

У роботі виконано аналітичне дослідження кінематики плоского восьмигранного механізму. Причому у кінематичному ланцюзі механізму є ланки, що утворюють пару куліса – камінь. Запропоновано аналітичний метод кінематичного аналізу плоских важільних механізмів довільної структури, що базується на векторному поданні ланок, що дозволяє застосувати апарат векторної алгебри пакету Mathcad

Ключові слова: механізм складної структури, кінематика, векторна алгебра, чисельне рішення, програма Mathcad

В работе выполнено аналитическое исследование кинематики плоского восьмизвенного механизма. Причем в кинематической цепи механизма имеются звенья, образующие пару кулиса – камень. Предложен аналитический метод кинематического анализа плоских рычажных механизмов произвольной структуры, базирующийся на векторном представлении звеньев, что позволяет применить аппарат векторной алгебры пакета Mathcad

Ключевые слова: механизм сложной структуры, кинематика, векторная алгебра, численное решение, программа Mathcad

УДК 621.01

DOI: 10.15587/1729-4061.2015.44236

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКИХ СТЕРЖНЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ СЛОЖНОЙ СТРУКТУРЫ МЕТОДАМИ ВЕКТОРНОЙ АЛГЕБРЫ

И. Н. Мацюк

Кандидат технических наук, доцент*

E-mail: shlyahove@nmu.org.ua

Э. М. Шляхов

Доцент*

E-mail: shlyahove@nmu.org.ua

*Кафедра основ конструирования
механизмов и машин

Государственное высшее учебное заведение

“Национальный горный университет”

пр. К. Маркса, 19, г. Днепрпетровск,

Украина, 49005

1. Введение

Одним из путей совершенствования современных машин является применение в них механизмов, имеющих улучшенные кинематические и динамические параметры.

Широкое использование в технике получили плоские рычажные механизмы, относящиеся по классификации Ассура-Артоболевского ко второму классу. Механизмы более сложной структуры, класс которых выше второго, отличающиеся более сложными законами движения рабочих органов, применяются не столь широко.

Успешному анализу и синтезу подобных механизмов длительное время препятствовало отсутствие соответствующих методов.

В последние годы, тем не менее, наблюдается тенденция активного изучения и применения механизмов сложной структуры. Например, в [1] имеются ссылки на патенты Российской Федерации на конструкции механизированной крепи (патент № 2303699) и двухщелевой дробилки (патент № 2332260), в которых применены механизмы высоких классов. Там же описан графоаналитический метод кинематического и динамического анализа плоской шестизвенной группы Ассура с четырехугольным подвижным замкнутым изменяемым контуром.

Всеобщая компьютеризация и наличие разнообразных математических компьютерных программ (Maple, Mathcad, Mathematica, Matlab и др.) предопределили доминирующее положение аналитических

методов исследования кинематики и динамики механизмов. Это направление активно развивается, о чем свидетельствует большое количество опубликованных в последнее время работ.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Широкое применение для решения задач механики и теории механизмов получил программный пакет Mathcad компании Mathsoft.

В [2] описано применение пакета Mathcad для решения разнообразных задач теоретической механики. Для исследования кинематики механизмов Mathcad наиболее рационально использовать, как инструмент решения векторных уравнений, которые не имеют графического решения на плоскости. Это дает возможность сократить объем вычислений и получить относительно компактную программу. Такой подход к простым механизмам освещен в [3].

В работе [4] рассматривается использование программы Mathcad для выполнения кинематического и динамического анализов плоских рычажных механизмов второго класса. Причем, в указанных работах инструментом исследования принимается аппарат векторной алгебры, позволяющий сохранить алгоритм графического метода исследования и присущую последнему наглядность. Такой подход целесообразно

использовать, например, в учебном процессе при изучении учащимися курса теории механизмов и машин.

Аналитические методы исследования кинематики механизмов могут базироваться либо на векторном представлении параметров, либо на дифференциальных зависимостях между перемещениями, скоростями и ускорениями, как скалярами, что описано в [5].

