

УДК: 620.1.052:62-571.1:515.142

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА ТРЕТЬЕГО КОЛЕСА,
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРЕМЫ ПИФАГОРА

Алматов Мейманбай Закирович, доктор технических наук, профессор Кыргызский технический университет им. И. Раззакова, Кыргызская Республика, г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова, 66. тел. : + (996 312) 59-51-98, e-mail: meiman56@mail.ru

Халов Расулбек Шамшиидинович, старший преподаватель, Кыргызский технический университет им. И. Раззакова, Кыргызская Республика, г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова, 66. тел. : + (996 312) 59-51-98, e-mail: rass777kg@mail.ru

Соонунбеков Д.Т., соискатель Кыргызский технический университет им. И. Раззакова, Кыргызская Республика, г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова, 66. тел. : + (996 312) 59-51-98, e-mail: soonunbekov.D.T.kg@mail.ru

Аннотация. В статье предложена новая методика определения кинематических параметров рычажных механизмов, с использованием теоремы Пифагора, которая приведена на примере определения положений звеньев самого сложного механизма третьего класса, разработанного на основании группы Бурместера начальному механизму. Механизм третьего класса обладает преимуществом варьируемых параметров (по изменению длины звеньев) и функциональными возможностями применения.

Ключевые слова: механизм; структура механизма третьего класса; звено; групп Ассура; группа Бурместера кинематические параметры.

AN ANALYTICAL METHOD FOR DETERMINING THE KINEMATIC PARAMETERS OF THE
LINKAGE MECHANISM OF THE THIRD WHEEL, USING THE PYTHAGOREAN THEOREM

Almatov M. Z., doctor of Technical Sciences, Professor of the Kyrgyz Technical University I. Razzakova, Kyrgyz Republic, Bishkek, Ch. Aitmatova Ave., 66. Phone: + (996 312) 59-51-98, e-mail: meiman56@mail.ru

Khalov R. Sh., senior lecturer, Kyrgyz Technical University. I. Razzakova, Kyrgyz Republic, Bishkek, Ch. Aitmatova Ave., 66. Phone: + (996 312) 59-51-98, 0773-21-65-12 e-mail: rass777kg@mail.ru

Soonunbekov D. T., Job seeker, Kyrgyz Technical University. I. Razzakova, Kyrgyz Republic, Bishkek, Ch. Aitmatova Ave., 66. Phone: + (996 312) 59-51-98, e-mail: soonunbekov.D.T.kg@mail.ru

Abstract. The article proposes a new methodology for determining the kinematic parameters of linkages using the Pythagorean theorem, which is an example of determining the positions of the links of the most complex mechanism of the third class, developed by layering the Burmester group to the initial mechanism. The mechanism of the third class has the advantage of variable parameters (by changing the length of the links) and functional capabilities of the application.

Keywords: mechanism; the structure of the mechanism of the third class; link; Assur groups; Burmester group kinematic parameters.

Рычажные механизмы используются во всех типах машин, применяемых в разных отраслях. Эти механизмы классифицируются методикой предложенной академиком Ш.И. Артоболевским [1] по классу механизмов. Предложенная классификация в основном предназначена для создания одноподвижных механизмов с использованием групп Ассура. Так, например, начальные механизмы состоят только из двух звеньев, одно из которых неподвижная стойка, а вторая подвижная. При одном подвижном звене создаются только два варианта механизмов вращательными или поступательными движениями (см. рис 1).

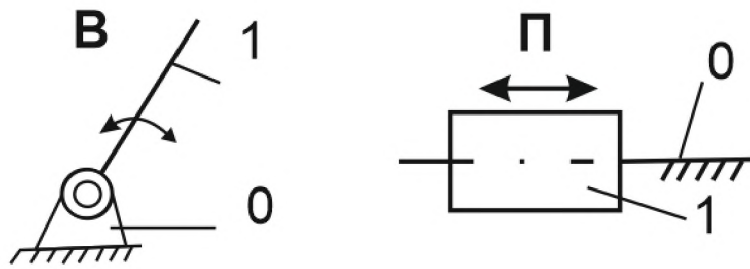


Рис. 1. Начальные механизмы с одним подвижным звеном

В следующем этапе классификации И. И. Артоболевского создаются механизмы с насаиванием группы Ассура к начальному механизму. В этом случае создаются 10 вариантов схем механизмов с тремя подвижными звеньями. (см. рис 2).

