

На рис. 3 видно, что значение максимальных эквивалентных напряжений в стенке при его полном раскрытии не превышает 330 МПа, что значительно меньше предела прочности материала, из которого он изготовлен.

В результате проведенной работы построена численная модель взаимодействия «дилатационный баллон – стент – артерия», с помощью которой проведено исследование их НДС. Определены уровни и зоны максимальных напряжений и деформаций. Установлено, что уровень максимальных напряжений в артерии и бляшке меньше для данного дизайна стента ячеистой структуры.

#### Л и т е р а т у р а

1. Медицинская технология. Стентирование коронарных артерий / А. Г. Осиев [и др.]. – Новосибирск : РИЦ НГУ, 2008.
2. Structural and Hemodynamic Analyses of Different Stent Structures in Curved and Stenotic Coronary Artery / L. Wei [et al.] // Front. Bioeng. Biotechnol. – 2019. – Vol. 7. – P. 366. DOI: 10.3389/fbioe.2019.00366
3. Марочник сталей и сплавов / Ю. Г. Драгунов [и др.] ; под общ. ред. Ю. Г. Драгунова и А. С. Зубченко. – 4-е изд., переработ. и доп. – М. : Машиностроение, 2014. – 1216 с. : ил.

### КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА АНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ С ГРУППОЙ АССУРА IV КЛАССА

М. О. Прядко

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научные руководители: Д. Г. Кроль, Н. В. Иноземцева

*Приведены результаты кинематического исследования плоского рычажного механизма высокого класса аналитическим методом. Представлены формулы, позволяющие определить кинематические параметры звеньев механизма.*

**Ключевые слова:** плоский рычажный механизм, группа Ассура IV класса, кинематический анализ.

Одной из задач современного машиностроения является создание новых, перспективных машин и механизмов, в состав которых входят структурные группы Ассура высших классов (III, IV и далее). Связано это, прежде всего, со сложностью получения необходимых точных траекторий движения рабочих органов машины для обеспечения выполнения технологического процесса. Кинематика таких механизмов описывается системами нелинейных уравнений, имеющих не менее шести вариантов решений (по числу возможных сборок механизма). Поэтому разработка методов кинематического анализа механизмов высоких классов является весьма актуальной задачей. Цель работы – изучить кинематические параметры плоского рычажного механизма высокого класса, содержащего группу Ассура IV класса.

В данной работе будем изучать простейший механизм, содержащий одну группу Ассура IV класса с вращательными кинематическими парами. Такая структурная группа состоит из четырех звеньев 3, 4, 5 и 6 (рис. 1). Входными параметрами для кинематического анализа механизма являются длины звеньев  $l_{OA}$ ,  $l_{AB}$ ,  $l_{AC}$ ,  $l_{BC}$ ,  $l_{BD}$ ,  $l_{CE}$ ,  $l_{DE}$ ,  $l_{FD}$ ,  $l_{FE}$ ,  $x_F$ ,  $y_E$  (рис. 1) и кинематические параметры входного звена 2.

