

Б. А. Ворохобин

ПУТИ УРАВНОВЕШИВАНИЯ СИЛ ИНЕРЦИИ ТАЛЕРА ДВУХОБОРОТНЫХ ПЛОСКОПЕЧАТНЫХ МАШИН

Общие соображения

Вопросы уравновешивания сил инерции талеров (печатных столов) двухоборотных плоскопечатных машин интересовали многих исследователей. Исследования в этой области проводили: доценты В. Т. Бушунов, Б. Н. Бежанов [1], М. Г. Морозов [2], кандидат техн. наук М. И. Воскресенский [3], В. В. Григорьевский [4]. Над решением этой проблемы в последние годы работал коллектив кафедры полиграфических машин Украинского полиграфического института им. Ивана Федорова под руководством доцента, кандидата техн. наук К. В. Тира.

Как известно, в периоды реверса талера в приводах двухоборотных плоскопечатных машин действуют значительные инерционные нагрузки. Величина силы инерции талера $P_{и}$ при его реверсе изменяется по синусоидальному закону во времени (t) и линейно по отношению к перемещениям талера (x):

$$P_{и} = -m a = -m \omega^2 r \sin \omega t = -m \omega^2 x; \quad (1)$$

где m — масса талера и связанных с ним частей;

a — ускорение талера;

ω — угловая скорость кривошипа механизма реверса талера;

r — радиус кривошипа.

Динамическое воздействие неравномерно движущейся массы талера на механизмы привода является основным фактором, лимитирующим повышение производительности двухоборотных машин.

Применяемые для частичной амортизации кинетических сил талера воздушные буфера существующей конструкции (рис. 1) недостаточно эффективны. Закон изменения сил инерции талера

P_n (рис. 1) отличен от политропического закона изменения сил противодействий сжимаемого воздуха на поршни цилиндров амортизаторов $P_{ам}$ и поэтому их полное уравнивание без применения добавочных устройств невозможно:

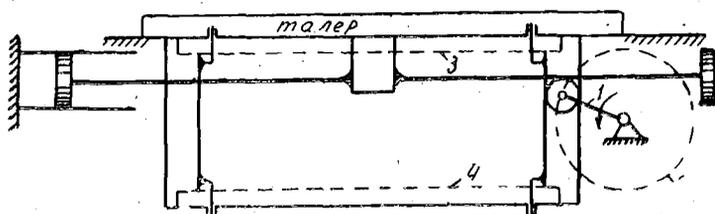


Рис. 1.

Схема механизма привода талера двухоборотной машины с воздушными амортизаторами. 1 — кривошип; 2 — ведущая шестерня; 3 и 4 — верхняя и нижняя рейки.

Как показывают практические расчеты разность сил

$$\Delta P = P_n - P_{ам} \quad (2)$$

может достигать значительных величин в определенных фазах реверса талера.

Значительная неуравновешенность инерционных нагрузок вызывает чрезмерные реакции в кинематической паре ролик кривошипа — створки кулисы, обуславливая их износ и частые поломки.

Возникающие в период реверса талера значительные знакопеременные крутящие моменты вызывают существенные крутильные колебания вала привода талера, которые оказывают неблагоприятное влияние на динамику всей машины и служат одной из причин динамического «дробления печати». Это объективно подтверждено экспериментальными исследованиями Чехмана Я. И. [6].

Недостаточная эффективность существующих конструкций воздушных амортизаторов вызывает необходимость их усовершенствования. Однако известные попытки усовершенствования существующих буферов в СССР и за рубежом до сих пор не привели к эффективному решению.

В последних конструкциях двухоборотных машин (ряд зарубежных моделей, машина ПД-2) применены амортизаторы с увеличенным диаметром цилиндров и сокращенной общей длиной. В этом случае несколько снижается разность сил ΔP (формула 2), что ведет к снижению давлений в паре ролик кривошипа — створки кулис и уменьшению крутящего момента на валу привода талера. Также благоприятно и сокращение, в определенных пределах, длины цилиндров, так как при этом уменьшается величина крутящего момента в фазе начала реверса. Однако вели-

чины неуравновешенных сил и в этом случае все же остаются весьма значительными со всеми вытекающими последствиями.

Цилиндры амортизаторов американских двухоборотных машин фирмы «Миле» снабжены «отсекающими клапанами», которые соответственно изменяют объем «отсекаемого» и затем сжимаемого поршнем воздуха в цилиндрах.

В шведских машинах фирмы Тирфинг воздушные амортизаторы снабжены дополнительными компенсационными цилиндрами, которые подключаются печатником при изменениях режима работы машины.

Однако применение как «отсекающих клапанов», так и компенсационных цилиндров с ручным управлением сравнительно мало сокращает величины неуравновешенных сил, передаваемых на палец кривошипа механизма реверса талера.

