

МВССО — УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
ИМ. М. В. ЛОМОНОСОВА

(На правах рукописи)

ЯНИЦКИЙ

Виталий Генрихович

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОГРАММНЫХ
РАЗГРУЖАТЕЛЕЙ ЦИКЛОВЫХ МЕХАНИЗМОВ
МАШИН ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

(Специальность 01.02.02 — Теория механизмов,
машин и автоматических линий)

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

к.б. 12115 ✓

Одесский технологический
институт пищевой промышлен-
ности им. М. В. Ломоносова
БИБЛИОТЕКА

ОНАХТ 19.04.12
Исследование програм



v012115

г. Одесса — 1973.

Работа выполнена в Украинском полиграфическом институте им. Ивана Федорова (г. Львов).

Научный руководитель —
кандидат технических наук, доцент А. Н. ПОЛЮДОВ.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор А. А. ГРУНАУЭР
(Харьковский ордена Ленина политехнический институт им. В. И. Ленина);
доктор технических наук, профессор С. И. ГОНЧАРОВ
(Новочеркасский политехнический институт им. С. Г. Орджоникидзе)
Ведущее предприятие — Специальное конструкторское бюро полиграфических машин (г. Харьков).

Автореферат разослан « _____ » _____ 1973 г.

Защита диссертации состоится « 23 » марта 1973 г.

в « ___ » ___ часов на заседании Ученого Совета Одесского технологического института пищевой промышленности им. М. В. Ломоносова.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы на автореферат, в двух экземплярах каждый, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу:

270039, г. Одесса,

ул. Свердлова; 112, Ученому секретарю.

Ученый секретарь,
кандидат технических наук

Л. ЗАПОРОЖЕЦ

Развитие машиностроения в направлении увеличения производительности и технического ресурса машин требует преодоления ряда противоречий.

Так, при установившемся движении машин периодического действия, при сравнительно постоянной затрате энергии двигателем происходит пульсация энергии между двигателем (маховиком) и исполнительными механизмами вследствие:

- а) накопления и отдачи кинетической энергии неравномерно движущимися массами;
- б) накопления и отдачи потенциальной энергии при упругой деформации звеньев механизмов, замыкающих пружин, рессор и т. п.;
- в) циклического перемещения масс в поле земного притяжения.

Поскольку, при установившемся движении в замкнутом кинематическом цикле приращение энергии равно нулю, то пульсирующая энергия является избыточной по отношению к среднему значению, передаваемому двигателем, и имеет знакопеременный характер. Соответствующие пульсирующие избыточные крутящие моменты, зачастую, в несколько раз превосходят величину среднего крутящего момента, что вызывает:

- перегрузку передаточных механизмов;
- соударения контактирующих поверхностей и усиление шума в передачах;
- увеличение нормального давления в кинематических парах, сопровождаемое прогрессивно нарастаемым износом трущихся поверхностей и «игрой» ведомых звеньев;
- появление знакопеременных торсионных упругих деформаций валопроводов, являющихся причиной усиления их вынужденных и собственных крутильных колебаний;
- увеличение неравномерности хода машины.

Перечисленные отрицательные явления ухудшают условия выполнения технологических процессов, сокращают технический ресурс машины, создают, так называемые, «барьеры скоростей».

Необходимость повышения производительности и улучшения качества продукции машин—автоматов настоятельно требует локализации пульсации избыточной энергии.

Эту задачу можно решить путем ввода в машину дополнительных уравнивающих устройств, способных аккумулировать избыточную энергию в период ее отдачи цикловым исполнительным механизмом, с последующим возвратом ее в период требующегося по циклу накопления.

Аккумуляция и отдача избыточной энергии должна происходить по специальной программе, обеспечивающей в каждой фазе кинематического цикла совпадение по величине разноименных по знаку избыточных и уравнивающих крутящих моментов.

Настоящая работа, состоящая из 4-х глав, посвящена проблеме теоретической и экспериментальной разработки методов максимального сокращения зоны пульсации избыточной энергии в машинах периодического действия.

В первой главе содержится обзор разновидностей уравнивающих устройств, развития теории их расчета и сформулированы цели исследования.

Выделены два основных типа уравнивающих устройств:

— уравнивающие кулачковые механизмы (УКМ), устанавливаемые на ведущем валу и освобождающие от пульсации избыточных крутящих моментов все передаточные устройства от двигателя (маховика) до ведущего вала исполнительного механизма (ИМ);

— программные разгрузатели цикловых механизмов (ПРЦМ), непосредственно воздействующие на перемещаемые массы и разгружающие от действия избыточных моментов (сил) не только валопроводы, но и звенья самого ИМ.

Основные положения теории аналитического расчета УКМ с пружинными, пневматическими и инерционными нагрузателями сформулированы в 1958 г. К. В. Тиром.

Дальнейшее развитие аналитических и экспериментальных исследований УКМ нашло свое отражение в работах А. Н. Полюдова, А. И. Петрука, В. Т. Сенкуся, выполненных на кафедре полиграфических машин Украинского полиграфического института им. Ив. Федорова под руководством К. В. Тира.

В настоящее время все более широкое распространение получают ПРЦМ, основным достоинством которых по сравнению с УКМ является то, что они, максимально сокращая путь пульсации избыточной энергии, позволяют увеличить технический ресурс основного исполнительного механизма.

Известные из отечественной и зарубежной технической и патентной литературы ПРЦМ можно разделить на две группы:

— ПРЦМ, уравнивающие избыточные моменты (силы) от замыкающих пружин, рессор, собственного веса звеньев и т. п. (при этом избыточные моменты (силы) являются

функциями положения механизма и не изменяются при переходе на другой скоростной режим);

— ПРЦМ, уравнивающие избыточные инерционные нагрузки, которые пропорциональны квадрату скорости.

Развитие теории расчета и разработка конструкций ПРЦМ первой группы изложены в работах отечественных исследователей С. А. Черкудинова и Н. В. Сперанского, А. Г. Сулькина, Б. В. Николаева, А. С. Суранова и зарубежных — К. Хайна, Ив. Неделчева.

Из работ, в которых рассматриваются ПРЦМ второй группы, значительная часть посвящена цикловым механизмам с реверсивным поступательным движением ведомой массы.

Это работы К. В. Тира, Б. А. Ворохобина, Я. И. Чехмана, М. И. Воскресенского, В. Т. Бушунова и Б. Н. Бежанова, М. Г. Морозова, В. В. Григорьевского, Е. В. Буренко и др., где решаются вопросы уравнивания сил инерции талера (печатного стола) двухоборотных плоскочатных машин, и работы С. Н. Кожевникова, А. С. Ткаченко, Б. М. Климовского, Э. Ф. Федоровского, Ю. И. Черевика и др., посвященные разработке устройств уравнивания сил инерции в механизмах станов холодной прокатки труб.

Из работ С. Н. Кожевникова, А. С. Ткаченко, А. Н. Полюдова, М. Е. Фишина, Р. Р. Лутца, А. Г. Бондаренко, Б. М. Климовского, известны ПРЦМ для уравнивания сил инерции при однозначном прерывистом движении ведомых масс.

В работах Г. Л. Гарбовицкого и Л. С. Шейно описаны устройства, уравнивающие силы инерции при реверсивном гармоническом движении.

В постановочной части I главы отмечается актуальность поиска новых путей и соответствующих им устройств максимального сокращения зоны пульсации избыточных инерционных нагрузок, возникающих при реверсивном вращении ведомых масс от коромысловых кулачковых механизмов, которые получили широкое распространение в качестве исполнительных механизмов в современных высокоскоростных машинах-автоматах.

