

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. И. ДЖАВАХЯН, А. И. БОРИСЕНКО

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ КОМПОНОВКИ ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКОВ НА КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ФОРМИРУЕМЫХ ШЕСТИЗВЕННИКОВ

При известных углах α_0 и α_2 , ориентирующих стойки OC и CF четырехзвенников в системе $OXYZ$ (рис. 1), кинематические и силовые параметры образованного из них шестизвенника зависят от входного угла φ и угла α компоновки четырехзвенников. Угол α включает в себе две составляющие, по-разному влияющие на свойства шестизвенника. Для определения этих составляющих разведем звенья BC и CD и, не изменяя угол α , повернем его на угол α_c до совмещения направления его стойки CF со стойкой OC первого четырехзвенника. Полученный

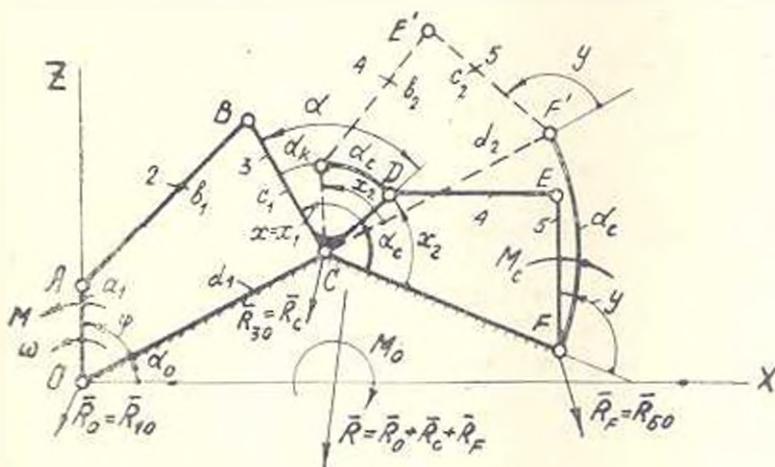


Рис. 1.

шестизвенник с точки зрения кинематики ничем не отличается от исходного. Для изменения закона движения выходного звена $E'F'$ необходимо изменить величину угла α_2 , образуемого выходным звеном первого и входным звеном второго четырехзвенников при совмещенных направлениях стоек последних. Угол α_2 , определяющий в рассматриваемом положении кинематическое состояние второго четырехзвенника, следовательно, и всего механизма в целом, назовем углом «кинематической компоновки» четырехзвенников.

Изменение угла α_c между стойками скомбинированных четырехзвенников, т. е. относительный поворот четырехзвенников при неизменных φ и x_2 , не влияя на кинематику, оказывает существенное влияние на силовые характеристики шестизвенника. Угол α_c , влияющий на силовые параметры шестизвенника, назовем углом «силовой компоновки».

Разбивка общего угла компоновки на кинематический и силовой ($\alpha = \alpha_k + \alpha_c$) определяет два независимых этапа в процессе образования шестизвенника: кинематическую компоновку, формирующую желаемые кинематические свойства механизма, и компоновку силовую, позволяющую без дополнительных средств (уравновешивание, разгрузители и т. д.) за счет внутренних ресурсов получить оптимальные силовые характеристики шестизвенника.

Влияние угла α_k на количество ходов, число экстремумов скорости выходного звена шестизвенника рассмотрено в [1]. В данной работе изучается влияние углов кинематической и силовой компоновки четырехзвенников на экстремальные значения аналога ускорения выходного звена и силовые параметры шестизвенника, а также решаются задачи синтеза шестизвенников по условиям минимизации наибольших ускорений выходного звена и оптимизации воздействия проектируемого шестизвенника на привод и стойку.

Аналоги скорости и ускорения выходного звена шестизвенника и условие экстремума последнего описываются выражениями [1]:

$$\dot{y} = \dot{x}(\varphi) y'(\varphi, \alpha_k); \quad (1)$$

$$y = x(\varphi) y'(\varphi, \alpha_k) + [\dot{x}(\varphi)]^2 y''(\varphi, \alpha_k);$$

$$\ddot{y} = \ddot{x} y' + 3\dot{x} \dot{x} y'' + (\dot{x})^2 y''' = 0, \quad (2)$$

и которых x и y — перемещения промежуточного и выходного звеньев шестизвенника (точками обозначены производные по входному углу φ , а штрихами — по промежуточному параметру x).