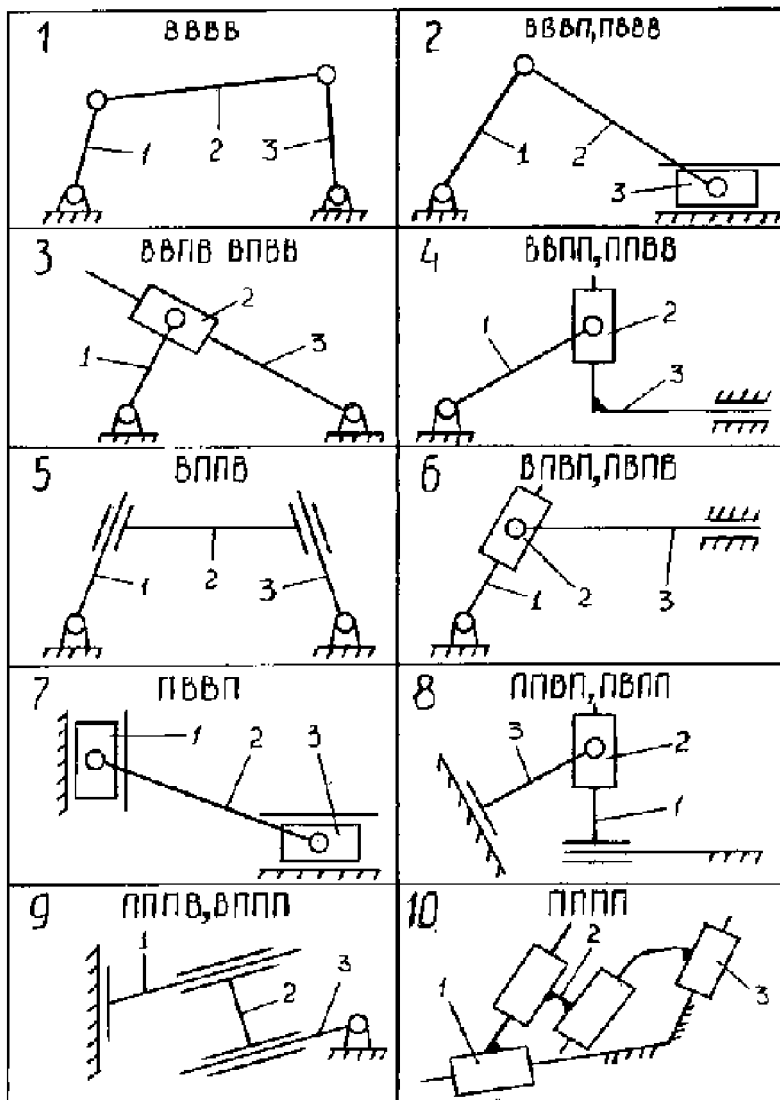


Рис. 2. Схемы механизмов с тремя подвижными звеньями

В классификацию рычажных механизмов существенное развитие внес член-корр. АН Киргизской ССР Л.Т. Дворников который предложил в классификацию механизмов ввести понятие по количеству сложности присоединяемых звеньев τ [2]. Например, при $\tau = 1$ (рис. 1), звено соединяется только одним подвижным звеном, при $\tau = 2$ (рис. 2) с звеном соединяются два звена, при $\tau = 3$ три звена (см. рис. 3). На примере механизма, приведенного (рис. 3) второму звену подвижно, соединяются три звена 1, 3 и 4.

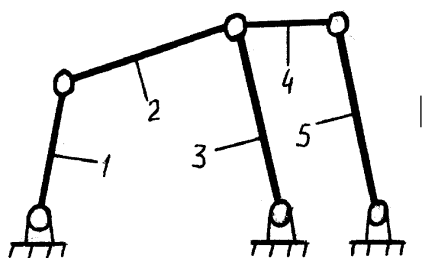


Рис.3. Схема механизма с пятью подвижными звеньями с $\tau = 3$.

Л. Т. Дворниковым также предположена универсальная структурная формула рычажных звеньев, с помощью которых можно расшифровать и описать любой механизм.

С увеличением количества подвижных звеньев усложняется структура устройств с одной стороны, с другой стороны это усложнение легко компенсируется увеличением технологических возможностей применения этих механизмов, которые удовлетворяют специфическим технологическим требованиям машин. Например, увеличение жесткости в чеканочных прессах или выполнение других требований таких как, ударные импульсные механизмы буровых автоматов, которые автоматически переходят от режима вращательного бурения в ударно вращательный режим работы и т.д. Увеличением количества подвижных звеньев механизмы приобретают особые возможности по перемещению, по соотношению относительных скоростей и ускорений звеньев, по усилию и силовым возможностям механизмов.

Таким образом, структурный синтез и определение кинематических параметров сложных структурных механизмов является актуальной задачей.

Из известных механизмов наиболее изученными являются первый и второй классы механизмов, приведенные на рис. 1 и 2.