В. А. Зиновьев в работе [6] предложил аналитический метод определения положений механизмов высоких классов. В основе этого метода лежит векторная интерпретация звеньев рычажного механизма, на основе которой составляется система нелинейных уравнений замкнутости векторных контуров. Неизвестными в системе уравнений являются углы, определяющие положения каждого из звеньев механизма. Суть предлагаемого метода заключается в приближенном численном решении полученной системы уравнений с наперед заданной точностью.

В учебном пособии [7] изложено аналитическое исследование кинематики и кинетостатики плоских механизмов с помощью программы Mathcad. Причем в аналитическом исследовании сохранен алгоритм графоаналитического метода планов, что оправдано для учебных целей.

Тем не менее, можно констатировать, что в учебном процессе Mathcad представлен слабо, как и все программные продукты подобного рода.

Работа [8] посвящена использованию программы Mathcad для решения задач анализа плоских рычажных механизмов. Кинематический анализ семизвенного механизма с использованием замкнутых векторных контуров описан в [9].

Для плоских механизмов сложной структуры в [10] изложен аналитический метод определения кинематических и силовых параметров, базирующийся на использовании математического аппарата векторной алгебры в программе Mathcad. Применение этого метода рассмотрено на примере механизма пятого класса. Метод позволяет исследовать плоские стержневые механизмы произвольной структуры, включающие в себя кинетостатически определяемые кинематические цепи. В рассмотренном примере кинематическая цепь содержит только вращательные кинематические пары. Вариант кинематической цепи с поступательными парами не рассмотрен.

Устранению этого недостатка и посвящена данная статья.

3. Цель и задачи исследования

Целью данной работы является исследование кинематики плоского рычажного механизма сложной структуры, звенья которого соединены, как вращательными, так и поступательными кинематическими парами.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие задачи:

- исследование выполнить методами векторной алгебры с помощью программного продукта Mathcad;
- исследованию подвергнуть механизм, рассмотренный в [10], усложнив его структуру введением в кинематическую цепь пары кулиса – камень.

4. Исследование кинематики механизма пятого класса, содержащего пару кулиса – камень

К уравнениям, которые не могут быть решены с помощью графических построений на плоскости, относятся векторные уравнения, содержащие векторные произведения. Такими произведениями выражаются многие параметры кинематики и кинетостатики. В кинематике плоских механизмов результатом векторных произведений являются угловые скорости и ускорения, векторы которых определяются модулем и знаком только аппликаты. Это позволяет из одного векторного уравнения определять два неизвестных вектора, что уменьшает количество уравнений вдвое и, в конечном счете, минимизирует программу вычислений.

Покажем идею этого приема на примере решения задачи определения скоростей и ускорений для механизма, включающего структурную группу пятого класса (рис. 1). В группу входят три базисных звена 3, 5 и 6, которые со звеньями 4 и 7 образуют замкнутый изменяемый контур. Базисные звенья 3, 5 и 6 одновременно являются поводками, на которых находятся внешние кинематические пары группы С, F и К.

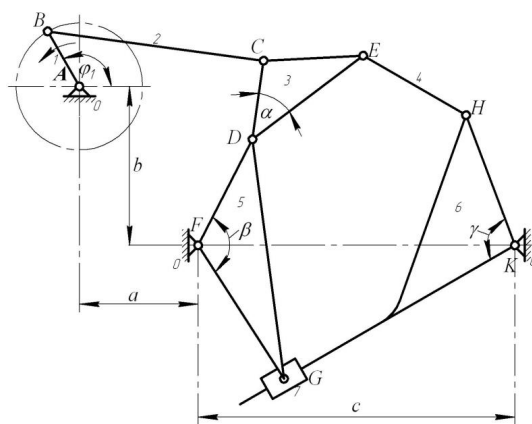


Рис. 1. Схема механизма пятого класса

Кинематика подобного механизма, содержащего только вращательные кинематические пары, рассмотрена в [5]. В настоящей статье рассматривается более общий случай механизма, в составе которого имеются поступательные кинематические пары пятого класса. Звенья 6 и 7 образуют кулисную пару (кулиса – камень), кинематика которой отлична от кинематики стержневой пары, включающей плоский шарнир.

