

UDC 621

SCOPUS CODE 2210

<https://doi.org/10.36073/1512-0996-2024-4-181-187>

Determination of kinematic parameters of spatial articulated crank-slide mechanism by projection method

David Tavkheldze	Department of Mechanical Engineering and Technology, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, 68 ^a , M. Kostava str. E-mail: d.tavkheldze@gtu.ge
Zurab Mchedlishvili	Department of Mechanical Engineering and Technology, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, 68 ^a , M. Kostava str. E-mail: zurab.mch@mail.ru
Nana Nozadze	Department of Mechanical Engineering and Technology, Georgian Technical University, Georgia, 0160, Tbilisi, 68 ^a , M. Kostava str. E-mail: n. nozadze@gtu.ge

Reviewers:

- G. Japaridze**, Candidate of Technical Sciences, Professor, Faculty of Transport Systems and Mechanical Engineering, GTU
E-mail: japaridzegia05@gtu.ge
- N. Natbiladze**, Candidate of Technical Sciences, Professor, Faculty of Transport Systems and Mechanical Engineering, GTU
E-mail: n.natbiladze@gtu.ge

Abstract. Crank-slide four-link lever mechanism serves to convert one type of rotary motion into another translational motion. This mechanism is one of the most common, it is the main mechanism in piston machines (internal combustion engines, compressors, pumps). Recently, work has been underway to introduce spatial crank-slider mechanisms in different machines in which the crank rotates in one plane and the slider moves in a straight line crossing this plane at some angle. Mechanisms of this type are going to be introduced in different piston and sewing machines in order to make them as compact as possible. In these mechanisms, the

movable joints are cylindrical and spherical hinges, the connecting rod in this case has free rotation around its longitudinal axis and this gives the mechanism an additional second degree of freedom in place of one. This paper describes a method of kinematic analysis of spatial articulated mechanisms that is convenient for practical use. This method is based on the projection of the calculated spatial scheme of the studied roping mechanism onto the orthogonal system of projection planes used in descriptive geometry. Using this method, you can plot the velocities and accelerations of any kind of spatial linkage.

Keywords: acceleration; crank; mechanism; plane; projection; slider; speed.

Introduction

In mechanism theory, when determining the speeds and accelerations of flat lever mechanisms, graphic methods for plotting speeds and accelerations are most often used. For spatial lever mechanisms, these methods are poorly developed, and the use of analytical methods leads to grammatical expressions. When using the method of projecting links of spatial leverage mechanisms onto the horizontal and front projection planes, which are interconnected from descriptive geometry, it is possible to determine these kinematic parameters more easily and conveniently for practical purposes.

Main Part

The spatial kinematic diagram of the spatial slider-crank mechanism is shown in Fig. 1. In this scheme, the crank - 1 is connected to the stoic by means of a flat single-movable hinge and with a connecting rod- 2 it makes a spherical articulated kinematic pair. Connecting rod-2 with slider-3 also makes spherical rotary kinematic pair. The slider - 3 moves along the guide $x' - x'$, from which it composes a single-movable translational kinematic pair.

To solve the problem of finding the speeds and accelerations of the links of this mechanism, it is necessary to project it onto the horizontal Π_1 and front Π_2 projection planes.

The horizontal $A_1B_1C_1D_1$ and front $A_2B_2C_2D_2$ projections of the spatial crank mechanism in one position are shown in Fig. 2.. Position of mechanism is determined by position of crank AB. We draw an additional horizontally projecting plane through this link Π_4 after that, turning around the axis O_1z_1 of intersection of this plane and another plane Π_2 , it is compatible with the latter.

Thus, we obtain a full-size crank diagram A_0B_0 . In our case, the dimensions of all the links of the mechanism are known: the l_{AB} - length of the crank, the l_{CB} - length of the connecting rod, as well as the number of revolutions of the n-drive link.

