \\ \sin(\varphi_{BD}^{(2)}) \end{bmatrix}$. To find the position of the point O_5 we shall determine the angle

$$\varphi_{BO_5}^{(2)}: \varphi_{BO_5}^{(2)} = \varphi_{BD}^{(2)} + \varphi_{DBO_5}^{(2)}, \quad \varphi_{BD}^{(2)} = \arctg\left[\frac{y_D - y_B}{x_D - x_B}\right],$$

$$\varphi_{DBO_5}^{(2)} = \pm \arccos\left[\frac{l_{BD}^2 + l_{BO_5}^2 - l_{DO_5}^2}{2l_{BD} \cdot l_{BO_5}}\right], \text{ where the sign } \pm \text{ is determined by the assembly of D-B-}$$

O_5 . Then the position of the point O_5 in relative motion is determined by the formula:

$$\begin{bmatrix} x_{O_5} \\ y_{O_5} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_B \\ y_B \end{bmatrix} + l_{BO_5} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{BD}^{(2)}) \\ \cos(\varphi_{BD}^{(2)}) \end{bmatrix}. \text{ We now define the angle } \varphi_{CAE}^{(2)} : \varphi_{CAE}^{(2)} = \pm \arccos \left[\frac{l_{AC}^2 + l_{AE}^2 - l_{CE}^2}{2l_{AC} \cdot l_{AE}} \right]$$

, where the sign \pm is determined by the assembly of C-A-E. Then the position of the point E in

relative motion is determined by the formula: $\begin{bmatrix} x_E \\ y_E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_A \\ y_A \end{bmatrix} + l_{AE} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{CAE}^{(2)}) \\ \cos(\varphi_{CAE}^{(2)}) \end{bmatrix}$. Find the length of

the elements: $l_{O_5O_3} = \sqrt{(x_{O_5} - x_{O_1})^2 + (y_{O_5} - y_{O_1})^2}$, $l_{EO_3} = \sqrt{(x_{O_5} - x_E)^2 + (y_{O_5} - y_E)^2}$. To find the location of O_1 , we

will determine the angle $\varphi_{O_5O_1}^{(3)} : \varphi_{O_5O_1}^{(2)} = \varphi_{O_5E}^{(2)} + \varphi_{EO_3O_1}^{(2)}$, $\varphi_{O_5E}^{(2)} = \arctg \left[\frac{y_E - y_{O_5}}{x_E - x_{O_5}} \right]$, $\varphi_{EO_3O_1}^{(2)}$

$= \pm \arccos \left[\frac{l_{EO_3}^2 + l_{O_5O_1}^2 - l_{O_5E}^2}{2l_{EO_3} \cdot l_{O_5O_1}} \right]$, where the sign \pm is determined by the assembly of E- O_5 - O_1 . Then

the position of the point O_1 in relative motion is determined by the formula:

$$\begin{bmatrix} x_{O_1} \\ y_{O_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{O_5} \\ y_{O_5} \end{bmatrix} + l_{O_5O_1} \cdot \begin{bmatrix} \sin(\varphi_{O_5O_1}^{(2)}) \\ \cos(\varphi_{O_5O_1}^{(2)}) \end{bmatrix}.$$

We now turn to the absolute motion in the coordinate system O_1 -X-Y. Use the formulas of transformation from relative to absolute motion. The angle between the abscissa axes in relative and absolute coordinate systems is: $\alpha = \varphi_{AC}^{(2)} - \varphi_{O_5O_1}^{(2)}$.

Let's define the true coordinates of the points A, B, C, D, E:

$$\begin{cases} X_A = (x_A - x_{O_1}) \cos \alpha + (y_A - y_{O_1}) \sin \alpha \\ Y_A = (x_A - x_{O_1}) \sin \alpha + (y_A - y_{O_1}) \cos \alpha \end{cases}, \quad \begin{cases} X_B = (x_B - x_{O_1}) \cos \alpha + (y_B - y_{O_1}) \sin \alpha \\ Y_B = (x_B - x_{O_1}) \sin \alpha + (y_B - y_{O_1}) \cos \alpha \end{cases}$$

$$\begin{cases} X_C = (x_C - x_{O_1}) \cos \alpha + (y_C - y_{O_1}) \sin \alpha \\ Y_C = (x_C - x_{O_1}) \sin \alpha + (y_C - y_{O_1}) \cos \alpha \end{cases}, \quad \begin{cases} X_D = (x_D - x_{O_1}) \cos \alpha + (y_D - y_{O_1}) \sin \alpha \\ Y_D = (x_D - x_{O_1}) \sin \alpha + (y_D - y_{O_1}) \cos \alpha \end{cases}$$

$$\begin{cases} X_E = (x_E - x_{O_1}) \cos \alpha + (y_E - y_{O_1}) \sin \alpha \\ Y_E = (x_E - x_{O_1}) \sin \alpha + (y_E - y_{O_1}) \cos \alpha \end{cases}$$

Consider the mechanism of high class with a group of Assur IV classes of second order with one external prismatic pair (Fig. 2a).

