

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СХЕМ МЕХАНИЗМОВ ВЫСОКИХ КЛАССОВ ПО ПОКАЗАТЕЛЮ ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ И СИЛ

Е.С.Темирбеков
ЕНУ им.Л.Н.Гумилева, г.Астана

Изменения выходных кинематических параметров и реакций в кинематических парах под действием сил в результате малых изменений входного параметра, возникающих для особых положений механизмов высоких классов (МВК) исследованы недостаточно [1]. Для особых положений плоского четырехзвенного механизма передача движения оценивалась абсолютным значением синуса угла передачи. Аналогичный подход применялся и в случае плоскошестизвенного механизма II класса, и вообще многосвязных механизмов II класса. Однако для шестизвенных механизмов с изменяемым замкнутым контуром, то есть для МВК IV класса, для оценки способности передачи движения углов передачи оказывается недостаточно. Здесь получены показатели для оценки способности передачи движения и сил шестизвенных механизмов III и IV классов с определением особых положений.

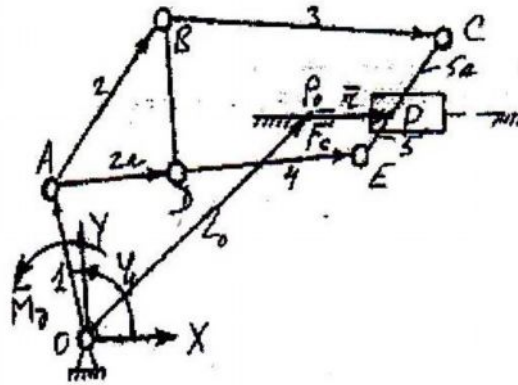


Рисунок 1 – Схема кривоширно-шатунного механизма

Рассмотрим шестизвенный кривошипно-ползунный механизм IV класса (рисунок 1), его векторные уравнения замкнутости имеют вид:

$$\begin{cases} \bar{L}_1 + \bar{L}_2 + \bar{L}_3 + \bar{L}_{CP} + \bar{r} = \bar{L}_0 \\ \bar{L}_1 + \bar{L}_{2A} + \bar{L}_4 + \bar{L}_{EP} + \bar{r} = \bar{L}_0 \end{cases} \quad (1)$$

где $\bar{r} = \bar{L}_{PP_0}$ - характеризует ползун 5; \bar{L}_0 - расстояние между неподвижными точками P_0 и A.

Пусть ведущее звено - 1, тогда проекция (1) на оси OXY имеет вид:

$$\begin{cases} L_2 \cos \varphi_2 + L_3 \cos \varphi_3 + r = -L_1 \cos \varphi_1 + L_{0_x} - L_{(CP)_x} \\ L_2 \sin \varphi_2 + L_3 \sin \varphi_3 = -L_1 \sin \varphi_1 + L_{0_y} - L_{(CP)_y} \\ L_{2A} \cos \varphi_{2A} + L_4 \cos \varphi_4 + r = -L_1 \cos \varphi_1 + L_{0_x} - L_{(EP)_x} \\ L_{2A} \sin \varphi_{2A} + L_4 \sin \varphi_4 = -L_1 \sin \varphi_1 + L_{0_y} - L_{(EP)_y} \end{cases}$$

Если входному параметру " φ_1 " дать малую вариацию $\delta\varphi_1$, получим:

$$\begin{cases} -L_2 \sin \varphi_2 \delta\varphi_2 - L_3 \sin \varphi_3 \delta\varphi_3 + \delta r = -L_1 \sin \varphi_1 \delta\varphi_1 \\ + L_2 \cos \varphi_2 \delta\varphi_2 + L_3 \cos \varphi_3 \delta\varphi_3 = -L_1 \cos \varphi_1 \delta\varphi_1 \\ -L_{2A} \sin \varphi_{2A} \delta\varphi_2 + L_4 \sin \varphi_4 \delta\varphi_4 + \delta r = L_1 \sin \varphi_1 \delta\varphi_1 \\ + L_{2A} \cos \varphi_{2A} \delta\varphi_2 + L_4 \sin \varphi_4 \delta\varphi_4 = -L_1 \cos \varphi_1 \delta\varphi_1 \end{cases}$$

