

1. Соединение цапфа-ролик необходимо проектировать по условию не выдавливания смазочного масла.

2. Максимальный вращающий момент на ведущем валу необходимо определить в положении механизма, когда линия действия усилия в соединении ролик-паз принимает минимальное расстояние от центра вращения кривошипа.

3. Максимальное усилие в соединении ролик-паз возникает в экстремальном положении мальтийского механизма внешнего зацепления.

4. Разработанная методика конструирования однородных мальтийских механизмов является общим и не зависит как от вида зацепления, так и от количества цевок на кривошипе и может использоваться как в проектных организациях, так и в учебном процессе для студентов механического профиля.

Литература

1. И.И. Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкудинов. Синтез плоских механизмов. –М.: Физ.-мат. лит., – 1959. – 1084 с.
2. И.И. Артоболевский. Теория механизмов и машин. Учеб. для вузов. / И.И. Артоболевский. 4-е изд. – М.: Наука. – 1988. – 640 с.
3. С.Н. Кожевников. Теория механизмов и машин. Учеб. пособие для студентов вузов./ С.Н. Кожевников. – М.: Машиностроение. – 1969. – 584 с.
4. Н.В. Беляев. Проектирование оборудования электронной промышленности на стадии разработки технического задания и эскизного проекта. Учеб. пособие. Воронеж: Воронеж. гос. техн. ун-т, – 2004, – 148 с.
5. В.Н. Вельтишев, Ю.А. Камашин, Ю.В. Зуева. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств. М.: –МГУТУ, – 2007, – 110 с.
6. Г.Б. Иосилевич, Г.Б. Строганов, Г.С. Маслов. Прикладная механика. Учеб. для вузов / Под ред. Г.Б. Иосилевича. – М.: Высш. школа, – 1989. – 351 с.
7. Детали машин. Учебник для машиностроительных вузов / В.А. Добровольский, К.И. Заблонский, Мак К.И., и др. Изд. 7-е М.: Машиностроение, – 1972, – 503 с.
8. В.Я. Белецкий. Расчет механизмов машин-автоматов пищевых производств. Изд. «Виша школа», Киев, – 1974, – 227 с.
9. А.К. Плюсниц, В.И. Ермаков, Л.Г. Пин. Проектирование механизмов передач приборов. Изд. Высш. шк.. – М.; – 1967 – 362 с.

УДК 621.01

СИЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ОСТАНОВКОЙ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Амбарцумянц Р.В., д-р техн. наук, профессор, Чиж А.А. канд. физ.-мат. наук, профессор
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Предложен новый метод силового исследования рычажных механизмов с остановкой выходного звена.

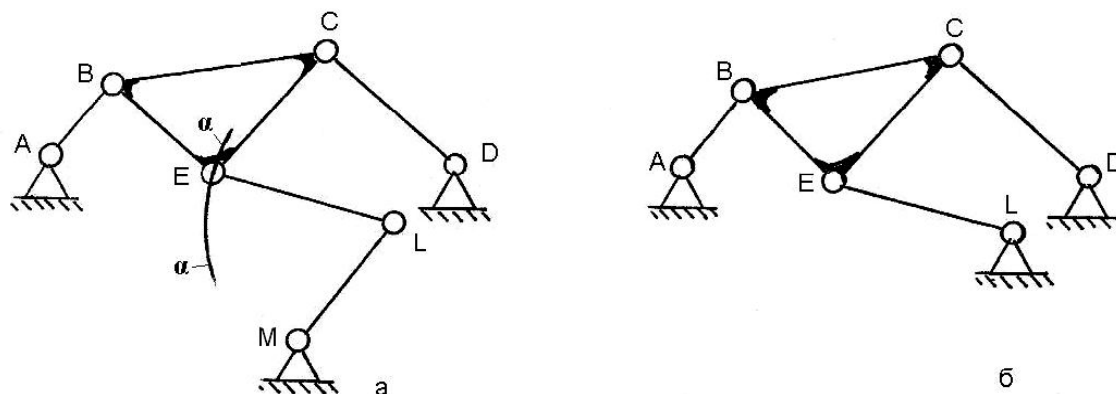
A new method for the force research of linkage mechanisms with the stop of the discharge unit has been suggested.