Исходя из общего дифференциального уравнения движения системы ведомая масса — ПРЦМ (составленного без учета диссипативных потерь):

$$I \cdot \ddot{\gamma} + M(\gamma) = 0, \quad (1)$$

где $I \cdot \ddot{\gamma}$ — избыточный момент от сил инерции ведомой массы;

$M(\gamma)$ — уравнивающий (восстанавливающий) момент, создаваемый ПРЦМ;

в работе рассматриваются две задачи синтеза ПРЦМ:

— первая — по заданной функции уравнивающих (восстанавливающих) моментов синтезируется закон движения ведомой массы, обеспечивающий требуемый закон изменения избыточных моментов;

— вторая — по заданному закону движения ведомой массы и определяемой им функции изменения избыточных моментов программируется изменение уравнивающих моментов.

При аналитических исследованиях поставленных задач синтеза ПРЦМ автором применены методы теории подобия и анализа размерностей, освещенные в трудах К. В. Тира.

Во второй главе, применительно к первой задаче синтеза ПРЦМ, рассмотрен исполнительный кулачковый механизм с разгружающим устройством, рис. 1а, новизна которого подтверждена авторским свидетельством № 274588 с приоритетом от 17 марта 1969 г.

Разгружающее устройство состоит из пружины 1 и рычага 2, жестко закрепленного на ведомом валу 3. Устройство расположено таким образом, что при установившемся движении пружина способна аккумулировать избыточную энергию, отдаваемую ведомой массой 4 в период выбега, возвращая накопленную энергию в период разбега; в момент перехода ведомой массы от разбега к выбегу, когда ускорение, а следовательно, и момент от сил инерции равны нулю, уравнивающий момент также равен нулю за счет того, что линия действия усилия пружины P в этой фазе цикла проходит через центр качания ведомой массы. Исполнительный кулачок 5 через коромысло 6 должен сообщать ведомому звену такой закон движения, при котором избыточные крутящие моменты в каждой фазе кинематического цикла будут равны по величине, но обратны по знаку уравнивающим моментам от разгружающего устройства.

Искомый закон движения содержит решение дифференциального уравнения движения системы ведомая масса — разгружающее устройство (которую рассматриваем, как консервативную):

$$I \cdot \ddot{\gamma} + cr^2 \lambda \sin \gamma \left(1 + \frac{\chi_0 - \lambda + 1}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \gamma}} \right) = 0, \quad (2)$$

где

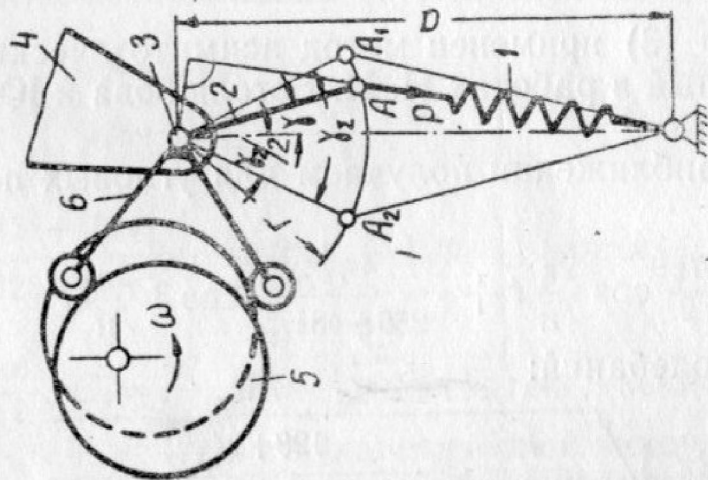
c — жесткость пружины;

r — длина рычага;

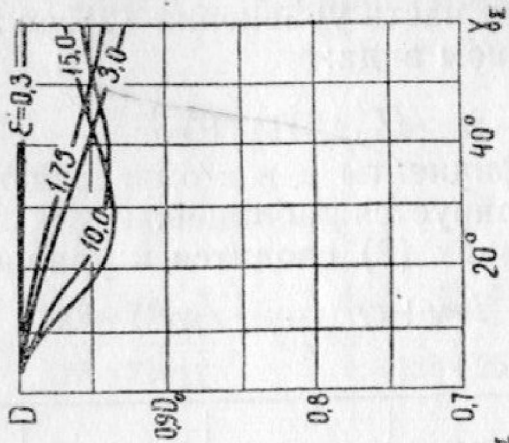
$\chi_0 = \frac{s_0}{r}$ — коэффициент предварительного натяжения пружины;

s_0 — абсолютное предварительное натяжение;

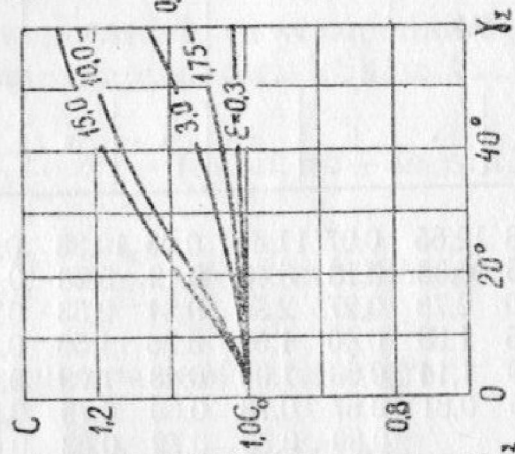
$\lambda = \frac{a}{r}$ — геометрический параметр безорасстояния.



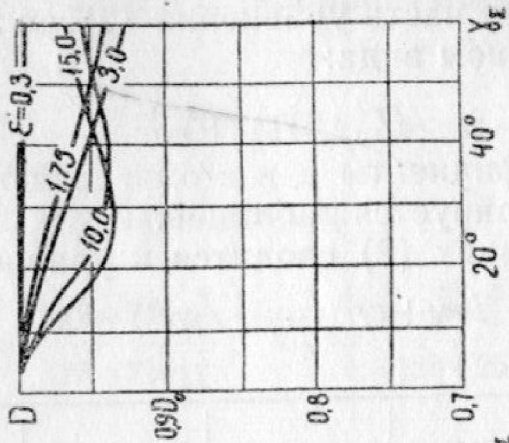
a)



b)



c)



d)

Рис 1

С учетом того, что для кулачковых механизмов максимальный угловой размах коромысла γ_{Σ} , обычно, не превышает $60-70^\circ$, нелинейная часть уравнения (2) аппроксимировалась на ЭЦВМ двухчленом вида:

$$cr^2 (\mu\gamma + \varepsilon\mu\gamma^3).$$

Полученные коэффициенты μ и ε определяются параметрами λ и χ_0 , что иллюстрируется таблицей.

