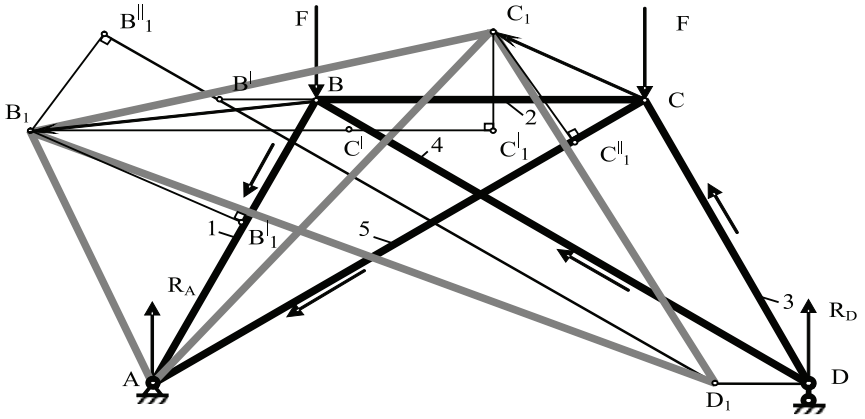


Изменения длин стержней 1, 2, 3, 4 и 5 известны из [2]. Требуется найти возникающие при этом перемещения узлов B и C. Поскольку удлинения стержней и перемещения узлов весьма малы по сравнению с длинами элементов фермы, то на рисунке эти величины отложены в увеличенном масштабе.

В опоре A перемещений нет, в опоре D перемещения происходят по горизонтали, это обуславливается подвижной опорой. Параллельно перенесем стержень 4 по горизонтали на расстояние равное DD_1. Дадим противоположным концам стержней 1 и 4 перемещения $BB^{|}_1$ и $B^{|}B^{||}_1$. Эти перемещения равны найденным изменениям длин стержней. Стержень 1 испытывает удлинение, поэтому $BB^{|}_1$ откладывается в направлении от A к B. Стержень 4 подвергается сжатию, поэтому $B^{|}B^{||}_1$ откладывается в направлении от B к D. Поскольку мы имеем дело с малыми деформациями и малыми углами поворота дуги окружностей, по которым перемещаются точки $B^{|}_1$ и $B^{||}_1$ при поворотах стержней, они могут быть заменены перпендикулярами $B_1B^{|}_1$ и $B_1B^{||}_1$, пересечение которых и даст новое положение B_1 узла B. Таким образом вектор BB_1 представляет собой искомое перемещение узла B. Теперь, зная перемещение узла B, можем найти перемещение узла C. Построения для узла C проводятся аналогично и находим вектор CC_1, определяется перемещени узла C.

Список литературы

1. Беляева А.К., Дворников Л.Т. Пятистержневая ферма сложного типа // Успехи современного естествознания. – М., 2011. – №7. – С. 79.

2. Беляева А.К., Дворников Л.Т. Расчет пятистержневой фермы сложного типа // Наука и молодежь: проблемы, поиски, решения. – Новокузнецк: СибГИУ: 2010. – С. 34.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПОВОРОТА ЗАГОТОВКИ С ПОМОЩЬЮ РОЛИКОВОГО КАНТОВАТЕЛЯ

Бородин В.Г., Тутынин А.В.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: alexv1667@rambler.ru

В прокатном производстве получили широкое применение роликовые кантователи, с помощью которых производится поворот (кантовка) металлических заготовок [1]. Наиболее широко применяемая кинематическая схема кантователя приведена на рисунке, а. Кантователь состоит из двух линейных гидравлических приводов (1-2) и (5-6) с подвижными гидроцилиндрами и двух роликов – кантующего 3 и прижимного 4. Система обладает двумя степенями подвижности.

Представляет особый интерес кинематическое исследование кантователя. Рассмотрим, прежде всего, работу кантователя в режиме захвата заготовки. В этом случае гидроцилиндр 1-2 отключен, и звенья 1, 2 и 3 образуют неподвижную систему.