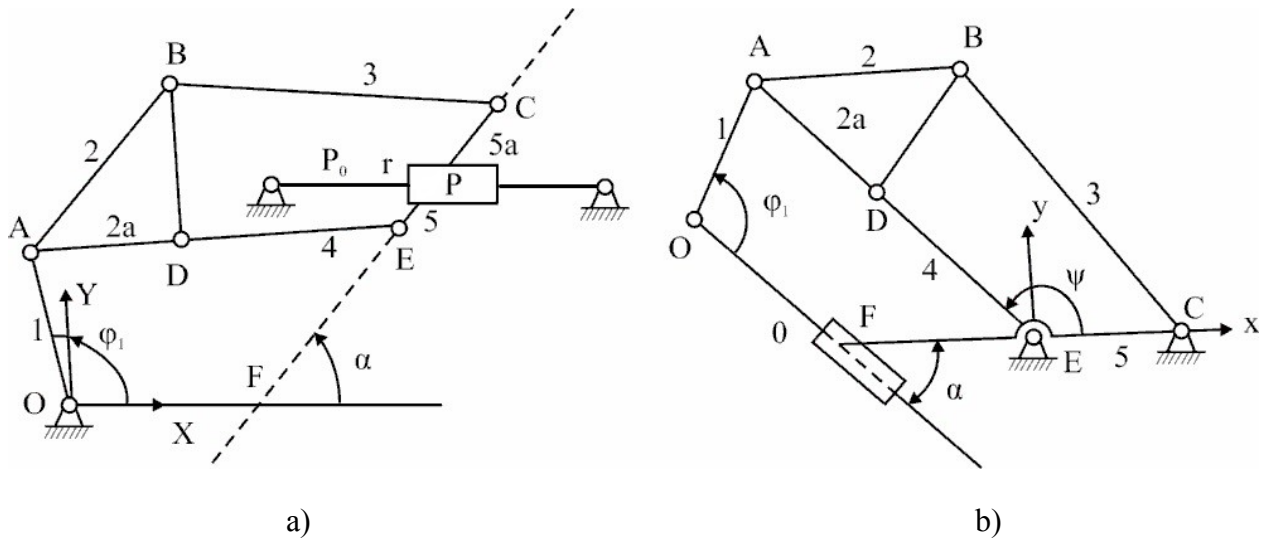


Figure 2

Coordinates racks O in O-X-Y, angle α and length of links l_{OA} , l_{AB} , l_{AD} , l_{BD} , l_{BC} , l_{DE} , l_{CE} of the mechanism are known. Translational kinematic pair P moves along a line parallel to the axis O-X. We solve the problem of finding the "initial" positions. We are looking for the relationship between the coordinates of the points A, B, C, E, D, and φ_1 angle. Element 5 mechanism will be considered as the rack.

Consider the mechanism in E-x-y coordinates. Coordinate system E-x-y that relate to the 5. Axis E-x passes through point C. We take the angle ψ between elements 4 and 5 as the generalized coordinates (Fig.2b).

Join the points D and C variable vector $\overline{l_{DC}}$. It is like: $x_C = l_{DC}, y_C = 0$,
 $x_D = l_{DE} \cdot \cos\psi, y_D = l_{DE} \cdot \sin\psi$, $l_{DC} = \sqrt{(x_C - x_D)^2 + (y_C - y_D)^2}$, $\varphi_{DC}^{(5)} = \arctg\left[\frac{y_C - y_D}{x_C - x_D}\right]$,

where index "(5)" means that for a rack is taken element 5 (Fig. 2b). Let us determine the angle