Исследования механизмов привода талера двухоборотных машин отделом печатных машин технологического НИИ Ярославского совнархоза в г. Рыбинске были посвящены изысканию путей уменьшения веса талера, созданию конструкции «отсекающего клапана», изысканию новой конструкции бескулисного механизма привода талера [4].

В качестве способов улучшения уравновешивания инерционных нагрузок в механизмах привода талера двухоборотных машин в данной статье рассматриваются:

- 1) Уравновешивание воздушными амортизаторами с перемещающимся дном цилиндров от вращающегося кулака;
- 2) Уравновешивание воздушными амортизаторами с перемещающимся дном от поступательного кулака;
- 3) Уравновешивание с помощью пружинных амортизаторов.

В последующем изложении освещаются вопросы методики расчета основных параметров воздушных амортизаторов, дается описание предлагаемых способов уравновешивания и разработанной методики их расчета.

Определение диаметра и длины цилиндров воздушных амортизаторов

Диаметр цилиндров воздушных амортизаторов может быть определен, исходя из величины сил инерции, действующих в механизме привода талера при реверсе, и допустимых давлений сжатого воздуха в цилиндрах амортизаторов. С целью снижения величины ΔP (формула 2) желательно принимать наибольшие диаметры цилиндров и поршней амортизаторов, устанавливая размеры, допускаемые конструкцией машины. При прочих равных условиях, при этом будут меньшими давления сжимаемого в цилиндрах воздуха, что, очевидно, уменьшит потери на утечки воздуха и будет способствовать устранению перегрева амортизаторов.

Из условия полного уравновешивания наибольшую величину

силы инерции движущихся масс талера и связанных с ним частей ($P_{и \max}$) следует приравнять силе противодействия пары цилиндров амортизаторов:

$$P_{и \max} = 2 p_{\max} \frac{\pi D_a^2}{4}, \quad (3)$$

где p_{\max} — наибольшее допустимое давление сжатого воздуха в цилиндрах амортизатора в *ати*;

D_a — внутренний диаметр цилиндра амортизатора.

Значение $P_{и \max}$ находится по формуле (1):

$$P_{и \max} = -m a_{\max} = -m \omega^2 r$$

(так как $x_{\max} = r$ — радиусу кривошипа ведущей шестерни привода талера).

Из формулы (3) находим диаметр цилиндра:

$$D_a = \sqrt{\frac{2 P_{и \max}}{\pi p_{\max}}} = \sqrt{\frac{2 m \omega^2 r}{\pi p_{\max}}}. \quad (4)$$

Для определения длины цилиндров рассмотрим процесс сжатия воздуха в цилиндрах амортизаторов, являющийся политропическим процессом. Как известно, при политропическом процессе состояние сжатого воздуха в каждый момент подчиняется закону:

$$p v^k = \text{const}, \quad (5)$$

где p — давление сжимаемого воздуха в кг/см^2 ;

v — объем сжатого воздуха в см^3 ;

k — показатель политропы (на основании ряда проведенных экспериментов для практических расчетов можно принимать $k = 1,35 - 1,40$).

Для крайних положений поршня (рис. 2) уравнение (5) может быть написано в виде:

$$p_0 v_0^k = p_{\max} v_{\min}^k, \quad (6)$$

где p_0 и v_0 , а также p_{\max} и v_{\min} — соответственные давления и объемы воздуха в моменты начала и конца сжатия.

С учетом очевидных соотношений (рис. 2) формулу (6) можно представить в виде:

$$p_0 L^k = p_{\max} (L - h_a)^k,$$

где h_a — ход поршня в цилиндре при сжатии воздуха.

Отсюда расчетная длина цилиндра амортизатора:

$$L = \frac{h_a}{1 - \sqrt[k]{\frac{p_0}{p_{\max}}}}. \quad (7)$$

Аналогичным путем определяется давление воздуха в амортизаторах ($p_{ам}$) при произвольном перемещении (x) поршней в цилиндрах:

$$p_0 \left(2 \frac{\pi d_a^2}{4} L \right)^k = p_{ам} \left[2 \frac{\pi d_a^2}{4} (L - x) \right]^k$$

или

$$p_{ам} = p_0 \left(\frac{L}{L - x} \right)^k \kappa \Gamma / \text{см}^2. \quad (8)$$

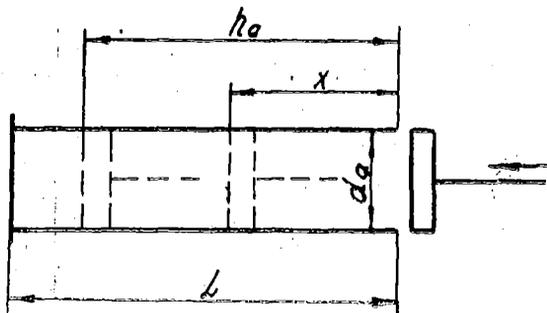


Рис. 2.