Для определения наибольших и наименьших экстремальных аналогов ускорения выходного звена шестизвенника, реализуемых при компоновке двух известных четырехзвенников, необходимо сначала решить систему уравнений

$$\partial y / \partial \alpha_k = \dot{x} \partial y' / \partial \alpha_k + (\dot{x})^2 \partial y'' / \partial \alpha_k = 0 \quad (3)$$

и (2), затем для пар φ и α_k найти по (1) соответствующие им \dot{y} . Ввиду сложности функций (2) и (3), решение этой задачи возможно лишь приближенным методом и применением ЭВМ.

Для шестизвенных механизмов типа 2—1, 1—1 и 1—0 условие $y' = 0$ за один оборот входного звена имеет место, соответственно, два и один раз [1]. Соответствующим выбором угла α_k совместим экстремальное по скорости положение первого четырехзвенника ($\dot{x} = 0$) с крайним положением ($y' = 0$) второго четырехзвенника.

Тогда выходное звено шестизвенника тоже будет находиться в своем крайнем положении со следующими значениями аналогов:

$$y_{\text{кр}} = 0; \quad y_{\text{кр}} = (x_s)^2 y_{\text{кр}}^+; \quad y_{\text{кр}} = (x_s)^2 y_{\text{кр}}^-.$$

Анализ показывает, что для однокривошипных четырехзвенных механизмов значения $y_{\text{кр}}^{\pm}$ во внутреннем (y_0^+) и внешнем (y_{00}^-) крайних положениях близки к нулю, и при вышеуказанной компоновке четырехзвенника имеем $y \approx 0$ и

$$y_0 \approx y_{\text{кр}} = y_{\text{кр}}^+ (x_s)^2,$$

а наибольшие и наименьшие значения аналога ускорения выходного звена в области вариации угла $0 \leq x_s \leq 2\pi$ могут быть определены по следующим формулам:

для механизмов типа 2—1—

$$\max_a \max_{\varphi} \ddot{y} \approx \max_a y_{00} = (x_{\text{max}})^2 y_{10}^+, \quad \min_a \min_{\varphi} \ddot{y} \approx \min_a y_0 = (x_{\text{max}})^2 y_0^+; \quad (4)$$

для механизмов типа 1—1—

$$\max_a \max_{\varphi} \ddot{y} \approx \max_a y_{00} = (x_s)^2 y_{00}^+, \quad \min_a \min_{\varphi} \ddot{y} \approx \min_a y_0 = (x_s)^2 y_0^+; \quad (5)$$

для механизмов типа 1—0—

$$\max_a \max_{\varphi} \ddot{y} \approx \max_a y_{00} = (x_s)^2 y_{10}^+, \quad \min_a \min_{\varphi} \ddot{y} \approx \min_a y_{00} = (x_s)^2 y_{00}^+, \quad (6)$$

где x_s — наибольший по модулю аналог скорости промежуточного звена.

Аналоги ускорения выходного звена второго четырехзвенника в крайних положениях кривошипно-ползунного и четырехшарнирного механизмов определяются по формулам:

$$y_{\text{кр}}^+ = \mp (\lambda \mp 1)^2 / e \sqrt{(\lambda \mp 1)^2 - e^2}; \quad (7)$$

$$y_{\text{кр}}^- = \mp \frac{r(l \mp r)}{Rl \sin \gamma_{\text{кр}}}; \quad \cos \gamma_{\text{кр}} = \frac{R^2 + (l \mp r)^2 - 1}{2R(l \mp r)}. \quad (8)$$

где λ и e — относительные размеры шатуна и смещения ползуна; r , l и R — относительные размеры кривошипа, шатуна и коромысла; $\gamma_{\text{кр}}$ — угол передачи в крайнем положении (верхние знаки соответствуют внутреннему y_0 , а нижние — внешнему y_{00} крайним положениям).