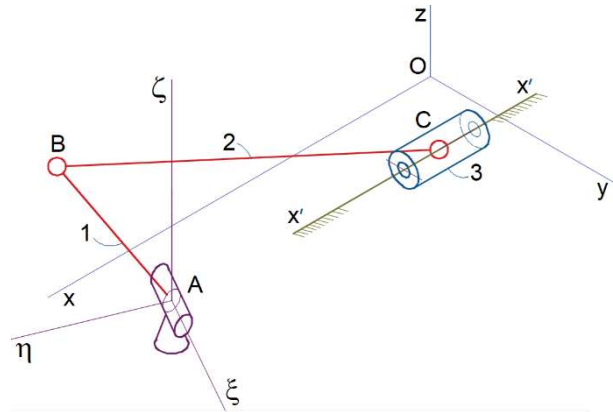


Fig. 1

the speed of the end point of the crank AB is determined by the formula:

$$V_B = \frac{\pi n}{30} \cdot l_{AB} \quad (1)$$

Perpendicular to the projection of the A_0B_0 through the B_0 point, we put the vectorhor of the V_B speed in the form of a segment in the selected scale B_0b_0 , extending the action line of this vector to the intersection with the coordinate axis O_1z_1 we get the point K at the intersection. Connecting the B_2 point on the epure Π_2 with this point we get a segment of the B_2K , which accordingly determines the direction and magnitude of the front projections of the velocity vector $\vec{V}_{B_2}$.

The horizontal projection of this vector $\vec{V}_{B_1}$ coincides with the trace of the plane of rotation of the crank and is constructed by connecting the B_1 point with the O_1 point. This is all shown in Velocity plotting starts with selecting the p_v pole and at the selected scale μ_v , from this pole we lay out the projections of the V_B vector in the form of segments $p_vb_{\Pi_1}$ and $p_vb_{\Pi_2}$. the velocity of point C of the slider is directed along its $x' - x'$ sliding axis, which in turn is parallel to the $x - x$

projection axis, the velocity of point C of the slider is directed along its $x' - x'$ sliding axis, which in turn is parallel to the $x - x$ projection axis, and in addition, it is

obtained by summing the vectors of the portable and relative speeds of the BC link.

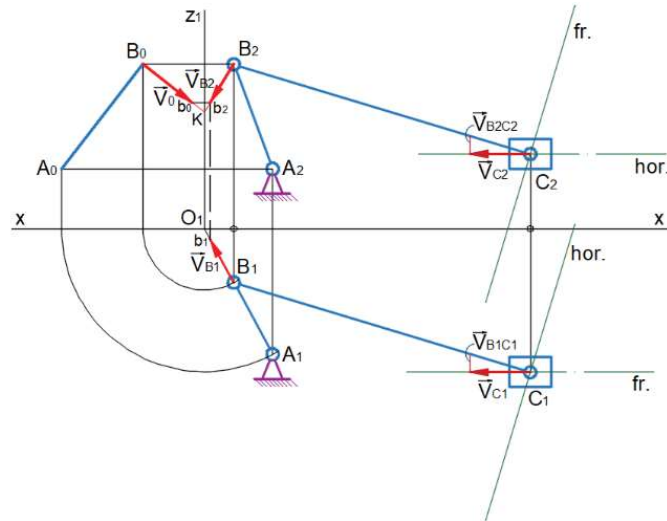


Fig. 2.

