

К. В. ТИР

## ПРИБЛИЖЕННЫЙ АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДА МАШИН-АВТОМАТОВ

### ПОСТАНОВКА ВОПРОСА

Существующие графоаналитические методы расчета механизмов привода машин-автоматов громоздки и неточны.

Для современных сложных полиграфических машин-автоматов, в состав которых нередко входят десятки исполнительных механизмов, претерпевающих в процессе проектирования по несколько вариантов компоновки, не представляется возможным обеспечить точные расчеты одновременно с ходом проектирования.

Это отрицательно сказывается на качестве проектных работ.

Ниже предлагается метод приближенного аналитического расчета механизмов привода машин-автоматов, который, в конечном счете, дает более высокую точность результатов, чем существующие методы и вместе с тем менее трудоемок.

Все дальнейшие расчеты базируются на использовании кинематических позиционных безразмерных коэффициентов [7, 8], представляющих для каждого из законов периодического движения и каждой относительной фазы цикла  $\left(k = \frac{t}{T}\right)$  совершенно определенные числовые величины.

Здесь  $T$  — продолжительность периода цикла однозначных перемещений,  $t$  — время, отсчитываемое от начала цикла. Угловая скорость главного вала во всех последующих расчетах принята постоянной ( $\omega$ ).

Обозначения позиционных кинематических безразмерных коэффициентов таковы:

- а) перемещений:  $a_k = \frac{s}{S}$ , где  $s$  — частное поступательное перемещение исполнительного органа, а  $S$  — его ход (размах);
- б) скоростей:  $b_k = \frac{V}{ST^{-1}}$ , где  $V$  — скорость поступательного перемещения исполнительного органа;
- в) ускорений:  $c_k = \frac{a}{ST^{-2}}$ , где  $a$  — ускорение поступательно движущегося исполнительного органа.

Для исполнительных органов, совершающих качательное движение, можно использовать те же формулы, понимая под  $s$ ,  $v$  и  $a$  дуговые перемещения, тангенциальные скорости и ускорения.

При этом следует пользоваться также и соответственно приведенной массой движущихся органов.

Используя, в соответствии с законом сохранения и превращения энергии, равенство:

$$M_{кр} \omega \eta_{\Sigma} = (P_{ст} + P_{ин}) v, \quad (1)$$

где  $M_{кр}$  — крутящий момент на главном валу;

$\eta_{\Sigma}$  — суммарный коэффициент полезного действия исполнительного механизма;

$P_{ст}$  — проекция суммы статических сил, действующих на ведомый исполнительный орган, на направление его скорости движения (приведенная статическая сила);

$P_{ин}$  — проекция силы инерции ведомой массы на то же направление, можно записать

$$M_{кр} = \frac{(P_{ст} + P_{ин})v}{\omega \eta_{\Sigma}} = \frac{(p + c_k) b_k m S^2}{\eta_{\Sigma}} = \frac{u_k}{\eta_{\Sigma}} \frac{m S^2}{\varphi_y T^2}, \quad (2)$$

где  $p = \frac{P_{ст}}{m S T^{-2}}$  (число Ньютона);

$m$  — соответственно приведенная масса;

$\varphi_y = \omega T$  — угол поворота главного вала, соответствующий периоду цикла однозначных перемещений;

$u_k = (p + c_k) b_k$  — безразмерный позиционный коэффициент крутящих моментов на главном валу (и мощностей), зависящий от величины числа Ньютона, закона периодического движения и фазы цикла [7, 8].

Крутящие моменты на приводном валу, несущем маховик, имеют значения

$$M_{пр} = \frac{M_{кр}}{i_{\Sigma} \cdot \eta_{пр}} = \frac{u_k}{\eta_{\Sigma} \cdot \eta_{пр}} \cdot \frac{m S^2}{\eta_y i_{\Sigma} T^2}, \quad (3)$$

где  $i_{\Sigma}$  — передаточное число от приводного к главному валу;  $\eta_{пр}$  — к.п.д. этой передачи.

Для упрощения расчетов можно принять к.п.д. постоянным, хотя он для механизмов, преобразующих равномерное вращательное движение в поступательное, существенно изменяется на протяжении цикла.

При необходимости уточненных расчетов можно воспользоваться данными об  $\eta(\alpha)$ , например, из работы [11], определив предварительно  $\alpha(\kappa)$ .

В формуле (3) два множителя:

а) безразмерный множитель  $\frac{u_k}{\eta_{\Sigma} \cdot \eta_{пр}}$ , являющийся функцией позиций механизма (фазы цикла); геометрической схемы механизма, преобразующего равномерное вращательное движение в неравномерное периодическое: характера изменения и величины действующих статических сил;

б) размерный (масштабный) множитель  $\frac{m S^2}{\eta_y i_{\Sigma} T^2}$ , неизменный для заданного механизма и независимый от заданного закона перемещений.

Если масштабный множитель равен единице, то безразмерный множитель является модулем крутящего момента в заданной системе мер, при заданной схеме (влияющей на  $\eta_{\Sigma}, \eta_{np}$ ), заданном законе движения и изменениях чисел Ньютона (отражаемом величинами  $u_{\kappa}(\kappa)$ ).

Для упрощения расчетов на кафедре полиграфических машин УПИ под руководством автора составлены предвычисленные таблицы  $u_{\kappa}(p, \kappa)$  для наиболее распространенных законов периодического движения с интервалом относительного времени 0,05 для ряда значений  $p$ .

Интерполяции дают возможность решать практически любые задачи с использованием имеющихся таблиц.

Описанный автором в его диссертационной работе [7] метод использования позиционных безразмерных коэффициентов для расчета крутящих моментов на валу кулачков, а также некоторые другие выводы, позже нашли отражение в интересном учебном пособии, составленном проф. Н. И. Левитским [3]. Затем этот метод вошел и в книгу М. Л. Орликова [4] уже со ссылкой на работу [3].

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТНЫХ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ НА ГЛАВНОМ ВАЛУ

На основании цикловой диаграммы определяем величины углов поворота главного вала, соответствующие рабочему ходу (удалению) и холостому ходу (приближению) исполнительного органа, а также фазы начала удаления и приближения.

После подсчета  $\varphi_y$  (в радианах), размаха исполнительного органа  $S$  (в м), продолжительности цикла однозначных перемещений (удаления или приближения)  $T = \frac{\varphi_y}{\omega}$  (в сек.), приведенной массы  $m$  (в кг сек<sup>2</sup>/м) определяем масштабы перехода.

$M_{ог} = \frac{mS^2}{\varphi_y T^2} = \frac{mS^2 \omega^2}{\varphi_y^3}$  для главного вала (или, соответственно,  $M_{оп} = \frac{m_i S_i^2 \omega^2}{i_{\Sigma}^3 \varphi_y^3}$  для приводного вала).

Далее, определив масштаб перехода для сил  $m \cdot S \cdot T^{-2}$ , находим числа Ньютона для тех позиций, для которых имеются табличные значения  $u_{\kappa}$ :

$$p_0 = \frac{P_{см \cdot 0}}{m S T^{-2}}, p_1 = \frac{P_{см \cdot 1}}{m S T^{-2}}, \dots, p_n = \frac{P_{см \cdot n}}{m S T^{-2}}.$$

Выбрав по таблицам, с учетом значения чисел Ньютона  $p_i$ , для каждой из позиций значения коэффициентов  $u_{\kappa}$ , находим позиционные величины частных крутящих моментов

$$M_{кр \cdot i} = \frac{u_{\kappa}}{\eta_{\Sigma}} \cdot M_{ог} \quad (4)$$

— для главного вала

и

$$M'_{кр \cdot i} = \frac{u_{\kappa}}{\eta_{\Sigma} \cdot \eta_{np}} \cdot M_{оп}$$

— для приводного вала в периоды удаления и приближения.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СУММАРНЫХ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ НА ГЛАВНОМ ВАЛУ

После подсчета частных крутящих моментов для отдельных механизмов целесообразно нанести их значения в одном масштабе на диаграмму крутящих моментов на главном валу, откладывая соответственно ординаты частных моментов по углам поворота главного вала с учетом цикловой диаграммы, определяющей начало и конец отдельных циклов.