Полученные уравнения представляют собой систему линейных уравнений в отношении вариаций $\delta\varphi_2, \delta\varphi_3, \delta\varphi_4, \delta r$. Когда значение определителя не равно нулю, величина малых вариаций угловых смещений $\delta\varphi_2, \delta\varphi_3, \delta\varphi_4, \delta r$ определяется конечными значениями. Вычислить значения величин малых вариаций $\delta\varphi_2, \delta\varphi_3, \delta\varphi_4, \delta r$ с помощью системы уравнений (2) можно в случае, когда абсолютное значение определителя Δ достаточно велико по сравнению с порядком $O(\delta\varphi_1)$ величины вариации $\delta\varphi_1$, но когда это значение меньше $O(\delta\varphi_1)$, необходимо привлечение расчетных формул с членами выше 2-го порядка малости.

$$\Delta = \begin{vmatrix} -L_2 \sin \varphi_2 & -L_3 \sin \varphi_3 & 0 & 1 \\ +L_2 \cos \varphi_2 & +L_3 \cos \varphi_3 & 0 & 0 \\ -L_{2A} \sin \varphi_{2A} & 0 & -L_4 \sin \varphi_4 & 1 \\ +L_{2A} \cos \varphi_{2A} & 0 & +L_4 \cos \varphi_4 & 0 \end{vmatrix} \quad (2)$$

В этом положении угловое смещение в результате ничтожно малого изменения входного параметра " φ_1 " изменяется очень значительно и поэтому способность передачи движения ухудшена. Рассмотрим положения механизма, в которых значение $\Delta = 0$:

$$L_3 L_4 [L_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3) \cos \varphi_4 - L_{2A} \sin(\varphi_{2A} - \varphi_4) \cos \varphi_3] = 0 \quad (3)$$

Считаем, что МВК состоит из жестких без массовых звеньев и нагружен движущим моментом M_D и силой сопротивления F_c . Расчленим механизм на отдельные звенья, тогда условия равновесия для звеньев запишутся в виде (рисунок 2):

$$\text{Звено 1: } R_{01}^x + R_{21}^x = 0, \quad R_{01}^y + R_{21}^y = 0, \quad -R_{21}^x L_1 \sin \varphi_1 + R_{21}^y L_1 \cos \varphi_1 + M_D = 0$$

$$\text{Звено 2: } R_{12}^x + R_{32}^x + R_{42}^x = 0, \quad R_{12}^y + R_{32}^y + R_{42}^y = 0, \\ -R_{32}^x L_2 \sin \varphi_2 + R_{32}^y L_2 \cos \varphi_2 - R_{42}^x L_{2A} \sin \varphi_{2A} + R_{42}^y L_{2A} \cos \varphi_{2A} = 0$$

$$\text{Звено 3: } R_{23}^x + R_{53}^x = 0, \quad R_{23}^y + R_{53}^y = 0, \quad -R_{53}^x L_3 \sin \varphi_3 + R_{53}^y L_3 \cos \varphi_3 = 0$$

$$\text{Звено 4: } R_{24}^x + R_{54}^x = 0, \quad R_{24}^y + R_{54}^y = 0, \quad -R_{54}^x L_4 \sin \varphi_4 + R_{54}^y L_4 \cos \varphi_4 = 0$$

Звено 5: $R_{35}^x + R_{45}^x + F_c = 0, \quad R_{35}^y + R_{45}^y + N_p = 0$
 $-R_{35}^x L_5 \sin \varphi_5 + R_{35}^y L_5 \cos \varphi_5 - R_{45}^x L_{5A} \sin \varphi_{5A} + R_{45}^y L_{5A} \cos \varphi_{5A} + M_p = 0$

