ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտություններ, սերիա XXV, № 5, 1972 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. В. АМБАРЦУМЯНЦ

СИНТЕЗ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА ПЕРИОДИЧЕСКОГО ПОВОРОТА С РЕГУЛИРОВКОЙ ЧИСЛА ПОЗИЦИЙ

В современных технологических машинах широкое применение нашли механизмы периодического одностороннего поворота, в которых требуется получить несколько следующих одна за другой позиций ведомого звена с большим временем остановки за один оборот распределительного вала. В связи с изменением формы выпускаемой продукции часто возникает необходимость регулировать число позиций ведомого вала. В машинах-автоматах обычно применяются трехзвенные механизмы, обладающие рядом существенных недостатков [1]. Регулирование числа позиций у этих механизмов достигается заменой сменных шестерен или изменением длин подвижных звеньев [2], что связано с дополнительными трудностями. Применение же рычажных и зубчато-рычажных механизмов не давало ожидаемого результата, так как эти механизмы обеспечивают остановку ведомого звена на сравнительно малом угле поворота ведущего звена (равном 120 ÷ 130°). Дальнейшее увеличение угла выстоя достигается усложнением конструкции механизма, что приводит к резкому увеличению величин угловых скоростей и ускорений ведомого звена в период его вращения. Кстати говоря, вопросы регулирования числа позиций ведомого вала этих механизмов мало освещены.

В связи с этим рассмотрим решение задачи синтеза комбинированного зубчато-рычажного механизма периодического поворота в случае, когда заданы число позиций ведомого вала и величина угла выстоя (в пределах до 300°). Одновременно установим возможность регулирования числа позиций.

Выбираем в качестве базисного пятизвенный зубчато-рычажный механизм с остановкой ведомого коромысла FD (рис.1) на угле поворота кривошипа OA, равного $\Phi_в$ [3]. Звено FD жестко соединим со звездочкой муфты обгона, а ведомый вал — с обоймой этой муфты. С помощью полученного механизма можно получить большие углы выстоя, что обусловлено следующим. На угле поворота ведущего кривошипа $\varphi = \Phi_в$ звена FD неподвижно, а на угле поворота $\varphi = 2\pi - \Phi_в$ звено FD совершает качание. Совершенно очевидно, что в одном направлении вращения коромысла обойма муфты обгона вращается, а в другом направлении она неподвижна.

Обозначим через $\Phi_м$ угол поворота ведущего кривошипа, на котором обойма муфты обгона неподвижна, но коромысло FD вращается. Полная величина угла выстоя рабочего вала

$$\Phi = \Phi_п + \Phi_м. \qquad (1)$$

Значит, обойма муфты обгона вращается на угле поворота ведущего кривошипа OA, равного

$$\varphi = 2\pi - (\Phi_п + \Phi_м). \qquad (2)$$

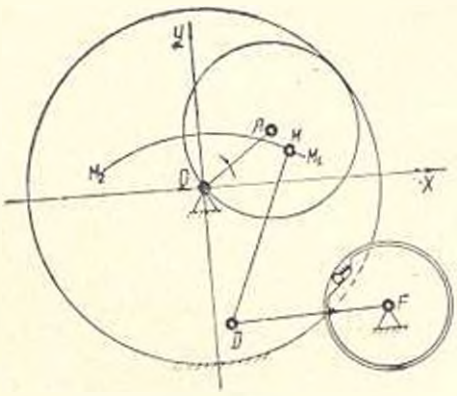

Рис. 1.

Из сказанного следует, что угол поворота ведомого вала полученного зубчато—рычажного механизма зависит от угла размаха коромысла FD. Следовательно, соответствующим выбором длины коромысла FD и его центра вращения можно получить заданное число позиций. Таким образом, решение задачи синтеза зубчато — рычажного механизма периодического поворота с заданным числом позиций ведомого вала и временем остановки следует произвести в два этапа, при которых определяются параметры пятизвенного зубчато—рычажного механизма (кроме длины ведомого коромысла) по заданному значению угла $\Phi_п$; определяются длина ведомого коромысла и положение его центра вращения, исходя из заданного числа позиций ведомого вала и угла выстоя Φ;

