

Графики зависимости $Q = Q(\delta)$ для разных вертикальных нагрузок приведены на рис. 3, причем все эксперименты проводились при одном давлении воздуха в пневматике $p = 2,3 \text{ кгс/см}^2$.

Л и т е р а т у р а

1. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси. – Труды ЦАГИ, 1945, № 564. 2. Певзнер Я.М. О качении автомобильных шин при быстроменяющихся режимах увода. – "Автомобильная промышленность", 1968, № 6. 3. Левин М.А. Новая теория бокового увода колеса, приводящая к интегрально-разностным или дифференциально-разностным уравнениям. – В сб.: Мат-лы секции теор. и прикл. механики. 25 науч.-техн. конф. БПИ. Минск, 1969. 4. Левин М.А. Нестационарный увод колеса с учетом проскальзывания в области контакта. – В сб.: Мат-лы секции теор. и прикл. механики. 26 науч.-техн. конф. БПИ. Минск, 1970. 5. Левин М.А. Примеры определения условий самовозбуждения автоколебаний в системах с деформируемым колесом. – В сб.: Мат-лы секции теор. и прикл. механики. 26 науч.-техн. конф. БПИ. Минск, 1970. 6. Левин М.А. Зависимость тангенциальной реакции от псевдоскольжения при качении упругого колеса. – ДАН БССР, 1971, № 5. 7. Анислов Д.А. Экспериментальные зависимости по боковому уводу шин. – "Автомобильная промышленность", 1963, № 5.

В.П. Бадеев, Ш.Ф. Марголин

О МЕХАНИЗМАХ ДВИЖЕНИЯ ПО СЛОЖНОМУ ЗАКОНУ В ОДНОМ НАПРАВЛЕНИИ С ОСТАНОВКАМИ

Механизм подачи слоттера представляет собой сложный пространственный улиточный механизм, состоящий из кулачка барабанного типа, совершающего равномерное вращательное движение, и ведомого звена, которое выполняет неравномерное вращательное движение в одном направлении с остановкой. Диаграмма зависимости угла α поворота ведомого звена от угла φ поворота кулачка представлена на рис. 1, а (кривая α).

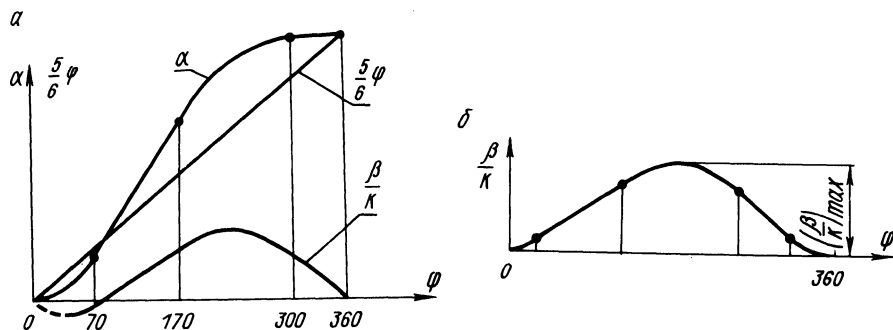


Рис. 1.

За полный оборот кулачка ведомое звено в соответствии с заданной диаграммой поворачивается на 300° ($5/6$ оборота).

Механизм слоттера, несмотря на свою внешне кажущуюся простоту, имеет существенные недостатки.

Главным недостатком механизма подачи слоттера, где ведущее звено представляет собой сложный кулачок барабанного типа большого диаметра (около 450 мм), является повышенный износ кулачка. Он выходит из строя после сравнительно небольшого срока работы. Другим недостатком является невозможность изготовления кулачка на наших отечественных станках без довольно сложного приспособления. Последним недостатком является высокая стоимость кулачка.

Все эти причины заставляют нас работать над новым механизмом, который может полностью заменить механизм подачи слоттера, сохраняя, естественно, заданный закон движения ведомого звена.

