

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин: учеб. для втузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука; Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

2 Повышение эффективности учебного процесса при изучении технических дисциплин за счет использования современных технических средств: отчет о НИР (заключ.) / Могилевский гос. ун-т прод.; рук. А. В. Иванов. – Могилев, 2010. – 56 с. – № ГР 2006949.

3 Трухин, А. В. Об использовании виртуальных лабораторий в образовании / А. В. Трухин // Открытое и дистанционное образование. – 2002. – № 4(8).

4 SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский [и др.]. – СПб: БХФ-Петербург, 2005. – 800 с.

*A. V. EVDOKIMOV, V. N. POPOV, E. I. POSKANNYO*

## STRUCTURAL AND KINEMATIC ANALYSIS OF A ROBOT MANIPULATOR BASED ON THE SOLIDWORKS SOFTWARE

The analysis of geometric CAD-systems and the possibility of their use in the educational process at the applied mechanics department are shown in the paper. The usage of the parametric drawing SolidWorks package for the «theory of mechanisms and machines» discipline as an example is demonstrated. SolidWorks package is applied to create a virtual laboratory work of get acquainted with the device, the principle of the industrial robot arm spatial mechanism work and its technical characteristics.

Получено 14.05.2014

**ISSN 2227-1104. Механика. Научные исследования  
и учебно-методические разработки. Вып. 8. Гомель, 2014**

---

УДК 621.835

*А. И. ЗИМИН, В. В. АСЕЕВ*

*Новомосковский институт (филиал) РХТУ им. Д. И. Менделеева,  
Новомосковск Тульской области, Россия*

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

В статье рассматривается кинематика кулачкового механизма с плоским толкателем, приведен расчет скорости и ускорения толкателя в исходном и заменяющем механизмах.

Расчет ускорения плоского толкателя кулачкового механизма (рисунок 1) обычно выполняют с помощью плана ускорений для заменяющего механизма [1–3]. В качестве заменяющего используют механизм с низшими кинематическими парами (рисунок 2). Но часто возникает необходимость определить ускорения толкателя непосредственно кулачкового механизма. Такие задачи приводятся, например, в задачнике [4] (№ 5.4, 5.5, 9.9).

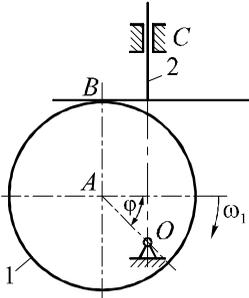


Рисунок 1 – Кулачковый механизм с плоским толкателем

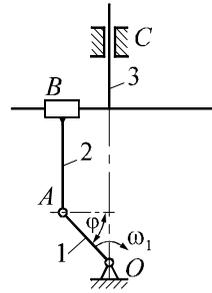


Рисунок 2 – Заменяющий механизм

Если определение ускорения толкателя в заменяющем механизме не вызывает трудностей и подробно описано в литературе, то расчет аналогичного ускорения для исходного механизма в литературе подробно не описан.

Рассмотрим решение задачи для замещающего механизма (см. рисунок 2), полагая, что длина звена  $AB - L_{AB} = 0,3$  м; длина звена  $OA - L_{OA} = 0,2$  м; угол  $\varphi = 45^\circ$ ; угловая скорость звена 1 –  $\omega_1 = 20 \text{ с}^{-1} = \text{const}$ .

Звено  $AB$  движется поступательно, следовательно ускорения точек  $A$  и  $B$  одинаковы:  $\bar{a}_A = \bar{a}_B$ ;  $a_A = a_B = \omega_1^2 l_{OA} = 20^2 \cdot 0,02 = 8 \text{ м/с}^2$ .

Теперь рассмотрим движение ползуна  $B$  как сложное. Переносным является поступательное движение толкателя, относительным – поступательное скольжение ползуна  $B$  по толкателю. Тогда абсолютное ускорение точки  $B$ :

$$\bar{a}_B = \bar{a}_e + \bar{a}_r, \quad (1)$$

где  $\bar{a}_e$ ,  $\bar{a}_r$  – переносное и относительное ускорения соответственно.

Решая уравнение (1) графоаналитически, определим ускорение толкателя, т. е. переносное (рисунок 3):

$$a_e = a_B \cos 45^\circ = 8 \cdot 0,707 = 5,7 \text{ м/с}^2.$$

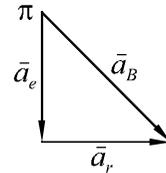


Рисунок 3 – План ускорений для заменяющего механизма

Решим ту же задачу для исходного механизма (рисунок 4).

Рассмотрим движение точки  $B_2$ , т.е. точки  $B$  звена 2, как сложное. Переносным считаем вращение кулачка 1, относительным – скольжение толкателя по кулачку, т. е. движение толкателя по окружности радиуса  $AB$ .

