

$$\begin{aligned}
I_1 &= 3.815661, & I_2 &= 0.732388, & I_3 &= 0.517812, \\
I_4 &= 1.447175, & I_5 &= 1.014651, & I_6 &= 3.513279, \\
X_1 &= 0.082885, & Y_1 &= 1.482137, & X_2 &= 0.000146, \\
Y_2 &= 0.00037, & \varphi_{10} &= 276.30793, & \varphi_{20} &= 298.60984^\circ.
\end{aligned}$$

Графики изменения функций φ_1 , φ_2 и φ_3 приведены на рис. 4. Максимальное отклонение чертящей точки O от заданной параболы по оси OY составляет $\max |\Delta_Y| = 0.738 \cdot 10^{-6}$.

ЭрПСи ям К. Меркса

11.1.1987

ՀԱՅ. Լ. ՍԱՐԳՍՅԱՆ, Կ. Ֆ. ՍՏԵՓԱՆՅԱՆ, Ս. Ս. ՇԱՐՈՒՐԱՅԱՆՅԱՆ

ՓԻՆԿ ԵՎԱՐՄԱՆ ՏԵԼԱՓՈԽՈՒՄՆԵՐԸ ԿԱՌԱՎԱՐՈՎ ԱՏԱՄԵԱՍԻՍԱԿԱՅԻՆ,
ԵՆԵԱՆԻՆԵՐՆԵՐԻ ԲԼՈՎ-ՄՈԴՈՒԼԱՅԻՆ ՀԱՄԱԿՐՈՒԹՅՈՒՆ

Ա. Մ. Փ. Ո. Փ. Ո. Փ.

Հոդվածում առաջարկվում է պինդ մարմնի կամայական թվով դիրքեր փերտադրող առամանա-լծակային մեխանիզմների համադրման բնդհանուր մեթոդ: Ցույց է տրվում, որ կամայական կառուցվածքի առամանա-լծակային մեխանիզմի համադրությունը հանգում է վերջինիս կառուցվածքային ալելի պարզ տարրերի՝ մոդուլների համադրմանը ըստ արբանյակային կետերի տված հետադի, իսկ այն ներկայացվում է կապված փոփոխականներով ֆունկցիաների մոտարկման խնդրի տեսքով: Առաջարկվում է այս մոտարկման խնդրի լուծման պարզեցված թվային մեթոդ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Саркисян Ю. Л. Аппроксимационный синтез механизмов.—М.: Наука, 1982.—304 с.
2. Гельфанд И. М., Фомин С. В. Вариационное исчисление.—М.: Физматгиз.—1961.—228 с.

Изв. АН АрмССР (сер. 1Н), т. XLII, № 1. 1988

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. Г. ХАРАТЯН

СИНТЕЗ СФЕРИЧЕСКИХ И ПРОСТРАНСТВЕННЫХ МНОГОЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ МЕТОДОМ ПЛОСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В статье [1] свойство кинематической аналогии плоских и сферических четырехзвенников перенесено на многозвенные пространственные механизмы, образуемые последовательным соединением четырехзвенников. В настоящей статье использованием результатов [1] разработаны новые алгоритмы синтеза сферических и пространственных многозвенных механизмов.

Рассмотрим синтез пространственного шестизвенника (рис. 1а), образуемого последовательным соединением плоского и сферического четырехзвенников, у которых выходное звено имеет приближенный выстой в крайнем положении. Задача формулируется следующим образом: дана функция перемещения $\psi' = \psi'(\varphi')$ (рис. 2), связывающая угол поворота ψ' выходного коромысла, отсчитываемый от одного из его крайних положений, и угол поворота φ' входного кривошипа, отсчитываемый от положения, соответствующего крайнему положению выходного звена; требуется определить параметры кинематической схемы рассматриваемого шестизвенника по условию приближенной реализации $\psi' = \psi'(\varphi')$. Параметры взаимного расположения входного и выходного осей, т. е. угол $\delta = \delta_1$ и кратчайшее расстояние между этими осями d считаем заданными.

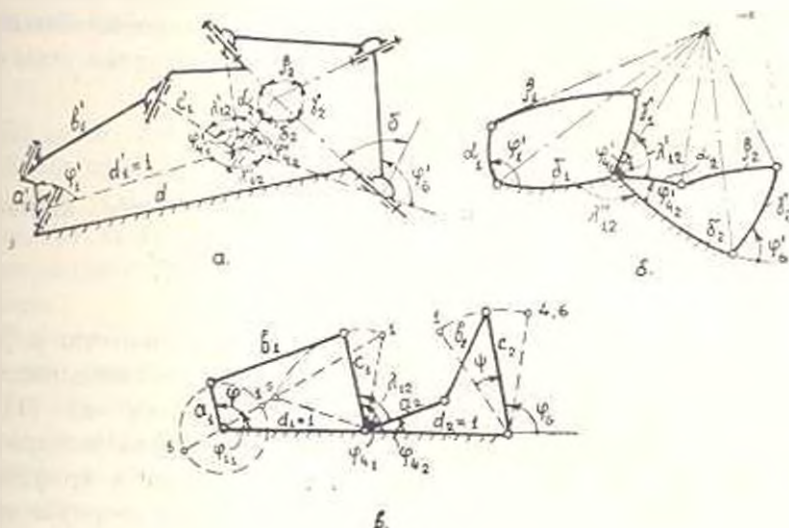


Рис. 1.

