

К. Х. ШАХБАЗЯН, В. М. ТАИРЯН

СИНТЕЗ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО
 КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА И НЕКОТОРЫЕ
 ВОПРОСЫ УМЕНЬШЕНИЯ ПОТЕРЬ

Рассматривается вопрос синтеза указанного механизма в расположениях звеньев, указанных в [1].

1. Имеем пространственный кривошипно-ползунный механизм *ABC* (рис. 1) с двумя сферическими, одной вращательной и одной поступательной парами. Ось вращательной пары и линия действия ползуна скрещиваются. Направим ось *Ox* вдоль кратчайшего расстояния *i* между осью ведущего звена и линией действия ползуна; ось *Oy* — параллельна движению ползуна. Направление оси *Oz* определится как направление третьей оси в правой системе координат. Ось вращения ведущего звена расположена в плоскости *yOz* под углом δ к оси *Oz*. Угол δ будем отсчитывать от оси вращения ведущего звена.

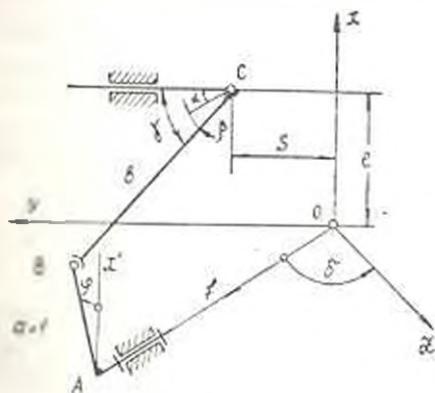


Рис. 1.

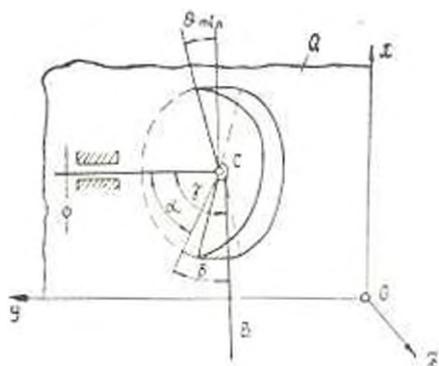


Рис. 2.

Рассматриваемый механизм, при длине ведущего звена $AB = a = 1$, определяется следующими шестью относительными параметрами: b (длина шатуна *BC*); f (расстояние от плоскости вращения кривошипа до начала координат); S_0 (начальное положение ползуна); α_0 (начальный угол, определяющий начало отсчета угла поворота кривошипа *AB*); i (кратчайшее расстояние между осью вращения кривошипа и направлением движения ползуна); δ (угол, составленный осью вращения кривошипа *AB* с плоскостью *xOz* или осью *Oz*).

Аналитическое выражение отклонения от заданной зависимости принимает вид:

$$\begin{aligned} \Delta_s = b^2 - b'^2 &= (x_n - x_0)^2 + (y_n - y_0)^2 + (z_n - z_0)^2 - b^2 = \\ &= -2l \cos \varphi - 2Sf \sin \delta - 2S' \cos \delta \sin \varphi + l^2 + f^2 + S^2 + 1 + b^2. \end{aligned} \quad (1)$$

Для получения приближенного выражения разности Δ_s , т. е. разности между заданной функцией $S = f(\varphi)$ и той функцией $S = f_{II}(\varphi)$, которая производится механизмом, разкладываем в ряд выражение взвешенной разности (1) в окрестности точки $\Delta_{s, II}$, соответствующей значениям $\varphi = \varphi_{II}$ и $S = S_{II}$, где φ_{II} и S_{II} значения угла φ и перемещения S , получаемые в механизме.

При малых величинах Δ_s и Δ_s' связь между ними устанавливается следующим соотношением:

$$\Delta_s = \frac{\Delta_s'}{\frac{\partial \Delta_s'}{\partial S_s}}. \quad (2)$$

Отклонение Δ_s' согласно выражению (2), зависит от шести параметров механизма, следовательно, задача синтеза рассматриваемого механизма состоит в таком выборе указанных параметров, при котором отклонение Δ_s на заданном интервале изменения угла φ и перемещения S мало.