$R_{ij}^x = -R_{ji}^x$ и $R_{ij}^y = -R_{ji}^y$ ($i, j = 1, \dots, 5$), откуда имеем: $R_{23}^x = -R_{32}^x, R_{23}^y = -R_{32}^y, R_{24}^x = -R_{42}^x,$
 $R_{24}^y = -R_{42}^y$. Тогда получим замкнутую систему шести уравнений:

$$\begin{aligned} R_{23}^x L_2 \sin \varphi_2 - R_{23}^y L_2 \cos \varphi_2 + R_{24}^x L_{2A} \sin \varphi_{2A} - R_{24}^y L_{2A} \cos \varphi_{2A} &= 0 \\ R_{23}^x L_3 \sin \varphi_3 - R_{23}^y L_3 \cos \varphi_3 &= 0 \\ R_{24}^x L_4 \sin \varphi_4 - R_{24}^y L_4 \cos \varphi_4 &= 0 \\ -R_{23}^x L_5 \sin \varphi_5 + R_{23}^y L_5 \cos \varphi_5 + R_{24}^x L_{5A} \sin \varphi_{5A} - R_{24}^y L_{5A} \cos \varphi_{5A} &= 0 \\ R_{23}^x + R_{24}^x + F_c &= 0 \\ R_{23}^y + R_{24}^y + N_p &= 0 \end{aligned} \tag{4}$$

Введем нормальные и тангенциальные составляющие силы реакций в узлах В и Д, направление которых определяется углом наклона контурных звеньев 3 и 4. Для этого спроектируем $R_{23}^x, R_{23}^y, R_{24}^x, R_{24}^y$ на контурные двухшарнирные звенья 3 и 4 соответственно. Рассмотрим условие равновесия узла В и Д:

$$\begin{aligned} R_{24}^x + R_B^n \cos \varphi_4 + R_B^t \cos(\varphi_4 + 90^\circ) &= 0 \\ \text{или } R_{24}^x &= -R_B^n \cos \varphi_4 + R_B^t \sin \varphi_4 \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned} R_{24}^y + R_B^n \sin \varphi_4 + R_B^t \sin(\varphi_4 + 90^\circ) &= 0 \\ \text{или } R_{24}^y &= -R_B^n \sin \varphi_4 + R_B^t \cos \varphi_4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{23}^x + R_D^n \cos \varphi_3 + R_D^t \cos(\varphi_3 + 90^\circ) &= 0 \\ \text{или } R_{23}^x &= -R_D^n \cos \varphi_3 + R_D^t \sin \varphi_3 \end{aligned} \tag{6}$$

$$\begin{aligned} R_{23}^y + R_D^n \sin \varphi_3 + R_D^t \sin(\varphi_3 + 90^\circ) &= 0 \\ \text{или } R_{23}^y &= -R_D^n \sin \varphi_3 + R_D^t \cos \varphi_3 \end{aligned}$$

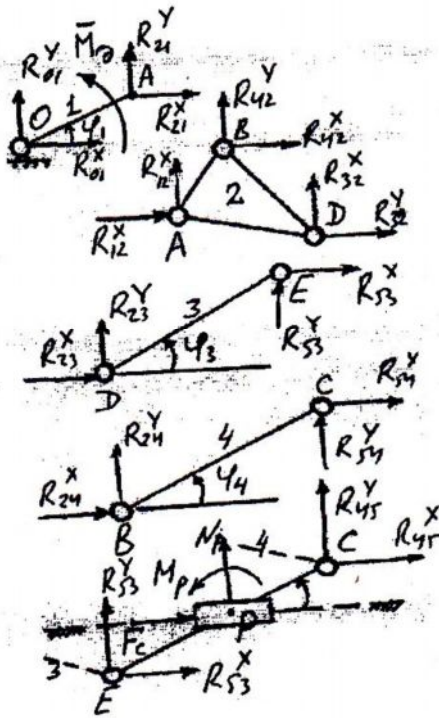


Рисунок 2 – Отдельные жесткие безмассовые звенья механизма

Рассмотрим равновесие тангенциальных реакций сил, действующих на звенья 3 и 4 и моментов сил относительно шарниров С и Е соответственно:

$$\begin{aligned} R_B^t + R_C^t &= 0, \quad R_D^t + R_E^t = 0, \quad R_B^t L_4 = 0, \quad R_D^t L_3 = 0, \quad \text{откуда следует, что: } R_B^t = R_C^t = 0, \\ R_D^t &= R_E^t = 0 \text{ и, следовательно, из (5) и (6) получим:} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{23}^x &= -R_D^n \cos \varphi_3, & R_{24}^x &= -R_B^n \cos \varphi_4 \\ R_{23}^y &= -R_D^n \sin \varphi_3, & R_{24}^y &= -R_B^n \sin \varphi_4 \end{aligned} \tag{7}$$