Алгебраическое суммирование всех ординат для каждой фазы цикла определяет ординаты суммарных крутящих моментов на главном валу в выбранном масштабе  $\mu_m$  (кгм/мм).

Естественно, что можно алгебраически суммировать величины крутящих моментов, не прибегая к графическому построению диаграммы крутящих моментов, однако, как показывает опыт, необходимые аналитические интерполяции являются громоздкими, по сравнению с наглядными и простыми графическими интерполяциями, используемыми при приведении частных крутящих моментов к обобщенным координатам (обычно к углам поворота главного вала через  $10^\circ$ , т. е. к 36 позициям).

Диаграмма суммарных крутящих моментов на главном валу, полученная описанным путем без помощи громоздких и дающих сравнительно малую точность вычислений графических методов определения приведенных сил и моментов, учитывает и потери на трение в кинематических парах, благодаря учету к.п.д. передаточных механизмов.

В большинстве случаев для определения приведенной массы при рекомендуемой методике достаточно ограничиться статическим размещением масс. Значительное удобство в этом случае представляет то обстоятельство, что в масштабе перехода приведенная масса ( $m$ ) является постоянной величиной — массой исполнительного органа, найденной при статическом размещении. Это устраняет необходимость кропотливого и громоздкого подсчета кинетически приведенных масс.

Приведение масс к главному валу достигается самим использованием безразмерных коэффициентов крутящих моментов ( $u_k$ ), представляющим аналитическую интерпретацию известного метода жесткого рычага Н. Е. Жуковского.

Приближенность рекомендуемого метода заключается в допущении, что угловая скорость главного вала постоянна; в использовании метода статического размещения масс, который, при необходимости, может быть заменен и более точными кинетостатическими методами.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Для всех дальнейших расчетов необходимо определить средний крутящий момент на главном валу.

По диаграмме суммарных крутящих моментов на главном валу определяем их величины через каждые  $10^\circ$  поворота вала, т. е. для 36 позиций ( $M_1, M_2, \dots, M_{36}$ ).

Величину среднего крутящего момента находим как среднее арифметическое из суммы ординат

$$M_{cp} = \frac{M_1 + M_2 + \dots + M_q}{q} \text{ [кгм]}, \quad (5)$$

где  $q$  — число интервалов (36 — если значения взяты через  $10^\circ$ , 24 — через  $15^\circ$ ; 20 — через  $18^\circ$  и т. д.).

Зная средний крутящий момент на главном валу, определяем необходимую мощность электродвигателя

$$N_{л.с.} = \frac{M_{ср} \cdot n}{716,2 \eta_{пр}} \text{ (л. с.)} \text{ или } N_{квт} = \frac{M_{ср} \cdot n}{975 \eta_{пр}} \text{ (квт)}, \quad (6)$$

где  $n$  — число оборотов главного вала в минуту;

$\eta_{пр}$  — к.п.д. передаточных механизмов от электродвигателя к главному валу.

### РАСЧЕТ МАХОВИКА

Определив средний крутящий момент на главном валу, проводим на диаграмме крутящих моментов  $M_{кр}(\varphi)$  горизонталь на уровне ординаты  $M_{ср}$  (рис. 1) в масштабе диаграммы.

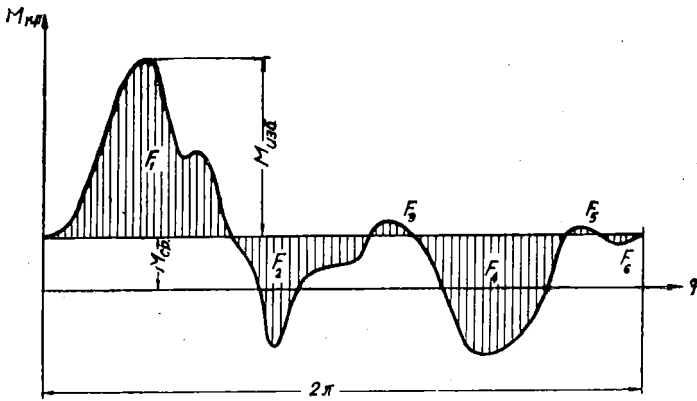


Рис. 1. Диаграмма  $M_{кр}(\varphi)$  с проведенной линией  $M_{ср}$ .

При этом площади  $F_1, F_2, F_3, F_4, \dots$ , как известно, выражают в масштабе диаграммы избыточные работы ( $A_i$ ), причем  $A = F_1 \cdot \mu_m \cdot \mu_\varphi$  (кГм) и т. д.

Масштаб ординат (крутящих моментов) был выбран при нанесении результатов вычислений на диаграмму

$$\mu_m = \frac{M_{кр}}{y} \text{ (кГм/мм)},$$

где  $\bar{y}$  — ордината (в мм), выражающая на диаграмме данный  $M_{кр}$ .

Масштаб углов поворота главного вала ( $\mu_\varphi$ ) определяется отношением

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{l} \text{ (1/мм)},$$

где  $l$  — база диаграммы (в мм), выражающая на ней полный цикл (поворот главного вала на  $360^\circ$ , т. е. на угол  $2\pi$  в радианах).

Планиметрируя площадки  $F_1, F_2, F_3 \dots$ , т. е. определяя их площади в  $\text{мм}^2$ , находим соответствующие избыточные работы:

$$A_1 = \bar{F}_1 \cdot \mu_A; A_2 = \bar{F}_2 \cdot \mu_A; A_3 = \bar{F}_3 \cdot \mu_A \text{ и т. д. (кГм)},$$

где  $\mu_A = \mu_m \cdot \mu_\varphi$  — масштаб работы (кГм/мм<sup>2</sup>).

По величине абсолютно большей избыточной работы ( $A_{изб. max}$ ) производится расчет момента инерции масс маховика ( $I_m$ ) на основании известной формулы [1]

$$I_m \cong \frac{A_{изб. max}}{\omega_m^2 \delta} \quad (\text{кгм/сек}^2), \quad (7)$$

где  $\omega_m$  — угловая скорость маховика (1/сек);  
 $\delta$  — коэффициент неравномерности хода.

Задаваясь геометрическими пропорциями маховика (рис. 2), определяем его диаметр [2]

$$D_m \cong \sqrt[5]{\frac{4g I_m}{1000 \cdot \pi \gamma \beta \xi}} \quad (\text{м}), \quad (8)$$

где  $\gamma$  — удельный вес материала маховика в  $\text{т/м}^3$ ;

$\beta = \frac{b}{D_m}$  — отношение ширины обода к диаметру маховика;

$\xi = \frac{h}{D_m}$  — отношение высоты сечения обода к диаметру маховика  $D_m$ ;

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ .

Подставив (7) в (8) и заменив  $\omega_m = \frac{\pi n_m}{30}$ , где

$n_m$  — число оборотов маховика, произведя элементарные преобразования, для чугунных маховиков найдем

$$D_m \cong 0,7 \sqrt[5]{\frac{A_{изб. max}}{\delta n_m^2 \beta \xi}} \quad (\text{м}). \quad (9)$$

Соответственно определяется ширина обода  $b = \beta D_m$  и высота его сечения  $h = \xi D_m$  (м).