При этих условиях (2) сводится к уравнению Дюффинга:

$$I \cdot \ddot{\gamma} + cr^2 (\mu\gamma + \varepsilon\mu\gamma^3) = 0. \quad (3)$$

Таблица

λ	2,0		3,0		4,0		6,0		8,0		10,0	
	μ	ε	μ	ε	μ	ε	μ	ε	μ	ε	μ	ε
0,05	0,10	14,78	0,08	12,65	0,07	11,47	0,06	10,88	0,06	10,22	0,06	10,18
0,1	0,20	6,93	0,15	6,08	0,13	5,48	0,12	5,28	0,11	5,10	0,11	5,17
0,2	0,40	3,01	0,30	2,78	0,27	2,55	0,24	2,53	0,23	2,41	0,22	2,46
0,3	0,60	1,68	0,45	1,69	0,40	1,56	0,36	1,56	0,34	1,51	0,33	1,55
0,4			0,60	1,14	0,53	1,09	0,48	1,09	0,46	1,04	0,44	1,15
0,5			0,75	0,81	0,67	0,78	0,60	0,79	0,57	0,79	0,56	0,82
0,6					0,80	0,58	0,72	0,63	0,69	0,55	0,67	0,63
0,7					0,93	0,48	0,84	0,48	0,80	0,48	0,78	0,51
0,8					1,07	0,33	0,96	0,34	0,92	0,42	0,89	0,43
0,9							1,08	0,29	1,03	0,31	1,00	0,36
1,0							1,20	0,26	1,14	0,26	1,11	0,30
1,1							1,32	0,19	1,26	0,22	1,22	0,24
1,2							1,44	0,15	1,37	0,15	1,33	0,21
1,3									1,49	0,13	1,44	0,16
1,4									1,60	0,11	1,56	0,12
1,5									1,72	0,08	1,67	0,10
1,6									1,83	0,05	1,78	0,08
1,7											1,89	0,06
1,8											2,00	0,04
1,9											2,11	0,02
2,0											2,22	0,02

Для решения (3) применен метод асимптотических разложений, освещенный в работах Н. Н. Боголюбова и Ю. А. Митропольского.

Во втором приближении получаем для угловых перемещений:

$$\gamma_{II} = \frac{\gamma_{\Sigma}}{2} \cos \frac{2\pi}{T_{II}} t + \frac{\varepsilon \gamma_{\Sigma}^3}{256 + 48\varepsilon\gamma_{\Sigma}^2} \cos 3 \frac{2\pi}{T_{II}} t \quad (4)$$

и для периода колебаний:

$$T_{II} = 2\pi \sqrt{\frac{I}{cr^2\mu} \cdot \frac{128 + 24\varepsilon\gamma_{\Sigma}^2}{128 + 48\varepsilon\gamma_{\Sigma}^2 + 4,6875\varepsilon^2\gamma_{\Sigma}^4}} \quad (5)$$

При определении инвариантов угловых перемещений ведомой массы a_k отсчет ведем от крайнего положения, что позволяет записать:

$$a_k = \frac{0,5 \gamma_{II \max} - \gamma_{II}}{\gamma_{II \max}} = 0,5 (1 - a_1 \cos \pi k - a_3 \cos 3\pi k), \quad (6),$$

где $k = \frac{2t}{T_{II}}$ — относительное время,

$$a_1 = \frac{128 + 24\epsilon\gamma_{\Sigma}^2}{128 + 25\epsilon\gamma_{\Sigma}^2}; \quad a_3 = \frac{\epsilon\gamma_{\Sigma}^2}{128 + 25\epsilon\gamma_{\Sigma}^2}.$$

Инварианты скоростей b_k и ускорений c_k получим последовательным дифференцированием (6) по k :

$$b_k = \frac{da_k}{dk} = \frac{\pi}{2} (a_1 \sin \pi k + 3a_3 \sin 3\pi k), \quad (7)$$

$$c_k = \frac{d^2a_k}{dk^2} = \frac{\pi^2}{2} (a_1 \cos \pi k + 9a_3 \cos 3\pi k). \quad (8)$$

Инварианты кинетической мощности:

$$d_k = b_k \cdot c_k = \frac{\pi^3}{8} \left(\frac{128 + 18\epsilon\gamma_{\Sigma}^2}{128 + 25\epsilon\gamma_{\Sigma}^2} a_1 \sin 2\pi k + 12a_1a_3 \sin 4\pi k + 27a_3^2 \sin 6\pi k \right). \quad (9)$$

Зависимости (5) ÷ (9) определяют семейство законов периодического движения ведомого звена ИКМ, обеспечивающих максимальную разгрузку системы от сил инерции.

Для синтезированных законов движения константы пиков скоростей B , ускорений C , кинетической мощности D определяются после исследования (7), (8), (9) на максимум:

$$B = B_0 \frac{128 + 21\epsilon\gamma_{\Sigma}^2}{128 + 25\epsilon\gamma_{\Sigma}^2}, \quad (10) \quad C = C_0 \frac{128 + 33\epsilon\gamma_{\Sigma}^2}{128 + 25\epsilon\gamma_{\Sigma}^2} \quad (11)$$

$$D \approx D_0 \left(\frac{128 + 18\epsilon\gamma_{\Sigma}^2}{128 + 25\epsilon\gamma_{\Sigma}^2} a_1 \sin 2\pi k_d + 12a_1a_3 \sin 4\pi k_d + 27a_3^2 \sin 6\pi k_d \right), \quad (12)$$

где $B_0 = \frac{\pi}{2}$, $C_0 = \frac{\pi^2}{2}$, $D_0 = \frac{\pi^3}{8}$ — соответственно константы пиков скоростей, ускорений, кинетической мощности для гармонического закона движения, обозначаемого дальше шифром «К»,

$$k_d = \frac{1}{2\pi} \arccos \left(\frac{\sqrt{4096 + 1152\epsilon\gamma_\Sigma^2 + 1233\epsilon^2\gamma_\Sigma^4 - 9\epsilon\gamma_\Sigma^2 - 64}}{48\epsilon\gamma_\Sigma^2} \right).$$

Зависимости констант B , C , D по отношению к B_0 , C_0 , D_0 представлены на рис. 1б, в, г.

Отличительным свойством синтезированного семейства законов движения является возможность достижения заданных значений констант B , C и D путем выбора соответствующих параметров λ и χ_0 .

Проведены параметрические аналитические исследования циклового к.п.д. разгружающего устройства, которые вскрыли зависимость суммарной энергии, затрачиваемой на преодоление диссипативных потерь, от параметров системы. Это позволило дать обоснованные рекомендации по выбору последних с целью минимизации энергии потерь и повышения эффективности действия разгружающего устройства.

Для случая, когда восстанавливающий момент линейный, аналитически исследовано влияние скоростного режима, демпфирования и податливости ведомой системы на эффект уравнивания.

При этом отмечено, что:

а) установка разгружающего устройства сдвигает резонанс механизма в область более высоких частот;

б) увеличение демпфирования весьма существенно снижает эффект уравнивания;

в) влияние изменения податливости ведомой системы на эффект уравнивания менее существенно.

В третьей главе, применительно ко второй задаче синтеза ПРЦМ, рассматривается программный разгрузатель цикловых механизмов при заданном законе движения ведомой массы, рис. 2а, на который выдано авторское свидетельство № 314022 с приоритетом от 4 марта 1969 г.

В данном устройстве изменение уравнивающих моментов на ведомом валу 1, создаваемых усилием пружины 2 через коромысловый толкатель 3 и закрепленный на валу 1 кулачок 4, программируется последним в соответствии с заданным законом движения ведомой массы 5, который сообщается исполнительным кулачковым механизмом (звенья 6, 7).