Итак, пусть заданы геометрические параметры механизма: $l_{AB}=0,15$ м; $l_{BC}=0,55$ м; $l_{CD}=0,2$ м; $l_{DE}=0,35$ м; $l_{EH}=0,3$ м; $l_{DF}=0,3$ м; $l_{FG}=0,4$ м; $l_{HK}=0,35$ м; $a=0,3$ м; $b=0,4$ м; $c=0,8$ м; $\alpha=45^\circ$; $\beta=120^\circ$; $\gamma=100^\circ$. Угловая скорость кривошипа $\omega_1=10$ с⁻¹.

В качестве обобщенной координаты механизма примем угол поворота кривошипа: $\phi_1=90^\circ$.

Перед определением скоростей и ускорений необходимо решить задачу определения положений звеньев механизма, т. е. выполнить геометрический анализ.

Задача довольно просто решается, если звенья стержневых механизмов заменить соответствующими векторами. Этот прием был предложен в прошлом столетии В. А. Зиновьевым [6].

Векторная интерпретация звеньев механизма изображена на рис. 2.

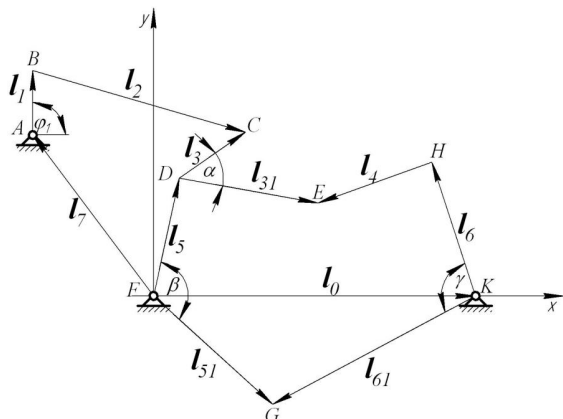


Рис. 2. Векторное представление звеньев механизма

При решении векторных уравнений кинематики и динамики механизмов возникает необходимость в записи векторов, параллельных или перпендикулярных данному вектору. Так, например, если в программе Mathcad задан вектор $l_1(x_1, y_1, 0)$ (рис. 3, а), то параллельный и перпендикулярный ему векторы l_2 и l_3 будем записывать, как показано на рис. 3, б–в соответственно.

Модули этих векторов будут определяться значениями абсцисс l_{20} и l_{30} .

$$l_1 := \begin{pmatrix} l_{10} \\ l_{11} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad l_2 := l_{20} \cdot \begin{pmatrix} 1 \\ l_{11} \\ l_{10} \end{pmatrix}, \quad l_3 := l_{30} \cdot \begin{pmatrix} 1 \\ -l_{11} \\ l_{10} \end{pmatrix}.$$

а б в

Рис. 3. Запись векторов в программе Mathcad:
а – заданный вектор; б – параллельный вектор;
в – перпендикулярный вектор

Используя эти варианты представления параллельных или перпендикулярных векторов, можно составлять векторные уравнения, в которых неизвестными будут скалярные величины, и которые легко решаемы средствами Mathcad.

Необходимость в записи параллельных и перпендикулярных векторов появляется, в частности, если в составе исследуемого механизма есть структурные группы, включающие поступательные кинематические пары пятого класса.

Если кривошип АВ (рис. 1) представляется вектором l_1 , а его угловая скорость – вектором ω_1 , то линейная скорость точки В выразится векторным произведением $v_B = \omega_1 \times l_1$. Нормальное ускорение точки В выразится двойным векторным произведением $a_B^n = \omega_1 \times (\omega_1 \times l_1)$. Тангенциальная составляющая ускорения точки В может быть выражена через вектор углового ускорения $a_B^t = \epsilon_1 \times l_1$. Используя эти векторные произведения можно определять скорости и ускорения, составляя векторные уравнения, содержащие только векторы угловых скоростей и ускорений.