$\varphi_{BDC}^{(5)} = \pm \arccos\left[\frac{l_{BD}^2 + l_{DC}^2 - l_{BC}^2}{2l_{DC} \cdot l_{BD}}\right]$, where the sign \pm gives the assembly A-D-B. Then the

position of a point in the relative motion is given by: $\begin{bmatrix} x_A \\ y_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_B \\ y_B \end{bmatrix} + l_{AB} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{DB}^{(5)} \pm \varphi_{ADB}^{(5)}) \\ \sin(\varphi_{DB}^{(5)} \pm \varphi_{ADB}^{(5)}) \end{bmatrix}$. The

equation of a circle centered at the point A and radius l_{OA} is: $(x - x_A)^2 + (y - y_A)^2 = l_{OA}^2$. The equation of the line passing through the point (x_1, y_1) and forming with a given line $y = k_1x + b$ given angle α is:

$$y - y_1 = \frac{k_1 \pm \operatorname{tg}\alpha}{1 \mp k_1 \operatorname{tg}\alpha} (x - x_1), \quad (1)$$

Then the equation of the line passing through the point F $(-l_{FE}, 0)$ at an angle α of the given line $y = 0$ passing through the points E and C the system E-x-y is:

$$y = \pm tg\alpha(x + l_{FE}) \quad (2)$$

To find the point of intersection of the line with the circle, we substitute equation (2) into (1) and obtain a quadratic equation for x: $(x - x_A)^2 + (\pm tg\alpha(x + l_{FE}) - y_A)^2 = l_{OA}^2$. Solving this equation using the formula (2) we find the coordinates of the fixed rack O (x_o, y_o) .

Now comes the absolute motion in a coordinate system OXY, using the formula for the transformation of the relative motion in absolute motion.

We find the true coordinates of the points A, B, C, D, E and angle φ_1 to a predetermined angle ψ :

$$\begin{cases} X_A = (x_A - x_o) \cos \alpha + (y_A - y_o) \sin \alpha \\ Y_A = (x_A - x_o) \sin \alpha + (y_A - y_o) \cos \alpha \end{cases}, \quad \begin{cases} X_B = (x_B - x_o) \cos \alpha + (y_B - y_o) \sin \alpha \\ Y_B = (x_B - x_o) \sin \alpha + (y_B - y_o) \cos \alpha \end{cases}$$

$$\begin{cases} X_C = (x_C - x_o) \cos \alpha + (y_C - y_o) \sin \alpha \\ Y_C = (x_C - x_o) \sin \alpha + (y_C - y_o) \cos \alpha \end{cases}, \quad \begin{cases} X_D = (x_D - x_o) \cos \alpha + (y_D - y_o) \sin \alpha \\ Y_D = (x_D - x_o) \sin \alpha + (y_D - y_o) \cos \alpha \end{cases}$$

$$\begin{cases} X_E = (x_E - x_o) \cos \alpha + (y_E - y_o) \sin \alpha \\ Y_E = (x_E - x_o) \sin \alpha + (y_E - y_o) \cos \alpha \end{cases}$$

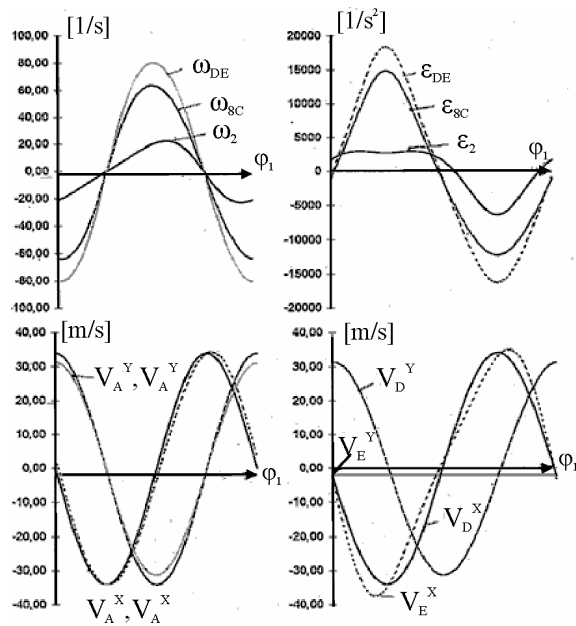
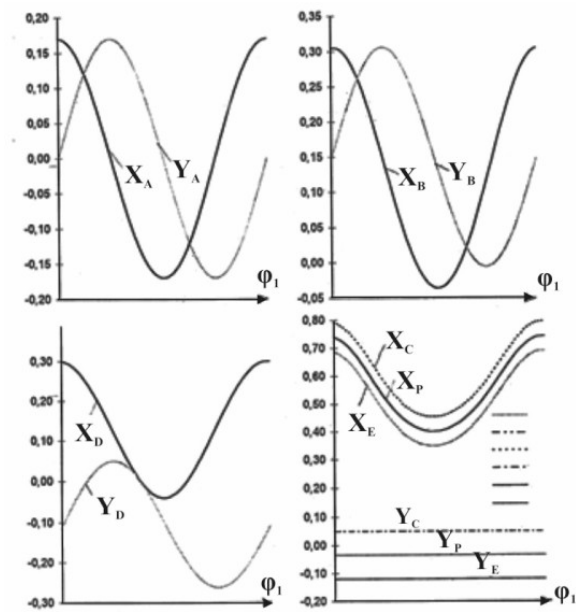
According to the obtained values of the coordinates of points A (XA, YA), B (XB, YB), C (XC, YC), E (Xe, YE), D (XD, YD) in the coordinate system OXY find angles links of the mechanism.