Путем подачи рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра 5-6 появится относительное поступательное движение поршня со штоком 6 со скоростью $\bar{v}_{B_6B_5}$.

Отметим, что в точке B кантователя одномоментно находятся три точки – B_5, B_6 и B_4 звеньев 5, 6 и 4 соответственно. Точка B_5, принадлежащая гидроцилиндру 5, совершает относительно точки O_2 поворот со скоростью $\bar{v}_{B_5O_2}$, при этом скорость $\bar{v}_{B_6}$ точки B_6 определится как сумма скоростей $\bar{v}_{B_5O_2}$ и $\bar{v}_{B_6B_5}$:

$$\bar{v}_{B_6} = \bar{v}_{B_5O_2} + \bar{v}_{B_6B_5},$$

где $\bar{v}_{B_5O_2} \perp O_2B$, а заданная скорость $\bar{v}_{B_6B_5} \parallel O_2B$.

С другой стороны, ту же скорость $\bar{v}_{B_6}$ точки B_6, равную скорости $\bar{v}_{B_4}$ точки B_4, можно определить, рассматривая ее в составе звена 4 относительно точки A

$$\bar{v}_{B_6} = \bar{v}_{B_4} = \bar{v}_A + \bar{v}_{B_6A}.$$

Поскольку для рассматриваемого случая, $\bar{v}_A = 0$, то

$$\bar{v}_{B_6} = \bar{v}_{B_6A}, \quad \bar{v}_{B_6A} \perp AB.$$

Построим план скоростей кантователя (рисунок, б). Из полюса *p* плана отложим штрихами вектор заданной скорости $\bar{v}_{B_6B_5}$ и определим по нему масштаб построения

$$\mu_v = \frac{v_{B_6B_5}}{pb_6^{'}}.$$

Далее, из конца этого вектора также штрихами проведем линию, параллельную направлению скорости $\bar{v}_{B_5O_2}$, т.е. перпендикулярно O_2B, а из полюса линию, перпендикулярную AB, т.е. линию скорости $\bar{v}_{B_6A}$. Пересечение проведенных линий определит истинное положение точки B_6 на плане. При этом, вполне определятся также скорости $\bar{v}_{B_5O_2}$ и $\bar{v}_{B_6}$.

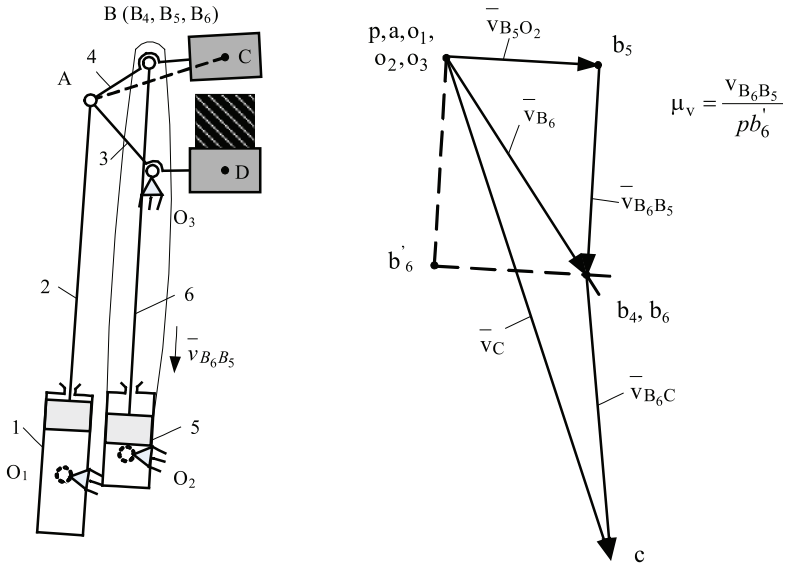
Что касается скорости точки *C* прижимного ролика, то она определится из подобия треугольников ΔABC на схеме механизма и Δab_6c на плане скоростей, т.е. в виде отрезка

$$b_6c = {ab_6 \cdot BC}/{AB},$$

который построен на плане скоростей перпендикулярно линии *BC*. Соединяя эту точку с полюсом *p*, найдем величину и направление скорости $\bar{v}_C$ точки *C*.