Устройство приведенной на рис. 4 называют механизмом третьего класса, созданной с использованием четырехзвенной группы Ассур (или группы Ассур второго класса). Другое название устройства — это механизм, созданный с использованием группы Бурместера. По классификации Л.Т. Дворникова механизм с пятью подвижными звеньями с $\tau = 3$. Этот механизм имеет 5 подвижных звеньев, соответственно обладает широкой технологической возможностью использования и считается самой сложной задачей определения его кинематических параметров.

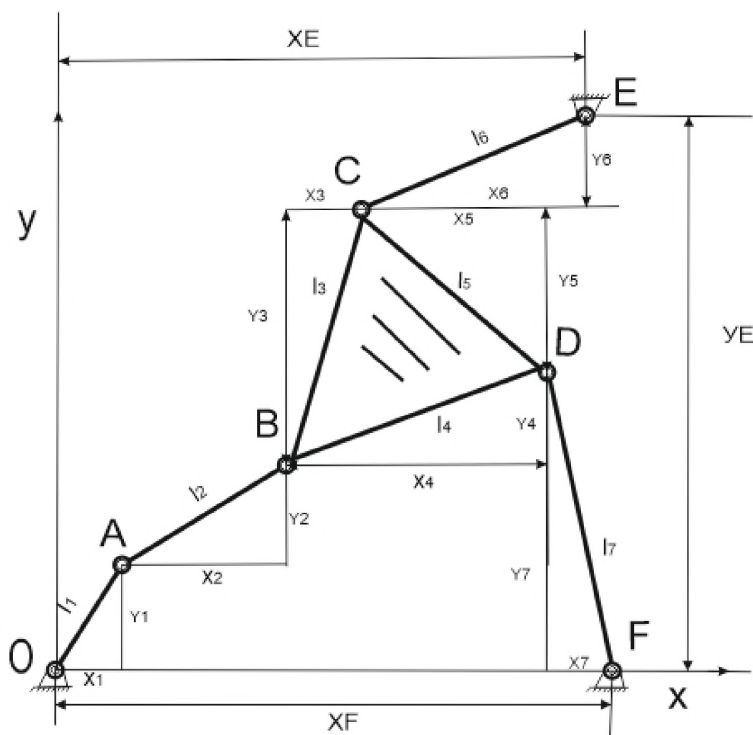


Рис. 4. Механизм третьего класса созданной с использование четырехзвенной группы Ассур (или группы Ассур второго класса, или группы Бурместера)

В работе [1,2] для решения задачи по определению кинематических параметров используют сложный и трудоемкий метод «особых точек», в работе [3] используют аналитический метод в виде тригонометрического полинома. В работе [4] используя метод замкнутого контура Зиновьева, составлены четыре уравнения в которых присутствуют тригонометрические функции с пятью углами звеньев из которых четыре неизвестны.

Все эти вышеуказанные методы являются сложными и решаются методом последовательного приближения, что увеличивает трудоемкость решения задачи, усложняет анализ соотношений длин звеньев.

Нами предлагается методика определения кинематических параметров механизма с четырехзвенной группой Ассур или с группой Бурместера методом последовательного использования теоремы Пифагора. Схема механизма представлена на рисунке 4.

Положение точки А первого (ведущего) звена механизма определяется координатами на соответствующих осях декартовой системы

$$X_1 = l_1 \cos \varphi_1 \quad (1)$$

$$Y_1 = l_1 \sin \varphi_1 \quad (2)$$

где: X_1, Y_1 – проекция точки А первого звена (ОА) на соответствующие оси, l_1 – длина звена 1.

По теореме Пифагора длина второго звена определяется

$$x_2^2 + y_2^2 = l_2^2 \quad (3)$$

где: X_2, Y_2, l_2 – проекция точки В второго звена (АВ) на соответствующие оси, l_2 – длина звена 2.

Аналогичным образом, по теореме Пифагора определяются длина звеньев для 3,4,6 и 7 звеньев.

$$x_3^2 + y_3^2 = l_3^2 \quad (4)$$

$$x_4^2 + y_4^2 = l_4^2 \quad (5)$$

$$x_6^2 + y_6^2 = l_6^2 \quad (6)$$

$$x_7^2 + y_7^2 = l_7^2 \quad (7)$$

где: X_3, Y_3, l_3 – проекции точки С, третьего звена (сторона ВС треугольника ВСD) на соответствующие оси, l_3 – длина стороны ВС звена 3,

X_4, Y_4, l_4 – проекции точки D третьего звена (сторона ВD треугольника ВСD) на соответствующие оси, l_4 – длина стороны ВD звена 3.

X_6, Y_6, l_6 – проекции точки Е, звена СЕ на соответствующие оси, l_6 – длина звена 6 (длина звена СЕ).