При наличии в механизме кулисной пары (звенья 6 и 7) для определения скорости точки G_6 , принадлежащей кулисе 6 необходимо использовать вектор отно-

сительной скорости $v_{G_6G_7}$, который параллелен кулисе КГ. При определении ускорения этой же точки используют векторы кориолисова (перпендикулярно кулисе) и релятивного (параллельно кулисе) ускорений.

Записав векторные уравнения замкнутости для контуров АВСЕFA, FДЕНKF и FGKF, с помощью решающего блока Given-Find определяем положения звеньев механизма при заданном значении $\phi_1 = 90^\circ$.

Фрагмент соответствующего документа Mathcad приведен на рис. 4, 5.

$$\phi_2 := 0 \quad \phi_3 := 1 \quad \phi_4 := 3 \quad \phi_5 := 1 \quad \phi_6 := 2 \quad l_{61} := 0.6$$

Given

$$\begin{pmatrix} -a \\ b \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} l_1 \cdot \cos \phi_1 \\ l_1 \cdot \sin \phi_1 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} l_2 \cdot \cos \phi_2 \\ l_2 \cdot \sin \phi_2 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} l_5 \cdot \cos \phi_5 \\ l_5 \cdot \sin \phi_5 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} l_3 \cdot \cos \phi_3 \\ l_3 \cdot \sin \phi_3 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} l_5 \cdot \cos \phi_5 \\ l_5 \cdot \sin \phi_5 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} l_{31} \cdot \cos \phi_3 - \alpha \\ l_{31} \cdot \sin \phi_3 - \alpha \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} l_6 \cdot \cos \phi_6 \\ l_6 \cdot \sin \phi_6 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} l_4 \cdot \cos \phi_4 \\ l_4 \cdot \sin \phi_4 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} l_{51} \cdot \cos \phi_5 - \beta \\ l_{51} \cdot \sin \phi_5 - \beta \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} l_{61} \cdot \cos \phi_6 + \gamma \\ l_{61} \cdot \sin \phi_6 + \gamma \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \phi_2 & \phi_3 & \phi_4 \\ \phi_5 & \phi_6 & l_{61} \end{pmatrix} := \text{Find} \begin{pmatrix} \phi_2 & \phi_3 & \phi_4 \\ \phi_5 & \phi_6 & l_{61} \end{pmatrix}$$

Рис. 4. Фрагмент 1 документа Mathcad

$$\begin{matrix} \phi_2 = -0.266 & \phi_3 = 0.6 & \phi_4 = 3.497 & \phi_5 = 1.35 \\ & \phi_6 = 1.888 & l_{61} = 0.574 & \\ \phi_2 = -15.22 \text{ deg} & \phi_3 = 34.36 \text{ deg} & \phi_4 = 200.37 \text{ deg} & \\ & \phi_5 = 77.37 \text{ deg} & \phi_6 = 108.18 \text{ deg} & \end{matrix}$$

Рис. 5. Окончание фрагмента 1 документа Mathcad

Необходимо заметить, что полученное решение может быть не единственным, поскольку обычно существует несколько вариантов сборки механизма. Вопрос нахождения конкретного вида сборки механизма, сложной структуры, требует специального изучения и в данной статье не рассматривается.

После определения углов каждое звено механизма может быть представлено соответствующим вектором. Например, кривошип АВ и шатуны СЕ и DF представляются, как показано на рис. 6.

$$l_1 := \begin{pmatrix} l_1 \cdot \cos \phi_1 \\ l_1 \cdot \sin \phi_1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad l_2 := \begin{pmatrix} l_2 \cdot \cos \phi_2 \\ l_2 \cdot \sin \phi_2 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad l_3 := \begin{pmatrix} l_3 \cdot \cos \phi_3 \\ l_3 \cdot \sin \phi_3 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Рис. 6. Представление звеньев в виде векторов

Составив векторные уравнения угловых скоростей для тех же контуров, найдем эти скорости (рис. 7, 8)