По приближенным формулам (4)—(8) можно найти возможные для семейства шестизвенных механизмов наибольшие и наименьшие значения наибольших по модулю аналогов ускорения выходного звена, соответствующие определенным значениям $a_s = x_s|_{\dot{x}=0} - x_s|_{\dot{y}=0}$, при которых совмещаются положения $\ddot{x} = 0$ и $\ddot{y} = 0$ четырехзвен-

ников. Из четырех возможных вариантов берутся те два, которые соответствуют формулам (4), (5) или (6).

Геометрические места наибольших по модулю аналогов ускорения, построенные по точным и приближенным формулам, показаны на рис. 2а, соответственно, жирными и пунктирными линиями.

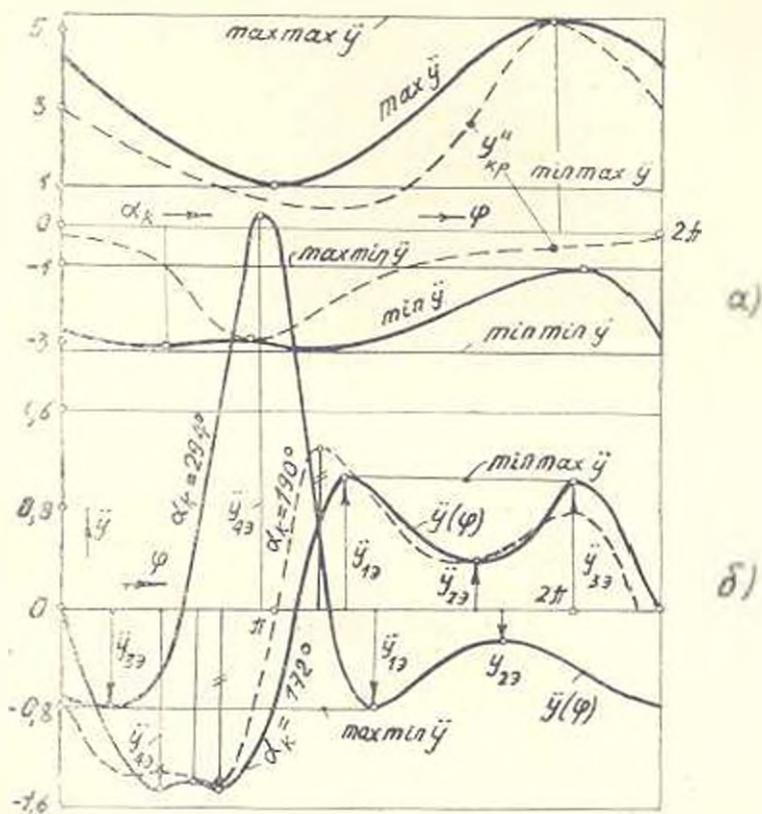


Рис. 2.

Максимальные значения наибольших по модулю аналогов ускорения, как и для экстремальных скоростей [1], соответствуют компонентам, при которых из трех экстремумов одинакового знака два несмежных выравниваются (если y_{13} , y_{23} , y_{33} одного знака), а y_{13} — противоположного (рис. 2б), то

$$\min_{\varphi} \max y = \max_{\varphi} |y_{13} - y_{23}|, \quad \max \min y = \min_{\varphi} |y_{13} - y_{33}| \quad (9)$$

Для образования из заданных четырехзвенников шестизвенного механизма с минимальными или максимальными значениями (9) аналога ускорения выходного звена угол α_k варьируется в интервалах, соответствующих трем экстремумам y_{33} одинакового знака, и после многократного решения уравнения (2) устанавливается значение угла α_k , отвечающее условиям (9).

Значение угла α_k , обеспечивающее минимум абсолютного значения аналога ускорения выходного звена $\min \max |y|$, определится из условия $\max \ddot{y} = -\min \ddot{y}$.

Пример. Найти угол компоновки двухкривошипного механизма наимыгоднейшей передачи ($r = 3, l = R = \sqrt{5}$) с кривошипно-ползунным механизмом ($\lambda = 3, e = 1$), обеспечивающий минимум:

- положительных y ;
- абсолютного значения y .

