

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Э. С. СААКЯН

К ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМУ ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПРИВЕДЕННОГО
 МОМЕНТА ИНЕРЦИИ МЕХАНИЗМОВ

1. При динамическом исследовании механизмов в уравнение движения звена приведения входит функциональная зависимость $J_n = J_n(\varphi)$, где φ — угол поворота звена приведения, которая рассчитывается графо-аналитическим, реже аналитическим методами. Для определения $J_n(\varphi)$ необходимы либо чертежи всех звеньев механизма, либо полная разборка механизма для определения масс и моментов инерции звеньев. Кроме того, в случае пространственных механизмов очень усложняется техника расчета. Большими преимуществами, в этом отношении, обладают экспериментальные методы определения зависимости $J_n(\varphi)$. В литературе имеются описания нескольких способов экспериментального определения J_n . Известны несложные способы определения усредненных значений $(J_n)_{ср}$ [1, 2], использующие наблюдения за выбегом механизма. В этих же работах приводится более точный, но довольно трудоемкий и сложный способ определения зависимости $J_n(\varphi)$. С этой целью проводится одновременное измерение крутящего момента и угловой скорости при разбеге механизма до установившегося режима движения. В работе [3] рассматривается метод определения приведенного момента инерции сельскохозяйственных машин. Для этой цели используется массивный маховик, который после сообщения ему определенной кинетической энергии, отсоединяется от электродвигателя и подключается к исследуемой машине. При этом снимаются торсиограммы отметчика времени, отметчика числа оборотов маховика и главного пера торсиографа. Кропотливая обработка полученных данных графическими методами, как показали наши исследования, все же не могут гарантировать высокую точность при расчете зависимости $J_n(\varphi)$. Оригинальный метод определения $J_n(\varphi)$ предложен в работе [4], где исследуемый механизм дополняется пружинным маятником и рассматривается полученная колебательная система с одной степенью свободы. Вычисляя частоту собственных колебаний этой системы для разных относительных положений звена приведения и маятника, имеется возможность по формуле, полученной автором, определить зависимость $J_n(\varphi)$. Недостатком этого метода является то, что он применим к механизмам с совершенными

кинематическими парами, т. е. с кинематическими парами, в которых минимальны зазоры и силы трения, возникающие в процессе колебания.

1. Предлагаемый нами метод определения $J_n(\varphi)$ лишен вышеуказанных недостатков. Высокая точность, достигаемая при этом даже для очень несовершенных механизмов, в сочетании с простотой экспериментальной установки и несложной обработкой полученных данных, выгодно отличают его от существующих.

Суть метода основывается на применении известной идеи определения моментов инерции тел с помощью падающего груза.

Рассмотрим звено приведения I произвольного механизма (рис. 1), на которое насажен шкив 2. Через шкив, посредством гибкой нерастяжимой нити 3, перекинута груз 4, приводящий звено приведения в движение. Уравнение движения груза запишется в виде:

$$m \ddot{y} = mg - S,$$

но $y = r\varphi$, поэтому

$$mr\ddot{\varphi} = mg - S$$

или

$$mr\omega \frac{d\omega}{d\varphi} = mg - S, \quad (1)$$

где m — масса груза; ω — угловая скорость звена приведения; S — натяжение в нити; r — радиус шкива.

Для звена приведения механизма имеем:

$$\frac{1}{2} \frac{d}{d\varphi} (J_n \omega^2) - Sr = M_t \pm M_n, \quad (2)$$

где M_t — приведенный момент трения в кинематических парах механизма; M_n — приведенный момент сил весов звеньев механизма.

Подставив значение S из (1) в (2), получим

$$\frac{1}{2} \frac{d}{d\varphi} (J_n \omega^2 + mr^2 \omega^2) - mgr = M_t \pm M_n.$$

откуда

$$(J_n + mr^2)\omega^2 = 2mgr\varphi - 2 \int (M_t \pm M_n) d\varphi. \quad (3)$$

Для исключения неизвестной величины $2 \int (M_t \pm M_n) d\varphi$ поступаем следующим образом. Механизм приводим в движение сначала грузом m_1 , а затем грузом m_2 . При втором разгоне изменяем радиус