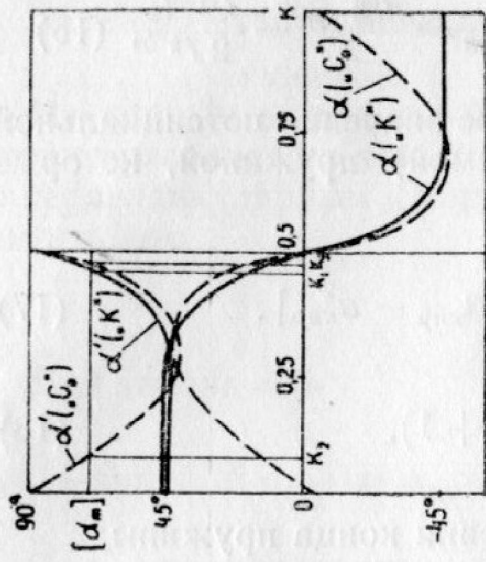
Синтез закона движения толкателя 3 базируется на основных положениях теории расчета уравнивающих кулачковых механизмов, освещенных в работах К. В. Тира, А. Н. Полюдова.

Согласно этим положениям в каждой фазе кинематического цикла:

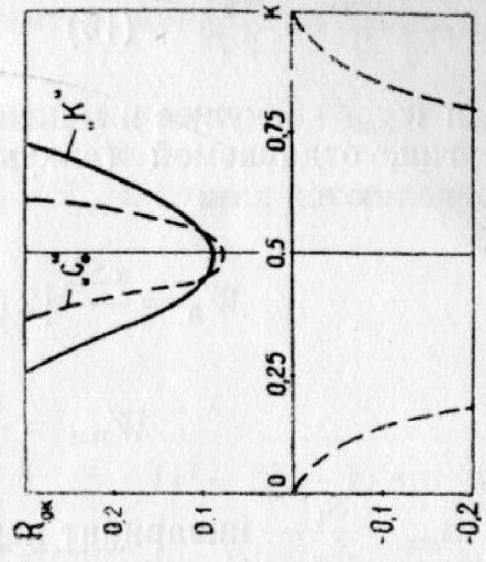
$$W_i = W_n \quad (13)$$

и в целом

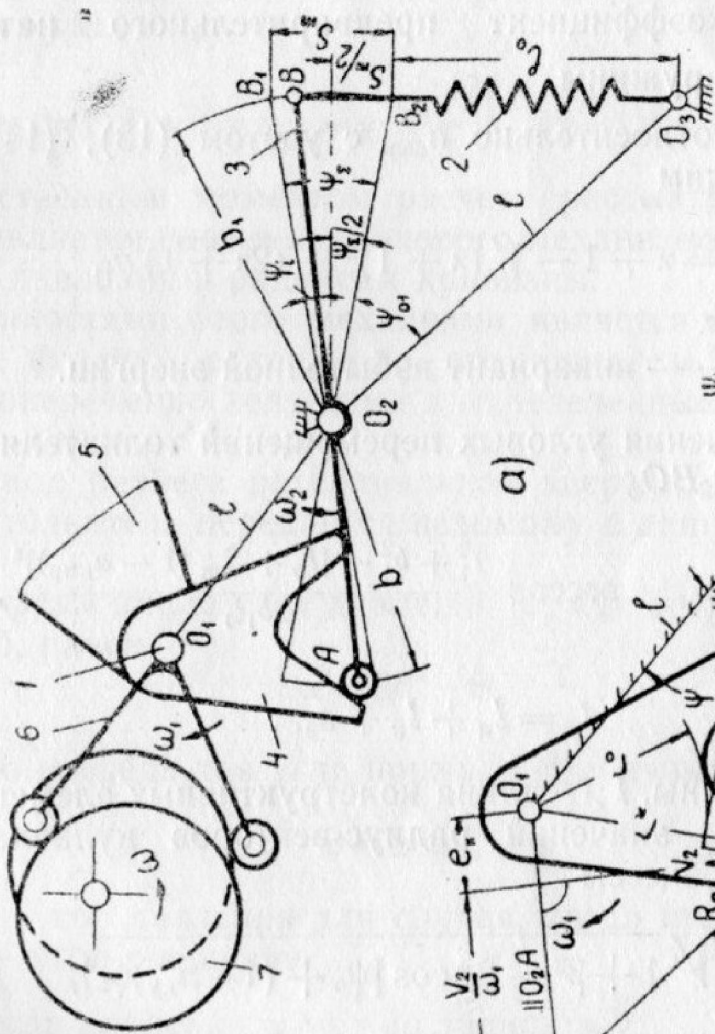
$$W_{im} = W_{nm}, \quad (14)$$



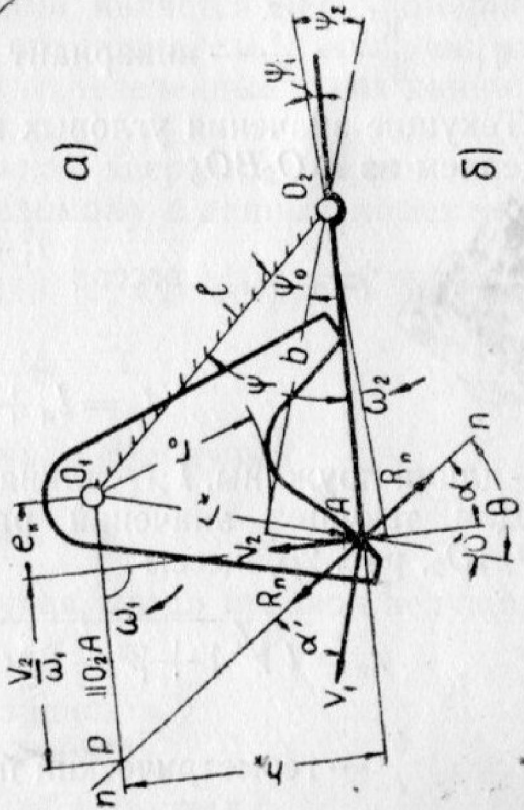
б)



е)



а)



б)

Рис 2

здесь W_i и W_{im} — текущее и максимальное значения избыточной кинематической энергии, равные:

$$W_i = \frac{I\omega_1^2}{2} = \frac{Ib_k^2 \gamma_\Sigma^2}{2T^2}, \quad (15) \quad W_{im} = \frac{I\omega_{1\max}^2}{2} = \frac{IB^2 \gamma_\Sigma^2}{2T^2}, \quad (16)$$

W_n и W_{nm} — текущее и максимальное значения потенциальной энергии, отдаваемой (аккумулируемой) пружиной, которые определяются как:

$$W_n = \frac{cS_m^2}{2} [2(x+1)a_{\text{кпр}} - a_{\text{кпр}}^2], \quad (17)$$

$$W_{nm} = \frac{cS_m^2}{2} (2x+1), \quad (18)$$

где $a_{\text{кпр}} = \frac{S_i}{S_m}$ — инвариант перемещения конца пружины,
 $x = \frac{S_0}{S_m}$ — коэффициент предварительного натяжения пружины.

Решая (17) относительно $a_{\text{кпр}}$ с учетом (13), (14), (15), (16), (18) получим

$$a_{\text{кпр}} = x + 1 - \sqrt{(x+1)^2 - (2x+1)q_i}, \quad (19)$$

где $q_i = \frac{W_i}{W_{im}} = \frac{b_k^2}{B^2}$ — инвариант избыточной энергии.

Текущие значения угловых перемещений толкателя ψ_i определяем из $\triangle O_2BO_3$

$$\psi_i = \psi_\Sigma + \psi_{01} - \arccos \frac{l_1^2 + b_1^2 - [l_0 + S_m(1 - a_{\text{кпр}})]^2}{2b_1l_1},$$

здесь

$$l_0 = l_n + l_k + s_0,$$

l_n — длина пружины, l_k — длина конструктивных элементов.