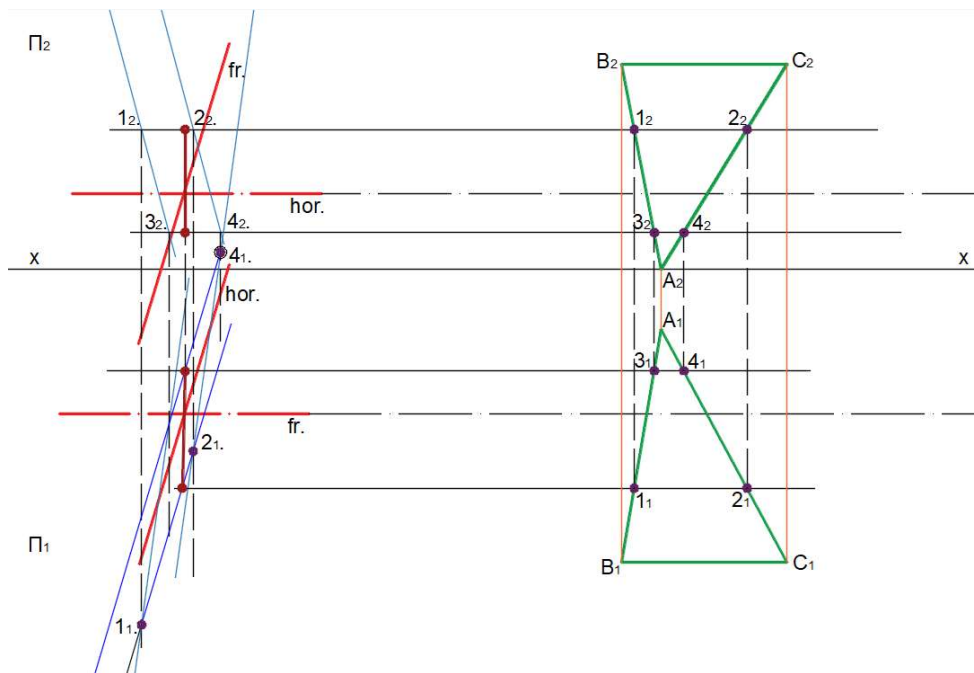


Fig. 3.

The speed of point C is found using the equation:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} \quad (2)$$

Where $\vec{V}_{CB}$ is the velocity vector with the relative motion of point C relative to point B. This vector is located in the plane Q, which is perpendicular to the axis of the connecting rod BC. Projections of the lines of action of this vector on the horizontal and frontal projection planes are determined if the plane Q is intersected with the plane in which the lines of action of the vectors $\vec{V}_B$ and $\vec{V}_C$ are located. After solving this graphical problem, which is schematically shown in Fig. 3, the horizontal and front projections of the lines of action of the vector $\vec{V}_{CB}$ are obtained, which are perpendicular to the $x - x$ projection axis.

We begin creation of the plan of speeds with the choice of poles of p_1, p_2 and in the chosen scale μ_v from these poles we postpone V_B vector projections found on the plan of provisions in the form of pieces of p_1b_1 and p_2b_2 . after that through points of p_1, p_2 of the projections which were in плоскостях Π_1 and Π_2 we will carry out direct p_1c_1 and p_2c_2 parallel axes of projections $x - x$,

then from points of b_1 and b_2 we will carry out direct perpendicular axes $x - x$ which when crossing with p_1c_1 and p_2c_2 in points of c_1 and c_2 will give the directed pieces of b_1c_1 and b_2c_2 representing on an epyura of projections of relative speed of the BC connecting rod of mechanism $\vec{V}_{B1C1}$ and $\vec{V}_{B2C2}$.

$$V_{C1} = \mu_v p_1 c_1. V_{C2} = \mu_v p_2 c_2. \quad (3)$$

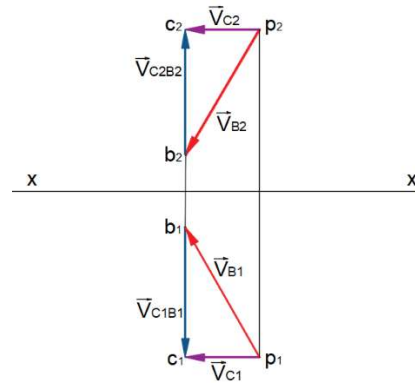


Fig. 4.

This drawing shows that:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_{C1} = \vec{V}_{C2} \quad (4)$$

To build an acceleration plan, it is necessary to first determine the acceleration of the point B of the crank AB, which, with uniform rotation, will be centripetal.

$$W_B^n = \frac{V_B^2}{|AB|} = \frac{(B_0 b_0)^2 \cdot \mu_v^2}{|AB|} \quad (5)$$

and we put it as a segment B_0b_0 on an additional plane Π_3 on the scale of the acceleration plan

$$\mu_W = \frac{(B_0 b_0)^2 \cdot \mu_v^2}{|AB| \cdot (B_0 b_0)} \quad (6)$$

Let's now find the acceleration of the point C of the slider. The acceleration of any point of the connecting rod BC in spatial motion can be represented as consisting of portable W_e and relative W_r accelerations:

$$\vec{W} = \vec{W}_e + \vec{W}_r. \quad (7)$$

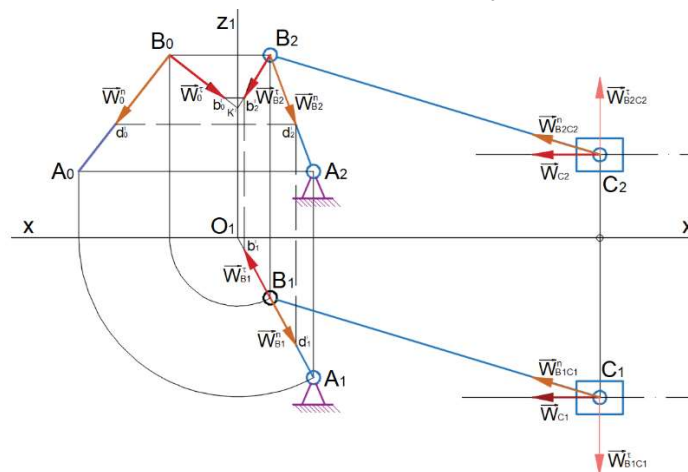


Fig. 5.

Acceleration in portable motion is acceleration point B: $\vec{W}_e = \vec{W}_B$.

The relative acceleration is the sum of the two accelerations, rotational and centripetal:

$$\vec{W}_r = \vec{W}^n + \vec{W}^\tau. (8)$$

When considering the spatial motion of the AC link, the centripetal acceleration of point C is found by the formula:

$$W_{CB}^n = \omega_{CB}^2 \cdot |CB| = \frac{v_{CB}^2}{|CB|} (9)$$

It is directed along BC axis to the center of rotation, to point B. The rotational acceleration will lie in a plane perpendicular to the BC axis.

The acceleration of point C of the slider is directed along its sliding axis $x - x$, and in addition it is obtained as a result of summation of vectors of the portable and relative acceleration of the BC link.

$$\vec{W}_C = \vec{W}_B + \vec{W}_{CB}^n + \vec{W}_{CB}^\tau (10)$$

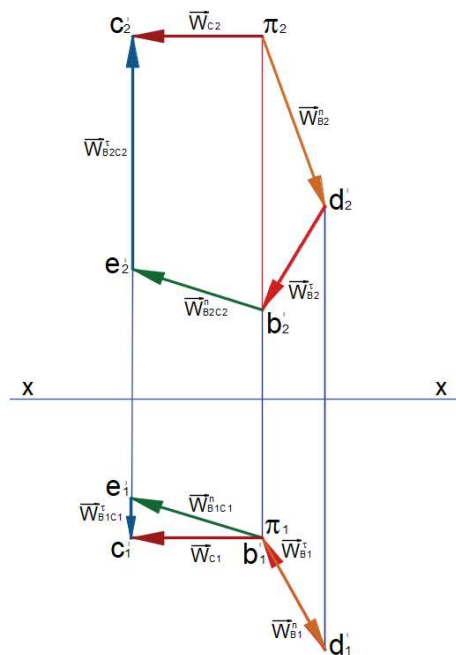


Fig. 6.

Since the sliding axis of the slide $x' - x'$ is parallel to the projection axis $x - x$, then:

$$W_{C1} = \mu_w \pi_1 c'_1. W_{C2} = \mu_w \pi_2 c'_2. (11)$$

$$\vec{W}_C = \vec{W}_{C1} = \vec{W}_{C2} (12)$$

Conclusion

As a result of our work, we compiled a consistent graphical kinematic calculation of the four-link spatial

crank-slider mechanism, using projection methods known from descriptive geometry. We found projections of velocity and acceleration vectors on mutually perpendicular horizontal and frontal projection planes. This, in turn, is necessary to determine the historical values of any velocity vectors and accelerations of any link of the linkage.

References

1. Artobolevsky, I. I. (1988). Theory of mechanisms and machines. Moscow: Science. (In Russian).
2. Levitsky, N. I. (1990). Theory of mechanisms and machines. Moscow: Science. (In Russian).
3. Timofeev, G. A. (2017). Theory of mechanisms and mechanics of machines. (In Russian).
4. Storozhev, V. V. (2010). Machines and apparatuses of light industry. (In Russian).