шкива r_1 на r_2 с тем, чтобы выполнялось условие $m_1 r_1 = m_2 r_2$. Из (3) получим для этих случаев уравнения:

$$\left. \begin{aligned} (J_0 + m_1 r_1^2) \omega_1^2 &= 2m_1 g r_1 \varphi - 2 \int_0^{\varphi} (M_r \pm M_n) d\varphi, \\ (J_0 + m_2 r_2^2) \omega_2^2 &= 2m_2 g r_2 \varphi - 2 \int_0^{\varphi} (M_1 \pm M_n) d\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

На основании (4) получим*

$$(J_0 + m_1 r_1^2) \omega_1^2 = (J_0 + m_2 r_2^2) \omega_2^2,$$

откуда

$$J_0 = \frac{m_2 r_2^2 \omega_2^2 - m_1 r_1^2 \omega_1^2}{\omega_1^2 - \omega_2^2},$$

с учетом же соотношения $m_1 r_1 = m_2 r_2$

$$J_0 = \frac{m_1 r_1 (r_2 \omega_2^2 - r_1 \omega_1^2)}{\omega_1^2 - \omega_2^2}. \quad (5)$$

Здесь ω_1 и ω_2 —значения угловых скоростей при одних и тех же углах поворота φ , но разных величинах грузов m_1 и m_2 , разгоняющих звено приведения механизма.

3. Как видно из (5), точность определения величин J_0 зависит от точности определения угловых скоростей ω_1 и ω_2 . Причем, структура выражения (5) такова, что малейшая неточность при определении ω_1 и ω_2 приводит к значительным погрешностям искомой величины J_0 . По этой причине обычные экспериментальные методы определения угловых скоростей: определение с помощью датчика углов поворота зависимостей $\varphi = \varphi_1(t)$ и $\varphi = \varphi_2(t)$ с последующим графическим дифференцированием их, а так же непосредственное определение зависимостей $\omega = \omega_1(t)$ и $\omega = \omega_2(t)$ с помощью генераторных датчиков, — оказываются неприемлемыми из-за ограниченной точности.

Для этой цели нами был использован датчик следующей конструкции (рис. 2). На алюминиевом диске 1, посаженном на звено приведения, с высокой точностью, через каждые 15° выполнены прорезы 2, заполненные электроизоляционным материалом. Угловая протяженность прорезы равна 1° . Фиксируя на фотоленте осциллографа МПО-2 (с помощью контактного прерывателя 3 и отметчика времени 6 с частотой 5000 гц) время поворота диска 1 на угловую протяженность прорезы 2, после соответствующей обработки осциллограммы получаем средние угловые скорости $(\omega_{cp})_1, (\omega_{cp})_2, \dots, (\omega_{cp})_{24}$ прохождения изо-

* Незначительным изменением величины M_1 при разгоне первым и вторым грузами пренебрежем.

лированных прорезей диска относительно неподвижного контакта Э.

$$(\omega_{\text{ср}})_i = \frac{0,0174}{00002n_i} = \frac{87}{n_i}, \quad (6)$$

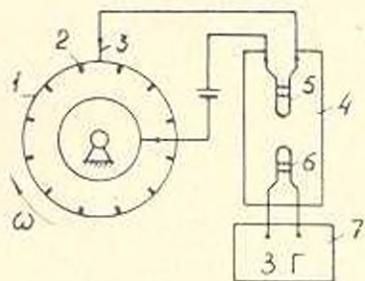
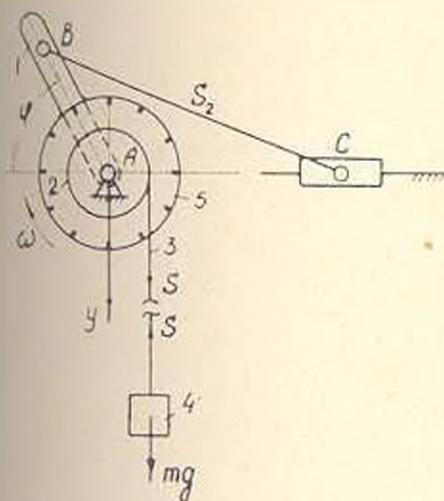


Рис. 1. Кинематическая схема механизма с устройством для разгона

Рис. 2. Электрическая схема включения датчика углов поворота шерна привода и отметчика времени (7—звуковой генератор)

где n_i —число штрихов отметчика на осциллограмме (рис. 3) при прохождении i -ой прорези. Учитывая, что время прохождения i -ой прорези составляет величину порядка $0,0002 \text{ сек}$ и менее при общем времени первого оборота, равном приблизительно $0,3 \text{ сек}$, можно с