Для текущих значений радиус-векторов кулачка r_k из $\triangle O_1AO_2$, рис. 2б, имеем

$$r_k = l \sqrt{1 + \beta^2 - 2\beta \cos [\psi_0 + (1 - a_{\text{ку}})\psi_\Sigma]}, \quad (20)$$

где

$\beta = \frac{b}{l}$ — геометрический параметр толкателя,

$a_{\text{ку}} = \frac{\psi_i}{\psi_\Sigma}$ — инвариант угловых перемещений толкателя,

$$\psi_0 = \arccos \frac{1 + \beta^2 - \rho_0^2}{2\beta},$$

$\rho_0 = \frac{r_0}{l}$ — геометрический параметр начального радиуса кулачка.

Из условия оптимальной передачи сил звено O_2B , рис. 2а, следует располагать так, чтобы в среднем положении оно было перпендикулярным к хорде $B_1B_2 = S_m$. В этом случае можно считать, что

$$a_{ky} \approx a_{knp}$$

Для закона «К»

$$b_k = \frac{\pi}{2} \sin \pi k, \quad B = \frac{\pi}{2} \quad \text{и} \quad a_{ky} = \chi + 1 - \sqrt{(\chi + 1)^2 - (2\chi + 1) \sin^2 \pi k}$$

Для циклоидального закона движения, обозначаемого дальше шифром «С₀»:

$$b_k = 1 - \cos 2\pi k, \quad B = 2 \quad \text{и} \quad a_{ky} = \chi + 1 - \sqrt{(\chi + 1)^2 - (2\chi + 1) \sin^4 \pi k}$$

Ответственным моментом расчета рассматриваемого устройства является синтез кулачкового механизма (звенья 3—4) по углам давления и радиусам кривизны.

Особенностями этого механизма является неравномерное движение кулачка, а также то, что толкатель и кулачок являются попеременно ведущими в определенные фазы кинематического цикла.

В период разбега потенциальная энергия пружины через ведущий толкатель передается ведомому в данный момент кулачку.

В эти фазы цикла угол давления α' , как нетрудно заметить из рис. 2б, равен

$$\alpha' = 90^\circ - \Theta. \quad (21)$$

В свою очередь для угла нормали Θ получим

$$\Theta = \alpha \pm \delta,$$

здесь α — угол давления для случая, когда кулачок ведущий, δ — угол смещения.

Для угла давления α можно записать:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{v_2}{\omega_1} \pm e_k}{h_k} = \frac{\left(\frac{b_{ky}}{b_k}\right) 2\xi\beta \pm (\beta - \cos \psi)}{\sin \psi}, \quad (22)$$

где $v_2 = \omega_2 b = b_{\text{кy}} \frac{2\psi_\Sigma}{T} b$ (заметим, что толкатель 3 совершает однозначное перемещение за период разбега или выбега ведомой массы, т. е. за $\frac{T}{2}$),

$\xi = \frac{\psi_\Sigma}{\gamma_\Sigma}$ — параметр соотношения угловых размахов толкателя и кулачка,

$$\psi = \psi_0 + (1 - a_{\text{кy}}) \xi \gamma_\Sigma, \quad \omega_1 = b_{\text{к}} \gamma_\Sigma T^{-1}$$

Для угла нормали имеем:

$$\Theta = \alpha \pm \arctg \frac{\beta - \cos \psi}{\sin \psi} \quad (23)$$

В периоды выбега ведомой массы накопленная кинетическая энергия посредством ведущего кулачка и ведомого коромысла аккумулируется пружинной. В эти фазы углы давления α определяются по (22).

Параметрические исследования зависимостей (21), (22) показали, что с целью симметричного распределения углов давления в функционально-аналогичных фазах работы механизма при удалении и приближении параметр β следует выбирать из условия:

$$e_{\text{к}} = 0, \text{ когда } \frac{b_{\text{кy}}}{b_{\text{к}}} = \left(\frac{b_{\text{кy}}}{b_{\text{к}}} \right)_{\text{max}}$$

Обозначим геометрический параметр толкателя, в этом случае как β_0 .

Для закона «К» β_0 определяется в результате решения трансцендентного уравнения

$$\beta - \cos(\psi_0 + \xi \gamma_\Sigma) = 0.$$

Для закона «С₀»

$$\beta - \cos \left[\psi_0 + \left(\sqrt{\frac{2\chi(\chi+1)^2}{2\chi+1}} - \chi \right) \xi \gamma_\Sigma \right] = 0$$

При $\beta = \beta_0$ максимальное значение углов давления с небольшой погрешностью (порядка 1—2%) можно определять по формулам:

$$|\alpha|_{\text{max}} \approx \left| \arctg \frac{4\beta_0 \xi (2\chi+1)}{(\chi+1) \sin(\psi_0 + \xi \gamma_\Sigma)} \right| \quad (\text{для «К»});$$

$$|\alpha|_{\text{max}} \approx \left| \arctg \frac{2\pi\beta_0 \xi \sqrt{\frac{2\chi+1}{2(\chi+1)}}}{\sin \left[\psi_0 + \left(\sqrt{\frac{2\chi(\chi+1)^2}{2\chi+1}} - \chi \right) \xi \gamma_\Sigma \right]} \right| \quad (\text{для «С}_0\text{»})$$

Характер изменения углов α и α' для законов «К» и «С₀» представлен графически на рис. 2в.

Если на графиках провести ординату, соответствующую допустимому максимальному углу давления $[\alpha_m]$, то точка пересечения ее с кривыми α' определит на оси абсцисс зоны k_1 — 0,5 для «К» и $0 - k_2, k_3 - 0,5$ для «С₀», в которых невозможна передача энергии от пружины и, следовательно, уравновешивание избыточных моментов, т. к. значения α' превышают допустимые.

Эти зоны являются нерабочими для ПРЦМ, а необходимая в этих фазах энергия для разбега ведомой массы поступает от двигателя.

Неудачный выбор параметров ξ, ρ_0 и χ может привести к наличию недопустимо широких нерабочих зон и к существенному снижению эффективности работы ПРЦМ. Поэтому нерабочие зоны следует ограничивать, связав выбор ξ, ρ_0 и χ соответствующими условиями.

Целесообразно обеспечивать

$$\alpha \leq [\alpha_m] \quad \left. \begin{array}{l} \text{при } k_1 \geq 0,42 \div 0,45 \quad \text{— для «К»} \\ \text{при } k_2 \leq 0,06 \div 0,08 \\ k_3 \geq 0,44 \div 0,46 \end{array} \right\} \text{— для «С}_0\text{»}$$

Для исследования радиусов кривизны R_k центральной кривой кулачка ПРЦМ использовалась известная из теории кулачковых механизмов формула

$$R_k = \frac{r_k}{\left(1 - \frac{d\theta}{d\varphi}\right) \cos \theta},$$

которую с учетом (20) можно представить в виде

$$R_{ок} = \frac{R_k}{l} = \frac{\sqrt{1 + \beta^2 - 2\beta \cos \psi}}{\left(1 - \frac{d\theta}{dk} : \frac{d\varphi}{dk}\right) \cos \theta}, \quad (24)$$

где φ — текущая полярная угловая координата радиус-вектора,

$$\frac{d\varphi}{dk} = b_{k\gamma} \gamma_{\Sigma} - \frac{b_{k\psi} (\beta - \cos \psi) \beta \xi \gamma}{1 + \beta^2 - 2\beta \cos \psi}$$

Изменение относительных радиусов кривизны $R_{ок}$ в функции от k при $\beta = \beta_0$ представлены на графиках рис. 2г.