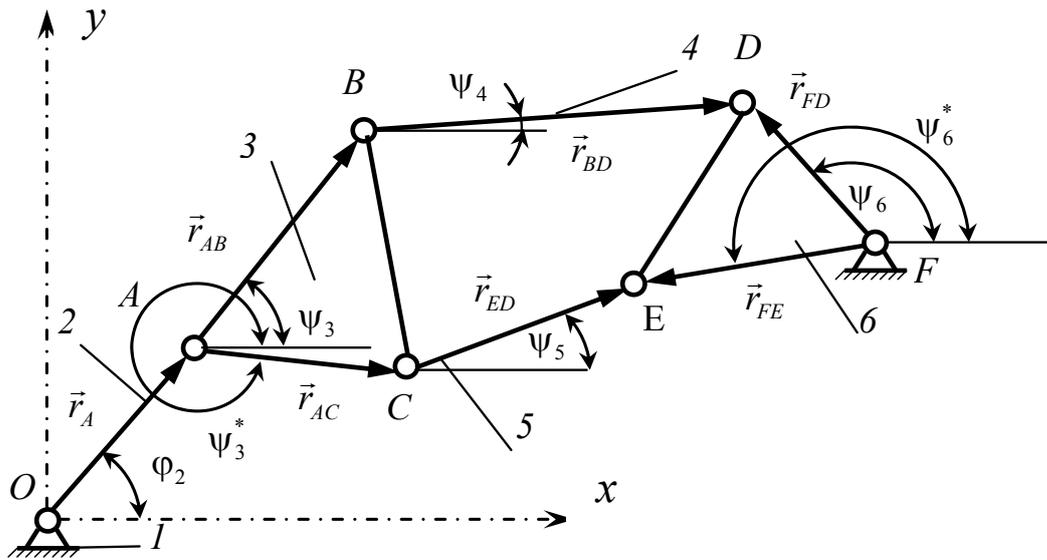


Рис. 1. Схема механизма и расположение двух контуров

Для определения кинематических параметров звеньев 3, 4, 5 и 6 выделим два векторных контура  $OABDFO$  и  $OACEFO$  (рис. 1). Векторные уравнения этих контуров имеют вид:

$$\vec{r}_A + \vec{r}_{AB} + \vec{r}_{BD} = \vec{r}_F + \vec{r}_{FD}, \quad \vec{r}_A + \vec{r}_{AC} + \vec{r}_{CE} = \vec{r}_F + \vec{r}_{FE}. \quad (1)$$

Проецируем векторные уравнения (1) на координатные оси  $x$  и  $y$ . В результате получим систему 4-х нелинейных уравнений с неизвестными углами  $\psi_3, \psi_4, \psi_5, \psi_6$ :

$$\begin{aligned} x_A + l_{AB} \cos \psi_3 + l_{BD} \cos \psi_4 &= \\ = x_F + l_{FD} \cos \psi_6, \quad y_A + l_{AB} \sin \psi_3 + l_{BD} \sin \psi_4 &= y_F + l_{FD} \sin \psi_6; \\ x_A + l_{AC} \cos \psi_3^* + l_{CE} \cos(\psi_5) &= \\ = x_F + l_{FE} \cos \psi_6^*, \quad y_A + l_{AC} \sin \psi_3^* + l_{CE} \sin(\psi_5) &= y_F + l_{FE} \sin \psi_6^*. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь  $x_A = l_{OA} \cos \varphi_2, \quad y_A = l_{OA} \sin \varphi_2, \quad \psi_3^* = 2\pi - \angle BAC + \psi_3, \quad \psi_6^* = \angle DFE + \psi_6, \quad \angle BAC = \arccos\left\{\frac{l_{AB}^2 + l_{AC}^2 - l_{BC}^2}{2l_{AB}l_{AC}}\right\}$ .

Решение системы нелинейных уравнений (2) было найдено численными методами с помощью математического пакета MathCad. Так как данная группа Ассура имеет 6 возможных сборок [4], то выбор единственного верного решения определялся корректным заданием начального значения углов  $\psi_3, \psi_4, \psi_5, \psi_6$ . Здесь начальное приближение положений звеньев механизма было получено из построения механизма методом планов. Продифференцируем по  $\varphi_2$  систему уравнений (2):

$$\begin{aligned}
 \frac{dx_A}{d\varphi_2} - l_{AB} \sin \psi_3 \frac{d\psi_3}{d\varphi_2} - l_{BD} \sin \psi_4 \frac{d\psi_4}{d\varphi_2} &= -l_{FD} \sin \psi_6 \frac{d\psi_6}{d\varphi_2}; \\
 \frac{dy_A}{d\varphi_2} + l_{AB} \cos \psi_3 \frac{d\psi_3}{d\varphi_2} + l_{BD} \cos \psi_4 \frac{d\psi_4}{d\varphi_2} &= l_{FD} \cos \psi_6 \frac{d\psi_6}{d\varphi_2}; \\
 \frac{dx_A}{d\varphi_2} - l_{AC} \sin \psi_3^* \frac{d\psi_3}{d\varphi_2} - l_{CE} \sin(\psi_5) \frac{d\psi_5}{d\varphi_2} &= -l_{FE} \sin \psi_6^* \frac{d\psi_6}{d\varphi_2}; \\
 \frac{dy_A}{d\varphi_2} + l_{AC} \cos \psi_3^* \frac{d\psi_3}{d\varphi_2} + l_{CE} \cos(\psi_5) \frac{d\psi_5}{d\varphi_2} &= l_{FE} \cos \psi_6^* \frac{d\psi_6}{d\varphi_2}.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Продифференцируем по  $\varphi_2$  систему уравнений (3):