1. Решением уравнения (2) с учетом (9) находим две компоновки: $\alpha_k = 172^\circ; \quad y_{1s} = y_{3s} = \min \max y = 1,053; \quad y_{2s} = 0,389; \quad y_{\min} = y_{4s} = -1,453$ и $\alpha_k = 294^\circ; \quad y_{1s} = y_{3s} = \max \min y = -0,833; \quad y_{2s} = 0,244$
 $y_{\max} = y_{4s} = 3,254$ или, изменив направление вращения входного кривошипа — $y_{1s} = y_{3s} = \min \max y = 0,833; \quad y_{2s} = -0,244; \quad y_{\min} = y_{4s} = -3,254$.

Графики $y(\varphi)$ для этих компоновок представлены на рис. 26. Из двух решений первое гарантирует низкий уровень ($y_{\min} = -1,453$) отрицательных ускорений, а второе — нижний предел (0,833) положительного максимального аналога ускорений, возможный при компоновке заданных четырехзвенников.

2. Решением уравнения (2) с учетом выражения $\max y = -\min y$ находим $\alpha_k = 190^\circ, \quad \max \ddot{y} = -\min \ddot{y} = 1,36$. График функции $y(\varphi)$ для этого случая на рис. 26 показан пунктиром.

На рис. 1 показаны главный вектор R и главный момент M_0 сил, нагружающих стойку шестизвенника, а также необходимый приводной момент M .

Статическое уравновешивание механизмов и другие способы оптимизации воздействия механизма на стойку приводят к увеличению входного момента, реакций в шарнирах, а также момента, действующего на стойку механизма [2—4].

В рассматриваемых шестизвенных механизмах (рис. 1) при изменении угла силовой компоновки входной момент изменяется лишь незначительно. Объясняется это тем, что при изменении угла α_c из трех групп сил (тяжести, инерции и сопротивления), нагружающих механизм и определяющих результирующий входной момент, изменяется только ориентация сил тяжести звеньев к скоростям точек их приложения.

Оптимизацию воздействия механизма на стойку путем лучшей силовой компоновки его составляющих четырехзвенников иллюстри-

стрируем на примере шестизвенного механизма (рис. 1) со следующими параметрами: $a_1 = 0,2 \text{ м}$; $b_1 = 1,5 \text{ м}$; $c_1 = 1,3 \text{ м}$; $d_1 = 1 \text{ м}$; $a_2 = 0,2 \text{ м}$; $b_2 = 1,6 \text{ м}$; $c_2 = 1,4 \text{ м}$; $d_2 = 1 \text{ м}$; $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$; $q = 100 \text{ даН/м}$; $M_c = 10^3 \text{ даН} \cdot \text{м}$; $\alpha_4 = \alpha_6 = 0$ (рычаги — однородные стержни).

В качестве целевой функции выбираем функцию

$$P(\alpha_c) = \sum_{i=1}^6 k_i P_i = k_1 M_{\max} + k_2 R_{\max} + k_3 M_0^{\max} + k_4 R_0^{\max} + k_5 R_c^{\max} + k_6 R_f^{\max} \quad (10)$$

с весовыми коэффициентами $k_i = 0$ или $k_i = 1$ ($i = 1 \dots 6$). Указанная задача оптимизационного синтеза сводится к задаче

$$P(\alpha_c^*) = \min_{\alpha_c \in [0, 2\pi]} P(\alpha_c).$$

Для определения значений силовых параметров, входящих в (10), использована методика, приведенная в [5]. Программа составлена на алгоритмическом языке ФОРТРАН-4, расчеты проведены на ЭВМ ЕС-1022. На основании анализа численных результатов, приведенных в таблице, можно сделать следующие выводы.

Таблица

№	Параметр	M	M ₀	R	R ₀	R _c	R _f	R _A	R _B	R _E	R _D	α _c	Примечание
	Значение	даН·м		даН								рад	
1	max	114	2377	1295	1065	885	1426	1066	838	1328	1267	0	До оптимизации
2	max max	126	2576	1350	1117	2442	1462	1117	888	1462	1611	—	Наихудшие компоновки
3	min max	101	1685	1029	999	820	1025	1000	775	1037	1000	—	Наилучшие компоновки
4	max	117	1771	1029	1031	1864	1026	1033	806	1107	1242	3,5	k ₂ = 1
5	max	126	1750	1129	999	881	1112	1000	775	1049	1005	4,7	k ₄ = k ₅ = k ₆ = 1
6	max	195	7040	1560	1710	870	—	1520	950	—	—	—	До уравнивания
7	max	296	4320	0	2000	2020	—	2200	1620	—	—	—	После уравнивания

1. Механизм с оптимальной кинематической компоновкой до силовой оптимизации ($\alpha_c = 0$ в таблице) может быть близким к наилучшим компоновкам (строка 2). Так, при $\alpha_c = 0$ имеем $M_0^{\max} = 2377 \text{ даН} \cdot \text{м}$, тогда как при наилучшей силовой компоновке: max max $M_0 = 2574 \text{ даН} \cdot \text{м}$.