Параметры пятизвенного зубчато рычажного механизма были определены в [3]. Вкратце задача сводится к следующему. К сателлитной точке M и к точке F стойки трехзвенного планетарного механизма присоединяется трехшарнирная двухповодковая группа MDF (см. рис. 1). Принимается, что длина водила OA равна радиусу начальной окружности сателлита. При таком условии точки сателлита, не лежащие на его начальной окружности, описывают эллипсы. Причем, большая ось OX описываемого эллипса совпадает с положением водила OA, когда она образует прямую линию с отрезком AM, а малая ось OY проходит через центр шарнира. Участок сателлитной кривой $M_1 M_2$ (соответствующий заданному углу остановки $\Phi_п$) аппроксимируется дугой окружности, центр которой находится на оси OY. Если обозначить через r расстояние от точки M до центра шарнира O, то параметры указанной окружности таковы

$$x = \frac{2r}{1-\lambda}(1 + \sin\varphi_1); \qquad (3)$$

$$y = \frac{r\sqrt{(1-\lambda)^2 + 4\lambda^2(1+\sin\varphi_1)^2 + 0{,}5\lambda(1-\lambda)^2[(1+\sin\varphi_1)^2 + 4\sin\varphi_1]}}{1-\lambda}, \qquad (4)$$

где x — ордината центра D_0 аппроксимирующей окружности;

r — радиус аппроксимирующей окружности;

$$x = \frac{-\sin\gamma \pm \cos\gamma}{\cos(\varphi_1 - \gamma)}, \qquad (5)$$

где $\varphi_1 = \frac{1}{2}(\pi - \Phi_H)$.

Значением угла γ необходимо задаваться на основании неравенств

$$\gamma \geqslant \arcsin\left(\frac{1}{\sqrt{2}}\cos\varphi_1\right) \text{ и } \gamma \geqslant \frac{1}{2}\mu_g.$$

Здесь μ_g допускаемый угол передачи между звеньями MD и DF в момент начала движения последнего после его периодической остановки. Для этой схемы механизма величина угла $\Phi_H = 100 \div 120°$. Ведомое звено FD будет неподвижным, если принимать $MD = r$, а центр вращения звена FD выбрать так, чтобы траектория центра шарнира D проходила через центр D_0.

Перейдем к определению длины ведомого звена и положения его центра вращения. Пусть задана величина угла выстоя Φ, а число позиций ведомого вала механизма равна z. Вычерчиваем схему механизма по данным, полученным на первом этапе синтеза, в положении, соответствующем началу остановки, т. е. когда водило OA образует угол φ_1 с осью OX (рис. 2). Откладываем угол Φ от этого положения водила и тем самым находим положение водила OA_3, соответствующее концу остановки. Обозначим через M_3 положение сателлитной точки M, соответствующей концу остановки. Проведем эквидистантный эллипс[1] $l-l$ на расстоянии r от траектории точки M. Как отметили выше, угол остановки ведомого вала механизма складывается из двух слагаемых: угол остановки коромысла FD, когда точка M движется по участку M_1M_3; угол, на котором обоймы муфты еще неподвижна, хотя и коромысло вращается.

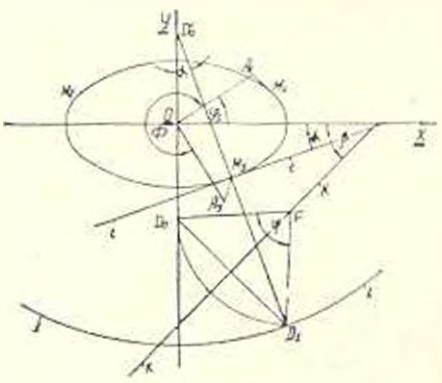

Рис. 2.

В работах [4,5] доказано, что если траектория центра шарнира D пересекает эквидистантный эллипс $l-l$, то ведомое звено FD будет коромыслом. Причем, одно крайнее положение центра шарнира D совпадает с точкой D_0, а второе находится на эллипсе $l-l$. Из этого

[1] На рис. 2 показана часть этого эллипса

следует, что при совпадении точки M с ее положением M_3 ведомое звено должно занимать второе крайнее положение (первым крайним положением является FD_0). Это положение найдем, если определим положение точки D на кривой $1-1$, соответствующее положению точки M_3. Для этого можно воспользоваться известными зависимостями между координатами точек эквидистантных кривых [1] или, что проще, следующим образом. Проведем нормаль к траектории точки M в точке M_3 до пересечения с осью OY (рис. 2). Обозначим через α угол, образованный проведенной нормалью и осью OY. Совершенно очевидно, что величина этого угла равна величине угла между касательной к кривой $1-1$ и осью OX, т. е. $\operatorname{tg}\alpha = -\left(\frac{dy}{dx}\right)_{M3}$. Учитывая, что уравнение траектории точки M имеет вид [3]:

$$\frac{x^2}{(1+\lambda)^2} + \frac{y^2}{(1-\lambda)^2} = 1,$$

окончательно получим

$$\operatorname{tg}\alpha = -\frac{x_{M3}}{y_{M3}}\left(\frac{1-\lambda}{1+\lambda}\right)^2, \qquad (6)$$

где x_{M3}, y_{M3} — координаты точки M_3.