Угловые скорости звеньев 4 и 5-6 определятся из соотношений

$$\omega_4 = \frac{v_{B_6A}}{l_{AB}} \text{ и } \omega_5 = \frac{v_{B_5O_2}}{l_{O_2B}}.$$



а б

Схема механизма (а) и план скоростей (б) роликового кантователя

Приведенный метод может быть использован и для других режимов работы кантователя.

Список литературы

1. Машины и агрегаты металлургических заводов: учебник для вузов. В 3 т. Т. 3 / А.И. Целиков [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1988. – 680 с.: ил.

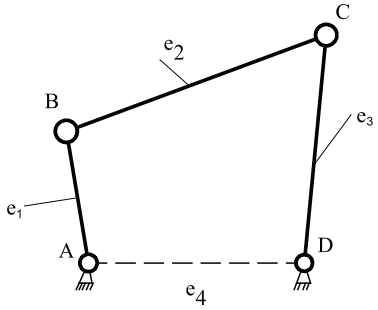
К ВОПРОСУ О ТОЧНОСТИ ПОЛОЖЕНИЙ ДВУХКРИВОШИПНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА

Викторов Д.А.

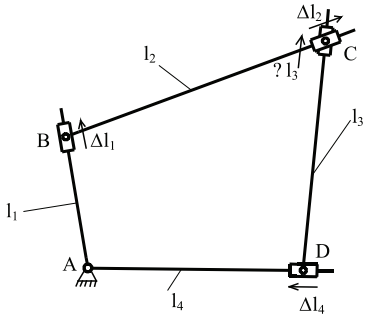
Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: dreggon@rambler.ru

При создании трехъярусного подшипникового узла [1], через который становится возможным передача вращательного движения между валами, геометрические оси которых имеют относительное смещение, было показано, что промежуточные кольца такого подшипника должны быть выполнены эксцентрическими. Величины эксцентриситетов колец образуют между собой шарнирный двухкривошипный четырехзвенник (рис. 1), кинематическое исследование которого позволяет изучить процесс движения колец подшипника между собой.

Важной задачей, при этом, оказывается задача о точности изготовления колец, о соотношении величин эксцентриситетов. Дело в том, что абсолютно точно выбрать эксцентриситеты невозможно, а гарантировать, что полученный четырехзвенник не выродится в кривошипно-коромысловый, можно лишь, решив задачу о положениях механизма с учетом точности изготовления звеньев.



а



b

Такая задача впервые была рассмотрена академиком Бруевичем Н.Г. [2]. Воспользуемся ее основным подходом. Зададимся возможными ошибками в длине звеньев 1(Δl_1), 2(Δl_2), 3(Δl_3) и расстояние между осями входного и выходного звеньев (Δl_4). Чтобы найти общую ошибку, представим механизм (рис. 1,b) с введением поступательных пар, позволяющих обеспечить относительное движение звеньев на величину ошибок. На рис. 2 показаны планы относительных смещений звеньев при последовательном задании каждой ошибке по отдельности, соответственно на Δl_1 (рис. 2,a), на Δl_2 (рис. 2,b), на Δl_3 (рисунок 2,c) и на Δl_4 (рис. 2,d), а на рис. 2,e показана ошибка положения механизма.

Соизмерением действительных размеров звеньев и механизма в целом с найденными ошибкам положения позволяет судить о возможностях подшипникового узла в обеспечении гарантированного проворота выходного звена вокруг его геометрической оси и о степени приближения его скорости к скорости входного звена. Идеальное решение задачи сводится к выполнению шарнирного четырехзвенника к виду шарнирного параллелограмма.

При наличии ошибок в длинах звеньев появляются ошибки углов их поворота, которые определяются по формуле (1)

$$\Delta\beta_i = -\frac{\mathrm{tg}\beta}{l_i}\cdot\Delta q_i, \qquad (1)$$

после чего считается возможным найти общую ошибку положения механизма.