По теореме сложения ускорений (см. рисунок 4, а) имеем:

$$\bar{a}_{B_2} = \bar{a}_{B_1}^e + \bar{a}_{B_2 B_1}^r + \bar{a}_k. \quad (2)$$

Будем решать (2) графоаналитически. Определим ускорения по величине. Для этого предварительно вычислим значения  $L_{OB}$  и  $\gamma$ .

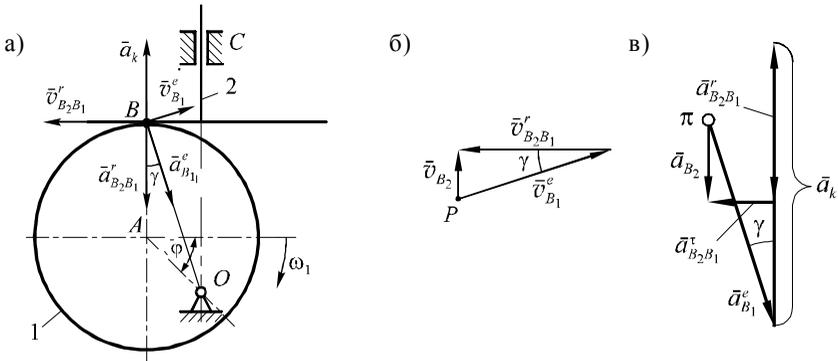


Рисунок 4 – Исходный механизм:

*a* – направления векторов скоростей и ускорений; *б* – план скоростей; *в* – план ускорений

По теореме косинусов:

$$\begin{aligned}
 L_{OB} &= \sqrt{L_{AB}^2 + L_{OA}^2 + 2L_{AB} \cdot L_{OA} \cdot \cos \angle BAO} = \\
 &= \sqrt{0,03^2 + 0,02^2 + 2 \cdot 0,03 \cdot 0,02 \cdot 0,707} = 0,046 \text{ м}; \\
 \cos \gamma &= \frac{0,03 + 0,02 \cdot 0,707}{0,046} = 0,96; \quad \gamma = 16,35^\circ.
 \end{aligned}$$

Определим относительную скорость скольжения из плана скоростей (см. рисунок 4, б). Переносная скорость:  $v_{B_1}^e = \omega_1 \cdot L_{OB} = 20 \cdot 0,046 = 0,92 \text{ м/с}^2$ .

Поскольку  $\vec{v}_{B_2} = \vec{v}_{B_1}^e + \vec{v}_{B_2B_1}^r$ , то  $v_{B_2B_1}^r = v_{B_1}^e \cos \gamma = 0,92 \cdot 0,96 = 0,88 \text{ м/с}^2$ .

Нормальная составляющая относительного ускорения:

$$a_{B_2B_1}^r = \frac{(v_{B_2B_1}^r)^2}{L_{AB}} = \frac{0,88^2}{0,03} = 26 \text{ м/с}^2.$$

Тангенциальная составляющая ускорения по величине пока неизвестна, но при необходимости ее можно найти из плана ускорений.

Ускорение Кориолиса:  $a_k = 2\omega_1 \cdot v_{B_2B_1}^r = 2 \cdot 20 \cdot 0,88 = 35,2 \text{ м/с}^2$ .

Переносное ускорение будет только нормальное, т. к.  $\omega_1 = \text{const}$ .

$$a_{B_1}^n = \omega_1 \cdot L_{OB} = 20^2 \cdot 0,046 = 18,4 \text{ м/с}^2.$$

В результате построения плана ускорений (рисунок 4, в), находим ускорение точки  $B_2$ :

$$a_{B_2} = a_k - a_{B_2B_1}^n - a_{B_1}^e \cos \gamma = -35,2 + 26 + 18,4 \cdot 0,96 = 8,46 \text{ м/с}^2. \quad (3)$$

Как видим, результаты расчета получились разными. В заменяющем механизме ускорение толкателя  $5,7 \text{ м/с}^2$ , а в исходном то же ускорение получилось равным  $8,46 \text{ м/с}^2$ .

Объяснение данного отличия состоит в том, что при расчете исходного кулачкового механизма не было учтено еще одно движение. Точка  $B$  меняет свое положение на толкателе. В данном случае она перемещается с некоторой скоростью вправо. Рассматривая движение точки  $B$  – контакта кулачка с толкателем (рисунок 5), можно убедиться, что она движется одинаково с точкой  $A$  – центром кривизны кулачка. Т. е. у них одинаковые траектории, они проходят одинаковые отрезки пути за одно и то же время, следовательно, у этих точек одинаковые скорости и ускорения.