Из графиков видно, что для «К» функция $R_{ок}$ всегда положительна и минимизируется при $k = 0,5$, для «С₀» — в начале и в конце цикла имеет отрицательные значения, а ее положительная часть минимизируется также при $k = 0,5$.

После соответствующих преобразований для положительного относительного минимального радиуса кривизны R_{0min} можно записать

$$R_{0min} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{A\xi\beta_0(2\chi+1)\sin\psi_0}{\gamma_{\Sigma}\chi\rho_0^2}}$$

где $A=8$ — для «К» и $A=\pi^2$ — для «С₀». Для закона «С₀» в точках $k=0$ и $k=1,0$ радиусы кривизны равны нулю, что приводит, как показал опыт экспериментальных исследований, к смятию профиля кулачка в этих точках и прилегающих к ним небольших участков. Это существенно не сказывается на эффективности работы механизма, т. к. участки, подвергающиеся смятию, лежат в нерабочих зонах ПРЦМ.

В четвертой главе изложены результаты экспериментальных исследований, проведенных с целью подтверждения основных положений аналитического синтеза систем, рассмотренных во II и III главах, и определения влияния на их работу ряда неучтенных при расчете факторов.

Исследования проводились на универсальном испытательном стенде кафедры полиграфических машин УПИ им. Ив. Федорова, воспроизводившем работу исследуемых механизмов при инерционном нагружении.

В основу проведенных экспериментов положены электронно-тензометрические методы измерения, получившие в настоящее время широкое распространение.

В процессе исследований регистрировались следующие параметры:

- отметки границ фазовых углов поворота исполнительных кулачков и отметки времени;
- крутящие моменты на ведомом и ведущем валах;
- угловая скорость ведущего вала.

В качестве измерительно-регистрирующей аппаратуры использовались малоинерционные стандартные тензометрические приборы.

Программа экспериментальных исследований ИКМ с разгружающим устройством включила следующие задачи:

- оценка эффективности применения ИКМ с разгружающим устройством сравнительно с обычными ИКМ;
- исследование влияния отклонения скоростного режима от расчетного на работу ИКМ с разгружающим устройством;
- исследование влияния увеличения демпфирования ведомой системы на эффект уравнивания;
- оценка возможности перехода на другой расчетный режим путем изменения предварительного натяжения пружины.

Результаты экспериментальных исследований ИКМ с раз-

грузающим устройством систематизированы и представлены в виде 7 серий осциллограмм.

Исследование влияния изменения скоростного режима и демпфирования проводилось при движении ведомой массы без выстоев и с выстоями. Демпфирование усиливалось путем замены подшипников качения на подшипники скольжения и дополнительным поджатием их крышек.

На рис. 3а и 3б показаны некоторые типичные осциллограммы, где колонка А представляет записи обычного ИКМ, Б — того же ИКМ с разгружающим устройством.

На осциллограмме рис. 3а записаны крутящие моменты на ведомом (1) и ведущем (2) валах при безвыстойном движении ($\varphi_{уд} = \varphi_{пр} = 180^\circ$) и при установке ведомой системы на подшипниках качения. На осциллограмме, рис. 3б, то же при движении с выстоями ($\varphi_{уд} = \varphi_{пр} = \varphi_{вв} = \varphi_{нв} = 90^\circ$) на подшипниках скольжения.

Диапазон изменения скорости для ведущего вала составлял 272—418 об/мин для движения без выстоев и 122—253 об/мин — с выстоями, что соответствовало отклонению от расчетного режима на ± 20 —35%.

В указанных диапазонах для ИКМ с разгружающим устройством при повышении скорости наблюдалось плавное уменьшение пиков крутящих моментов с минимизацией их на расчетных режимах и дальнейшим возрастанием при подходе к верхнему пределу диапазона.

Экспериментальные исследования показали высокую эффективность применения разгружающего устройства при определенных условиях работы. Так, по сравнению с обычными ИКМ, при безвыстойном движении получено максимальное сокращение пиков крутящих моментов в 14,1 раза на ведомом и в 7,7 раза на ведущем валу, а при движении с выстоями в 5,7 раза на ведущем валу.

В подтверждение аналитических исследований отмечено существенное влияние демпфирования на эффект уравнивания.

Для безвыстойного движения наилучшие результаты получены при минимальном демпфировании. В этом случае действительные крутящие моменты от сил инерции максимально приближаются к расчетным «идеальным» и не искажаются упругими колебаниями, затухающими в период установившегося движения. Увеличение демпфирования ухудшает относительный эффект уравнивания не только за счет возрастания моментов, необходимых для преодоления диссипативных потерь, но и за счет появления дополнительных крутильных колебаний ведомой массы от увеличения знакопеременного скачка момента трения при перемене направления движения ведомой массы.