Ключевые слова: единичный, грузовой, эпюра, поперечная сила, реакция, деформация, статическая неопределимость.

В машинах-автоматах пищевой промышленности, в станкостроении, в легкой, текстильной, типографической и др. промышленности сравнительно широкое применение нашли рычажные механизмы с остановкой рабочего органа при непрерывном вращении входного звена[1,2,3 и др.]. Благодаря высокой износостойкости их подвижных соединений, надежности и долговечности работы по

сравнению с кулачковыми механизмами аналогичного назначения, что объясняется отсутствием в них высших кинематических пар, вопросам их кинематического анализа и синтеза посвящены много работ [1,2,3 и др.].

Особо важной задачей для таких механизмов является их динамическое исследование и в частности определение максимальных значений реакций в кинематических парах, без чего невозможно дальнейшее их проектирование. При решении такой задачи возникают определенные затруднения, поскольку рычажные механизмы с остановкой выходного звена являются механизмами переменной структуры. Это объясняется тем, что во время поворота ведомого звена механизм имеет одну структуру, а при его остановке – другую. На рис.1,а представлена структурная схема наиболее широко распространенного шестизвенного рычажного механизма.



**Рис. 1 – Шестизвенный рычажный механизм с остановкой – а;
Шарнирный четырехзвенный механизм с пассивной связью – б**

Если на некотором угле поворота звена AB шатунная кривая $\alpha-\alpha$ точки E шатуна BCE мало отличается от дуги окружности и длин другого шатуна EL равняется радиусу этой окружности, то при вращении ведомого звена ML , когда центр шарнира L совпадает с центром указанной окружности звено ML останавливается. При остановленном звене ML , шестизвенный механизм преобразуется в шарнирный четырехзвенный механизм (рис. 1,б) с одной пассивной связью, в чем легко убедиться, определив число его степеней свободы.

Аналогичная картина наблюдается для шестизвенного рычажного механизма, полученного путем последовательного соединения двух четырехзвенных механизмов (рис.2,а).

В рассматриваемой схеме механизма используется свойство крайних положений соединяемых механизмов [1,2,3 и др.], что позволяет на некотором угле поворота входного звена AB получить остановку выходного звена ML . В таком случае, исходный шестизвенный рычажный механизм также преобразуется в шарнирный четырехзвенный механизм (рис. 2,б) с одной пассивной связью. Отметим, что приведенные структурные схемы механизмов, согласно классификации Асура-Артоболевского[2], являются механизмами второго класса. Указанное свойство справедливо и для других их модификаций, полученных заменой вращательных пар поступательными.

Кроме механизмов второго класса, две схемы которых представлены на рис. 1,2, для получения остановки выходного звена применяются рычажные механизмы более высоких классов. В этом плане наиболее хорошо изучены вопросы кинематического анализа и синтеза рычажного механизма четвертого класса с вращательными кинематическими парами [4]. На рис. 3,а приведена его принципиальная структурная схема.

Согласно разработанной методики [4], если траектория $\alpha-\alpha$ точки B шатуна BCE кинематической цепи $MLDCEB$, мало отличается от дуги окружности и длина ведущего звена AB равна радиусу этой окружности, а его центр вращения совпадает с центром окружности, то на некотором угле его поворота треугольное звено MLD совершает остановки. В таком случае исходный механизм в период остановки также преобразуется в шарнирный четырехзвенный механизм с пассивной связью (рис. 3,б).

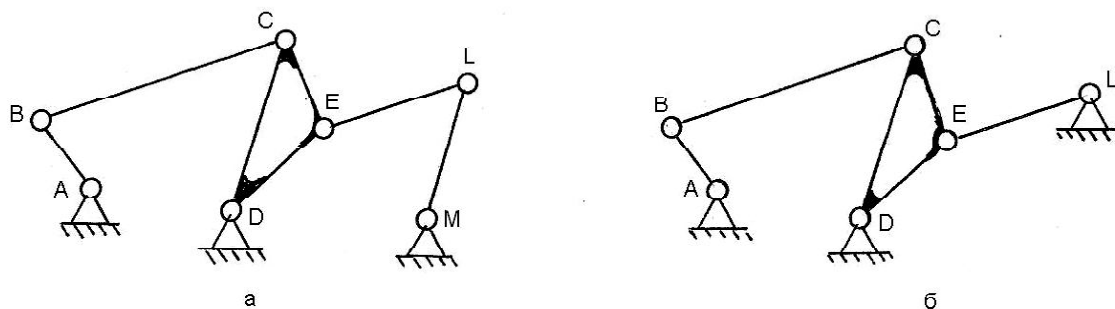


Рис. 2 – Шестизвенный рычажный механизм с остановкой – а;
Шарнирный четырехзвенный механизм с пассивной связью – б