Подставим в (4₁)-(4₄) выражения (7), тогда вся система уравнений (4) преобразуется:

$$\begin{bmatrix} L_{2A} \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A}) & L_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) & 0 & 0 \\ L_{5A} \sin(\varphi_4 - \varphi_{5A}) & L_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_3) & 0 & 1 \\ -\cos \varphi_4 & -\cos \varphi_3 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_4 & -\sin \varphi_3 & 1 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} R_B^n \\ R_D^n \\ M_P \\ N_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_C \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Рассмотрим положения механизма, где Δ при R_B^n, R_D^n, M_P, N_P равно нулю:

$$\Delta = -L_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \cos \varphi_4 + L_{2A} \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A}) \cos \varphi_3 \quad (9)$$

Из сравнения (3) и (9) видно, что они совпадают с точностью до $L_3 L_4$. То есть, положения, в которых действующие реакции кинематических пар становятся значительными, совпадают с особыми положениями механизма, то есть с положениями, в которых изменение выходных параметров в результате ничтожно малых изменений входного угла становятся крайне большими. Определим соотношение между движущим моментом и силой полезного сопротивления.

R_B^n, R_D^n равны: $R_B^n = \frac{-L_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) F_c}{\Delta}$ и $R_D^n = \frac{-L_{2A} \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A}) F_c}{\Delta}$. Из уравнений равновесия имеем: $R_{12}^x = -R_D^n \cos \varphi_3 - R_B^n \cos \varphi_4, R_{12}^y = -R_D^n \sin \varphi_3 - R_B^n \sin \varphi_4$, тогда получим соотношение, связывающее M_D и F_c :

$$M_D = \frac{-L_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \sin(\varphi_1 - \varphi_4) + L_{2A} \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A}) \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{L_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \cos \varphi_4 - L_{2A} \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A}) \cos \varphi_3} * L_1 F_c \quad (10)$$

Вблизи особых положений реакции связей в результате ничтожно малого изменения входного параметра существенно увеличиваются и трудно осуществить движение механизма с сохранением теоретической точности. Когда механизм попадает в особое положение, определитель Δ становится равным нулю и по мере удаления от этого положения значение Δ увеличивается. Нормализуем функциональную часть определителя и назовем полученное выражение показателем передачи заданного движения для рассматриваемого механизма, обозначим его τ_1 . По τ_1 даем оценку способности передачи движения:

$$\tau_1 = \frac{-L_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \cos \varphi_4 + L_{2A} \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A}) \cos \varphi_3}{L_2 + L_{2A}}$$

Показатель передачи движения τ_1 ($-1 \leq \tau_1 \leq 1$) только в особых положениях становится равным нулю и перемена его знака означает, что механизм из одной сборки переходит в другую. Примем теперь за ведущее звено ползун 5 и рассмотрим механизм III класса с изменяемым замкнутым контуром. Из равновесия звена 5 получим соотношение, связывающее F_D и M_c :

$$F_D = \frac{L_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \cos \varphi_4 + L_{2A} \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A}) \cos \varphi_3}{-L_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3) \sin(\varphi_1 - \varphi_4) + L_{2A} \sin(\varphi_1 - \varphi_3) \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A})} * \frac{M_c}{L_1} \quad (11)$$

По показателю τ_2 будем давать оценку способности передачи движения в механизме:

$$\tau_2 = (-L_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \cos(\varphi_1 - \varphi_4) + L_{2A} \sin(\varphi_1 - \varphi_3) \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A})) / (L_2 + L_{2A})$$

Как видно из приведенного кинематического и силового анализа рассматриваемых механизмов, существует прямая связь между кинематическими и силовыми параметрами рассмотренных механизмов. Эта связь основана на том, что выражения матрицы коэффициентов для векторных уравнений замкнутости механизма при вариации обобщенной координаты и выражения матрицы коэффициентов уравнений равновесия механизма совпадают с точностью до множителя. Это подтверждает выводы работ [1-3].