X_7, Y_7, l_7 – проекции точки F звена DF, на соответствующие оси, l_7 – длина звена 7.

Для удобства расчетов стороны третьего звена треугольника ВСD (одного жесткого звена) условно названы: сторона ВС третьим звеном длиной l_3 , сторона ВD четвертым звеном длиной l_4 и сторона СD пятым звеном длиной l_5 .

По теореме Пифагора определяется координаты пятого звена СD

$$(x_4 - x_3)^2 + (y_3 - y_4)^2 = l_5^2 \quad (8)$$

где: l_5 – длина звена 5.

Как видно из рисунка 4 сумма проекции на координат на ось х 1, 2 и 7 звеньев равна координате X_F .

$$X_1 + X_2 + X_4 + X_7 = X_F \quad (9)$$

Как видно из рисунка 4 сумма проекции на координат на ось у 1, 2, 3 и 6 звеньев равна координате Y_E .

$$Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_6 = Y_E \quad (10)$$

Как видно из рисунка 4 сумма проекции на координат на ось х 1, 2, 3 и 6 звеньев равна координате X_E .

$$X_1 + X_2 + X_3 + X_6 = X_E \quad (11)$$

Как видно из рисунка 4 сумма проекции на координат на ось у 1, 2, 3 и 6 звеньев равна координате Y_E .

$$Y_1 + Y_2 + Y_4 = Y_7 \quad (12)$$

Координаты точки D стороны CD определяются как разница

$$X_4 - X_3 = X_5 \quad (13)$$

$$Y_3 - Y_4 = Y_5 \quad (14)$$

Таким образом, при 12 неизвестных из которых 6 по оси x $X_2, X_3, X_4, X_5, X_6, X_7$, и 6 по оси y $Y_2, Y_3, Y_4, Y_5, Y_6, Y_7$ получили 12 уравнений 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 и 14, что делает систему уравнений статически определимой. В выше указанной системе уравнений отсутствуют тригонометрические функции, усложняющие расчеты определения кинематических параметров.

Указанная система уравнений решается с использованием программы Матлаб, результаты которой представлены на (рис. 5).

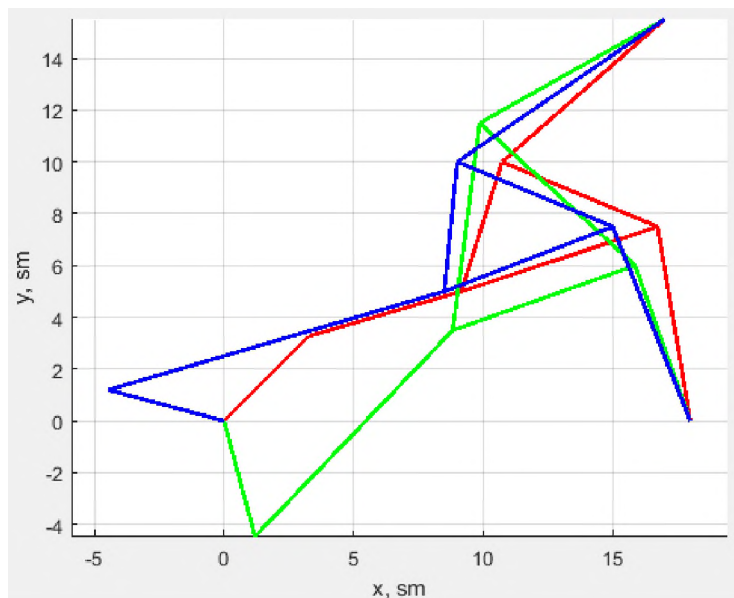


Рис. 5. Положение звеньев механизма по результатам расчета с использованием программы MATLAB

Заключение

Предложена новая методика определения кинематических параметров самой сложной схемы рычажных механизмов, с использованием теоремы Пифагора, которая позволяет определить и выбрать оптимальные соотношения параметров звеньев механизмов третьего класса созданной с использованием четырехзвенной группы Ассура (или группы Ассура второго класса).

Список литературы

1. Артоболовский И. И. Теория механизмов и машин /И.И.Артоболовский. - М. Наука. 1988.
2. Дворников Л. Т. Универсальная структурная классификация механизмов /Л.Т.Дворников. // Метод.указ. -Новокузнецк: СИБГИУ.- 2012.-С.39.
3. Пейсах Э. Е., Нестеров В. А. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Под ред. К. В. Фролова. - М., 1988.
4. Екшибаров В. Н. Реализация аналитического метода кинематического анализа рычажного механизма третьего класса на ЭВМ [Текст] / В. Н. Екшибаров // Вестник АГАУ №2(14) Алтай, 2004. - С. 246-248.