Механизм, кинематическая схема которого приведена на рис. 2, может полностью заменить механизм подачи слоттера, который представлен дифференциальным механизмом, состоящим в свою очередь из центрального колеса с внутренним зацеплением $2'$, сателита 3, водила Н и другого центрального колеса 4, жестко связанного с ведомым валом II. Центральное колесо $2'$ получает вращательное движение от ведущего вала I при помощи зубчатых колес 1 и 2 с внешним зацеплением, из которых первое жестко сидит на ведущем валу I, а второе жестко связано с колесом $2'$. Водило Н, являясь толкателем кулачкового механизма, получает возвратно-вращательное движение от плоского дискового кулачка К, который жестко сидит на ведущем валу I. Таким образом, закон вра-

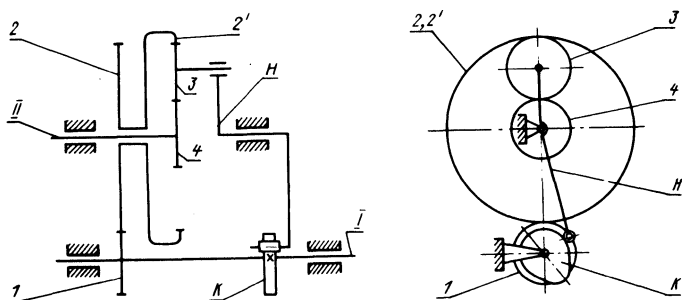


Рис. 2.

щательного движения центрального колеса 4 и вместе с ним ведомого вала II будет зависеть от вращательного движения колеса 2' и возвратно-вращательного движения водила Н, движение которым передается от ведущего вала I. Подбирая нужный профиль дискового кулачка, можно осуществить требуемое движение ведомого вала II.

Произведем кинематический расчет механизма.

Для дифференциального механизма можно написать

$$i_{24}^H = \frac{n_2 - n_H}{n_4 - n_H}, \quad (1)$$

где i_{24}^H — передаточное отношение от колеса 2' (2) к колесу 4 в предположении, что водило Н остановлено; n_2, n_4 и n_H — число оборотов соответствующих звеньев механизма.

Переходя от оборотов к углам, уравнение (1) можно переписать следующим образом:

$$i_{24}^H = \frac{\varphi_2 - \beta}{\alpha - \beta}, \quad (1a)$$

где φ_2 — угол поворота колес 2 и 2'; α — угол поворота ведомого звена (колеса 4 и вала II); β — угол поворота водила.

Величина i_{24}^H равна

$$i_{24}^H = - \frac{z_4}{z_{2'}}. \quad (2)$$

Выразим угол поворота φ_2 звена 2 через угол поворота ведущего звена I. Для этого обозначим

$$i_{21} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\varphi_2}{\varphi},$$

откуда

$$\varphi_2 = i_{21} \varphi.$$

Тогда уравнение (1, а) примет вид

$$i_{24}^H = \frac{i_{21} \varphi - \beta}{\alpha - \beta}. \quad (2a)$$

Определим из этого уравнения требуемый закон изменения угла β поворота водила. Решая уравнение относительно β , получим

$$\beta = \frac{1}{1 - i_{24}^H} (i_{21} \varphi - i_{24}^H \alpha). \quad (3)$$

Определим соотношение между передаточными отношениями i_{21} и i_{24}^H .

В соответствии с диаграммой, изображенной на рис. 1, а, имеем, что в начале цикла углы $\varphi = 0$ и $\alpha = 0$. Следовательно, согласно уравнению (3) и угол $\beta = 0$.

Из этой же диаграммы следует, что в конце цикла $\varphi = 360^\circ$ и $\alpha = 300^\circ$. Но конец одного цикла есть начало следующего. Следовательно, в конце цикла, как и в начале, $\beta = 0$. Тогда, подставляя эти значения в уравнение (3), получим

$$0 = \frac{1}{1 - i_{24}^H} (i_{21} \cdot 360 - i_{24}^H \cdot 300)$$

или

$$i_{21} = \frac{5}{6} i_{24}^H. \quad (4)$$

Тогда уравнение (3) примет следующий вид:

$$\beta = \frac{i_{24}^H}{1 - i_{24}^H} \left(\frac{5}{6} \varphi - \alpha \right). \quad (5)$$

Обозначим

$$\frac{i_{24}^H}{1 - i_{24}^H} = k. \quad (6)$$

Тогда

$$\beta = k \left(\frac{5}{6} \varphi - \alpha \right). \quad (5a)$$

Таким образом, угол поворота β водила пропорционален величине $\left(\frac{5}{6} \varphi - \alpha \right)$.