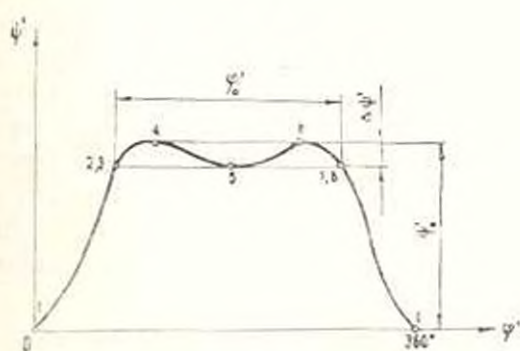


Рис. 2.

На рис. 2 ψ'_0 — угол полного размаха выходного коромысла; ψ'_0 — предельная выстой выходного коромысла в одном из его крайних положений; $\Delta\psi'$ — угловой размах выходного коромысла на участке

ке его приближенного выстоя. Через 1, 2, ..., 8 обозначены характерные точки графика: 1, 5 — точки минимума функции $\psi' = \psi'(\varphi')$; 4, 6 — точки максимума функции $\psi' = \psi'(\varphi')$; 2, 3, 7, 8 — промежуточные точки. При этом: $\varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_7 = \varphi_8$; $\varphi_4 = \varphi_5 = \varphi_6$; $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_8$; $\psi_4 = \psi_5 = \Delta\psi'$.

При синтезе механизма учитываются также дополнительные условия, в число которых входят условия существования кривошипа, благоприятные значения углов передачи в первом и во втором состояниях четырехзвенника, габаритные ограничения.

Свободными параметрами синтезируемого пространственного шестизвенника являются α_2 , β_2 , γ_2 , δ_2 , вычисляемыми — a_1 , b_1 , c_1 и углы компоновки λ'_{12} и λ''_{12} (рис. 1а).

Для плоского шестизвенника аналогичная задача синтеза решена в [2]

В пространственном шестизвеннике и его плоском аналоге (рис. 1а, б) при одинаковых входных углах $\varphi' = \varphi_{11} + \varphi$ промежуточные углы также равны между собой: $\varphi'_{41} = \varphi_{41}$, $\varphi'_{42} = \varphi_{42}$, а выходные углы связаны соотношением

$$\lg(\varphi'_6/2) = \eta_2 \lg(\varphi_6/2), \quad (1)$$

где η_2 — постоянный коэффициент. Связь между углами компоновки такова:

$$\lambda'_{12} + \lambda''_{12} = 180^\circ + \lambda_{12}. \quad (2)$$

Синтез выполняется в следующей последовательности: с учетом дополнительных условий синтеза выбираем значения свободных параметров α_2 , β_2 , γ_2 , δ_2 и по соответствующим формулам из [1] при $\varepsilon_2 = 1$ определяем параметры a_2 , b_2 , c_2 , d_2 второго составляющего четырехзвенника плоского моделирующего шестизвенника и коэффициент η_2 ; для плоского шестизвенника по соответствующей формуле из [2] определяем угол φ_{61} , а по зависимости (1) — угол φ'_{61} пространственного шестизвенника (угол φ'_{61} соответствует точке 4 на графике $\psi' = \psi'(\varphi)$); по заданным величинам $\Delta\psi'$ и φ'_6 вычисляем углы φ'_{61} , φ'_{62} , φ'_{63} пространственного шестизвенника, а по формуле (1) — соответствующие углы φ_{61} , φ_{62} , φ_{63} плоского моделирующего шестизвенника; по справочным картам из [2] определяем остальные параметры — a_1 , b_1 , c_1 , λ_{12} плоского моделирующего шестизвенника, причем в пространственном шестизвеннике — $a'_1 = a_1$, $b'_1 = b_1$, $c'_1 = c_1$; для обеспечения заданного расстояния d между входной и выходной осями r помощью соотношения $d = -d'_1 \cos \lambda''_{12}$ находим угол компоновки λ''_{12} , а угол λ'_{12} — из уравнения (2).