В работе [4] для оценки работоспособности механизмов на стадии их кинематического синтеза применено два критерия передачи движения, первый K_1 - характеризует соотношение

между моментами (движущим и сопротивления) на входе и выходе; второй K_2 - характеризует относительный уровень реакций в шарнирах механизма: $K_1 = M_D/M_C$ или $K_1 = M_D/(F_C d)$, $K_2 = R/(M_C/d)$ или $K_2 = R/F_C$; где M_D - модуль движущего момента; M_C , F_C - модуль момента и силы полезного сопротивления; R - максимальная по модулю реакция в шарнирах механизма; d - некоторый линейный размер. Величина M_C или F_C считается заданной, а M_D и R определяются статическим анализом. При этом принимаются допущения: звенья невесомые, жесткие; связи идеальные; других активных сил нет. Критерии K_1 и K_2 учитывают существенные элементы реальной картины передачи сил в механизме. Сферой действия критериев передачи является кинематический анализ и синтез механизма. Критерии передачи играют ту же роль, что и углы давления, используемые для оценки работоспособности механизмов II класса.

Покажем на примере МВК с группой Ассур IV класса, что критерии K_1 и K_2 являются взаимосвязанными. Согласно формуле (10) имеем (рисунок 1):

$$\frac{M_D}{F_C L_1} = \frac{L_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \sin(\varphi_1 - \varphi_4) + L_{2A} \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A}) \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{L_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) \cos \varphi_4 - L_{2A} \sin(\varphi_4 - \varphi_{2A}) \cos \varphi_3} \quad (12)$$

Выражение в знаменателе правой части (12) есть Δ (формула (2)), его нулевые значения соответствуют максимумам значений реакций. Тогда из (12) видно, что положения, в которых реакции становятся максимальными (критерий K_2), совпадают с положениями, в которых M_D становится крайне большим (критерий K_1), что говорит о том, что они являются составными частями более общего критерия передачи движения и сил механизма, полученного разложением якобиана уравнений замкнутости независимых векторных контуров. Об этом говорится и в работе [3]. Нормализованная часть (12) есть показатель передачи заданного движения и сил τ . Можно получить показатели передачи движения и для других МВК. Показатель передачи движения τ ($-1 \leq \tau \leq 1$) только в особых положениях становится равным нулю. По его величине можно судить также и о степени удаленности от границ области существования МВК. При структурно-параметрическом синтезе МВК широкое применение нашел модульный принцип [5,6], при котором: а) исходная кинематическая цепь (ИКЦ), обладающая несколькими степенями подвижности, совершает заданные движения; б) в результате определенным образом введенных замыкающих кинематических цепей (ЗКЦ) образуется МВК. В качестве ЗКЦ обычно рассматриваются бинарное звено, диада или другие цепи, обладающие нулевой, одной или более отрицательными степенями подвижности.

Для получения работоспособных МВК накладывались ограничения на углы давления (передачи) в кинематических парах [3,5]. Однако для МВК оценка способности передачи заданного движения по углам передачи, как утверждается в работе [3], оказывается недостаточной. В этой же работе учет передачи заданного движения при синтезе МВК сводится к задаче трехкритериальной оптимизации, достаточно сложной при практической реализации.

Задачи синтеза и кинематического анализа до сих пор рассматривались отдельно, что требовало решать дополнительно возникающие проблемы существования и идентификации сборок механизма, так как известно, что при синтезе механизма часто возникает так называемый "дефект ветвления", в соответствии с которым одна часть из N заданных положений аппроксимируется одной сборкой механизма, а другая часть - другой его сборкой, вследствие чего найденный механизм не выполняет заданных движений.

Предлагается следующий алгоритм синтеза МВК, позволяющий процесс синтеза МВК перевести к практической оптимизации (показан на примере МВК с группой Ассур IV класса, рисунок 3), он основан на известных подходах и позволяет на стадии синтеза МВК решить вопрос о работоспособности его схемы:

1. Выбирается исходная кинематическая цепь (ИКЦ-ОАВС);
2. ИКЦ принуждается к выполнению заданных движений φ_1 и S и введением замыкающих кинематических цепей (ЗКЦ-АДЕС) формируется МВК (в обращенном движении подвижной плоскости St_3n_5 относительно подвижной плоскости Am_2n_2 находится, процедурой

минимизации целевой функции [6], круговая квадратическая точка $D(m_3^*, n_3^*)$ в плоскости Cm_3, n_3);