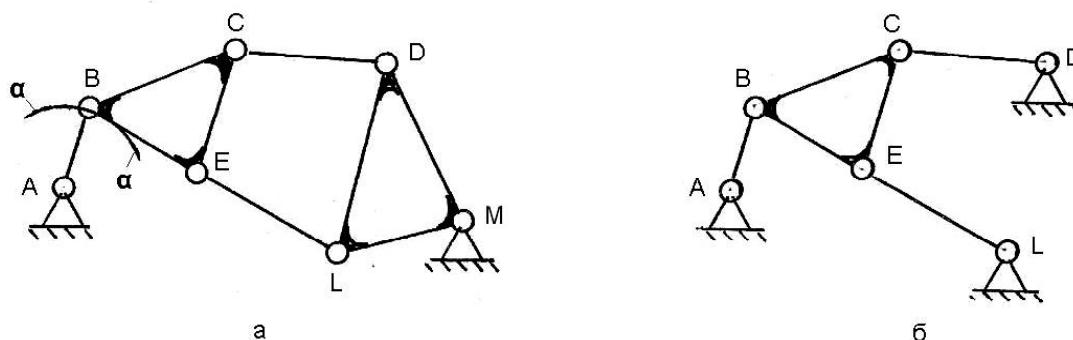


Рис. 3 – Шестизвенный шарнирно-рычажный механизм с остановкой – а;
шарнирный четырехзвенный механизм с пассивной связью – б

В большинстве машин-автоматов и других технических устройств основные технологические операции осуществляются при остановленном рабочем органе. В связи с этим возникает вопрос, при каком режиме работы механизма (при вращении ведомого звена или при его остановке) возникают максимальные значения реакций в элементах кинематических пар. В случае движения ведомого звена нахождение реакций в кинематических парах не представляет особой сложности, так как механизм можно разбить на статически определяемые структурные группы Асура [2,3]. В режиме работы механизма с остановкой ведомого звена, как установлено, исходный механизм становится более простым, но с пассивной связью. Решение задачи силового исследования такого механизма методом кинестатики становится невозможным.

Целью настоящей работы является разработка метода силового исследования шестизвенных шарнирно-рычажных механизмов с остановкой ведомого звена в период его остановки.

Из анализа представленных схем шарнирных четырехзвенных механизмов (см. рис. 1б; 2б; 3б) с пассивными связями следует, что схемы 1б; 3б изоморфны, поэтому в дальнейшем рассматриваются две возможные структурные схемы для силового исследования (рис. 4).

Предполагаем, что все кинематические параметры звеньев механизма известны. Тогда после выделения из состава механизма входного (начального) звена (см. рис. 2б; 3б) расчетные схемы кинематических цепей для их силового исследования представим в виде (см. рис. 4). Здесь \bar{F}_i, M_i равнодействующие всех внешних сил и моментов сил, в том числе сил инерции, и моментов сил инерции ($i = 2,3,4$).

Для упрощения дальнейших расчетов силовые факторы \bar{F}_i, M_i , действующие на звенья выделенных цепей, заменим одной равнодействующей, действующей на кратчайшем расстоянии $h = \frac{F_i}{M_i}$ от точки приложения силы \bar{F}_i на соответствующих звеньях. Заметим, что обе кинематические цепи статически неопределимы.