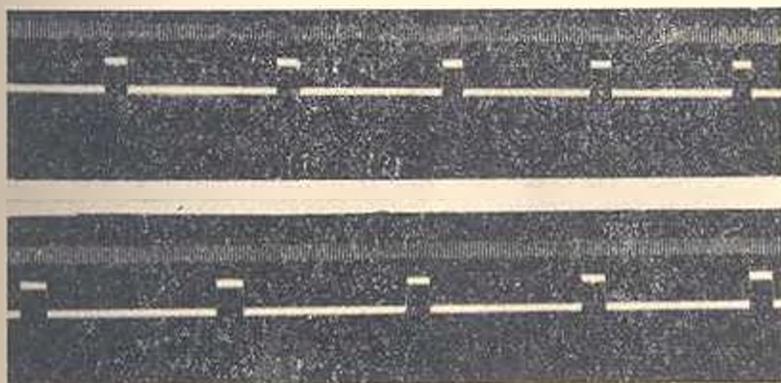


Рис. 3. Фрагменты осциллограмм углов поворота шерна привода при разном первом и втором грузах

незначительной погрешностью принять $(\omega_{\text{ср}})_i = \omega_i$, где ω_i —действительная угловая скорость шерна привода при прохождении i -ой прорези. Таким образом, в процессе обработки осциллограмм, полученных

при разгоне механизма одним и другим грузами, получаем парные значения ω_1 и ω_2 , подставив которые в (5), определяем величины $(J_n)_1$, $(J_n)_2, \dots, (J_n)_{12}$. В табл. 1 приведены значения J_n для кривошипно-ползунного механизма (рис. 1), определенные с использованием планов скоростей $(J_n)_1$ и экспериментальным путем $(J_n)_э$ (параметры кривошипно-ползунного механизма: $l_{AB} = 30$ мм; $l_{BC} = 140$ мм; $l_{CD} = 63$ мм; $J_A = 143$ г. мм. сек²; $J_B = 430$ г. мм. сек²; $m_{BC} = 0,092$ г. мм⁻¹. сек²; $m_{полз} = 0,144$ г. мм⁻¹. сек²). Там же приведен процент расхождения этих величин:

$$\delta = \frac{(J_n)_1 - (J_n)_э}{(J_n)_1} \cdot 100 \%,$$

Таблица 1

φ	180	210	240	270	330	360	0	30	60	90	120	150
$(J_n)_1$	204	258	342	355	293	230	205	230	293	355	342	258
$(J_n)_э$	215	222	301	307	250	212	180	187	266	318	310	225
$\delta, \%$	10	14	12	14	15	8	12	19	9	10	9	13

Ереванский политехнический институт им. К. Маркса

Поступило 20.III.1972

Է. Ս. ՍԱՅԱԿՅԱՆ

ՄԵԿԱՆԻԿԱԿԱՆ ԲԵՐՈՎԱՆ ԻՆՆԵՐՅԻՎԱՅԻ ՄՈՐԿԵՆՏԻ ՓՈՐՁԱՐԱՐԱԿԱՆ ՈՐՈՇՄԱՆ ՎԵՐԱԲԵՐՅԱԼ

Ա. մ. փ. փ. փ. փ.

Հոդվածում քննարկվում է մեխանիզմի բերված իններցիայի մոմենտի և բերման օդակի պատման սնկյուն միջի եղանակով կախումը փորձարարական եղանակով որոշելու հնարավորությունը: Առաջարկված մեթոդի հիմքում ընկած է մեխանիզմը երկու բևեռով թափառեցնելու դադարաբաշխումը:

ЛИТЕРАТУРА

1. Дмитриевский А. А. Экспериментальное определение текущего значения приведенного момента инерции машин. Труды ВЗМИ, № 1, 1954.
2. Раевский И. П. Датчики механических параметров машин. МП СССР, 1959.
3. Турбин Б. П. Экспериментальное определение приведенных моментов сельскохозяйственных машин. Сборник трудов по сельскохозяйственной механике. Том 2. Сельхозгиз, 1954.
4. Овсикьян Л. Г. Экспериментальное определение приведенного момента инерции механизмов. Сборник научных трудов ВЗМИ. Выпуск IX, 1969.