Аналогичным образом найдем угловые ускорения звеньев 2–6 и релятивное ускорение точки G_6 относительно точки G_5 , предварительно задав их начальные приближения, как показано на рис. 9.

$$\begin{aligned} \omega_1 &:= (0 \ 0 \ 10)^T \\ \omega_2 &:= (0 \ 0 \ 10)^T \quad \omega_3 := (0 \ 0 \ 10)^T \quad \omega_4 := (0 \ 0 \ 10)^T \\ \omega_5 &:= (0 \ 0 \ 10)^T \quad \omega_6 := (0 \ 0 \ 10)^T \quad v_{G6G5_0} := 1 \end{aligned}$$

Given

$$\begin{aligned} \omega_1 \times l_1 + \omega_2 \times l_2 &= \omega_5 \times l_5 + \omega_3 \times l_3 \\ \omega_5 \times l_5 + \omega_3 \times l_3 &= \omega_6 \times l_6 + \omega_4 \times l_4 \end{aligned}$$

$$\omega_5 \times l_{51} + v_{G6G5_0} \begin{pmatrix} 1 & l_{61} \\ & l_{60} \\ & & 0 \end{pmatrix}^T = \omega_6 \times l_{61}$$

$$\begin{pmatrix} \omega_2 & \omega_3 & \omega_4 \\ \omega_5 & \omega_6 & v_{G6G5_0} \end{pmatrix} := \text{Find} \begin{pmatrix} \omega_2 & \omega_3 & \omega_4 \\ \omega_5 & \omega_6 & v_{G6G5_0} \end{pmatrix}$$

Рис. 7. Фрагмент 2 документа Mathcad

$$\begin{aligned} \omega_2^T &= (0 \ 0 \ 4.31) \quad \omega_3^T = (0 \ 0 \ 14.96) \quad \omega_4^T = (0 \ 0 \ -13.88) \\ \omega_5^T &= (0 \ 0 \ -2.77) \quad \omega_6^T = (0 \ 0 \ -9.7) \quad v_{G6G5_0} = -1.88 \end{aligned}$$

$$v_{G6G5} := v_{G6G5_0} \begin{pmatrix} 1 & l_{61} \\ & l_{60} \\ & & 0 \end{pmatrix}^T \quad v_{G6G5} = \begin{pmatrix} -1.879 \\ 5.722 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Рис. 8. Окончание фрагмента 2 документа Mathcad

$$\begin{aligned} \varepsilon_2 &:= (0 \ 0 \ 10)^T \quad \varepsilon_3 := (0 \ 0 \ 10)^T \quad \varepsilon_4 := (0 \ 0 \ 10)^T \\ \varepsilon_5 &:= (0 \ 0 \ 10)^T \quad \varepsilon_6 := (0 \ 0 \ 10)^T \quad a_{G6G5_0} := 1 \end{aligned}$$

Рис. 9. Задание начальных приближений ускорений

На рис. 10, 11 приведены фрагменты документов Mathcad, в которых

Происходит нахождение значений вышеупомянутых ускорений.

Given

$$\begin{aligned} \omega_1 \times |\omega_1 \times l_1| \dots &= \omega_5 \times |\omega_5 \times l_5| \dots \\ + \omega_2 \times |\omega_2 \times l_2| + \varepsilon_2 \times l_2 &+ \varepsilon_5 \times l_5 + \omega_3 \times |\omega_3 \times l_3| + \varepsilon_3 \times l_3 \\ \omega_5 \times |\omega_5 \times l_{51}| + \varepsilon_5 \times l_{51} + 2 \cdot \omega_6 \times v_{G6G5} \dots &= \omega_6 \times |\omega_6 \times l_{61}| + \varepsilon_6 \times l_{61} \\ + a_{G6G5_0} \begin{pmatrix} 1 & l_{61} \\ & l_{60} \\ & & 0 \end{pmatrix}^T & \\ \begin{pmatrix} \varepsilon_2 & \varepsilon_3 & \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 & \varepsilon_6 & a_{G6G5_0} \end{pmatrix} &:= \text{Find} \begin{pmatrix} \varepsilon_2 & \varepsilon_3 & \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 & \varepsilon_6 & a_{G6G5_0} \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Рис. 10. Фрагмент 3 документа Mathcad