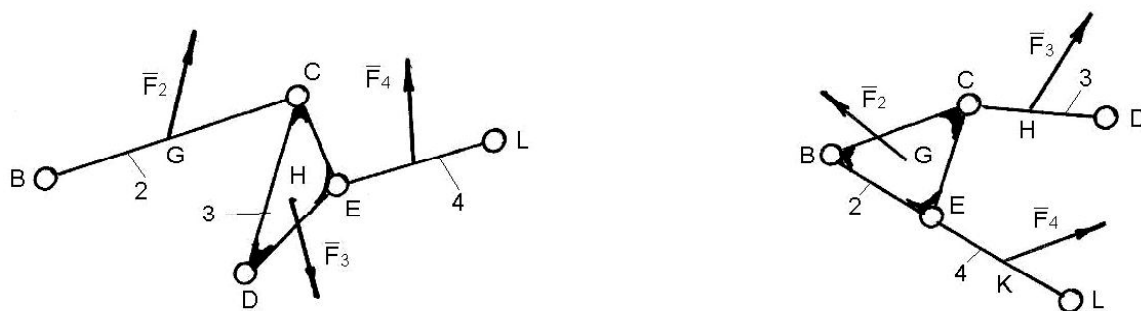


Рис. 4 – Статически неопределимые кинематические цепи

Действительно, число уравнений статики в них равно 9-и (три уравнения равновесия для каждого звена). В шарнирах цепи по два скалярных неизвестных величин [1,2,3] (модуль и направление реакции), следовательно, их общее число равно 10-и. Тогда, разность числа уравнений статики и числа неизвестных равно единицы. Таким образом, обе кинематические цепи, изображенные на рис. 4, единожды статически неопределимы. В этой связи в данной работе приводится решение одной из кинематических цепей (рис. 5а), так как решение такой задачи для другой цепи будет аналогично.

Для статически неопределимой кинематической цепи, в которой концевые шарниры заменены однонаправленными связями (см. рис. 5а) выполним силовой расчет в соответствии с алгоритмом раскрытия статической неопределимости по методу сил [5,6,7].

Отбросим «лишнюю» кинематическую связь в опоре (шарнире) *B* (рис. 5б) и в результате получим геометрически неизменяемую, неподвижную, статически определимую основную систему. Следует отметить, что для заданной механической системы можно построить бесчисленное множество основных систем [7].

Заменим действие отброшенной связи реакцией \bar{X}_2 (см. рис. 5,б) и приложим на основную систему заданную внешнюю нагрузку (силы $\bar{F}_2, \bar{F}_3, \bar{F}_4$). В результате этого получим эквивалентную систему (см. рис. 5в).

Запишем уравнение совместности деформаций (уравнение перемещений) в форме канонического уравнения. При этом исходим из условия, что перемещение центра шарнира *B* вдоль стержня *BC*, что было невозможно в основной системе, остается таким же и в эквивалентной системе. Имеем [5,6,7]

$$\delta_{11}\bar{X}_2 + \Delta_{1F} = 0, \tag{1}$$

где δ_{11} – удельное перемещение; Δ_{1F} – грузовое перемещение.

Удельное перемещение δ_{11} и грузовое перемещение Δ_{1F} определим энергетическим методом, т.е. путем перемножения соответствующих эпюр продольных сил (рис. 6) при помощи формулы Верещагина [5,6,7] при растяжении – сжатии

$$\Delta_i = \frac{1}{EA} A_N N_i(x_c), \tag{2}$$

где A_N – площадь эпюры продольной силы N_i ; $N_i(x_c)$ – значение продольной силы N_i на эпюре в центре тяжести эпюры; EA – жесткость поперечного сечения стержня при растяжении – сжатии.

Таким образом: $\delta_{11} = N_1 \times N_1$ и $\Delta_{1F} = N_F \times N_1$. Здесь N_F эпюра поперечных сил грузовой системы при условии $\bar{X}_2 = 1$, т.е. единичный вектор. Тогда из уравнения (1) находим

$$\bar{X}_2 = -\frac{\Delta_{1F}}{\delta_{11}}. \tag{3}$$

Следовательно, статическая неопределимость раскрыта.