Если считать геометрические параметры маховика ( $\beta$ ,  $\xi$ ) заданными, то, как следует из [9], его размеры, а следовательно, и металлоемкость можно сократить увеличением числа оборотов  $n_m = i_2 n$ , за счет увеличения передаточного числа ( $i_2$ ) между приводным и главным валами; всемерным сокращением величины максимальной избыточной работы  $A_{изб. max}$ .

#### ПУТИ СНИЖЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ ИЗБЫТОЧНОЙ РАБОТЫ

Рассматривая схему диаграммы  $M_{кр}(\varphi)$ , представленной на рис. 1, заметим, что избыточные работы возрастают там, где периодически относительно увеличиваются абсолютные величины суммарных крутящих моментов на главном валу.

Однако эти суммарные крутящие моменты являются алгебраической суммой частных крутящих моментов, растущих при повышении интенсивности передачи энергии исполнительным механизмам, что ясно из формулы (2). Возрастанию суммарных моментов способствует также синхронная работа нескольких силовых исполнительных механизмов, когда пики ряда крутящих моментов суммируются.

Отсюда следуют выводы:

1) необходимо стремиться к выбору законов периодического движения, обеспечивающих при заданных условиях снижение пиков частных крутящих моментов;

2) там, где возможно, нужно равномернее распределять по циклу фазы, соответствующие пикам частных крутящих моментов отдельных исполнительных механизмов (характерный пример — угловые смещения кривошипов коленчатого вала многоцилиндрового V-образного двигателя внутреннего сгорания).

### АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВЫБОРА ЗАКОНОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДВИЖЕНИЯ НА ПИК КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Сравним безразмерные коэффициенты пика крутящего момента, одновременно являющиеся и коэффициентами пика мощности;

$$U = |u_k|_{\max} = |(p + c_k) b_k|_{\max}, \quad (10)$$

для различных законов периодического движения, при различных заданных типичных функциях  $p(k)$ , где  $p = \frac{P_{cm}}{mST^2}$  — число Ньютона.

Абсолютные величины пиков крутящих моментов, как было указано выше, определяются в соответствии с формулами (4).

*Первый типичный случай:*  $p \rightarrow 0$ .

Это чисто динамический случай нагружения, когда величина статических сил по сравнению с величиной сил инерции ничтожна.

В этом случае, в соответствии с [8]:

$$U_0 \rightarrow |c_k b_k|_{\max} = D, \quad (11)$$

где  $D$  — коэффициент кинетической мощности, имеющий для каждого закона периодического движения совершенно определенную величину.

Значения коэффициентов  $D = U_0$ , исследованные автором [7, 9, 10], приведены для ряда типичных законов в таблице 1.

*Второй типичный случай:*  $p(k) = \text{const}$  ( $p \neq 0$ ).

Анализ значений  $U_p = |(p + c_k) b_k|_{\max}$  для ряда законов и значений  $p$  приводит к следующим результатам<sup>1</sup> (таблица 1), отражающим исследования  $u_k(p, k)$ , подобные представленным на рис. 3 семействам графиков для закона  $K$  и ряда значений  $p$ .

Отметим, что в таблице отражены только наиболее подходящие законы из числа исследованных. Такие законы, как например, сообщаемые кулачками, очерченными дугами круга и отрезками прямых [5], дают значительно более высокие значения  $U_p$ .

С учетом данных таблицы 1, в зависимости от значения  $p = \text{const}$  можно рекомендовать применение следующих законов периодического движения, дающих относительно низкие значения коэффициентов пика крутящих моментов на валу кулачка:

<sup>1</sup> Это исследование проведено в основном в 1955 г. членом кружка НСО при кафедре полиграфических машин, студ. V курса механического факультета УПИ тов. А. Б. Куслицим под руководством автора статьи.

Интервал значений $p = \text{const}$ на протяжении всего цикла	Рекомендуемое применение законов движения (обозначения по [9] и [10])
0—2	0000, 0010, $K$ , 0510
2—4,0	0,8/0010, 0,8/ $K$
4,0—7,5	0,6/0010, 0,8/ $K$
7,5—15	0,4/0010, 0,6/ $K$
15—22	0,4/0010, 0,4/ $K$
22—50	0,2/0010, 0,2/ $K$

Таблица 1

Значения безразмерного коэффициента  $U_p = |(p + c_k) b_k|_{\text{max}}$  для некоторых исследованных законов периодического движения

Обозначение закона по [9,10] <sup>1</sup>	Значения $p$						
	0	5	10	20	30	40	50
$C_0$	8,15	15,3	25	43,5	62	81,5	101
0050	8,0	18	28	48	68	88	108
$\Pi$	6,69	13,5	22	40	57,7	77	96
0040	6,56	15	23,5	40,7	60	77	95
0020	4,25	10,3	17,5	33,5	48,5	64	79,6
0510	3,65	10,8	18,4	34	49	65	81,5
0010	3,64	9,5	16,3	31	46	61	76,5
$K$	3,875	10,2	17	32,3	47,5	63	78,5
0,8/0010	3,74	9,6	15	28,5	41,5	55	69
0,6/0010	4,15	8,0	13,5	25,5	38	51	62,7
0,4/0010	5,25	9,0	13	23,5	35,5	47,4	67
0,2/0010	9	12,5	16	24,5	34	44,5	55
0,8/ $K$	3,9	8,5	13,5	29	44	58,5	73
0,6/ $K$	4,28	9,7	14	27	40	53,5	66
0,4/ $K$	5,38	10	14	24,5	36,5	48	60
0,2/ $K$	9,12	13	17,5	27	36,3	46	56

<sup>1</sup> В дробных обозначениях цифра в числителе (выше обозначения исходного закона) выражает коэффициент сокращения  $\varepsilon$  [см. 10].



Третий типичный случай:  $p_{\text{техн}} \rightarrow 0$ , ролик толкателя замыкается на кулачке пружины.

Из треугольника упругих деформаций (рис. 4) следует, что усилие пружины в каждой фазе цикла ( $P_{np}$ ) может быть выражено величиной:

$$P = c(x_0 + a_k S),$$

где  $c = \frac{P_{np}}{x_0 + s}$  — коэффициент жесткости пружины;

$x_0$  — предварительная (монтажная) деформация пружины;

$S$  — ход конца пружины;

$a_k = \frac{s}{S}$  — безразмерный коэффициент перемещений ( $s$  — частное перемещение конца пружины).

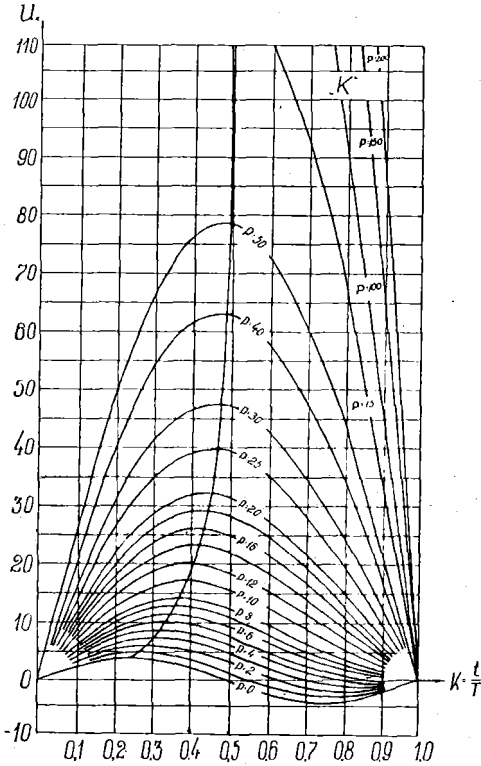


Рис. 3. Графики  $u_k(k, p)$ , где  $k = \frac{t}{T}$  — относительное время,  $p = \frac{P_{cm}}{mST^{-2}}$  — число Ньютона и  $u_k = \frac{M_{кр}}{mS\varphi_y^{-1} T^{-2}}$  — безразмерный коэффициент крутящих моментом и мощности.