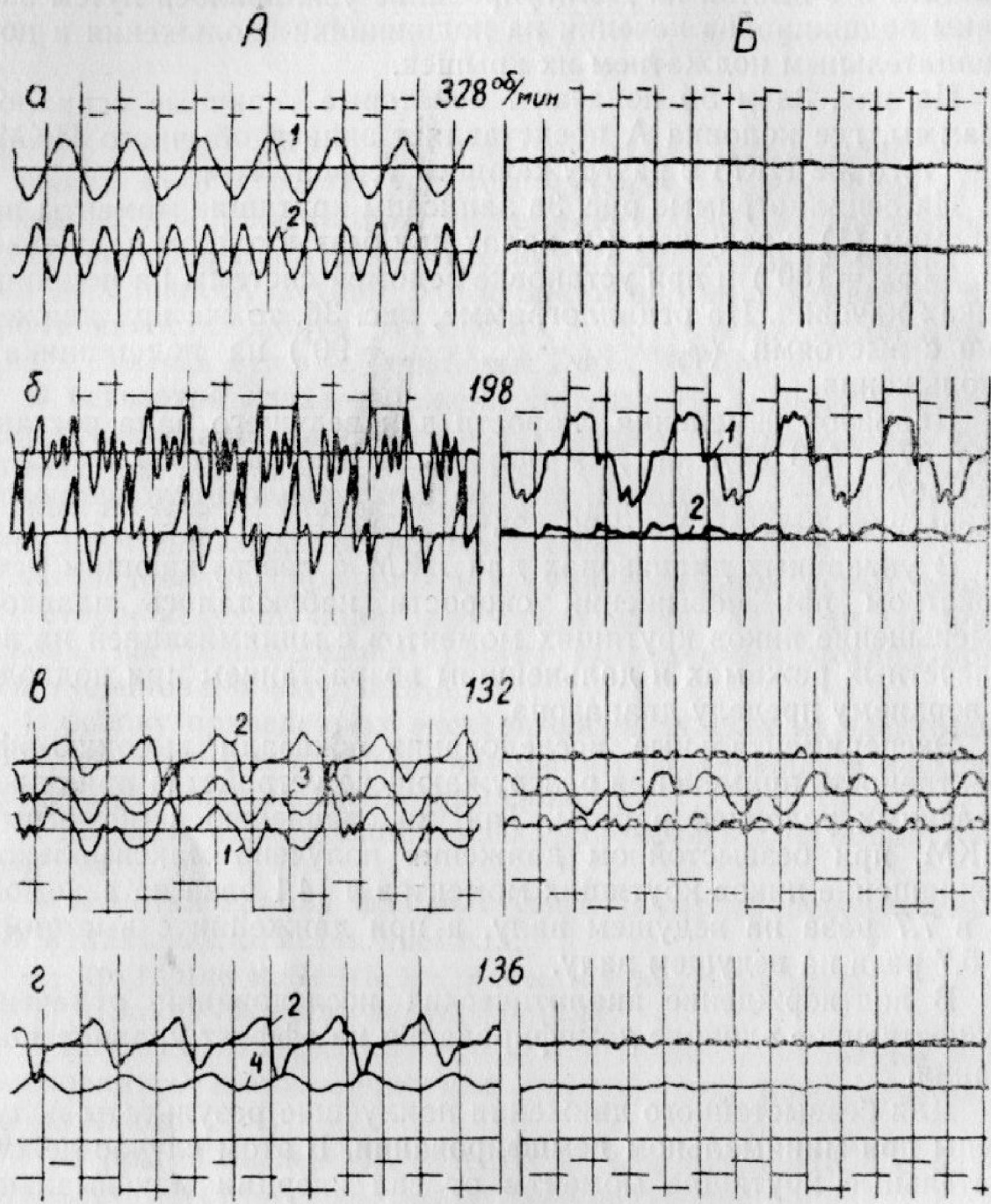


Рис 3

Для движения с выстоями кривые действительных крутящих моментов сильно искажены наложением свободных колебаний ведомой массы, не затухающих в период выстоев. Установка разгружающего устройства привела к уменьшению амплитуды этих колебаний, причем эффект уменьшения в наименьшей степени выражен при установке ведомой системы на подшипниках качения и возрастает с увеличением демпфирования. В соответствии с этим для движения с выстоями наилучшее уравнивание получено при использовании подшипников скольжения.

Переход на другой расчетный режим путем изменения предварительного натяжения пружины исследовался при угловом размахе ведомой массы $\gamma_2 = 15^\circ$. Проведенные исследования показали возможность сохранения при этом максимального эффекта уравнивания.

Программа экспериментальных исследований пружинного ПРЦМ при заданном законе движения ведомой массы предусматривала:

- исследование влияния на эффект уравнивания отклонения скоростного режима от расчетного;
- исследование влияния на эффект уравнивания установки зубчатого мультипликатора, связывающего ведомый вал ИКМ с ПРЦМ;
- оценку стабилизирующего влияния установки ПРЦМ на динамику ведомой массы и равномерность вращения кулачкового вала;
- исследование эффективности приближенного уравнивания при отклонении скоростного режима от расчетного.

В работе представлены 6 серий осциллограмм, отражающих результаты экспериментальных исследований, согласно вышеизложенной программе.

Две типичные осциллограммы из этих серий показаны на рис. 3в и 3г, где кроме крутящих моментов на ведомом (1) и ведущем (2) валах записаны действительные ускорения ведомой массы (3) и угловая скорость (4) ведущего вала ИКМ.

Экспериментальные исследования проводились с блоком исполнительных кулачков, задающих ведомому звену закон движения «С₀» с угловым размахом $\gamma_2 = 40^\circ$ и фазовыми углами:

$$\varphi_{уд} = \varphi_{пр} = 150^\circ, \varphi_{вв} = \varphi_{нв} = 30^\circ.$$

Диапазон изменения скорости ведущего вала составлял 30—172 об/мин для механизма без мультипликатора и 30—132 об/мин для механизма с мультипликатором.

При установке ПРЦМ изменение крутящих моментов при отклонении скоростного режима от расчетного в указанных

диапазонах аналогично по характеру изменениям при соответствующих исследованиях ИКМ с разгружающим устройством.

Следует отметить, что на расчетном режиме при действии ПРЦМ неуравновешенные крутящие моменты на ведомом валу знакопеременны (рис. 3в), ввиду наличия нерабочих зон, и, вследствие этого, относительное максимальное сокращение пиков крутящих моментов на ведомом валу ниже, чем на ведущем, где неуравновешенные моменты, в основном, однозначны. Для механизма без мультипликатора это сокращение составляет 3,0 раза против 5,1 раза на ведущем валу; для механизма с мультипликатором соответственно 2,7 и 3,7 раза.

Важным положительным качеством применения ПРЦМ является стабилизирующее влияние последнего на динамику ведомой системы, о котором можно судить по заметному снижению пиков фактических ускорений ведомой массы (рис. 3в), а, следовательно, и коэффициентов динамичности K_d , равных отношению действительного пика ускорений к его теоретическому значению. Для механизма без мультипликатора в диапазоне скоростей (112—170 об/мин) значения K_d не превышают 1,13, в то время как при работе обычного ИКМ они достигают 1,6. Это является результатом влияния уравнивания на сокращение амплитуды упругих колебаний ведомой массы и уменьшение неравномерности вращения ведущего вала.

Для механизма без мультипликатора на расчетном режиме при максимальном сокращении пиков крутящих моментов на ведущем валу в 5,1 раза коэффициент неравномерности его вращения снизился в 4 раза, для механизма с мультипликатором соответственно 3,7 и 3,1 раза.

Исследована возможность осуществления эффективного приближенного уравнивания путем соответствующей регулировки предварительной деформации пружины при отклонении скоростного режима от расчетного.

Для этой цели может быть использована зависимость:

$$\chi_i = (\chi_p + 0,5) \left(\frac{n_i}{n_p} \right)^2 - 0,5,$$

связывающая текущие значения коэффициентов предварительного натяжения пружины (χ_i) и число оборотов ведущего вала (n_i) с расчетными (χ_p, n_p).

В работе представлены также результаты уравнивания сил инерции механизма качающихся шипцов форзацприклеечного автомата БПА. Ведомая масса шипцов получает от приводного четырехзвенника закон движения, близкий к гармоническому. При установке ПРЦМ удалось получить сокращение пиков крутящих моментов на ведомом валу в 3,6 раза.

В заключение следует отметить, что исследованный ПРЦМ уступает в простоте конструкции и эффективности действия рассмотренному ранее разгружающему устройству, однако для большинства заданных законов периодического движения ведомой массы (исключение составляют законы движения, диаграмма ускорений которых имеет скачки в середине цикла однозначных перемещений) применение ПРЦМ позволит существенно сократить инерционные нагрузки, передаваемые ведомым и ведущим валами, уменьшить фактические ускорения ведомой массы и неравномерность вращения ведущего вала.

ВЫВОДЫ

1. Данная диссертационная работа является продолжением и развитием теоретических и экспериментальных исследований методов уравнивания избыточных сил (моментов) в машинах периодического действия, ранее начатых кафедрой полиграфических машин УПИ им. Ив. Федорова и нашедших свое отражение в работах К. В. Тира, А. Н. Полюдова, А. И. Петрука и В. Т. Сенкуся.

2. В работе содержится обзор развития теории и разновидностей программных разгрузителей цикловых механизмов (ПРЦМ), позволяющих освобождать от пульсации избыточной энергии не только валопроводы машины (от двигателя до ведущего вала исполнительного механизма, как в случае применения УКМ), но и звенья самого исполнительного механизма.

Поставлена задача изыскания новых путей и сопутствующих им устройств максимального сокращения зоны пульсации избыточных инерционных нагрузок, возникающих при реверсивном вращении ведомых масс от коромысловых кулачковых механизмов.