Нормаль, проведенная в точке M_3, пересекается с эллипсом $1-1$ в точке D_1, которая и является вторым крайним положением центра шарнира D. Из рис. 2 следует, что

$$x_{D1} = x_{M3} + r\sin\alpha, \text{ а } y_{D1} = -(y_{M3} + r\cos\alpha),$$

где x_{D1}, y_{D1} — координаты точки D_1.

Поскольку $x_{M3} = (1+\lambda)\cos(\Phi + \varphi_1)$, а $y_{M3} = (1-\lambda)\sin(\Phi + \varphi_1)$, окончательно получим

$$x_{D1} = (1+\lambda)\cos(\Phi + \varphi_1) + r\sin\alpha;$$
$$y_{D1} = -[(1-\lambda)\sin(\Phi + \varphi_1) + r\cos\alpha]. \qquad (7)$$

Выражения (7) можно упростить, если участок эквидистантного эллипса $1-1$, где находится точка D_1, заменить дугой окружности радиуса r с центром в точке $D'_0(o,d)$ [4]. Тогда, как следует из рис. 2

$$\sin\alpha = -\frac{x_{M3}}{r}, \cos\alpha = \frac{d + y_{M3}}{r}$$

и выражения (7) принимают вид

$$x_{D1} = 2(1+\lambda)\cos(\Phi + \varphi_1);$$
$$y_{D1} = -[2(1-\lambda)\sin(\Phi + \varphi_1) + d]. \qquad (8)$$

Соединим точки D_0 и D_1 прямой и проведем в середине отрезка D_0D_1 перпендикуляр $K-K$. Если центр вращения ведомого звена расположить на прямой $K-K$, то всегда обеспечивается возможность перемещения

точки D из D_0 в D_1. Пусть указанный центр совпадает с точкой F (рис. 2). Из прямоугольного треугольника FGD_0 находим

$$f = \frac{D_0 D_1}{2 \sin \frac{1}{2} \psi},$$

где f — длина ведомого коромысла FD.

Величина отрезка $D_0 D_1 = \sqrt{x_{д1}^2 + (d - y_{д1})^2}$.

Положение точки F найдем, определив отрезок

$$GF = \frac{1}{2} D_0 D_1 \operatorname{ctg} \frac{1}{2} \psi.$$

Прямая $K - K$ образует с осью OX угол β, величину которого определим из выражения (рис. 2)

$$\operatorname{tg} \beta = -\frac{x_{д1}}{y_{д1} - d}.$$

Величина угла размаха

$$\psi = \psi_z = \frac{2\pi}{z},$$

где ψ_z — угол деления ведомого вала.

Так как точку F можно располагать на прямой $K - K$, то это дает возможность без изменения угла высоты Φ регулировать угол размаха коромысла ψ и тем самым регулировать число позиций ведомого вала. Как видно из рис. 2, величину угла ψ можно регулировать в пределах

$$0 < \psi < \pi.$$

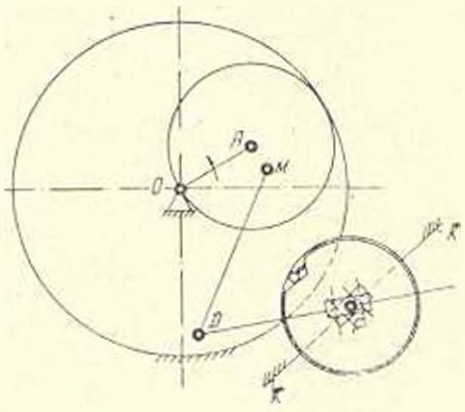

Рис. 3.

Схема такого механизма показана на рис. 3. Регулирование числа позиций необходимо произвести следующим образом.

Механизм приводится в положение, соответствующее началу остановки и фиксируется положение шатуна MD.

Ползуны 1 и 2 освобождаются (во время работы механизма ползун 1 жестко закрепляется с ведомым коромыслом FD, а ползун 2 — с неподвижной направляющей $K - K$. Ползун 2 перемещается по неподвижной направляющей на заданную величину и вновь закрепляется. Ползун 1 закрепляется с коромыслом FD, а шатун MD освобождается от фиксации.