Число Ньютона для механизма

$$p_{np} = \frac{P_{np}}{mST^{-2}} = \frac{cT^2}{m} \left( \frac{x_0}{S} + a_k \right). \quad (12)$$

Безразмерный коэффициент крутящего момента на валу кулачка с учётом (2) составляет

$$u_{np} = (p_{np} + c_k) b_k = \left[ \frac{cT^2}{m} \left( \frac{x_0}{S} + a_k \right) + c_k \right] b_k.$$

Наименьшие крутящие моменты возникают при  $x_0 \rightarrow 0$ , когда

$$u_{np \cdot 0} = \left( \frac{cT^2}{m} a_k + c_k \right) b_k. \quad (13)$$

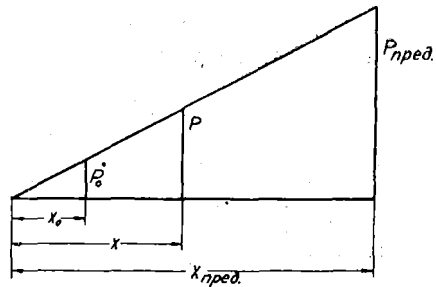


Рис. 4. Треугольник упругих деформаций пружины:  $P_i = cx_i$ , где  $P_i$  — сила и  $x_i$  — деформация пружины;  $c = kg/cm$  — коэффициент жесткости пружины.

Условием отсутствия отрыва ролика от кулачка является  $u_{np.o} > 0$  или

$$\frac{cT^2}{m} a_k + c_k > 0. \quad (14)$$

Если ввести в расчет коэффициент запаса надежности против отрыва ролика ( $n_3 > 1$ ), то значение коэффициента жесткости пружины ( $c$ ), определенное из (14), приобретает вид

$$c = n_3 \left[ - \left( \frac{c_k}{a_k} \right)_{\max} \cdot \frac{m}{T^2} \right]. \quad (15)$$

Отметим, что отрыв ролика от кулачка возможен только в период выбега, когда безразмерные коэффициенты ускорений ( $c_k$ ) — отрицательны.

Подставляя (15) в (13), найдем значение

$$U_{np.o} = \left| u_{пруж.o} \right|_{\max} = \left| \left[ n_3 \left( - \frac{c_k}{a_k} \right)_{\max} \cdot a_k + c_k \right] b_k \right|_{\max}. \quad (16)$$

Для каждого закона периодического движения как  $\left( - \frac{c_k}{a_k} \right)_{\max}$ , так и  $U_{np.o}$  имеют совершенно определенные значения.

Таблица 2  
Значение безразмерного коэффициента  $U_{np.o} = \frac{M_{кр.m}}{mST^{-2}}$  для некоторых исследованных законов периодического движения

Обозначение закона по [9]	$U_{np.o}$
0010	4,96
K	5,40
0020	5,82
0510	5,97
0000	6,56
III	9,30
0040	10,32
C <sub>0</sub>	10,58
0050	17,60

Результаты исследования  $U_{np.o}$  для ряда рассмотренных законов периодического движения<sup>1</sup> приведены в таблице 2.

Из результатов исследования  $U_{np.o}$  следует, что наиболее целесообразными для рассмотренных условий являются законы движения: 0010 и K.

«Сокращения» времени разбега и выбега, а также попытки использования асимметричных комбинированных вариантов не привели к улучшению  $U_{np.o}$  в этих условиях.

Четвертый типичный случай.

Монотонно нарастающая нагрузка возникает в конце рабочего хода:  $200 > p_m > 40$ .

Законы изменения  $p(\kappa)$ , рассмотренные при исследовании, отражены графиками на рис. 5,

где I — линейное нарастание числа Ньютона от 0 при  $\kappa = 0,6$  до  $p = 40$  при  $\kappa = 1$ ;

II — то же от 0 при  $\kappa = 0,6$  до  $p = 100$  при  $\kappa = 1$ ;

III — то же от 0 при  $\kappa = 0,6$  до  $p = 200$  при  $\kappa = 1$ ;

IV — параболический закон нарастания числа Ньютона<sup>2</sup>, типичный для сжатия печатных бумаг от 0 при  $\kappa = 0,8$  до  $p = 200$  при  $\kappa = 1$ .

<sup>1</sup> Исследования проведены под руководством автора статьи в 1955 г. студ. А. Б. Куслицким.

<sup>2</sup> Этот случай исследован в упомянутой выше работе студ. А. Б. Куслицкого.

Результаты исследования обобщены в таблице 3, где описанные законы  $p(k)$  обозначены в соответствии с рис. 5 римскими цифрами.

Из таблицы следует, что наиболее рациональными из исследованной группы законов являются следующие:

I	вариант нагрузки	— 0040/4	} асимметричные варианты
II	„ „	— $C_0/2$	
III	„ „	— $C_0/4$	
IV	„ „	— $C_0$	

Таблица 3

Результаты исследования коэффициента  $U_i$  для четырех типичных случаев

Обозначение законов по [9] и [10]	Величины $U_i = \frac{M_{кр} \cdot m}{mS^2 \varphi_y^{-1} T^{-2}}$			
	Варианты нагрузки			
	I	II	III	IV
$C_0$	10,3	35,6	68,5	8,15
0050	13,5	38,0	75,2	26,5
III	11,4	34,8	75,0	11,0
0040	14,4	40,0	80,5	22,2
0020	14,7	40,1	85,0	24,6
0510	15,2	42,6	91,0	28,5
0000	15,8	45,6	95,0	34,0
0010	15,5	44,6	87,0	30,0
K	15,2	44,5	90,5	32,5
0,8/0010	16,3	47,8	98,0	27,0
0040/2	10,6	29,2	58,5	16,5
0040/4	10,2	25,8	52,5	15,0
$C_0/2$	12,2	21,7	47,6	12,2
$C_0/4$	23,5	23,5	37,5	23,5

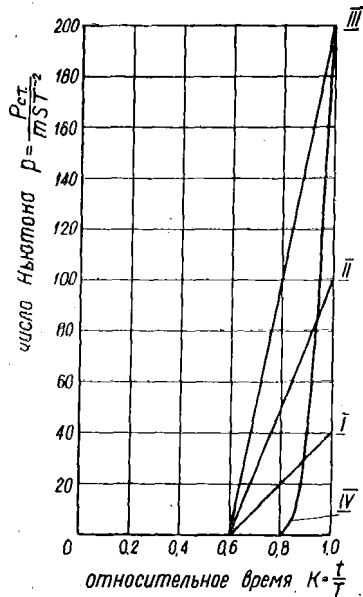


Рис. 5. 4 случая изменения  $p(k)$ , исследованные с точки зрения влияния на пики крутящих моментов на главном валу.

Из приведенных примеров ясно, что каких-то универсальных наиболее рациональных законов периодического движения не существует.

В зависимости от конкретно заданных условий необходимо анализировать влияние сил инерции и статических сил, специфичное для каждого из законов периодического движения, на крутящие моменты и др.

Обобщая, можно сказать, что с повышением статических сил следует стремиться к снижению скоростей движения исполнительных органов в моменты пика нагрузок, одновременно анализируя влияние сил инерции в период разбега.

Номограммы, подобные изображенной на рис. 3, дают возможность определять величины крутящих моментов для каждого значения числа Ньютона (путем интерполяции), каждой фазы цикла (позиции механизма) и быстро находить значения  $U_i$  для каждого закона, каждого частного варианта закона изменения заданных статических нагрузок. Сравнение результатов позволяет рационально выбирать законы движения с новой точки зрения, не упуская из виду влияние их выбора на величины возникающих сил инерции толкателя [9, 10].

### СУЩНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПЕНСИРУЮЩИХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

В последние годы в зарубежном полиграфическом машиностроении все чаще стали применять компенсирующие кулачковые механизмы, служащие для уравнивания в той или иной мере избыточных крутящих моментов, передаваемых главным валом автомата исполнительным механизмам.

Суть такого нововведения охарактеризуем следующей схемой (рис. 6).

Пусть задана диаграмма суммарных крутящих моментов на главном валу, определяемая сплошной линией на рис. 6.

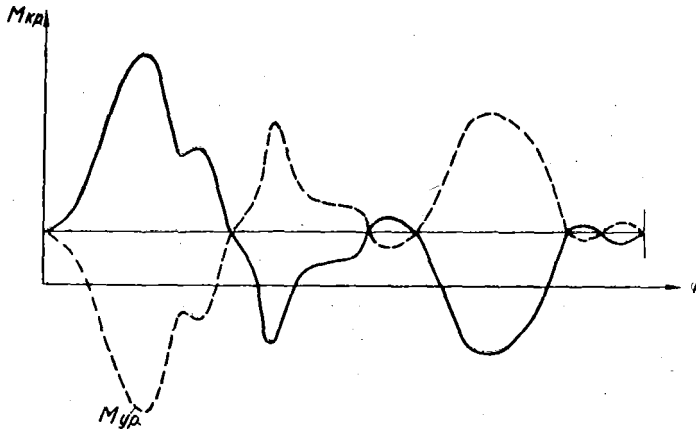


Рис. 6. Схема диаграммы  $M_{кр}(\varphi)$ : жирной линией изображена зависимость  $M_{кр}(\varphi)$  для совокупности заданных механизмов, пунктиром — та же зависимость — для компенсирующего механизма.

Пульсация крутящих моментов, как известно, является следствием неравномерности технологических нагрузок на протяжении цикла; неравномерности перемещения масс (пульсации кинетической мощности); накопления и отдачи энергии упругих деформаций пружинами, воздухом воздушных амортизаторов и другими упругими телами; вертикальными перемещениями масс в поле земного тяготения и другими перемещениями масс в силовых полях (например, в электромагнитных устройствах) и т. д.

После проведения на диаграмме  $M_{кр}(\varphi)$  горизонтали, отражающей средний крутящий момент  $(M_{ср} = \frac{\int_0^{2\pi} M_{кр} \cdot d\varphi}{2\pi})$ , определяются избыточные крутящие моменты и избыточные работы, характеризуемые на рис. 6 площадями между линиями  $M_{кр}(\varphi)$  и  $M_{ср}$ .

Задачей компенсирующих кулачковых механизмов является создание на главном валу крутящих моментов в каждой фазе цикла, равных избыточным крутящим моментам, но противоположных им по знаку (кривая, изображенная на рис. 6 пунктиром, отсчитываемая от линии  $M_{ср}$ ).

При достижении такого результата в каждой фазе цикла будет действовать крутящий момент:  $M_{кр} + (-M_{изб}) = M_{ср} = \text{const}$ .

Следовательно, уравнивание избыточных крутящих моментов разгружает все передаточные механизмы привода машины и дает возможность существенно сократить размеры маховика.

Компенсирующие кулачковые механизмы могут быть индивидуальными, при уравнивании избыточных крутящих моментов одного из исполнительных механизмов автомата и групповыми — для группы исполнительных механизмов с циклическими нагрузками.

Компенсирующий кулачковый механизм, уравнивающий на главном валу суммарные избыточные крутящие моменты от всех механизмов, можно назвать коренным.

Спаривая кулачки индивидуальных уравнивающих механизмов с основными кулачками исполнительных механизмов, можно разгрузить от передачи избыточных крутящих моментов не только передаточные механизмы привода, но и главный вал машины автомата.

Применение групповых или коренных компенсирующих кулачковых механизмов дает возможность разгружать передаточные механизмы привода, но оставляет под избыточной нагрузкой отдельные участки главного вала.

Уравнивание избыточных крутящих моментов с помощью компенсирующих кулачковых механизмов осуществляется путем периодического накопления (аккумулирования) положительной избыточной энергии за счет упругих деформаций пружин, сжатого воздуха или другого газа, с последующей отдачей этой энергии для компенсации отрицательных избыточных работ.

Естественно, что потери энергии при применении компенсирующих кулачковых механизмов возможны, с чем связано повышение среднего крутящего момента и мощности, потребляемой машиной-автоматом.

Эффект уравнивания избыточных крутящих моментов компенсирующими кулачковыми механизмами достигается в результате расчета профилей их кулачков, обеспечивающих необходимую интенсивность накопления или отдачи энергии пружинами, сжатым воздухом или другими рабочими телами.

Компенсирующие кулачковые механизмы, установленные на действующих машинах, разгружая передаточные механизмы их привода, способствуют удлинению срока службы деталей передач (шестерен, шпонок, валов, фрикционных муфт и т. п.):

#### МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОМПЕНСИРУЮЩИХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Для проведения расчета компенсирующих кулачковых механизмов предварительно необходимо произвести подсчет избыточных работ как функции угла поворота главного вала:

$$A_{изб.\varphi} = \int_0^{\varphi} M_{кр.изб} d\varphi. \quad (17)$$

Характер диаграммы  $A_{изб.}(\varphi)$  зависит от полученной ранее диаграммы  $M_{\Sigma}(\varphi)$ . Подсчет значений  $A_{изб.}(\varphi)$  может быть произведен либо планиметрированием элементарных площадок  $M_{изб.} \Delta\varphi$  и соответствующим умножением на масштаб работ  $\mu_A = \mu_M \cdot \mu_{\varphi}$ , где  $\mu_M$  — масштаб моментов,  $\mu_{\varphi}$  — масштаб углов поворота главного вала ( $\varphi$ ) на диаграмме, либо аналитическим приближенным интегрированием. В последнем случае необходимо предварительно разделить базу диаграммы ( $2\pi$ ) на  $z$  равных частей (обычно  $z = 36$ ) и определить для каждой позиции, отстоящей друг от друга на расстоянии  $\Delta\varphi = \frac{2\pi}{z}$ , ординаты  $\bar{y}_{изб} = \bar{y}_{\Sigma} - \bar{y}_{ср}$  или иначе значения  $M_{изб} = M_{\Sigma} - M_{ср}$ .

При отсчете начала цикла от одной из узловых точек диаграммы  $M_{изб}(\varphi)$  найдем:

$$A_{изб \cdot 0} = 0; \quad A_{изб \cdot 1} = \left( \frac{\bar{y}_1 \cdot \Delta\varphi}{8} + \frac{\bar{y}_1 \cdot \Delta\varphi}{2} \right) \mu_A = \left( \frac{\bar{y}_1}{8} + \frac{\bar{y}_1}{2} \right) \Delta\varphi \mu_A;$$

$$A_{изб \cdot 2} = \left( \frac{\bar{y}_1}{8} + \bar{y}_1 + \frac{\bar{y}_2}{2} \right) \Delta\varphi \mu_A;$$

$$A_{изб \cdot 4} = \left( \frac{\bar{y}_1}{8} + \bar{y}_1 + \bar{y}_2 + \frac{\bar{y}_3}{2} \right) \Delta\varphi \mu_A \text{ и т. д.}$$

где  $\bar{y}_1, \bar{y}_2, \dots, \bar{y}_n$  — ординаты диаграммы избыточных крутящих моментов (в мм);  $\mu_A$  — масштаб избыточных работ (в кгм/мм<sup>2</sup>).