3. Рассматриваются две задачи синтеза ПРЦМ, вытекающие из общего дифференциального уравнения движения ведомой массы с ПРЦМ, и отображающие два подхода к проблеме уравнивания сил инерции на ведомом валу:

— первая задача — по заданной функции уравнивающих (восстанавливающих) моментов синтезируется закон движения ведомой массы, обеспечивающий требуемый закон изменения избыточных моментов;

— вторая задача — по заданному закону движения ведомой массы и определяемой им функции изменения избыточных моментов программируется изменение уравнивающих моментов.

4. Применительно к первой задаче синтеза ПРЦМ рассматривается исполнительный кулачковый механизм с раз-

грузжающим устройством, состоящим из рычага и пружины, новизна которого подтверждена АС № 274588 с приоритетом от 17 марта 1969 г.

5. На базе решений дифференциального уравнения движения ведомой массы с разгружающим устройством синтезировано семейство законов периодического движения ведомого звена ИКМ, при которых будет обеспечена максимальная разгрузка системы от сил инерции.

Получены аналитические зависимости для инвариантов перемещений, скоростей, ускорений, кинетической мощности. Получены также зависимости и приведены номограммы для определения соответствующих констант пиков скоростей B , ускорений C , кинетической мощности D .

6. Константы B , C и D зависят от безразмерных параметров базорасстояния λ и предварительного натяжения пружины χ_0 , что позволяет путем соответствующего выбора их значений достигать заранее заданных величин вышеуказанных констант.

7. Параметрическое аналитическое исследование циклового к.п.д. разгружающего устройства вскрыло зависимость суммарной энергии, затрачиваемой на преодоление диссипативных потерь, от параметров системы, что позволило дать обоснованные рекомендации по выбору последних, с целью минимизации энергии потерь и повышения эффективности действия разгружающего устройства.

8. Проведены аналитические исследования влияния скоростного режима, демпфирования и податливости ведомой системы на эффект уравнивания при линейном восстанавливающем моменте от разгружающего устройства.

9. Применительно ко второй задаче синтеза ПРЦМ рассмотрен программный разгрузитель цикловых механизмов при заданном законе движения ведомой массы, состоящий из качающегося кулачка-программоносителя, закрепленного на ведомом валу ИКМ, и толкателя, связанного с пружиной.

Новизна представленного ПРЦМ подтверждена АС № 314022 с приоритетом от 4 марта 1969 г.

10. Произведен синтез закона движения толкателя ПРЦМ, базирующийся на основных положениях теории расчета УКМ, освещенных в работах К. В. Тира и А. Н. Полюдова.

11. Особенности кулачкового механизма ПРЦМ являются неравномерное движение кулачка, а также то, что толкатель и кулачок являются попеременно ведущими в определенные фазы кинематического цикла. С учетом этих особенностей проведены параметрические исследования углов давления при задании ведомой массе одного из двух традиционных законов движения — «косинусоида» или «синусоида».

12. Отмечено существенное влияние на величину и характер распределения углов давления геометрического параметра толкателя β .

Определены условия и составлены номограммы для выбора оптимального значения β , обеспечивающего симметричное распределение углов в функционально-аналогичных фазах работы механизма.

Получены зависимости для определения экстремальных значений углов давления.

13. Выявлено существование нерабочих зон при работе ПРЦМ в периоды разбега ведомой массы, когда невозможна передача энергии от разгружающей пружины.

Составлены условия, связывающие выбор параметров ПРЦМ с ограничением ширины нерабочих зон в пределах, обеспечивающих эффективность работы ПРЦМ.

14. Проведены параметрические исследования радиусов кривизны центральной кривой кулачка ПРЦМ. Получены зависимости, определяющие минимальный радиус кривизны кулачка.

15. Проведены стендовые экспериментальные исследования ИКМ с разгружающим устройством и ПРЦМ при заданном законе движения ведомой массы, которые подтвердили основные положения их аналитического синтеза.

16. Экспериментальные исследования ИКМ с разгружающим устройством показали его высокую эффективность при определенных условиях работы.

Наилучшие результаты для безвыстойного движения ведомой массы получены при установке ведомой системы на подшипниках качения, при этом, по сравнению с обычным ИКМ, пики крутящих моментов сократились на ведомом валу в 14,1 раза, на ведущем — в 7,7 раза; для движения с выстоями — при установке ведомой системы на подшипниках скольжения, при этом получено сокращение пиков крутящих моментов на ведущем валу в 5,7 раза.

В последнем случае отмечено значительное сокращение амплитуды свободных колебаний ведомой массы в период выстоев.

17. Экспериментальные исследования ПРЦМ при заданном законе движения ведомой массы проводились для закона движения «синусоида».

Получено сокращение пиков крутящих моментов на ведомом валу в 3,0 раза, на ведущем — в 5,1 раза, в случае применения мультипликатора, связывающего ведомый вал ИКМ с ПРЦМ, соответственно в 3,7 и 2,7 раза.

Зарегистрировано стабилизирующее влияние установки ПРЦМ на динамику ведомой массы, выражающееся в сокращении коэффициентов динамичности, примерно, на 30% и в

уменьшении в 3,1—4 раза неравномерности вращения ведущего вала.

Подтверждена возможность эффективного приближенного уравнивания при отклонении скоростного режима от расчетного путем соответствующей регулировки предварительной деформации пружины.

18. Проведено уравнивание сил инерции механизма качающихся щипцов форзацприклеечного автомата БПА. При установке ПРЦМ пики крутящих моментов на ведомом валу щипцов сократились в 3,6 раза.

19. В работе приводятся методики инженерного синтеза рассмотренных систем, которые могут быть использованы конструкторами при проектировании цикловых механизмов машин периодического действия.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ ДОЛОЖЕНЫ:

— на отчетных научных конференциях профессорско-преподавательского состава УПИ им. Ив. Федорова за 1967, 1968, 1969, 1970, 1971 г.г.;

— на Совещании по методам расчета механизмов машин-автоматов, 19—21 октября 1971 г., г. Львов.

ОСНОВНЫЕ РАЗДЕЛЫ ДИССЕРТАЦИИ ОСВЕЩЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

1. ЯНИЦКИЙ В. Г. К вопросу о возможности использования электромагнитов в качестве нагрузчателй уравнивающих кулачковых механизмов. Материалы отчетной научно-теоретической конференции за 1967 год. Украинский полиграфический институт им. Ив. Федорова, Львов, 1968 (на украинском языке).

2. ЯНИЦКИЙ В. Г. Устройства программной разгрузки цикловых механизмов полиграфических машин-автоматов. Машиностроение для полиграфической промышленности. ЦНИИТЭИлегпищемаш, М., 1969.

3. ТИР К. В., ПОЛЮДОВ А. Н., ЯНИЦКИЙ В. Г., ПЕТРУК А. И. Кулачковый механизм. АС № 274588 с приоритетом от 17 марта 1969 г. Бюллетень «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», № 21, 1970.

4. ТИР К. В., ПОЛЮДОВ А. Н., ЯНИЦКИЙ В. Г. Устройство для разгрузки механизма. АС № 314022 с приоритетом от 4 марта 1969 г. Бюллетень «Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки», № 27, 1971.

5. ЯНИЦКИЙ В. Г. Улучшение динамики машин периодического действия с помощью программных разгрузчателй цикловых механизмов (ПРЦМ). Тезисы докладов Совещания по методам расчета механизмов машин-автоматов, Львов, 1971.

6. ЯНИЦКИЙ В. Г. Параметрические исследования исполнительного кулачкового механизма с разгружающим устройством. «Полиграфія і видавнича справа», № 7, изд-во Львовского ун-та, Львов, 1971 (на украинском языке).