Располагая полученными результатами, можно найти значения скорости и ускорения любой точки механизма. Так, например, для точки G₆ эти параметры определяются, как показано на рис. 12.

$$\begin{aligned} \varepsilon_2^T &= (0 \ 0 \ -22.2) \quad \varepsilon_3^T = (0 \ 0 \ 63.2) \quad \varepsilon_4^T = (0 \ 0 \ -231.4) \\ \varepsilon_5^T &= (0 \ 0 \ -107.6) \quad \varepsilon_6^T = (0 \ 0 \ 247) \quad a_{G6G5_0} = 34.9 \\ a_{G6G5r} &:= a_{G6G5_0} \begin{pmatrix} 1 & l_{61} \\ & l_{60} \\ & & 0 \end{pmatrix} \quad a_{G6G5r} = (34.897 \ -106.277 \ 0) \end{aligned}$$

Рис. 11. Окончание фрагмента 3 документа Mathcad

$$\begin{aligned} v_{G6} &:= \omega_6 \times l_{61} \quad v_{G6}^T = (-2.63 \ 4.91 \ 0) \\ a_{G6} &:= \omega_6 \times |\omega_6 \times l_{61}| + \varepsilon_6 \times l_{61} \quad a_{G6}^T = (114.53 \ -99.41 \ 0) \\ a_{G6} &:= \omega_5 \times |\omega_5 \times l_{51}| + \varepsilon_5 \times l_{51} + 2 \cdot \omega_6 \times v_{G6G5} + a_{G6G5r}^T \\ a_{G6}^T &= (114.53 \ -99.41 \ 0) \end{aligned}$$

Рис. 12. Последний фрагмент документа Mathcad

5. Выводы

С помощью аппарата векторной алгебры программы Mathcad произведен кинематический анализ плоского стержневого механизма сложной структуры на основе векторных уравнений, содержащих векторные произведения.

Описан прием, позволяющий составлять векторное уравнение замкнутости контура, содержащего пару кулиса – камень. Для этого в число неизвестных добавляется вектор, параллельный кулисе, модуль которого есть величина переменная.

В уравнения для определения скоростей и ускорений рекомендуются вводить векторные произведения, что позволяет из одного уравнения определить два неизвестных вектора, что уменьшает число необходимых уравнений. В рассмотренном механизме для определения шести неизвестных понадобилось три уравнения.

Изложенный алгоритм исследования минимизирует объем вычислений, дает возможность исследовать механизмы произвольной сложной структуры и получать результаты в естественном для кинематических параметров виде, т. е. векторном.

Литература

1. Дворников, Л. Т. Кинематика и кинетостатика плоской шестизвенной группы Асура четвертого класса [Текст] / Л. Т. Дворников, С. П. Стариков // Теория механизмов и машин. – 2006. – Т. 4, № 1(7). – С. 61–65.
2. Бертяев, В. Д. Теоретическая механика на базе Mathcad. Практикум [Текст] / В. Д. Бертяев. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 752 с.
3. Третьяков, В. М. Использование программы Mathcad при определении скоростей и ускорений рычажных механизмов [Текст] / В. М. Третьяков // Теория механизмов и машин. – 2009. – № 2. – С. 40–48.
4. Мацюк, І. М. Дослідження кінематики та динаміки механізмів засобами векторної алгебри [Текст]: зб. наук. пр. / І. М. Мацюк // Вісник Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”. Серія “Гірництво”. – 2009. – Вип. 18. – С. 79–84.