$$\begin{aligned}
 \frac{d^2 x_A}{d\varphi_2^2} - l_{AB} \cos \psi_3 \left( \frac{d\psi_3}{d\varphi_2} \right)^2 - l_{AB} \sin \psi_3 \frac{d^2 \psi_3}{d\varphi_2^2} - l_{BD} \cos \psi_4 \left( \frac{d\psi_4}{d\varphi_2} \right)^2 - \\
 - l_{BD} \sin \psi_4 \frac{d^2 \psi_4}{d\varphi_2^2} &= -l_{FD} \cos \psi_6 \left( \frac{d\psi_6}{d\varphi_2} \right)^2 - l_{FD} \sin \psi_6 \frac{d^2 \psi_6}{d\varphi_2^2}; \\
 \frac{d^2 y_A}{d\varphi_2^2} - l_{AB} \sin \psi_3 \left( \frac{d\psi_3}{d\varphi_2} \right)^2 + l_{AB} \cos \psi_3 \frac{d^2 \psi_3}{d\varphi_2^2} - l_{BD} \sin \psi_4 \left( \frac{d\psi_4}{d\varphi_2} \right)^2 + \\
 + l_{BD} \cos \psi_4 \frac{d^2 \psi_4}{d\varphi_2^2} &= -l_{FD} \sin \psi_6 \left( \frac{d\psi_6}{d\varphi_2} \right)^2 + l_{FD} \cos \psi_6 \frac{d^2 \psi_6}{d\varphi_2^2}; \\
 \frac{d^2 x_A}{d\varphi_2^2} - l_{AC} \cos \psi_3^* \left( \frac{d\psi_3}{d\varphi_2} \right)^2 - l_{AC} \sin \psi_3^* \frac{d^2 \psi_3}{d\varphi_2^2} - l_{CE} \cos \psi_5 \left( \frac{d\psi_5}{d\varphi_2} \right)^2 - \\
 - l_{CE} \sin \psi_5 \frac{d^2 \psi_5}{d\varphi_2^2} &= -l_{FE} \cos \psi_6^* \left( \frac{d\psi_6}{d\varphi_2} \right)^2 - l_{FE} \sin \psi_6^* \frac{d^2 \psi_6}{d\varphi_2^2}; \\
 \frac{d^2 y_A}{d\varphi_2^2} - l_{AC} \sin \psi_3^* \left( \frac{d\psi_3}{d\varphi_2} \right)^2 + l_{AC} \cos \psi_3^* \frac{d^2 \psi_3}{d\varphi_2^2} - l_{CE} \sin \psi_5 \left( \frac{d\psi_5}{d\varphi_2} \right)^2 + \\
 + l_{CE} \cos \psi_5 \frac{d^2 \psi_5}{d\varphi_2^2} &= -l_{FE} \sin \psi_6^* \left( \frac{d\psi_6}{d\varphi_2} \right)^2 + l_{FE} \cos \psi_6^* \frac{d^2 \psi_6}{d\varphi_2^2}.
 \end{aligned} \tag{4}$$

Здесь принято, что  $\frac{d\psi_3^*}{d\varphi_2} = \frac{d\psi_3}{d\varphi_2}$ ;  $\frac{d\psi_6^*}{d\varphi_2} = \frac{d\psi_6}{d\varphi_2}$ ;  $\frac{d^2 \psi_3^*}{d\varphi_2^2} = \frac{d^2 \psi_3}{d\varphi_2^2}$ ;  $\frac{d^2 \psi_6^*}{d\varphi_2^2} = \frac{d^2 \psi_6}{d\varphi_2^2}$ .