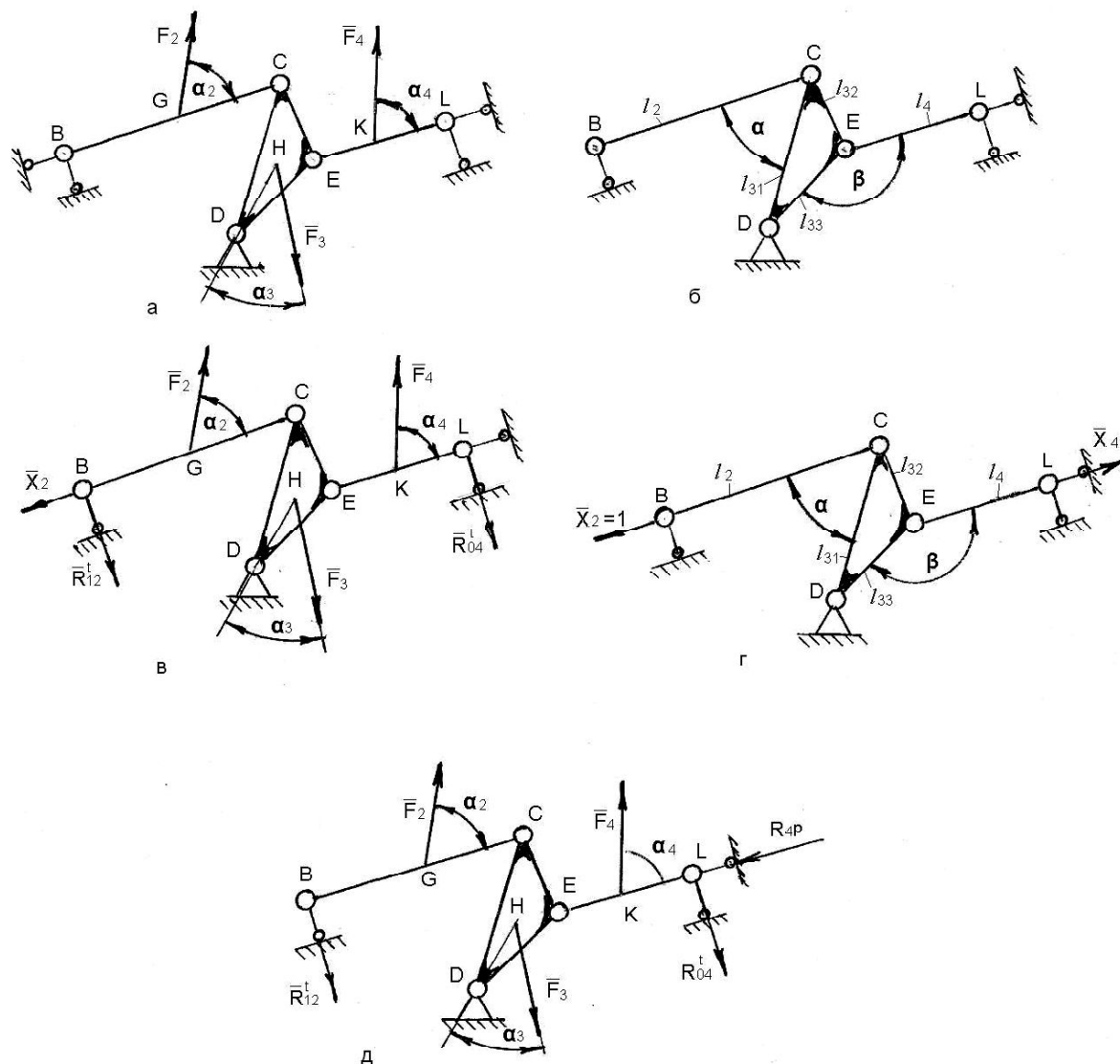


Рис. 5 – К раскрытию статической неопределенности: заданная система – а, основная система – б, эквивалентная система – в, единичная система – г, грузовое состояние – д

Рассматривая равновесное состояние эквивалентной системы из условия статического равновесия звеньев 2 и 4, составляя уравнения равновесия моментов $\sum M_C^{(2)} = 0, \sum M_E^{(4)} = 0$, находим составляющие реакций $\bar{R}_{12}^t, \bar{R}_{04}^t$, направленные перпендикулярно к продольным осям соответствующих звеньев. Рассматривая единичное состояние системы (см. рис. 5г) и составляя уравнение равновесия моментов сил всей системы $\sum M_D = 0$, находим вектор \bar{X}_4 , направленный вдоль оси звена 4. Имеем

$$\bar{X}_4 = \frac{l_{31} \sin \alpha}{l_{33} \sin \beta}, \quad (4)$$

где l_{31}, l_{33} – длины сторон треугольного звена, α, β – углы, определяющие относительные положения звеньев 2, 4 относительно треугольного звена.

