

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ШАРНИРНО-ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА

Зиялиев К.Ж., Такырбашев А.Б., Чинбаев О.К., Дюшембаев Ж.Ж.
Иссык-Кульский государственный университет им. К. Тыныстанова, г.Каракол

Ключевые слова: шарнирно-четырёхзвенный механизм, механизм переменной структуры, механизмы с особыми положениями, определение скоростей центров масс звеньев.

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы исследования шарнирно-четырёхзвенных механизмов. Предлагается получение аналитических уравнений на примере шарнирно-четырёхзвенного механизма путем применения системы координат, которая неподвижна относительно скорости определенной точки механизма. Определяются скорости центров масс звеньев. Полученные формулы могут быть применены при проектировании различных машин и устройств на основе шарнирно-четырёхзвенного механизма. Эту же методику можно использовать для составления уравнений ускорений и для силового расчета механизмов.

DETERMINATION OF THE KINEMATIC PARAMETERS OF THE FOUR-LINK MECHANISM

Ziialiev K.Zh., Takurbashev A.B., Chinbaev O.K., Diushembaev Zh.Zh.
Issykkul State University named after K. Tynystanov, Karakol

Keywords: four-link mechanism, variable structure mechanism, mechanisms with special positions, determination of the speeds of the centers of mass of the links.

Abstract. The article discusses the study of four-link mechanisms. It is proposed to obtain analytical equations by the example of a four-link mechanism by applying a coordinate system that is stationary relative to the speed of a certain point of the mechanism. The velocities of the centers of mass of the links are determined. The formulas obtained can be applied in the design of various machines and devices based on a four-link mechanism. The same technique can be used to compile acceleration equations and for the force calculation of mechanisms.

Существуют несколько аналитических методов кинематического исследования механизмов, которые подробно описаны во многих трудах, в частности в работах [1, 2]. В этих работах составляющими линейных скоростей точек звеньев являются проекции скоростей на оси системы координат, которая неподвижна относительно стойки (неподвижного звена) механизма. В данной работе предлагается получение аналитических уравнений на примере шарнирно-четырёхзвенного механизма путем применения системы координат, которая неподвижна относительно скорости определенной точки механизма. Для этого строим план скоростей в произвольном масштабе $\mu_v = \frac{v_b}{pb} = \frac{v_{cb}}{bc} = \frac{v_c}{pc}$ (рис. 1) для произвольного положения шарнирно-четырёхзвенного механизма [3].

Расположив план скоростей в декартовой системе координат Px так, чтобы его полюс совпал с началом координат, а направление вектора Pc – с положительным направлением оси x , и проектируя векторное уравнение $pb + bc = pc$ на оси Px и Py , получим:

$$\begin{cases} pb \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + bc \cos(\varphi_2 - \varphi_3) = pc; \\ pb \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + bc \sin(\varphi_2 - \varphi_3) = 0. \end{cases}$$

Умножив все члены уравнений указанной выше системы на масштаб скоростей μ_v , получим:

$$\begin{cases} v_B \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + v_{CB} \cos(\varphi_2 - \varphi_3) = v_C; \\ v_B \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + v_{CB} \sin(\varphi_2 - \varphi_3) = 0. \end{cases} \quad (1).$$

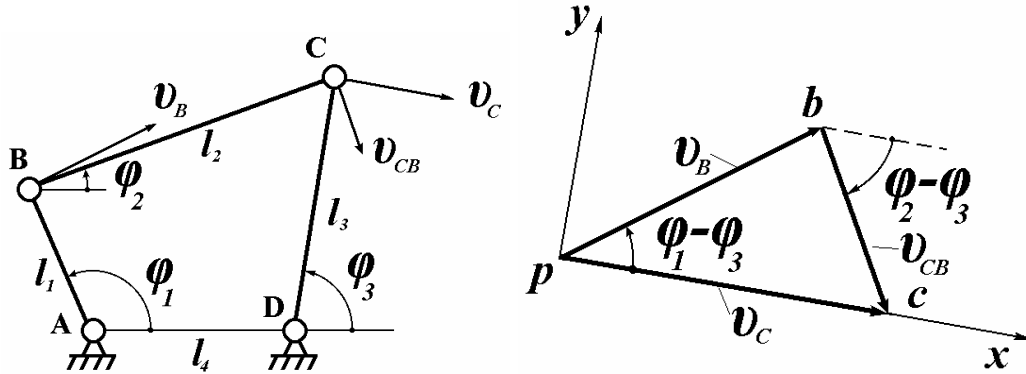


Рис. 1. Расчетная схема для определения скоростей звеньев шарнирно-четырёхзвенного механизма