При такой последовательности регулирования исключается необходимость определить длину ведомого коромысла FD.

Пример: определить параметры комбинированного зубчато — рычажного механизма при $\Phi = 240^0$; $z = 3$; $M_g = 60^0$.

Задаемся $\Phi_n = 100^0$. Принимаем $\gamma = 35^0$. По формулам (3), (4) и (5) находим

$$\iota = 0{,}2085; \ d = 0{,}8506; \ r = 1{,}6460.$$

По формуле (8) находим

$$x_{11} = 0{,}41960; \ y_{11} = -2{,}40954; \ D_0 D_1 = 1{,}61412; \ \psi_z = 120^0.$$

$$\text{Тогда } f = 0{,}93211; \ GF = 0{,}46608; \ \beta = 15^\circ 04'.$$

Проведенное кинематическое исследование полученного механизма показало, что отношения ω_{max}/ω и ε_{max}/ω (где ω_{max} и ε_{max} соответственно максимальные угловая скорость и угловое ускорение коромысла FD), характеризующие кинематику этого механизма, соответственно равны 2 и 7,1. Для трехпозиционного мальтийского креста внешнего зацепления эти же отношения, соответственно, равны 6,46 и 31,4 [1]. Анализ показывает, что кинематические характеристики предложенного механизма намного превышают кинематические характеристики мальтийского механизма с таким же числом позиций и величиной угла выстоя. Поэтому целесообразно применять предложенный механизм в замен мальтийских.

В заключение отметим, что для фиксации ведомого вала механизма в период его выстоя можно на этом же валу насадить другую обгонную муфту с обратным расположением паза звездочки.

Одесский ТИПП
им. М. Ломоносова

Поступило 28.III.1971.

Ռ. Վ. ՀԱՄԲԱՐՁՈՒՄՅԱՆ

ԳԻՐՔԵՐԻ ԹՎԻ ԿԱՐԳԱՎՈՐՈՒՄ ՓԱՐԲԵՐԱԿԱՆ ՇՐՋԱՆ ԱՏԱՄՆԱ-ԼԾԱԿԱՅԻՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՕԳՆՈՒԹՅԱՄԲ

Ամփոփում

Հոդվածում քննարկվում է հեռևող լծակի կանգառով ձգողակ ատամնալծակային մեխանիզմի և պտտ ընթացքի մեխանիզմի հաջորդական միացումից ստացված սխեմայի, որի նպատակն է ստանալ կանգառման մեծ անկյուններ (մինչև 300°), բանող լինակի գերբերի տրված թվի դեպքում։ Խնդիրը լուծվում է հետևյալ հաջորդականությամբ։ Նախ՝ որոշվում են ձգողակ ատամնա-լծակային մեխանիզմի անհայտ պարամետրերը՝ ելնելով սահեիտային կորի տրված հատվածը շրջանագծով մոտարկելու պայմանից, այնուհետև՝ ըստ կանգառման անկյան և բանող լինակի գերբերի թվի արժեքների տրված բազմանդամի որոշվում են հեռևող լծակի ու նրա պտտման կենտրոնի

կոորդինատները։ Մեխանիզմի առաջարկված սխեման հնարավորություն է ընձեռնում առանց փոփոխելու կանգառման անկյան մեծությունը սահուն կարգավորելու տանող լիսեռի պտույտների թիվը։ Հետևող լծակի պտտման կենտրոնը անշարժ ուղղակի ուղղորդիչի վրայով տեղաշարժելով։ Բերված է թվային օրինակ։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А.* Синтез плоских механизмов. Физматгиз, М., 1959.
2. *Шувалов В. Н.* Машины-автоматы и автоматические линии пищевой промышленности. Киев, 1966.
3. *Амбарцумянц Р. В.* Синтез пятизвенного зубчато-рычажного механизма с остановкой ведомого кривошипа. «Известия АН Арм. ССР, серия «Механика», № 3, т. XXIII, 1970.
4. *Амбарцумянц Р. В.* Синтез шестизвенного рычажного механизма периодического поворота с регулировкой величины угла выстоя. Известия АН Арм. ССР, серия «Механика», №4, т. XXIII, 1970.
5. *Амбарцумянц Р. В.* Синтез пятизвенного зубчато-рычажного механизма периодического поворота с регулированием величины угла выстоя. Тезисы докладов. Изд. «Энергия», М., 1970.