5. Златопольський, Ф. Й. Дослідження важливих механізмів з допомогою ПЕОМ: Навч. посібник [Текст] / Ф. Й. Златопольський, Г. Б. Філімонович, В. В. Коваленко, О. Б. Чайковський. – Кіровоград: ПП"КОД", 1999. – 107 с.
6. Зиньовьев, В. А. Курс теории механизмов и машин [Текст] / В. А. Зиньовьев. – М.: Наука, 1975. – 204 с.
7. Мацюк, І. М. Кінематичне та динамічне дослідження плоских важливих механізмів [Текст] / І. М. Мацюк, Е. М. Шляхов, К. А. Зіборов. – Дніпропетровськ, РВК НГУ України, 2010. – 132 с.
8. Heinloo, M. On The Experience of Mathcad-Aided Analysis of Planar Linkages [Text] / M. Heinloo, E. Aarend, M. Mägi // Proc. Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. – 1999. – Vol. 1. – P. 392–397.
9. Fehmi, B. K. Planar kinematics analysis method of seven-bar mechanism using vector loops and the verification of results experimentally [Text] / B. K. Fehmi, S. Ahmet, K. Valdrin. // Proc. 12th International Research / Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" TMT 2008. – Istanbul, Turkey, 2008. – Available at: <http://www.tmt.unze.ba/zbornik/TMT2008/247-TMT08-214.pdf>
10. Мацюк, І. Н. Определение кинематических и кинетостатических параметров плоских стержневых механизмов сложной структуры [Текст]: матер. 3-й междунар. науч.-практ. конф. / И. Н. Мацюк, Э. М. Шляхов; под ред. М. М. Радкевича, А. Н. Евграфова // Современное машиностроение. Наука и образование. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 788–796.

Розглянуто течію рідини в трубопроводі, коли на кінцях труби задані тиски, які довільно змінюються в часі. Необхідність дослідження обумовлена недостатністю існуючих теоретичних методів розрахунку нестационарних потоків рідини. Досліджено вплив стисливості рідини на середню швидкість за неусталеної течії. Запропоновано математичну модель для розрахунку параметрів напірного потоку рідини в трубопроводах систем пожежогасіння

Ключові слова: неусталений рух, нестационарний потік, стисливість рідини, швидкість течії

Рассмотрено течение жидкости в трубопроводе, когда на концах трубы заданы давления, которые изменяются произвольно во времени. Необходимость исследования обусловлена недостаточностью существующих теоретических методов расчета нестационарных потоков жидкости. Исследовано влияние сжимаемости жидкости на среднюю скорость при неустановившемся течении. Предложена математическая модель для расчета параметров напорного потока жидкости в трубопроводах систем пожаротушения

Ключевые слова: неустановившееся движение, нестационарный поток, сжимаемость жидкости, скорость течения

УДК 532.54.013.2

DOI: 10.15587/1729-4061.2015.42447

ВРАХУВАННЯ СТИСЛИВОСТІ РІДИНИ ЗА НЕУСТАЛЕНОЇ ТЕЧІЇ В НАПІРНИХ ТРУБОПРОВОДАХ СИСТЕМ ПОЖЕЖОГАСІННЯ

О. М. Яхно

Доктор технічних наук, професор
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки
Національний технічний університет України
"Київський політехнічний інститут"
пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056
E-mail: oleh_yakhno@yahoo.com

С. В. Стась

Кандидат технічних наук, доцент
Кафедра техніки
Черкаський інститут пожежної безпеки
ім. Героїв Чорнобиля
вул. Онопрієнка, 8, м. Черкаси, Україна, 18034
E-mail: stas_serhiy@yahoo.com

Р. М. Гнатів

Кандидат технічних наук, доцент
Кафедра гідравліки і сантехніки
Національний університет "Львівська політехніка"
вул. Карпінського, 6, м. Львів, Україна, 79013
E-mail: roman.gnativ@mail.ru

1. Вступ

Наявність в трубопровідних системах розгінних і сповільнених течій викликає зміну гідродинамічних параметрів цих потоків, що призводить до підвищення затрат енергії, яка необхідна для транспортування

рідини в трубопроводах, що має важливе значення для уточнення розрахунку швидкості і об'ємів подачі рідини в системах пожежогасіння.

Створення надійних методів розрахунку складних трубопроводів можливе лише за використання математичних моделей нестационарних процесів,