Полученные числовые значения \bar{X}_2, \bar{X}_4 позволяют построить эпюры продольных сил звеньев 2, 4 для единичного состояния (рис. 6а).

Рассматриваем грузовое состояние системы (рис. 5д) и составляем уравнение равновесия моментов сил системы относительно центра шарнира D . Из этого уравнения находим силу \bar{R}_{4p} , действующую в

шарнире L и направленную по продольной оси звена 4. Полученное числовое значение этого усилия позволяет построить эпюры продольных сил звеньев 2, 4 для грузового состояния (рис. 6б). Зная величину \bar{X}_2 , окончательно строим эпюру продольных сил звеньев 2, 4 (рис. 6в) используя условие $N = N_1 \bar{X}_2 + N_F$.

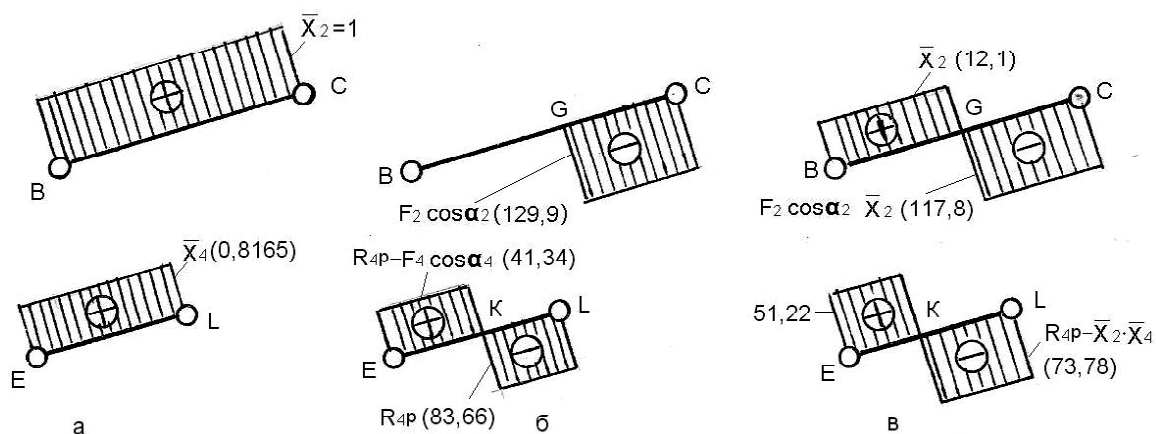


Рис. 6 – Эпюры продольных сил для единичного N_1 – а, грузового N_F – б состояний и общей системы N

После определения $\bar{X}_2 \equiv \bar{R}_{12}^n$ и зная значение \bar{R}_{12}^t находим полную реакцию в шарнире B – $\bar{R}_{12} = \bar{X}_2 + \bar{R}_{12}^t$. Из условия равенства нулю главного вектора сил звена 2 легко определить реакцию в шарнире C . Тогда кинематическая цепь DEL становится статически определимой и нахождение реакций в его шарнирах можно выполнить по методике, изложенной в работах [2, 3 и др.].

Пример. Раскрыть статическую неопределимость кинематической цепи при следующих параметрах: $l_2 = 0,20$ м; $l_3 = l_{31} = l_{32} = l_{33} = 0,15$ м; $l_4 = 0,25$ м; $F_2 = 150$ Н, $\alpha_2 = 30^\circ$; $F_3 = 200$ Н, $\alpha_3 = 45^\circ$; $F_4 = 250$ Н, $\alpha_4 = 60^\circ$; $\alpha = 45^\circ$; $\beta = 60^\circ$; $l_{GC} = l_2/4$; $l_{LK} = l_4/4$. Центры масс звеньев совпадают с их геометрическими центрами. Сила \bar{F}_3 действует на $1/4$ части высоты равнобедренного треугольника DCE .

Алгоритм расчета:

1. Из условия равновесия звеньев 2, 4 по уравнению моментов находим:

$$R_{12}^t = \frac{1}{4} F_2 \sin \alpha_2 = 18,75 \text{ Н}; R_{04}^t = \frac{1}{4} F_4 \sin \alpha_4 = 162,38 \text{ Н}.$$

2. Из условия равновесия единичного состояния системы (см. рис. 5,г) на основании (4) находим

$$\bar{X}_4 = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 0,8165; R_{4p} = 83,66 \text{ Н}.$$

3. Строим эпюры продольных сил единичного и грузового состояния (на рис. 6а; 6б, рядом с буквенными обозначениями приведены их числовые значения).