Процедура синтеза сферического шестизвенника отличается тем, что в сферическом шестизвеннике (рис. 1б) и его плоском аналоге (рис. 1в) тангенсы входных половинных углов также связаны постоянным коэффициентом:

$$\lg(\tau'_1/2) = \xi_1 \lg(\tau_1/2), \quad \xi_1 > 1.$$

Для обеспечения заданной продолжительности выстоя в сферическом шестизвеннике φ'_0 синтезируем плоский шестизвенник по углу φ_0 , не равному φ'_0 . Далее вычисляем углы φ_{12} и φ_{18} , соответствующие точкам 1 и 8 на графике $\varphi = \varphi(\varphi)$ для плоского моделирующего шестизвенника.

Связь угла φ'_0 с углами φ_{12} и φ_{18} такова:

$$\varphi'_0 = \varphi_{18} - \varphi_{12} = 2 \left| \arctg \left(z_1 \lg \frac{z_{12}}{2} \right) - \arctg \left(z_1 \lg \frac{\varphi_{12}}{2} \right) \right| \quad (3)$$

По уравнению (3) из условия обеспечения заданного угла φ'_0 находим z_1 , а по соответствующим формулам из [11] — параметры z_1 , z_2 , γ_1 , δ_1 .

Для обеспечения заданного угла δ между входной и выходной осями воспользуемся теоремой косинусов для сферических треугольников:

$$\cos \delta = \cos \delta_1 \cos \delta_2 + \sin \delta_1 \sin \delta_2 \cos \lambda'_{12}.$$

Из этого уравнения определим λ''_{12} , а λ'_{12} — из уравнения (2).

После проектирования механизмов проверяется выполнение дополнительных условий синтеза. На алгоритмическом языке «Фортран—IV» составлена программа синтеза пространственного и сферического шестизвенников с приближенным выстоем выходного звена в крайнем положении.

Пример 1. Спроектировать пространственный и сферический шестизвенники с приближенным выстоем выходного звена в крайнем положении. Заданы: $\varphi'_0 = 150^\circ$, $\varphi'_0 = 15^\circ$, $\Delta\varphi = 20^\circ$, а также параметры взаимного расположения входного и выходного осей: для пространственного шестизвенника — $\delta = \delta_2 = 96^\circ$, $d = 0,9$; для сферического шестизвенника — $\delta = 130^\circ$.

Синтезированные механизмы имеют следующие параметры: пространственный шестизвенник — $a_1 = 0,304757$, $b_1 = 0,649031$, $c_1 = 0,825480$, $\lambda'_{12} = 119,26856^\circ$, $\lambda''_{12} = 205,81193^\circ$, $z_1 = 14^\circ$, $\beta_2 = 82^\circ$, $\gamma_2 = 11^\circ$, $\delta_2 = 96^\circ$; сферический шестизвенник — $z_1 = 12,54171^\circ$, $\beta_1 = 24,20742^\circ$, $\gamma_1 = 36,71161^\circ$, $z_2 = 43,38023^\circ$, $\lambda'_{12} = 114,59509^\circ$, $\lambda''_{12} = 213,92175^\circ$, $z_1 = 14^\circ$, $\beta_2 = 82^\circ$, $\gamma_2 = 11^\circ$, $\delta_2 = 96^\circ$.

На базе известных процедур синтеза плоских восьмизвенных механизмов [3] разработаны алгоритмы проектирования сферических восьмизвенных механизмов с одной и двумя длительными выстоями выходного звена в крайних положениях. Разработаны также алгоритмы синтеза сферических шестизвенников с углом размаха выходного коромысла, равным или больше 180° , без выстоя или с выстоем последнего в одном из крайних положений. Эти механизмы состоят из двух четырехзвенников — кривошипно-коромыслового и двухкоромыслового.

Опишем алгоритм синтеза сферического шестизвенника с углом размаха выходного звена, равным 180° , и приближенным выстоем последнего в крайнем положении. Синтез проводится в 2 этапа.

На первом этапе по известной методике [4] проектируем плоский моделирующий четырехзвеник, затем по соответствующим формулам из [1] при $\eta_2=1$ и произвольном ξ_2 находим параметры α_2 , β_2 , γ_2 , δ_2 его сферического аналога, который преобразует малый размах промежуточного коромысла в угол размаха выходного звена, равный 180° , с приближенным выстоем в одном из крайних положений.

На втором этапе по соответствующим формулам из [2] определяем параметры первого плоского моделирующего четырехзвеника a_1 , b_1 , c_1 и угол компоновки λ_{12} . По заданной продолжительности выстоя сферического шестизвеника с помощью уравнения (3) определяем коэффициент ξ_1 и по соответствующим формулам из [1] при $\eta_1=1$ и полученном ξ_1 вычисляем параметры α_1 , β_1 , γ_1 , δ_1 . Угол компоновки равен: $\lambda'_{12}=\lambda_{12}$ при $\lambda''_{12}=180^\circ$.