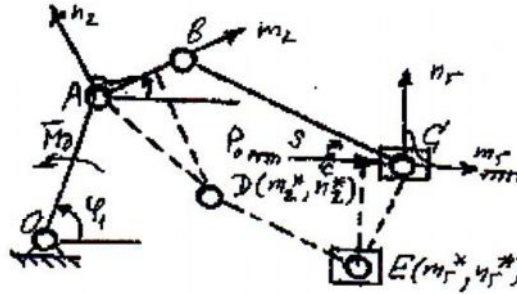


Рисунок 3 – МВК с группой Ассур IV класса

3. ЗКЦ, с учетом найденных в ходе оптимизации точек примыкания D и E к ней ЗКЦ, принуждается выполнять заданные движения;

4. На каждом из N заданных положений ИКЦ-ОАВС вычислением переменных расстояний между точками примыкания D и E к ней, определяется значение показателя передачи движения и сил τ , определяемого как нормализованное выражение якобиана;

5. Если значения τ не близки к нулю и не меняют знака для всего цикла заданного движения ИКЦ, то полученная кинематическая схема МВК работает в одной сборке и с некоторым приближением воспроизводит заданные движения.

Эффективность алгоритма и разработанной на его базе компьютерной программы подтверждена многочисленными конкретными схемами механизмов III и IV класса [7]. Учет показателя передачи движения и сил τ на стадии компьютерной реализации алгоритма не гарантирует получения работоспособного МВК после его конструкторской реализации, однако, он создает необходимые предпосылки для этого. При неблагоприятных значениях τ невозможно компенсировать недостатки кинематической схемы за счет конструкторских решений.

Литература

- 1 Муратов А.М., Сарыпбеков М.С., Моргун Л.В. Особенности передачи сил и движения между звеньями плоских рычажных механизмов и возможности использования их при синтезе схемы механизма // В сб.: Теория механизмов и машин. -Алма-Ата: КазГУ, 1985.-С.63-70.
- 2 Темирбеков Е.С. Анализ и синтез механизмов III класса с изменяемым замкнутым контуром: дисс. ... канд. техн. наук.- Алма-Ата, 1986.
- 3 Молдабеков М. Аналитические методы анализа и синтеза, автоматизированное проектирование механизмов высоких классов: дисс. ... д-ра техн. наук.- Алма-Ата, 1989 .
- 4 Акрамов Б.Н., Пейсах Э.Е. Критерии передачи движения для шестизвенного шарнирного механизма третьего класса //Известия вузов. Машиностроение.- 1987.-№2.
- 5 Байгунчев Ж.Ж. Численные методы анализа и синтеза механизмов высоких классов и их применение в проектировании новых погрузочно-разгрузочных и манипуляционных устройств: дисс. ... д-ра техн.наук.- Алма-Ата, 1985.
- 6 Саркисян Ю.Л. Аппроксимационный синтез механизмов.- М.: Наука, 1982.- 304с.
- 7 Темирбеков Е.С. Кинематическое и силовое исследования механизмов высоких классов с учетом упругости звеньев: дисс. ... д-ра техн. наук.- Алматы, 1996.

Қорытынды

Жазық рычагты механизмдер үшін ақырлы сырықтық элементтер әдісін (АЭӘ) қолдану тәсілі белгілі. Әртүрлі себептерге байланысты кеңістік рычагты механизмдер үшін (КРМ) АЭӘ-ні қолданатын үйреншікті тәсілді пайдалануға келмейді. Статьяда КРМ-дегі қатандық және күштік талдау жасау үшін

ақырлы сырықтық элементтер әдісін қолданудың өзгеше амалы көрсетілген. АЭӨ есептеріндегі белгісіз шамалар ретінде түйіндердің орын ауыстыруын әдеттегідей глобаль координатарлар жүйесінде емес, локальды координатарлар жүйесінде анықтау ұсынылған; сонымен қатар кинематикалық жұптар моделі де басқаша алынған.

Summary

For special positions flat fourpart the mechanism transfer of movement was estimated by value of a sine of a corner of transfer. The similar approach was applied and in case of flat шестизвенного the mechanism of II class, and in general, iterative mechanisms of II class. However for sixpart mechanisms with the changeable closed contour, that is for mechanisms of high classes (МВК) for an estimation of ability of transfer of movement, corners of transfer it appears obviously insufficiently. Parameters for an estimation of ability of transfer of movement and forces шестизвенных МВК III and IV classes here are received.