4. Вычисляем:

$$\delta_{11} = N_1 \times N_1 = \frac{1}{EA} (1 \cdot 0,2 \cdot 1 + 0,8165^2 \cdot 0,25) = \frac{1}{EA} 0,3667;$$

$$\begin{aligned} \Delta_{1F} &= N_F \times N_1 = \frac{1}{EA} (-129,9 \cdot 0,05 \cdot 1 - 83,66 \cdot 0,0625 \cdot 0,8165 + 41,34 \cdot 0,1875 \cdot 0,8165) = \\ &= -\frac{1}{EA} 4,43539. \end{aligned}$$

5. Из канонического уравнения (3) находим $\bar{X}_2 = -\frac{\Delta_{1F}}{\delta_{11}} = \frac{4,43539}{3,667} \approx 12,11 \text{ Н}.$

6. Выполняем деформационную проверку расчетов по выражению (5)

$$N \times N_1 = \frac{1}{EA} (12,1 \cdot 0,15 \cdot 1 - 117,8 \cdot 0,05 \cdot 1 - 73,76 \cdot 0,0625 \cdot 0,8165 + 51,24 \cdot 0,1875 \cdot 0,8165) \approx 0,005,$$

что доказывает правильность предложенного метода по раскрытию статической неопределимости.

Выводы:

1. Рычажные механизмы, обеспечивающие остановку рабочего органа, являются механизмами переменной структуры.
2. Силовое исследование таких механизмов в период остановки рабочего органа приводит к единожды статически неопределимой механической системе.
3. Для раскрытия статической неопределимости нужно воспользоваться энергетическим методом применяя формулу Верещагина.

Литература

1. И.И. Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкудинов. Синтез плоских механизмов. М.:– Физ. – мат. лит., – 1959, – 1084 с.
2. И.И. Артоболевский. Теория механизмов и машин. Учеб. для вузов. / И.И. Артоболевский. 4-е изд. – М.: Наука, – 1988. – 640 с.
3. С.Н. Кожевников. Теория механизмов и машин. Учеб. пособие для студентов вузов./ С.Н. Кожевников. – М.: Машиностроение, – 1969. – 584 с.
4. А.С. Супрунов. Кинематическое проектирование и исследование шарнирно-рычажного механизма одностороннего периодического поворота рабочих органов пищевых машин-автоматов. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. ОТИПП им. М. В. Ломоносова. Одесса, – 1964, – 154 с.
5. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов /В.И. Феодосьев. – М.: Наука, – 1970, – 544 с.
6. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела /Ю.Н. Работнов. – М.: Наука, – 1988. – 712 с.
7. Сопротивление материалов: Учебник для вузов /Под общ. ред. акад. АН УССР Г. С. Писаренко – 4-е изд. перераб. и доп. – К.: Вища школа. Головное изд-во. – 1979. – 695 с.

УДК 661.94/66.021.1

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСУ ОЧИСТКИ СТІЧНИХ ВОД ПЕРЕРОБНИХ І ХАРЧОВИХ ПІДПРИЄМСТВ АПК МЕТОДОМ ОЗОНУВАННЯ

**Сухенько Ю.Г., д-р техн. наук, професор, Сухенько В.Ю., канд. техн. наук, доцент,
Василів В.П., канд. техн. наук, старший науковий співробітник
Національний університет біоресурсів та природокористування України, м. Київ
Кудашев С.М., канд. техн. наук, ст. наук. співр., Бабков А.В., мол. наук. співр.
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса
Пушкар Т.Д., канд. с-г наук, асистент
Одеський державний аграрний університет, м. Одеса**

Запропоновано процес очистки стічних вод із використанням озону проводити в барботажних апаратах протиточному режимі руху фаз.

A wastewater treatment process using ozone bubbling apparatus carried out in countercurrent mode of motion phases.

Ключові слова: озон, фази, апарат, інтенсифікація, процес.

Із кожним роком збільшується забруднення навколишнього середовища. Переробні та харчові підприємства АПК своїми викидами суттєво впливають на стан водного середовища та повітряного басейну.