2. Раздельная минимизация R , M_0 и M позволяет уменьшить их наибольшие значения, соответственно, в 1,25, 1,41 и 1,13 раза по сравнению с исходным шестизвенником ($\alpha_c = 0$).

3. С точки зрения воздействия на стойку лучшие результаты дает одновременная минимизация реакций в неподвижных шарнирах, по-

скольку в этом случае уменьшаются как реакции в неподвижных шарнирах, так и суммарная сила R . Минимизация только R дает незначительный выигрыш в суммарной силе R , но реакция в шарнире C возрастает в 2,14 раза.

4. Указанная методика слововой оптимизации механизма выгодно отличается от статического уравнивания тем, что минимизация реакций не сопровождается заметным увеличением входного момента. Для сравнения в таблице приведены данные (строки 6 и 7), заимствованные из [3], которые свидетельствуют об увеличении реакций и входного момента после статического уравнивания.

Բ. Գ. ԶԱՎԱԵՅԱՆ, Ա. Ի. ԲՈՐԻՍԵՆԿՈ

ԲԱՌՈՂԱԿ ՄԵԿԱՆՈՂՄԱՆԻ ԶԱՐՄԱՐԱԳԱՄՄԱՆ ՀԱՅՏԱՆԻՇՆԵՐԻ ԱՉԴԵՑՈՒԹՅԱՆ ՌԻՍՈՒՄԵԱՍԻՐՈՒՄԸ ՆՐԱՆՅԻՑ ԿԱԶՄՎԱՆ ՎԵՑՈՂԱԿ ՄԵԿԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ԿԻՆԵՄԱՏԻԿ ԵՎ ՌԺԱՅԻՆ ԲԵՌԻԹԱԳՐԵՐԻ ՎՐԱ

Ո Ւ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հողմածուծ ուսումնասիրվում է հարթ քառոցակ մեխանիզմների ուժային և կինեմատիկ հարմարագասման հայտանիշների ազդեցությունը նրանցից կազմված վեցոցակ մեխանիզմների ուժային բնութագրերի և ելքի օղակի արագացման անալոգի ծայրահեղ արժեքների վրա: Դիտարկվում է նաև հարթ վեցոցակ մեխանիզմների կինեմատիկ և դինամիկ սինթեզի խնդիրները ըստ ելքի օղակի արագացման մինիմիզացման և հենակի ու շարժաբեքի վրա մեխանիզմի ազդեցության օպտիմիզացման սլայմանների:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Джанибян Р. Н., Борисенко А. И. Об экстремальных скоростях выходных звеньев плоских шестизвенных механизмов — Изв АН АрмССР (сер. ТII), 1982, т. XXXV, № 1, с. 3—10.
2. Dresig H., Schönfeld S. Rechnergestützte Optimierung der Antriebs- und Gestellkraftgrößen ebener Koppelgetriebe—Teil 2. Mechanism and Machine Theory, 1976, v. 11, № 6, p.p. 371—379.
3. Lowen G. G., Tepper F. R., Berkof R. S. The Quantitative Influence of Complete Force Balancing of the Forces and Moments of Certain Families of Four-Bar Linkages.—Mechanism and Machine Theory, 1974, v. 9, № 3/4, p.p. 299—323.
4. Schönfeld S. Dynamische Synthese ebener koppelgetriebe mit dem Programmsystem KOGEOP.—Maschinenbautechnik, 1974, v. 23, № 3, p.p. 119—124.
5. Белоконов Н. М. Механика машин. Расчеты с применением ЭЦВМ.—Киев: Вища школа, 1978.—231 с.