На рис. 1, а построены диаграммы $\frac{5}{6} \varphi = f(\varphi)$, $\alpha = f(\varphi)$ и диаграмма $\frac{\beta}{k} = f(\varphi)$, как разность первых двух (величина k при этом принята отрицательной).

На рис. 1, б диаграмма $\frac{\beta}{k} = f(\varphi)$ построена отдельно. На ней изменена система отсчета углов φ и $\frac{\beta}{k}$. Последняя принята от одного из крайних положений водила.

По этой диаграмме следует строить профиль дискового кулачка.

Максимальная ордината диаграммы $\left(\frac{\beta}{k} \right)_{\max}$ есть величина пропорциональная углу размаха водила. Расчеты показали (мы их здесь не приводим), что эта величина равна

$$\left(\frac{\beta}{k} \right)_{\max} = 102^\circ.$$

Выберем величину i_{24}^H и соответственно величины i_{24}^H , k и $\beta_{\max}$. В табл. 1 приведены различные значения i_{24}^H и соответствующие им значения i_{21} и k , подсчитанные по формулам (4) и (6), а также значения углов $\beta_{\max}$, подсчитанные по формуле

$$\beta_{\max} = k \left(\frac{\beta}{k} \right)_{\max}. \quad (7)$$

Из табл. 1 видно, что механизмы с положительным значением i_{24}^H не могут удовлетворить требованиям конструкции, так как они требуют большого угла размаха водила, что трудно осуществимо кулачковым механизмом. Кроме того, это требует усложнения дифференциального механизма.

На нашей схеме (рис. 2) величина i_{24}^H является отрицательной. Из отрицательных величин, наиболее приемлемой, пожалуй, является величина $i_{24}^H = -\frac{1}{3}$, так как при этой вели-

Таблица 1

i_{24}^H	i_{21}	k	$\beta_{\max}$
- 1	$-\frac{5}{6}$	$-\frac{1}{2}$	51°
$-\frac{1}{2}$	$-\frac{5}{12}$	$-\frac{1}{3}$	34°
$-\frac{1}{3}$	$-\frac{5}{18}$	$-\frac{1}{4}$	$25,5^\circ$
$-\frac{1}{4}$	$-\frac{5}{24}$	$-\frac{1}{5}$	$20,4^\circ$
$+\frac{1}{4}$	$+\frac{5}{24}$	$+\frac{1}{3}$	34°
$+\frac{1}{3}$	$+\frac{5}{18}$	$+\frac{1}{2}$	51°
$+\frac{1}{2}$	$+\frac{5}{12}$	$+ 1$	102°

чине вполне допустимы и угол размаха водила $\beta_{\max} = 25,5^\circ$,
и передаточное отношение $i_{21} = \frac{5}{18}$.

Остановившись на этих величинах, количество зубьев зубчатых колес можно принять равными: $z_1 = 20$, $z_2 = 72$, $z_{2'} = 72$, $z_3 = 24$, $z_4 = 24$. Легко проверить, что эти количества зубьев удовлетворяют выбранному варианту.

В ы в о д

Импортный механизм подачи слоттера, несмотря на свою внешне кажущуюся простоту, обладает целым рядом недостатков: сильно изнашивается, труден в изготовлении, очень дорог.

Предлагаемый нами механизм, заменяющий механизм подачи слоттера, устраняет эти недостатки, полностью сохраняя при этом требуемый закон движения ведомого звена. Он состоит из простого дифференциального механизма, водило которого является толкателем плоского кулачкового механизма, выполнение которых не представляет большого труда.