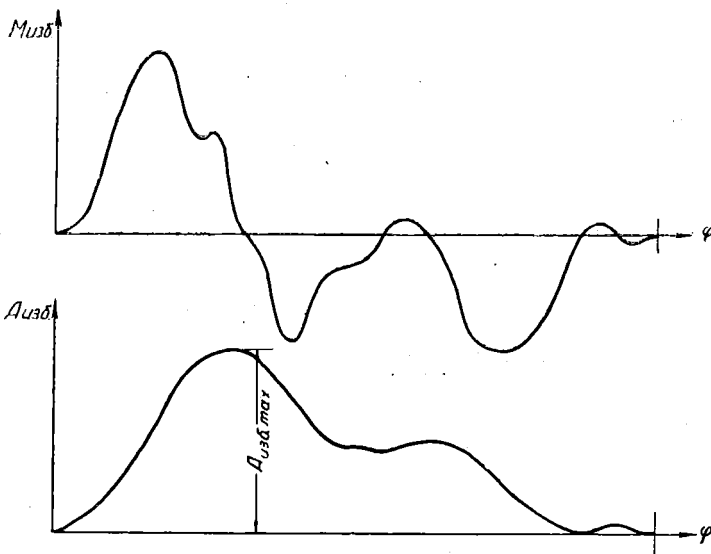


Рис. 7. Диаграмма  $A_{изб}(\varphi)$ , построенная по графику  $M_{изб}(\varphi)$  планиметрированием площадей диаграммы избыточных крутящих моментов.

График  $A_{изб}(\varphi)$ , получаемый расчетом, изображен на схеме (рис. 7).

Для полного уравнивания необходимо обеспечить в каждый момент условие равенства величин работ:

$$A_{ур}(\varphi) = -A_{изб}(\varphi). \quad (18)$$

Накопление и отдача уравнивающей работы ( $A_{ур}$ ) возможны путем применения: а) маховых масс (инерционных тел), аккумулирующих работу в виде кинетической энергии при увеличении скоростей движения и отдающих ее при замедлении движения, управляемого компенсирующим кулачком; б) пружин, аккумулирующих работу в виде потенциальной энергии упругости при увеличении их деформаций и отдающих её при сокращении деформаций; в) пневматических систем, аккумулирующих работу при сжатии воздуха и отдающих ее при его расширении.

Применение маховых масс увеличивает металлоемкость компенсирующего устройства, делает его более громоздким.

Кроме того, возникает необходимость кинематического замыкания ролика кулачкового механизма, что усложняет его конструкцию.

Поэтому в общем случае применение маховых масс для компенсирующих кулачковых механизмов не рекомендуется.

С применением пружин конструкция компенсирующих кулачковых механизмов предельно упрощается. Поэтому в зарубежных машинах-автоматах в качестве аккумулятора энергии использованы именно пружины. Недостатком этого приспособления является необходимость усложнения конструкции механизма в случае потребности регулирования величины уравнивающих моментов при эксплуатационном изменении режимов работы машины.

При применении пневматических систем с постоянным давлением воздуха несколько усложняется конструкция механизма, но возникает возможность регулирования величины уравнивающих моментов в широких пределах, путем применения управляемого редуктора для изменения давления воздуха, подаваемого в цилиндры.

Расчет компенсирующего кулачкового механизма с уравнивающей пружиной, пренебрегая массой самого механизма, производится следующим образом.

Пусть треугольник  $OAB$  (рис. 8) представляет собой диаграмму упругих деформаций уравнивающей пружины. По оси абсцисс этой диаграммы отложены деформации, а по оси ординат вызывающие их силы;

$x_0$  — предварительная (монтажная) деформация пружины;

$P_0$  — монтажное натяжение пружины;

$s$  — частное смещение конца пружины под действием компенсирующего кулачкового механизма;

$P$  — усилие пружины при этом смещении.

Работа деформации уравнивающей пружины при смещении её конца на величину  $s$ :

$$A_{vp} = \frac{(P + P_0)s}{2} \quad (19)$$

Вводя в расчет коэффициент жесткости пружины

$$c = \frac{P_0}{x_0} = \frac{P_{пред}}{x_{пред}}$$

или, соответственно

$$P_0 = cx_0 \text{ и } P = c(x_0 + s), \quad (20)$$

после подстановки (20) в (19) найдем

$$A_{ур} = \frac{c(2x_0 + s)s}{2} = c\left(x_0s + \frac{s^2}{2}\right). \quad (21)$$

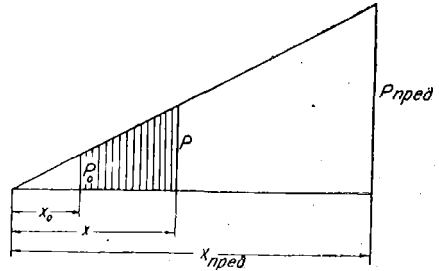


Рис. 8. Схема к расчету уравнивающей пружины компенсирующего кулачкового механизма.

С учетом равенства (18) решаем уравнение (21) относительно  $s$ , т. е. определяем требующиеся смещения конца уравнивающей пружины:

$$s = \sqrt{x_0^2 + \frac{2A_{изб-\varphi}}{c}} - x_0, \quad (22)$$

где  $A_{изб-\varphi}$  определяется для каждой фазы цикла из диаграммы  $A_{изб}(\varphi)$ , представленной на рис. 7.

С учётом схемы на рис. 8 при заданном предварительном натяжении пружины (определяемом  $x_0$ ) величина  $s$  не может быть отрицательной. Поэтому начало координат диаграммы  $A_{изб}(\varphi)$  должно совпадать с нижней экстремальной точкой линии  $A_{изб}(\varphi)$  (рис. 7).

Формула (22) свидетельствует о том, что профиль компенсирующего кулачка зависит от коэффициента жесткости выбранной пружины ( $c$ ). Ясно также, что подобранная пружина должна обладать возможностью аккумулировать максимальную избыточную работу ( $A_{изб-m}$ ), не выходя за пределы установленных норм запаса прочности.

Подбор пружины следует производить с учётом общепринятых положений [6], [12].

Полное перемещение ( $x_{пред}$ ) конца пружины от 0

$$x_{пред} = \frac{8 i D_{np}^3}{Gd^3} \cdot P_{пред}; \quad (23)$$

предельно допускаемая статическая нагрузка на пружину

$$P_{пред} = \frac{\pi d^3}{8 D_{np} \cdot k_{np}} \cdot [\tau], \quad (24)$$

где  $k_{np} > 1$ , коэффициент, зависящий от  $\frac{D_{np}}{d}$ , выбираемый из номограммы ([6], [12]). Здесь и ниже

$i$  — число витков спиральной пружины;

$D_{np}$  — средний диаметр навивки витков (см);

$d$  — диаметр пружинной проволоки (см);

$G$  — модуль сдвига материала пружины (кг/см<sup>2</sup>);

$[\tau] \cong 6000$  кг/см<sup>2</sup> — допускаемое напряжение скручивания для пружинной проволоки.