$\frac{dx_A}{d\varphi_2}$ ,  $\frac{dy_A}{d\varphi_2}$ ,  $\frac{d^2 x_A}{d\varphi_2^2}$ ,  $\frac{d^2 y_A}{d\varphi_2^2}$  – проекция аналога скорости и аналога ускорения точки  $A$

соответственно на ось  $x$  и  $y$ . Система уравнений (3)–(5) представляет систему восьми линейных алгебраических уравнений с четырьмя неизвестными аналогами угловых скоростей звеньев  $\frac{d\psi_3}{d\varphi_2}$ ,  $\frac{d\psi_4}{d\varphi_2}$ ,  $\frac{d\psi_5}{d\varphi_2}$ ,  $\frac{d\psi_6}{d\varphi_2}$  и четырьмя неизвестными аналогами

угловых ускорений звеньев  $\frac{d^2\psi_3}{d\varphi_2^2}$ ,  $\frac{d^2\psi_4}{d\varphi_2^2}$ ,  $\frac{d^2\psi_5}{d\varphi_2^2}$ ,  $\frac{d^2\psi_6}{d\varphi_2^2}$ . Полученную систему решаем с помощью математического пакета Mathcad.

Приведем здесь некоторые результаты кинематического расчета механизма при следующих входных параметрах:  $\varphi_2 = 50^\circ$ ;  $l_{OA} = 0,12$  м;  $l_{AB} = 0,6$  м;  $l_{AC} = 0,6$  м;  $l_{BC} = 0,6$  м;  $l_{CE} = 0,8$  м;  $l_{BD} = 1,2$  м;  $l_{FD} = 0,7$  м;  $l_{FE} = 0,7$  м;  $l_{DE} = 1,0$  м;  $x_F = 1,9$  м;  $y_F = 0,28$  м.

На рис. 2 показаны кинематические параметры звена 3.

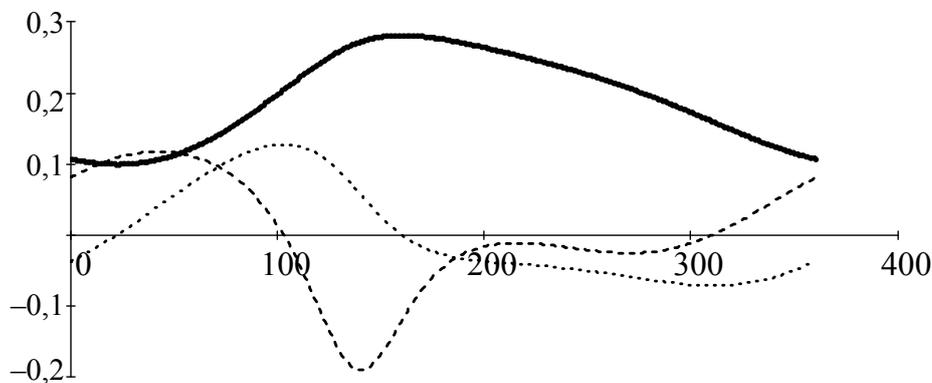


Рис. 2. Кинематические параметры звена 3:  
координата  $\psi_3$  – сплошная линия; аналог скорости  $d\psi_3/d\varphi_2$  – пунктирная линия;  
аналог ускорения  $d^2\psi_3/d\varphi_2^2$  – штриховая линия

Представленный в работе алгоритм проведения кинематического анализа плоского рычажного механизма с группой Ассур IV класса позволяет определить кинематические параметры механизма с целью дальнейшего анализа и синтеза такого механизма.

#### Литература

1. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / М. З. Коловский [и др.]. – 2-е изд., испр. – М. : Академия, 2008. – 558 с.
2. Hroncová, D. Kinematical Analysis of Crank Slider Mechanism with Graphical Method and by Computer Simulation / D. Hroncová, P. Frankovský, G. Bettes // American Journal of Mechanical Engineering. – 2016. – Vol. 4, N 7. – P. 329–343.
3. Yamamoto, Tatsuya. Automated Kinematic Analysis of Closed-Loop Planar Link Mechanisms / Tatsuya Yamamoto, Nobuyuki Iwatsuki and Ikuma Ikeda // Machines. – 2020. – N 8, iss. 41. – P. 1–16.
4. Джолдасбеков, У. А. Графо-аналитические методы анализа и синтеза механизмов высоких классов / У. А. Джолдасбеков. – Алма-Ата, 1983. – 256 с.