Пример 2. Спроектировать сферический шестизвеник для воспроизведения возвратного вращательного движения выходного звена с углом размаха 180° и выстоем последнего в крайнем положении, причем, длительность выстоя задается углом выстоя $\psi'_0=130^\circ$, а точность выстоя — допускаемым отклонением от положения выстоя $\Delta\psi_{\text{вост}}=1,3$.

Синтезированный механизм определяется следующими параметрами: $\alpha_1=14,82017^\circ$, $\beta_1=24,16988^\circ$, $\gamma_1=25,19576^\circ$, $\delta_1=32,08862^\circ$, $\lambda'_{12}=225,02952^\circ$, $\alpha_2=42,30096^\circ$, $\beta_2=18,32119^\circ$, $\gamma_2=14,21365^\circ$, $\delta_2=32,04776^\circ$.

Механизм имеет благоприятные значения углов передачи, которые меняются в диапазоне $[34^\circ; 145^\circ]$.

Расчетом установлено, что сферические многозвенные механизмы превосходят плоские по возможностям реализации углов размаха более 180° и длительных выстоев выходных звеньев при меньших габаритах и лучших показателях статической передачи сил.

Кир. физ. ЕРПН им. К. Маркса

25. 11. 1986

Ա. Յ. ԽԱՌԱՏՅԱՆ

ԳԵՆԵՐԱՅԻՆ ԵՎ ՏԱՐԱԾԱԿԱՆ ԲԱԶՄՈՂԱԿ ԵՐԵՎԱՆԻ ՊՐԵՍԵՆՏԱՆԻ ԵՎ ԽԱՌԱԳԵՏՈՒՄԸ
ՀԱՐԹ ԻՐԱԳԱՆԱԿՈՐՄԱՆ ԻՐԵՔՈՂՈՎ

Ա. մ փ ո փ ո լ մ

Հարթ և տարածական բազմաոտրվագծային մեխանիզմների վերջավոր տեղափոխությունների համանմանության հիման վրա, օգտվելով հարթ մոդելավորող մեխանիզմների նախագծման հայտնի ընթացակարգերից, մշակված են հնդույին և տարածական բազմօղակ մեխանիզմների նախագծման նոր ալգորիթմներ և իր օգակի ծայրային դիրքում երկարաան կանգառներով և մեծ ճոճի անկյուններով հետադարձ պատական շարժման վերադարձություն հա-

1. Саркисян Ю. Л., Харатьян А. Г. Об аналогии конечных перемещений плоских и пространственных многоконтурных механизмов // Изв. АН АрмССР. Сер. ТИ. 1984. Т. XXXVII. № 4. — С. 3—8.
2. Пейсах Э. Е. Справочные карты по синтезу шарнирного шестизвенника // Механика машин. — М.: Наука, 1974. — № 44. — С. 125—139.
3. Герасименко Р. Л. Аналитико-оптикоизгибный синтез восьмизвенных плоских шарнирных механизмов с одной или двумя приближенными остановками выходного звена: Дис. канд. тех. наук. — Л., 1983. — 247 с.
4. Макарян С. М. Об одном шарнирном механизме с поворотом ведомого звена на 180° // Машиностроение. — 1969. — № 4. — С. 40—47.

Изв. АН АрмССР (сер. ТИ), т. XLII, № 1, 1988

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. Л. ДЖАВАХЯН, В. Г. АРАКЕЛЯН

ЧАСТИЧНОЕ ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ

Полное динамическое уравнивание механизмов реализуется: — применением сдвоенных механизмов, расположенных центрально-симметрично [1];

— сообщением уравнивающим противовесам плоско-параллельного движения путем их выполнения в виде спутников, шарнирно установленных на звеньях механизма и зацепляющихся с колесами, которые установлены на смежных звеньях [2];

— применением особых шатунов, центр качания которых совмещен с одним из его шарниров, позволяющим сводить задачу уравнивания механизмов к задаче уравнивания вращающихся звеньев [3].

Известные методы полного динамического уравнивания связаны с необоснованными усложнениями конструкции механизма [1, 2], которые приводят к значительному увеличению общей массы механизма, динамического момента на валу его входного звена и динамических реакций [3]. Поэтому на практике предпочтение отдается методам частичного динамического уравнивания [4—7], сочетающим частичное силовое (статическое) уравнивание с частичным моментным уравниванием [4, 5] или полное силовое уравнивание с частичным моментным уравниванием [6, 7]. Первый метод реализуется либо одновременной минимизацией среднеквадратических значений (СКЗ) главного вектора и главного момента [4], либо уравниванием их первых гармоник [5]. Второй метод реализуется минимизацией СКЗ главного момента [6] или уравниванием его первой гармоники [7].

В данной работе развит второй метод частичного динамического уравнивания механизмов, основанный, с одной стороны, на известном принципе независимости свойства статической уравнивания