Предельная работа упругих деформаций деформированной пружины с учетом (23) и (24)

$$A_{пред} = \frac{P_{пред} \cdot x_{пред}}{2} = \frac{\pi^2 i D_{np} d^2 [\tau]^2}{16 G k_{np}^2} \text{ (кг} \cdot \text{см)}. \quad (25)$$

Пусть при использовании пружины  $x_0 = \alpha x_{пред}$ , где  $\alpha = 0,05 \div 0,20$  и максимальная нагрузка на пружину

$$P_m = \frac{P_{пред}}{n_3}, \text{ где } n_3 \text{ — запас надежности.}$$

Тогда фактически пружина сможет в процессе работы накапливать и отдавать значительно меньшую потенциальную энергию, чем  $A_{пред}$ :

$$\begin{aligned} A_{\varphi} &= \frac{(P_m + P_0)(x_m - x_0)}{2} = \frac{P_{пред} \left( \frac{1}{n_3} + \alpha \right) x_{пред} \left( \frac{1}{n_3} - \alpha \right)}{2} = \\ &= \left( \frac{1}{n_3^2} - \alpha^2 \right) A_{пред} = \beta A_{пред}. \end{aligned} \quad (26)$$



Из этой формулы, с учётом (18), следует, что пружину нужно подбирать по предельной потенциальной энергии упругости:

$$A_{пред} = \frac{A_{изб.т}}{\beta} \quad (27)$$

Для упрощения подбора пружин составлена номограмма, изображенная на рис. 9, где предельная потенциальная энергия упругости пружин, приходящаяся на 1 см длины пружины, выражена в виде функции:  $A_{пред}(C_D, d)$  при  $[\tau] = 6000 \text{ кг/см}^2$  и  $G = 8 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$ .

$$\text{Величина } C_D = \frac{D_{пр}}{d}$$

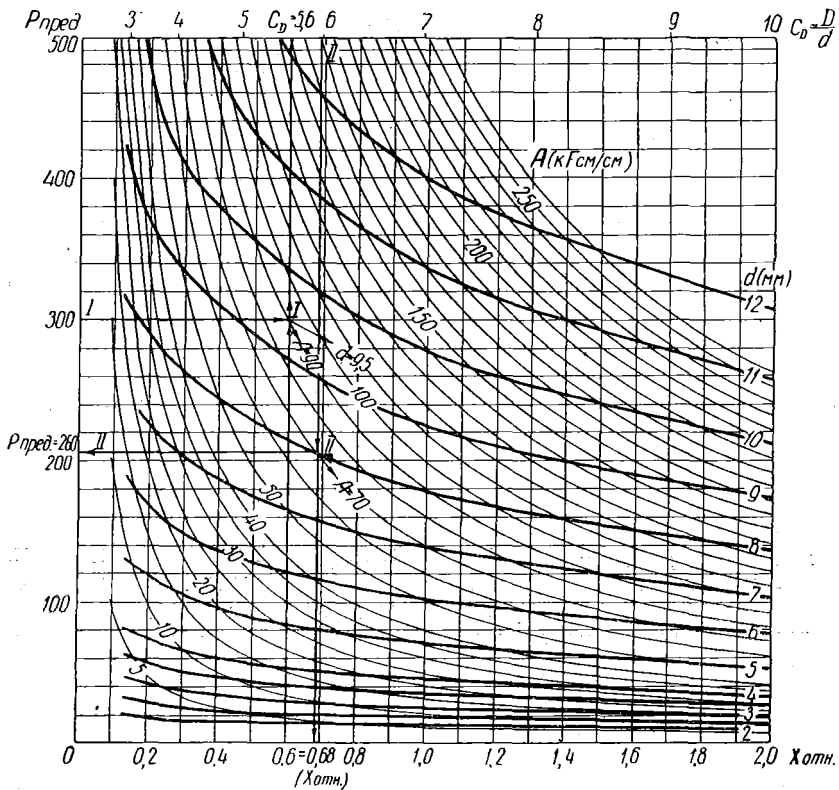


Рис. 9. Номограмма для выбора уравнивающих пружин и определения их характеристик.

Ключ I указывает определение параметров пружины  $A_{пред}$  и  $C_D$ , при заданных параметрах  $P_{пред} = 300 \text{ кг}$  и  $x_{отн.пред} = 0,6$ . Ключ II — определение  $P_{пред}$ ,  $A_{пред}$  и  $x_{отн.пред}$  по заданным

$$d = 8 \text{ мм и } D = 47 \text{ мм } \left( C_D = \frac{D}{d} = 6 \right).$$

Из формулы (25) следует, что предельная работа упругих деформаций, приходящаяся на 1 см начальной длины пружины ( $A_{пред}$ ), при заданных значениях  $[\tau]$  и  $G$

$$A_{пред}^1 = \frac{A_{пред}}{l_0} = \frac{A_{пред}}{id} = 27,6 \cdot \frac{C_D d^2}{k_{пр}^2} \quad (\text{кг·см/см}). \quad (28)$$

На номограмме нанесены также кривые  $P_{пред}$  ( $C_D, d$ ) и  $\lambda_1$  ( $C_D, d$ ), где  $\lambda_1$  — предельная деформация в см, приходящаяся на 1 см пружины (при  $P_{пред}$ ).

Для выбора пружины следует предварительно определить требующуюся  $A^1_{пред}$ :

$$A_{пред} = \frac{A_{изб} \cdot m}{z \cdot \beta \cdot l_0} \left( \frac{6000}{[\tau]} \right)^2, \quad (29)$$

где  $z$  — число пружин батареи;

$[\tau]$  — допускаемое напряжение кручения для выбранного материала пружинной проволоки;  $l_0 = id$  — конструктивно необходимая начальная длина пружины.

Жесткость подобранной пружины определяется по известной формуле [5, 12].

$$c = \frac{Gd^4}{8D_{np}^3 i} = \frac{Gd^5}{8D_{np}^3 l_0} = \frac{Gd^2}{8C_D^3 l_0}. \quad (30)$$

Число витков пружины подбирается с учётом выбранного диаметра пружинной проволоки

$$i = \frac{l_0}{d}. \quad (31)$$

При расчете сжатых пружин  $l_0$  — сомкнутая длина пружины при нагрузке  $P_{пред}$ , начальная длина пружины —  $l = l_0 \cdot (1 + \lambda_1)$ .

Расчет приращений радиусов-векторов компенсирующего кулачка производится с учетом требующихся деформаций уравновешивающей пружины.

Рис. 10. Схема к расчету радиусов-векторов кулачка компенсирующего механизма.

Задавшись схемой механизма, определяем углы  $\gamma$  по теореме косинусов (рис. 10):

$$\gamma = \arccos \frac{l_{o_2A}^2 + l_{o_2O_3}^2 - (l_0 + s + b)^2}{2 l_{o_2A} \cdot l_{o_2O_3}},$$

где  $l_0$  — начальная длина рабочей части пружины ( $l_0 = id$ );

$b$  — длина её конструктивных дополнительных элементов.

Зная углы  $\gamma$ , определяем радиусы-векторы эквидистанты кулачка:

$$l_{o_1B} = \sqrt{l_{o_2B}^2 + l_{o_1O_2}^2 - 2 \cdot l_{o_1O_2} \cdot l_{o_2B} \cdot \cos(\gamma - \delta)}. \quad (32)$$

Угловые координаты радиусов-векторов определяются углами поворота кулачка с учётом обычных угловых поправок в случае движения центра ролика по траектории, не совпадающей с радиальной прямой (типичной в качестве траектории центра ролика центрального кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем).

**РАСЧЕТ КОМПЕНСИРУЮЩИХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ  
С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ НАГРУЖЕНИЕМ ТОЛКАТЕЛЯ**

Расчет хода поршня пневматического нагружателя от его нижнего положения производится (рис. 11) с учётом ранее выведенного общего соотношения

$$A_{ур} \cdot \varphi = - A_{изб} \cdot \varphi \tag{33}$$

Уравновешивающая работа пневматического нагружателя

$$A_{ур} \cdot \varphi = \frac{\pi(D_n^2 - d^2) \cdot p_u s}{4}, \tag{34}$$

где  $D_n$  — диаметр поршня;  
 $d$  — диаметр штока;  
 $p_u$  — давление воздуха, принимаемое постоянным;  
 $s$  — смещение поршня от крайнего положения.

