Литература

1. Артоболевский И.И. Теория машин и механизмов. М.: Наука, 1975. — 720 с.

2. Кинематический расчет рычажных механизмов на ЭВМ методом замкнутых векторных контуров// Тетерюкова Л.С. Комар В.Л. Методические указания к курсовому проекту по ТММ. Могилев: МГТУ, 2000. — 38с.

УДК 621.01

ЕДИНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОДВИЖНОСТИ МЕХАНИЗМОВ

В. Ф. Коренский, Е. В. Волынец

Подвижность механизмов обычно определяют по формулам П.Л. Чебышева, либо Сомова-Малышева, решив, предварительно, плоским или пространственным является механизм. О трудностях принятия таких решений на многочисленных примерах сообщается в книге Л.Н.Решетова[2].

Кроме того, подвижность механизмов в указанных формулах зависит как от подвижности образующих кинематических пар, так и от количества подвижных звеньев. Механику влияния звена на подвижность механизма представить весьма трудно.

Предлагаем методику определения подвижности механизмов на основе анализа образующих кинематических пар.

Пусть мы имеем рычажный шестизвенник ОАВСДЕ (рис.1):

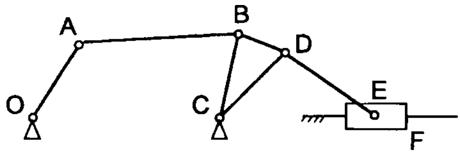

Рис. 1.

Размыкаем все, кроме одной, кинематические пары (С и F), в которых осуществляется присоединение подвижных звеньев к стойке. В полученной открытой кинематической цепи подвижность звеньев определяется лишь подвижностью кинематических пар [3]:

$$W_1=\sum_{1}^{n} P_i \qquad (1)$$

Восстанавливая ранее разомкнутые кинематические пары вновь, вводим связи $\sum_{1}^{k}\left(S_j\right)$ Т.о. подвижность механизма

$$W_1=\sum_{1}^{n}P_i-\sum_{1}^{k}S_j \qquad (2)$$

где n — число кинематических пар открытой кинематической цепи. k — число кинематических пар, в которых кинематическая цепь была отсоединена от стойки.

При пользовании изложенным методом необходимо иметь в виду два обстоятельства. Первое состоит в том, что не всегда удается получить открытую кинематическую цепь простым размыканием пар присоединяющих её к стойке. Например, в плоском механизме четвертого класса [1], показанном на рис. 2.

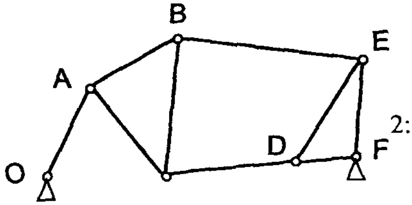

Рис. 2.

Размыкание кинематической пары F не приводит к появлению открытой кинематической цепи и потому формула (1) здесь оказывается не справедливой. Она справедлива, если одноподвижный контур BCDE рассмотреть как одноподвижное кинематическое соединение двух звеньев — ABC и DEF.

Второе обстоятельство связано с подсчетом условий связи $\sum_{1}^{k}S_j$ налагаемых на открытую кинематическую цепь кинематическими парами, присоединяющими эту цепь к стойке. Необходим анализ движений звеньев в окрестностях присоединяемых пар. Например, если в шарнирном четырехзвеннике OABC (рис.3) условия таковы, что после расчленения кинематической пары C звено BC совершает плоское движение, присоединение его к стойке может быть осуществлено кинематическими парами пятого, либо четвертого классов может быть осуществлено с введением двух либо одного условия связи.

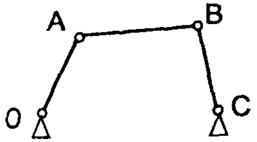

Рис. 3.

Если же указанное условие не соблюдается, то названные пары внесут полное число условий связи с влиянием их на движение, пропорциональным соответствующим отклонениям.

Литература

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1975.

2. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. Изд. 2 — М.: Машиностроение., 1972.

Теория механизмов и машин /под ред.Фролова К. В. — М.:Наука,1989.

УДК 639.3+625.7/.8.002.5+69.002.5+ 622.002.5.001.24

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДЕФОРМАЦИЙ РАМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

В.Ф. Кондратюк, В.А. Цыбулько, Д.П. Сологуб

Несущие конструкции мобильных дорожно-строительных, горных машин — рамы — самые ответственные базовые узлы. Для нормальной работы монтируемых на них механизмов должна быть обеспечена соответствующая их жесткость.

Приведем пример, в котором показана возможность получить решение всего по двум алгебраическим уравнениям. Информацией о геометрии рассчитываемой конструкции являются осевые моменты инерции — минимальные сведения о геометрических параметрах. Однако, как оказалось, можно получить приемлемые результаты.

Кручение рамы в общем случае сопровождается депланацией — перемещением вдоль оси рамы — гипотеза Бернулли нарушается.

В работе [1] рассмотрен случай стесненного кручения рамы. Для сравнительной оценки низких приближений по этой же методике и решения сопротивления материалов [2] рассмотрим кручение рамы со свободным концом.

Искомые перемещения :

$u = Uyz = Ur^2 \sin\theta\cos\theta$, $w_\tau = W_\tau rx$ — трансвенсальное перемещение,

$\frac{w_\tau}{r} = W_\tau x$ — угол закручивания произвольного сечения, $w_r = 0$ — радиальное перемещение,