3. Example

As an example, consider the following values of parameters of the mechanism (dimension: m, sec) coordinates of the rack: $X_0 = 0.0$, $Y_0 = 0.0$; lengths of the links $L_{OA} = 0.17$ m, $L_{AD} = 0.20$ m, $L_{AB} = 0.17$ m, $L_{BC} = 0.50$ m, $L_{DE} = 0.39$ m, $L_{CE} = 0.20$ m, $Y_E = -0.12$ m, $Y_C = -0.05$ m; the angle $\alpha = 0.0^\circ$, the angle between the links L_{AD} and L_{AB} of the link 2 is $\beta = 88^\circ$. Let us take the value of the angular velocity of the crank 1 as $\omega_1 = 200 \text{ sec}^{-1}$. The crank 1 makes full turn rotation.

Figure 3a shows the movement of the points B, D links 2 mechanism, the movement of points C, P, E the slider 5 mechanism. Figure 3b shows the velocities of the points, the angular

velocity and angular acceleration mechanism links. Figure 4 shows the acceleration of points links mechanism. These parameters are obtained for one complete revolution of the crank.



a)

b)

Figure 3

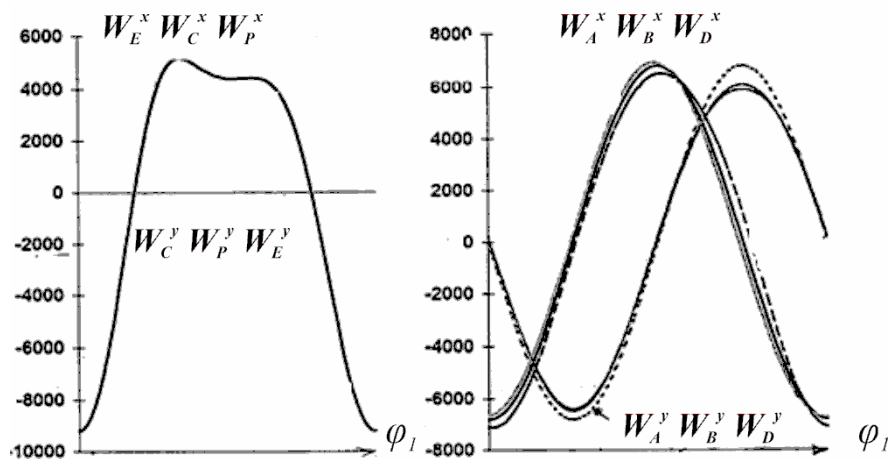


Figure 4 – Acceleration of Points

4. Conclusion

The author developed an analytical method for finding the "initial" provisions of the mechanism of high class with a group of Assur IV class of second order in the classification I.Artobolevsky : a) with the rotational kinematic pairs (Fig. 1) and b) with one external slider (Fig. 2).

ЛИТЕРАТУРА

1 Джолдасбеков У.А., Темирбеков Е.С. Некоторые аспекты анализа и синтеза механизмов высоких классов.- Астана: Акмолинский ЦНТИ, 2008.- 299с. /[U.A. Joldasbekov], Ye.S. Temirbekov. Some Aspects of Analysis and Synthesis of High Grades Mechanisms.

REFERENCE

1 Джолдасбеков У.А., Темирбеков Е.С. Некоторые аспекты анализа и синтеза механизмов высоких классов.- Астана: Акмолинский ЦНТИ, 2008.- 299с. /[U.A. Joldasbekov], Ye.S. Temirbekov. Some Aspects of Analysis and Synthesis of High Grades Mechanisms.