2. Если требуется вычислить все шесть параметров механизма: b , f , l , φ_0 , φ_0' и S_0 , то выражение взвешенной разности (1) представится в следующем виде:

$$\Delta_s = 2 \{ F(\varphi) - p_0 f_0(\varphi) - \dots - p_5 f_5(\varphi) \}, \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} F(\varphi) &= \frac{S_0^2}{2}; \\ \left. \begin{aligned} f_0(\varphi) &= \cos \varphi_0; & f_1(\varphi) &= S_0 \cos \varphi_0; \\ f_1(\varphi) &= \sin \varphi_0; & f_2(\varphi) &= S_0 \sin \varphi_0; \\ f_2(\varphi) &= S_0; & f_3(\varphi) &= 1; \\ p_0 &= l \cos \varphi_0 - S_0 \cos \delta \sin \varphi_0; \\ p_1 &= S_0 \cos \delta \cos \varphi_0 - l \sin \varphi_0; \\ p_2 &= f \sin \delta - S_0; \\ p_3 &= \cos \delta \sin \varphi_0; \\ p_4 &= \cos \delta \cos \varphi_0; \\ 2p_5 &= b^2 - l^2 - f^2 - 1 - S_0^2 - 2S_0 f \sin \delta. \end{aligned} \right\} \quad (4) \end{aligned}$$

(5)

После вычисления коэффициентов p_1, p_2, \dots, p_n из системы (5) находим параметры механизма:

$$\begin{aligned} \varphi_0 &= \arctg \frac{p_3}{p_1}; \\ \hat{\alpha} &= \arccos \frac{p_0}{\cos \varphi_0}; \\ S_0 &= \frac{p_0 \sin \tau_0 - p_1 \cos \tau_0}{\cos \hat{\alpha}}; \\ l &= \frac{p_2 - S_0 \cos \hat{\alpha} \sin \tau_0}{\cos \tau_0}; \\ f &= \frac{p_2 - S_0}{\sin \tau_0}; \\ b &= \sqrt{2p_3 - l^2 - f^2 - 1 - S_0^2 - 2S_0 f \sin \tau_0}. \end{aligned} \quad (6)$$

Полученные метрическим синтезом механизмы зачастую не удовлетворяют динамическим требованиям, предъявляемым к проектируемому механизму.

3. Рассмотрим вопросы о допустимом угле давления и уменьшения потерь в пространственном кривошипно-ползунном механизме.

Между углами в паре шатун-ползун (рис. 1) справедлива зависимость

$$\cos \gamma = \cos \alpha \cos \beta.$$

Для благоприятной работы механизма в идеальном случае необходимо, чтобы ось шатуна BC во время работы (рис. 2) находилась вне конуса трения, представляющего обратный конус с углом β , т. е. необходимо, чтобы

$$\gamma_{\max} \approx 90^\circ - \beta_{\min},$$

где β_{\min} — минимальный угол передачи.

Для определения γ_{\max} рассмотрим схему, изображенную на рис. 3, а. В случае круглого сечения ползуна (что не влияет на кинематику механизма при центральном расположении сферической пары относительно направления движения ползуна) и в каждом положении данную пространственную задачу передачи сил можно рассматривать как плоскую (в плоскости, проходящей через направление движения ползуна и ось шатуна). В этом случае имеем задачу, аналогичную плоским кулачковым механизмам с поступательно движущимся толкателем. Следовательно, критерий угла γ_{\max} , полученный для плоских кулачковых механизмов, можно принять за допустимый угол давления в пространственном кривошипно-ползунном механизме с круглым ползунном, где имеем круговой конус трения ($\beta_{\min} = \text{const}$). Если же ползун и направляющие имеют форму многоугольника, то конус трения является уже не круговой, т. е. β_{\min} не постоянный. Поэтому в этом случае

передачу сил в паре ползун-стойка в каждый момент времени можно рассматривать как передачу сил в клиновой паре, поскольку во время работы рабочими поверхностями будут одна или две стороны ползуна. Наибольшие потери на трение будем иметь в случае, когда шатун находится в биссектрисиальной плоскости относительно двух рабочих сторон ползуна, т. е. когда имеем $N_1 = N_2$ (N_1 и N_2 — нормальные реакции на рабочих поверхностях). Исходя из этого, допустимые углы давления для некруглых ползунов целесообразно определять из условия

$$\operatorname{tg} \gamma_{\text{доп}}^{(\sigma)} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_{\text{доп}}^{(\sigma)}}{k}$$