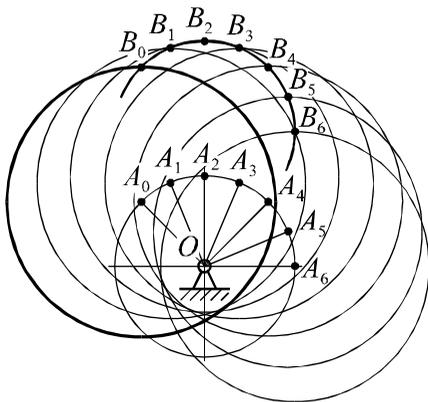


Рисунок 5 – Траектории движения точек:  $A$  – центра кривизны кулачка и  $B$  – контакта кулачка с толкателем

Точка  $B$  – точка контакта кулачка с толкателем, следовательно ускорение толкателя и его скорость всегда равны проекциям на направление его движения (в данном случае на вертикаль) соответственно ускорения и скорости точки  $A$  – центра кривизны кулачка. Таким образом, подобные задачи могут быть очень просто решены.

Вернемся теперь к рисунку 4. При решении задачи мы не учли перемещение точки  $B$  по толкателю и неверно определили относительную скорость перемещения точки контакта толкателя и кулачка  $\vec{v}_{B_2B_1}^{r'}$ . Определим ее.

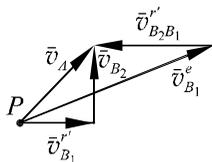


Рисунок 6 – Уточненный план скоростей

Из рисунка 6 следует, что

$$v_A \sin \varphi = v_{B_1}^e \cos \gamma - v_{B_2B_1}^{r'}$$

$$v_{B_2B_1}^{r'} = v_{B_1}^e \cos \gamma - v_A \sin \varphi$$

$$v_{B_2B_1}^{r'} = v_{B_1}^e \cos \gamma - \omega_1 L_{OA} \sin \varphi =$$

$$= 0,92 \cdot 0,96 - 20 \cdot 0,02 \cdot 0,707 = 0,6 \text{ м/с}^2.$$

Следовательно, в предыдущем варианте расчета по формуле (2) неверно были определены  $a_{B_2B_1}^{r'}$  и  $a_k$ . Пересчитаем их:

$$a_{B_2B_1}^{r'} = \frac{(v_{B_2B_1}^{r'})^2}{L_{AB}} = \frac{0,6^2}{0,03} = 12 \text{ м/с}^2; \quad a'_k = 2\omega_1 v_{B_2B_1}^{r'} = 2 \cdot 20 \cdot 0,6 = 24 \text{ м/с}^2.$$

Вернемся к рисунку 4, в. План ускорений будет иметь тот же вид, поэтому и соотношение для ускорений сохранится:

$$a_{B_2} = a'_k - a''_{B_2 B_1} - a^e_{B_1} \cos \gamma = 24 - 12 - 18,4 \cdot 0,96 = 5,7 \text{ м/с}^2.$$

Как видим, в этом случае ускорения толкателя в заменяющем и исходном механизмах получились одинаковыми.

Таким образом, приведенный пример показывает, что при кинематическом анализе механизмов, в которых соприкосновение тел, составляющих высшую кинематическую пару, происходит по поверхностям, необходимо учитывать перемещение точки контакта относительно обоих тел.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Артоболевский, И. И.** Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
- 2 **Артоболевский, И. И.** Сборник задач по теории механизмов и машин / И. И. Артоболевский, Б. В. Эдельштейн. – М.: Наука, 1973. – 256 с.
- 3 **Теория механизмов и машин** / К. В. Фролов [и др.]. – М.: Наука, 1987. – 496 с.
- 4 **Юдин, В. А.** Сборник задач по теории механизмов и машин / В. А. Юдин, Г. А. Барсов, Ю. Н. Чупин. – М.: Высш. шк., 1982. – 214 с.

*A. I. ZIMIN, V. V. ASEEV*

### INVESTIGATION OF THE CAM MECHANISM MOTION

The kinematics of the cam mechanism with flat tappet is considered in the paper. The calculation for the pusher velocity and acceleration in the original and replacement mechanisms is presented.

Получено 20.03.2014

---

ISSN 2227-1104. Механика. Научные исследования  
и учебно-методические разработки. Вып. 8. Гомель, 2014

---

УДК 531.1:534

*Д. В. КОМНАТНЫЙ*

*Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого,  
Беларусь*

### МЕЖПРЕДМЕТНЫЕ СВЯЗИ В КУРСЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ «АВТОМАТИКА, ТЕЛЕМЕХАНИКА И СВЯЗЬ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ»

Предлагается для улучшения подготовки инженеров-электромехаников использовать межпредметные связи между теоретической механикой и теорией электрических цепей. Рассмотрены задачи механики, решение которых может проводиться методами теории цепей. Указанные задачи имеют практическое значение для освоения начал виброзащитной техники. Обоснована методическая польза таких межпредметных связей.