Резюме

Е. С. Темірбеков

(Алматы технология университеті, Алматы)

ЕКІНШІ ҚАТАРЛЫ ІҮ КЛАСТЫ АССУР ТОБЫНЫҢ МЕХАНИЗМДЕР КИНЕМАТИКАСЫ

ЖКМ жоғары класты механизмдер кинематикасы бойынша талдау көрсеткендей, олардың жағдайлары-ның кинематикалық талдауының әртүрлі графикалық және сандық әдістемелері жасалды. ЖКМ кинематика-лық талдаудың салыстырмалы әдісі әлі күнге анықталмаған. Автор ЖКМ жағдайларының кинематикалық талдауына ерекше әдістеме жасады. Ол бұл есепті кейбір ЖКМ үшін салыстырмалы түрде, ал қалғандары үшін қарапайым есептеу арқылы шығарды. Бұны автор қалыпты таған алмастыру ҚТА деп атады. Оның мәні мынандай:

- механизмнің қалыпты тіреу ретінде ЖКМ құрамына кіретін тұйықты қозғалмалы өзгермелі контурдың бір буынын қолдануға болады;
- осы қабылданған тіреуге байланысты механизм қозғалысы қарастырылады;
- жасалған қалыпты тіреудің және аралас тұйықты қозғалмалы өзгермелі контурдың бір буынының өзгермелі параметр ретінде бұрышты алуға болады;
- механизм, осылай салыстырмалы қозғалысы арқылы қарапайым құрылымға, түрге айналады.
- механизмнің қарапайым түрге айналуы үшін механизм жағдайларының талдауын жасау қажет,
- қалыпты тіреудің қозғалысының айналуы тіреудің абсолюттік қозғалысына байланысты, механизмнің табылған салыстырмалы жағдайы нақты жағдайға айналады.

Автор ұсынылған а) айналмалы жұптармен, және б) сырттан түсірілген бір жұппен күй талдауға арналған әдістерді екінші қатарлы төртінші класты алтыбуынды жазық механизм сұлбелерінде қалай пайдалануды көрсеткен.

Мысал ретінде екінші қатарлы ІҮ класты сыртқы сырғақты нақты механизм қарастырылған. Нуктелердің нақты орындары, олардың жылдамдықтары және бұрыштық жылдамдық үдеулері және үдеу ретінде 1 механизмнің жетекші айналшағының толық айналымды айналуының бұрыштық орны алынған. Сәйкес графиктері алынған.

Осылай автор а) айналмалы жұптармен, және б) сырттан түсірілген бір жұппен екінші қатарлы ІҮ классты механизмдер үлгісінде ЖКМ буындарының бастапқы күйде орналасу әдісін зертеген. Ол қарапайым талдау арқылы осы механизмдердің буындар күйінің сәйкестігін тапты.

Кілт сөздер: кинемтика, ІҮ механизм; күй, тіреу.

Резюме

Е.С.Темирбеков

(Алматинский технологический университет, г. Алматы)

КИНЕМАТИКА МЕХАНИЗМА С ГРУППОЙ АССУРА IV КЛАССА ВТОРОГО ПОРЯДКА

Анализ работ по кинематике механизмов высоких классов (МВК) показывает, что разработаны различные графические и численные методики кинематического анализа их положений. Но аналитических методов кинематического анализа МВК до сих пор не существовало. Автором разработан оригинальный подход кинематического анализа положений МВК. Он аналитически решает эту задачу для некоторых МВК, а для остальных сводит эту задачу к более простым решениям. Он назван автором методом условной замены стойки (УЗС). Суть его заключается в следующем:

- в качестве условной стойки механизма выбирается одно из звеньев подвижного замкнутого изменяемого контура, входящего в состав МВК;
- движение механизма рассматривается уже относительно этой выбранной стойки;
- в качестве изменяемого параметра берется угол, образованный условно выбранной стойкой и смежным с ней звеном подвижного замкнутого изменяемого контура;
- механизм, таким образом, в относительном движении преобразуется в более простую структуру;
- для полученного механизма более простой структуры проводится анализ положений;
- и наконец, обращением движения условной стойки относительно стойки абсолютного движения, найденные относительные положения механизма приводятся в истинное положение.

Автором подробно показано применение предлагаемого способа анализа положений на схемах плоского шестизвенного механизма четвертого класса второго порядка: а) с вращательными парами и б) с одной внешней поступательной парой.

Для примера рассмотрен конкретный механизм IV класса второго порядка с внешним ползуном. Получены конкретные положения точек, их скорости и ускорения угловые скорости и ускорения как функций углового положения φ_1 полнооборотного вращения ведущего кривошипа 1. Даны соответствующие графики.

Таким образом, автором апробирован метод нахождения "начальных" положений звеньев МВК на примерах механизмов IV класса второго порядка а) с вращательными парами б) с внешним ползуном. Он позволил более просто в аналитическом виде найти соответствующие положения звеньев этих механизмов.

Ключевые слова: кинематика, механизм IV класса, положение, стойка.

Поступила 04.05.2013 г.