Из второго уравнения данной системы уравнений определяется скорость точки С относительно точки В:

$$v_{CB} = -\frac{v_B \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (2)$$

Из уравнения (2) можно исключить знак «-», приведя его к следующему виду:

$$v_{CB} = \frac{v_B \sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (3)$$

Подставляя (2) в первое уравнение системы уравнений (1), получим формулу для определения абсолютной скорости точки С:

$$v_C = \frac{v_B \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (4)$$

На основе уравнений (3) и (4) получим уравнения аналогов скоростей V_{qCB} и V_{qC} :

$$v_{qCB} = \frac{v_{CB}}{\omega_1} = \frac{\ell_1 \sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)}; \quad (5)$$

$$v_{qC} = \frac{v_C}{\omega_1} = \frac{\ell_1 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (6)$$

Передаточное отношение u_{21} определяем по формуле:

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{v_{CB}/\ell_2}{v_B/\ell_1} = \frac{v_{CB}}{\lambda_2 v_B}, \quad (7)$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости кривошипа и шатуна, $\lambda_2 = \frac{\ell_2}{\ell_1}$

Подставляя (3) в (7), получим:

$$u_{21} = \frac{\sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{\lambda_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (8)$$

Передаточное отношение u_{31} определяется по формуле:

$$u_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{v_C / \ell_3}{v_B / \ell_1} = \frac{v_C}{\lambda_3 v_B}, \quad (9)$$

где ω_1 и ω_3 – угловые скорости кривошипа и коромысла, $\lambda_3 = \frac{l_3}{l_1}$

Подставляя (4) в (9), получим:

$$u_{31} = \frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{\lambda_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (10)$$

Теперь рассмотрим, как определить скорости центров масс звеньев. Определение скоростей центров масс звеньев по величине и направлению необходимо для приведения сил тяжестей звеньев механизма, а также для определения приведенного момента инерции плоско-параллельно движущегося шатуна при составлении динамической модели механизма.

Для определения скоростей центров масс звеньев по величине и направлению должны быть известны их положения относительно соответствующих звеньев и скорости как минимум двух точек каждого звена. В качестве этих точек обычно принимаются точки А, В, С и D (рис. 2). Положение центров масс относительно звеньев целесообразно выразить через полярные координаты, полюсы которых расположены в указанных выше точках, а оси проходят через самих звеньев, как показано на рис. 2, т.е. должны быть известны размеры l_{AS_1} , l_{BS_2} , l_{DS_3} и углы β_{S_1} , β_{S_2} и β_{S_3} .

На рис. 2 стрелками показаны положительные углы β_{S_1} , β_{S_2} (направление против часовой стрелки) и отрицательный угол β_{S_3} (направление по часовой стрелке).

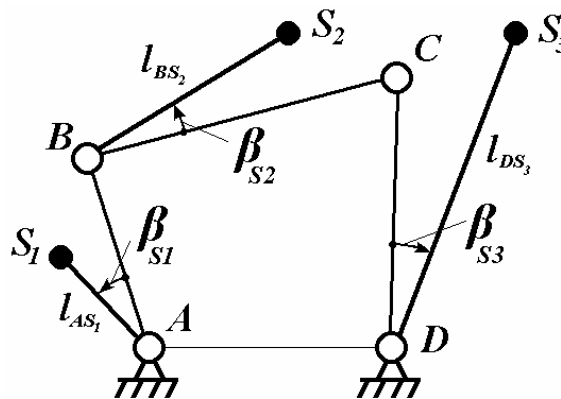


Рис. 2. Расположение центров масс звеньев относительно кинематических пар звеньев

Модули скоростей V_{S_1} , V_{S_2} и V_{S_3} центров масс соответственно левого подвижного звена, шатуна и правого подвижного звена шарнирно-четырёхзвенного механизма и их направления определяются из расчетной схемы, приведенной на рис. 3.

Модуль скорости центра масс V_{S_1} левого подвижного звена находим из соотношения

$$\frac{V_{S_1}}{V_B} = \frac{\ell_{AS_1}}{\ell_1}. \quad (11)$$

Обозначив $\frac{\ell_{AS_1}}{\ell_1}$ через λ_{S_1} , из (11) получим:

$$V_{S_1} = \lambda_{S_1} V_B. \quad (12)$$

Аналогично определяется скорость центра масс V_{S_3} правого подвижного звена:

$$V_{S_3} = \lambda_{S_3} V_C, \quad (13)$$

где $\lambda_{S_3} = \frac{\ell_{DS_3}}{\ell_3}$.