UDC 621

SCOPUS CODE 2210

<https://doi.org/10.36073/1512-0996-2024-4-181-187>

სივრცითი მრუდმხარა-ცოცია მექანიზმის კინემატიკური პარამეტრების განსაზღვრა დაგეგმილების მეთოდის გამოყენებით

დავით თაყბელიძე	მექანიკის ინჟინერიისა და ტექნოლოგიების დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 68° E-mail: d.tavkhelidze@gtu.ge
ზურაბ მჭედლიშვილი	საინჟინრო გრაფიკისა და ტექნიკური მექანიკის დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 68° E-mail: zurab.mch@mail.ru
ნანა ნოზაძე	საინჟინრო გრაფიკისა და ტექნიკური მექანიკის დეპარტამენტი, საქართველოს ტექნიკური უნივერსიტეტი, საქართველო, 0160, თბილისი, მ. კოსტავას 68° E-mail: n. nozadze@gtu.ge

რეცენზენტები:

გ. ჯაფარიძე, სტუ-ის სატრანსპორტო სისტემებისა და მექანიკის ინჟინერიის ფაკულტეტის პროფესორი,
ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატი

E-mail: japaridzegia05@gtu.ge

ნ. ნათბილაძე, სტუ-ის სატრანსპორტო სისტემებისა და მექანიკის ინჟინერიის ფაკულტეტის
პროფესორი, ტექნიკის მეცნიერებათა კანდიდატი

E-mail: n.natbiladze@gtu.ge

ანოტაცია. მრუდმხარა-ცოცია ოთხგოლა ბერკეტული მექანიზმი განკუთვნილია ბრუნვითი მოძრაობის წინსვლით მოძრაობად გარდასაქმნელად. ეს ერთ-ერთი ყველაზე გავრცელებული მექანიზმია ტექნიკაში. ის წარმოადგენს ძირითად მექანიზმს დგუშიან მანქანებში (შიგაწვის ძრავა, კომპრესორი, ტუმბო). ბოლო დროს სრულდება სამუშაოები სივრცითი მრუდმხარა-ცოცია მექანიზმის დენერგვაზე

სხვადასხვა მანქანაში. ასეთ მექანიზმში მრუდმხარა ასრულებს მოძრაობას ერთ გარკვეულ სიბრტყეში, ხოლო ცოცია სრიალებს ისეთი წრფის გასწვრივ, რომელიც გადაკვეთს მრუდმხარას მოძრაობის სიბრტყეს რაღაც კუთხით. ასეთი ტიპის მექანიზმების დანერგვას აპირებენ სხვადასხვა დგუშთან და საკერავ მანქანებში იმისათვის, რომ ისენი გახდეს რაც შეიძლება უფრო მსუბუქი და კომპაქტური. ასეთ მექანიზმებში მოძრავი შეერთებები წარმოადგენს ცილინდრულ და სფერულ სახსრებს. ბარბაცა ამ შემთხვევაში ასრულებს მოძრაობას თავისი სიმეტრიის ღერძის გარშემო, და ეს აძლევს მექანიზმს დამატებით მეორე თავისუფლების ხარისხს. სტატიაში წარმოდგენილია სივრცითი ოთხზოგოლა მექანიზმის კინემატიკური ანალიზი გრაფიკული მეთოდის გამოყენებით, რომელიც მოსახერხებელია პრაქტიკული გამოყენებისათვის. ეს მეთოდი ეფუძნება გამოსაკვლევი ბერკეტული მექანიზმის სივრცითი საანგარიშო სქემის დაგეგმილებას სიბრტყეთა ორთოგონალურ სისტემაზე, რომელიც გამოიყენება მხაზველობით გეომეტრიაში. ამ მეთოდის საშუალებით შესაძლებელია აიგოს ნებისმიერი სახის სივრცითი ბერკეტული მექანიზმის სიჩქარეებისა და აჩქარებების ვექტორების გეგმილები. ჰორიზონტალურ და ფრონტალურ სიბრტყეებზე და შემდეგ მხაზველობითი გეომეტრიის მეთოდებით ვიპოვოთ მათი ნამდვილი სიდიდეები.

საკვანძო სიტყვები: აჩქარება; გეგმილი; მექანიზმი; მრუდმხარა; სიბრტყე; სიჩქარე; ცოცია.

The date of review 05.04.2024

The date of submission 25.06.2024

Signed for publishing 25.12.2024