Здесь $\gamma_{\text{доп}}^{(\sigma)}$ — допустимый угол давления при круглых ползунах; k — коэффициент конфигурации ползуна, определяемый из выражения

$$k = \frac{1}{\sin \frac{A}{2}}$$

где A — угол между сторонами направляющих ползуна. По сравнению с круглым ползуном, где допустимый угол давления принимаем по аналогии с кулачковым механизмом $\gamma_{\text{доп}}^{(\sigma)} = 60^\circ$, для прямоугольных ползунов $\gamma_{\text{доп}}^{(\sigma)} \approx 50-30^\circ$, а для треугольных — $\gamma_{\text{доп}}^{(\sigma)} \approx 40-30^\circ$. Следовательно, необходимо учесть, что конструктивное оформление пары ползун-стойка оказывает существенное влияние на выбор допустимого угла давления. Отметим, что и при консольном конструктивном оформлении, ввиду перекоса направляющих, силы трения значительно больше, нежели при

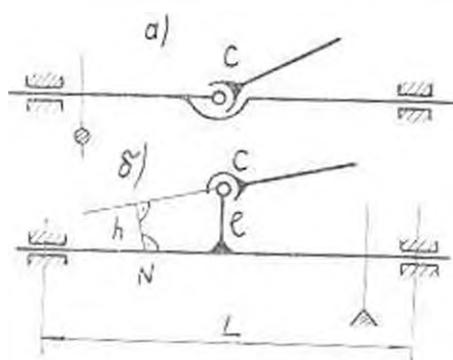


Рис. 3.

двустороннем расположении опоры. На заклинивание механизма влияет не только конструктивное оформление пары ползун-стойка, но и пары шатун-ползун. Конструктивное оформление пар ползун-стойка и шатун-ползун в виде, указанном на рис. 3, а, связано со значительными технологическими трудностями и не всегда возможно ввиду накладываемых на проектируемый механизм дополнительных требований. Поэтому указанные пары конструктивно

оформляют по схеме, изображенной на рис. 3, б. Величину выноса l шарнира C пары шатун-ползун при этом необходимо брать по возможности малой, так как от величины $h - l \cos \alpha$ (наикратчайшее расстояние между направлением движения ползуна и осью шатуна) зависят дополнительные потери на трение, вызываемые силой, стремящейся

повернуть ползун относительно направляющих в поперечном сечении. Длину направляющих между опорами ползуна L целесообразно брать из условия, чтобы основание N (рис. 3, б) наименьшего расстояния между осью и направлением движения ползуна находилось между опорами во всех положениях шатуна.

Максимальный угол давления при соблюдении указанных рекомендаций должен удовлетворять условию:

$$\gamma_{\max} < \arctg \left| \frac{1g \frac{1}{k_1}}{k_2} \right|,$$

где $k_1 = (1,2 + 1,3)k$ — коэффициент потерь, который необходимо учесть при конструктивном оформлении механизма.

Условие $\gamma_{\max} < \gamma_{\text{зад}}$ добивается путем варьирования входных параметров.

Ереванский государственный
университет

Поступило 13 XI.1970.

Ч. Б. ՇԱՀՐԱՉՅԱՆ, Վ. Մ. ԹԱՐՅԱՆ

ՏԱՐԱԽԱԿԱՆ ՇՈՒԹՏՎԻԿ-ՈՐՈՆԱԿԱՅԻՆ ՄԻՆԱՆՈՒԶՄԻ ԿԱՆԱԳՅՈՒՄԸ
ԵՎ ԿՈՐՄԻՍՏՆԵՐԻ ՓՈՔՐԱՅՈՒՆ ՈՐԻՇ ՇԱՐՅԵՐ

Ա Վ Փ Ո Փ Ա Վ

Հարգանքով արված են վերահիշյալ մեխանիզմի նոր տեղակայումով մուլ-տիմալ պարամետրներով նախադժման հիմնական բանաձևերը: Գիտված է նաև ուժերի փոխանցման հարցը: Ելնելով կինեմատիկական դույզերի կոնս-տրուկտիվ ձևավորումից, առաջարկվում է Մուլյատրիկի ճնշման անկյան ընտ-րումը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Левитский Н. И., Полухин В. П. К выбору осей координат и плоскостей проекций в пространственном четырехзвеннике. "Машиностроение", № 6, 1967.