Как видно на рис. 3, скорости V_{S_1} и V_{S_3} имеют направления, повернутые на углы β_{S_1} и β_{S_3} относительно скоростей V_B и V_C .

Скорость центра масс V_{S_2} шатуна определяем из треугольника pbs_2 (рис. 3). Согласно теореме косинусов из данного треугольника имеем:

$$V_{S_2} = \sqrt{V_B^2 + V_{S_2B}^2 - 2V_B V_{S_2B} \cos(180^\circ - \varphi_1 + \varphi_2 + \beta_{S_2})}, \quad (14)$$

где $V_{S_2B} = \frac{\ell_{BS_2}}{\ell_2} V_{CB} = \lambda_{S_2} V_{CB}$ - скорость центра масс S_2 шатуна относительно точки В.

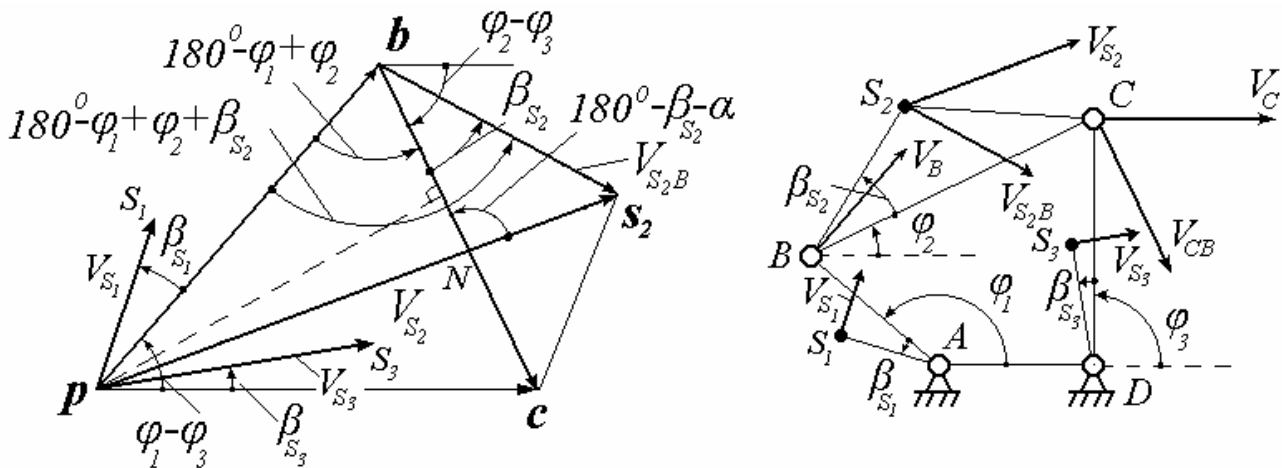


Рис. 3. Расчетная схема для определения скоростей центров масс звеньев

Учитывая, что

$$\cos(180^\circ - \varphi_1 + \varphi_2 + \beta_{S_2}) = -\cos(\varphi_1 - \varphi_2 - \beta_{S_2}), \quad (15)$$

из (14) получим:

$$V_{S_2} = \sqrt{V_B^2 + V_{S_2B}^2 + 2V_B V_{S_2B} \cos(\varphi_1 - \varphi_2 - \beta_{S_2})}. \quad (16)$$

Полученные формулы могут быть применены при проектировании различных машин и устройств на основе шарнирно-четырехзвенного механизма.

Эту же методику можно использовать для составления уравнений ускорений и для силового расчета механизмов.

Список литературы

1. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1972. – 384с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640с.
3. Зиялиев К.Ж. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. – Бишкек: Илим, 2005. – 193 с.

Сведения об авторах:

Зиялиев Кадырбек Жанузакович – д.т.н., профессор, ИГУ им. К. Тыныстанова, г.Каракол;

Такырбашев Амангелди Бексултанович – к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Машиноведение», ИГУ им. К. Тыныстанова, г.Каракол;

Чинбаев Омурбек Конопияевич – старший преподаватель, ИГУ им. К. Тыныстанова, г.Каракол;

Дюшембаев Жээнбек Жакишылыкович – старший преподаватель ИГУ им. К. Тыныстанова, г.Каракол.