Решая (33) и (34) совместно, найдем

$$s = \frac{-4 A_{изб} \cdot \varphi}{\pi(D_n^2 - d^2) p_u} \tag{35}$$

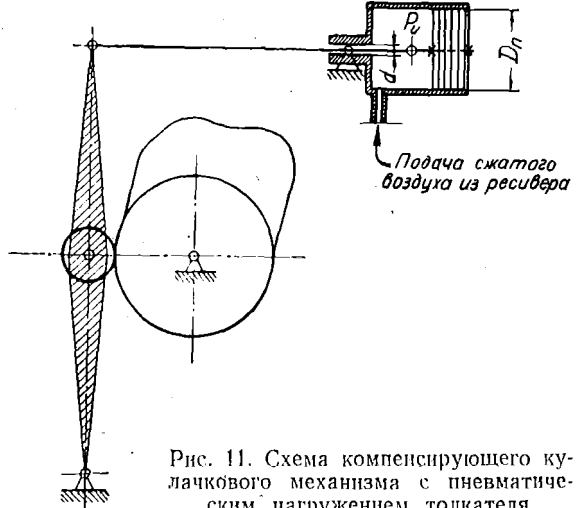


Рис. 11. Схема компенсирующего кулачкового механизма с пневматическим нагружением толкателя.

В этом случае, как и в предыдущем, предполагается, что начало координат диаграммы  $A_{изб}(\varphi)$  совпадает с нижней экстремальной точкой кривой  $A_{изб}(\varphi)$ .

Расчет величин полярных координат кулачка производится аналогично расчету для кулачка механизма с пружинным замыканием.

Для устранения дополнительной нагрузки на главный вал и его подшипники во многих случаях целесообразно применять двоянные механизмы по типу изображенных на рис. 12.

Как видно из этих схем, при такой конструкции с одной и той же максимальной избыточной работой ( $A_{изб.м}$ ), приращения кулачков становятся вдвое меньшими и кулачки более компактными.

Расчет производится по аналогии с одинарными механизмами, но с введением при расчете кулачков перемещения конца рычага  $s/2$ , а не  $s$ .

Размеры цилиндра и поршня определяются с учетом (35) из уравнения

$$A_{ур.м} = \frac{\pi(D_n^2 - d^2) p_u \cdot S}{4}, \tag{36}$$

которое после введения геометрических параметров  $S = \psi D_n$  и  $\frac{d}{D_n} = \Delta$  приводится к виду

$$A_{ур.м} = \frac{\pi D_n^3 (1 - \Delta^2) p_u \psi}{4},$$

откуда

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{4 A_{ур.м}}{\pi \psi (1 - \Delta^2) p_u}} \tag{37}$$

Величинами  $\psi$  и  $\Delta$  задаются конструктивно, с учетом конкретных условий, давление воздуха выбирают в пределах  $4 \div 6$  атм, в зависимости от имеющейся компрессорной установки.

Во всех случаях, когда не предусматривается регулирование нагружающего устройства, компенсирующие кулачковые механизмы следует рассчитывать на уравнивание не полного избыточного крутящего момента, а на часть его, а именно:

$$A_{ур.} = -(M_{изб.ст} + \varepsilon M_{изб.кин}), \quad (38)$$

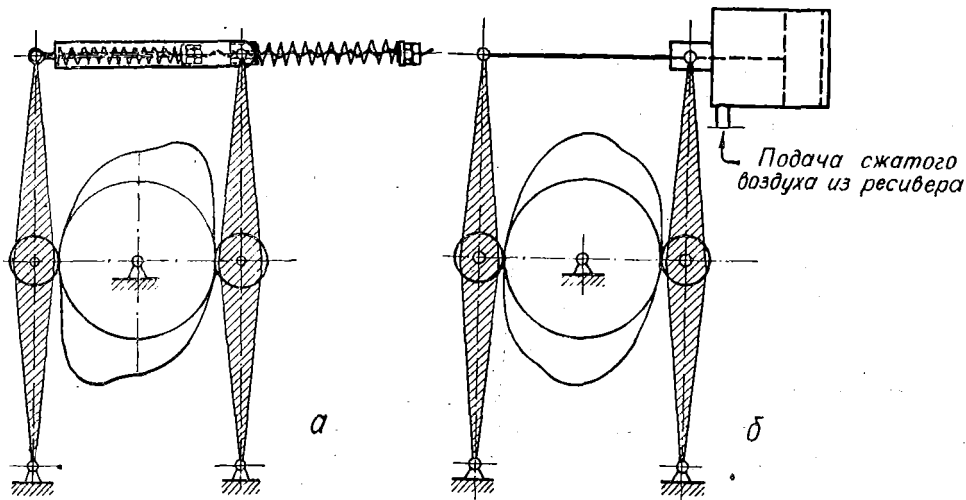


Рис. 12. Схемы двояных компенсирующих кулачковых механизмов: а — пружинный; б — с пневматическим нагружением.

где  $M_{изб.ст}$  — сумма статических избыточных моментов, не зависящих по величине от числа оборотов главного вала;

$M_{изб.кин}$  — сумма кинетических избыточных моментов (от сил инерции неравномерно движущихся масс исполнительных механизмов);

$\varepsilon$  — коэффициент, принимаемый  $\varepsilon = 0,5 \div 1$ , в зависимости от конкретных условий.

По проведенным кафедрой полиграфических машин УПИ расчетам применение компенсирующих кулачковых механизмов с пневматическим нагружением для привода БО-2 может снизить колебание крутящих моментов от имеющегося интервала в 220 кгм (от +130 кгм до -90 кгм) до 5 кгм (в пределах от +10 кгм до +5 кгм). Ясно, насколько это должно сократить наблюдающийся быстрый износ передаточных механизмов БО-2, являющийся бичом поточных линий в переплетно-брошировочных цехах.

## ВЫВОДЫ

1. Предложенный метод аналитического расчета механизмов привода машин-автоматов является более простым и точным, чем используемые ныне графоаналитические методы, и вместе с тем требует существенно меньшей затраты квалифицированного труда для практического применения (при наличии предвычисленных таблиц расчетных позиционных коэффициентов, накопленных автором);

2. Разработанный нами метод учитывает влияние выбора законов периодического движения исполнительных органов автомата на динамику автоматов и содержит некоторые обоснованные рекомендации их рационального выбора, а также обосновывает целесообразность применения и описывает теорию расчёта весьма эффективных компенсирующих кулачковых механизмов, эмпирически примененных, судя по профилям, в ряде импортных полиграфических машин.

С учётом изложенного внедрение предлагаемого метода аналитического расчёта приводов машин-автоматов должно способствовать техническому прогрессу при выпуске новых и модернизации существующих машин-автоматов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин, Гостехтеоретиздат, 1951.
2. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин, Машгиз, 1954.
3. Левитский Н. И. Методы расчёта кулачковых механизмов, Машгиз, 1954.
4. Орликков М. Л. Кулачковые механизмы машин-автоматов, Машгиз, 1955.
5. Решетов Л. Н. Кулачковые механизмы, Машгиз, 1953.
6. Справочник машиностроителя, т. III, Машгиз, 1952.
7. Тир К. В. К вопросу о рациональном профилировании кулачков полиграфических машин-автоматов. Автореферат диссертации, изд. МПИ, 1952.
8. Тир К. В. Критерии качественной оценки и классификация законов периодического движения. Сборник «Вопросы машиноведения и прочности в машиностроении», т. III, вып. 2, изд. АН УССР, 1954.
9. Тир К. В. Исследование качественных характеристик исходных законов периодического движения. Сборник «Вопросы машиноведения и прочности в машиностроении», т. I, вып. 3, изд. АН УССР, 1955.
10. Тир К. В. Синтез и качественная оценка комбинированных законов периодического движения. Сборник «Вопросы машиноведения и прочности в машиностроении», т. V, вып. 4, изд. АН УССР, 1956.
11. Шаумян Г. А. Автоматы, Машгиз, 1952.
12. Энциклопедический справочник машиностроения, т. 2, Машгиз, 1948.