Схема воздушного амортизатора.

Сила противодействия сжатого воздуха пары цилиндров амортизаторов, соответственно составит:

$$P_{ам} = 2F(p_{ам} - p_0) = 2p_0 F \left[\left(\frac{L}{L - x} \right)^k - 1 \right], \quad (9)$$

где F — площадь поршня;

p_0 — атмосферное давление в $\kappa \Gamma / \text{см}^2$.

Определение добавочных перемещений дна и регулировочных длин цилиндров в амортизаторах с подвижным дном

Для устранения разности сил ΔP (формула 2), обусловленной отличием закона изменения сил инерции талера (формула 1) и силы противодействия сжатого воздуха в амортизаторах (формула 9) предлагается способ уравновешивания инерционных нагрузок воздушными амортизаторами с перемещающимся дном (рис. 3). В таком устройстве к перемещению (x) поршня талера 2, сжимающего воздух в цилиндре амортизатора 1, добавляется перемещение (Δx) подвижного днища цилиндра 3. Добавочное перемещение Δx сообщается днищу специальным механизмом и выбирается таким, чтобы противодействие сжатого воздуха в каждый момент сжатия равнялось инерцион-

ному давлению (понимая под инерционным давлением отношение силы инерции талера $P_{и}$ к площади поршня F).

Для амортизаторов без «опережения» (в них сжатие воздуха поршнями начинается одновременно с началом реверса талера) необходимое добавочное перемещение днища « Δx » можно опре-

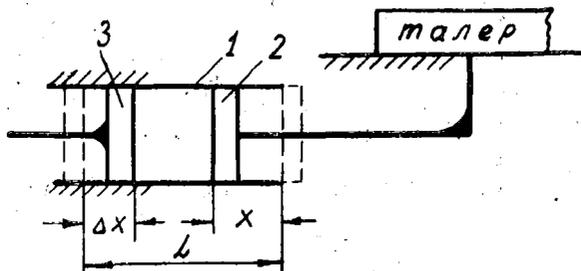


Рис. 3.

Схема воздушного амортизатора с подвижным дном.

делить, используя основное уравнение процесса сжатия воздуха в цилиндрах амортизатора (5):

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k = \left(\frac{L - x - \Delta x}{L - x} \right)^k,$$

где $p_1 = p_0 \left(\frac{L}{L - x} \right)^k$ — давление при неподвижном дне цилиндра

при перемещении поршня в цилиндре на величину x от начала сжатия воздуха, а $p_2 = \left(\frac{P_{и}}{2F} + p_0 \right) \text{ ата}$ — давление воздуха,

требуемое для полного уравновешивания сил инерции талера, достигаемого дополнительным перемещением дна цилиндра.

Подставляя значения p_1 и p_2 , заменяя $P_{и} = m \omega^2 x$ и произведя соответствующие преобразования, найдем необходимые перемещения дна цилиндра:

$$\Delta x = L - x - L \sqrt[k]{\frac{2p_0 F}{m \omega^2 x + 2p_0 F}}$$

или

$$\Delta x = L \left(1 - \frac{1}{\sqrt[k]{Ax + 1}} \right) - x, \quad (10)$$

где

$$A = \frac{m \omega^2}{2p_0 F}. \quad (11)$$

Для амортизаторов с опережением (в них сжатие воздуха поршнями начинается до начала реверса) добавочное перемещение днища Δx_0 определится из формулы:

$$\Delta x_0 = L \left(1 - \frac{1}{\kappa \sqrt{\Delta x + 1}} \right) - (x + e), \quad (12)$$

где e — «опережение», то-есть ход поршня в цилиндре, предшествующий началу реверса.

Для амортизаторов, рассчитанных на полное уравнивание сил инерции талера в конце его выбега имеем:

$$m \omega^2 r = (p_{\max} - p_0) 2F,$$

где r — радиус кривошипа и p_{\max} в ата.

Подставляя из этого выражения отношение $\frac{\omega^2}{2F} = \frac{p_{\max} - p_0}{m r}$

в формулу (11) получим также:

$$A = \frac{p_{\max} - p_0}{p_0 r}. \quad (13)$$

Так как $x = f_1(\varphi)$, то и $\Delta x = f_2(\varphi)$, где φ — угол поворота кривошипа во время реверса талера. Поэтому по подсчитанным значениям Δx (10) возможно спрофилировать соответствующий кулачок механизма перемещения дна цилиндра.

На рис. 4. представлены графики $\Delta x(x)$ и $\Delta x(\varphi)$, рассчитанные для разных диаметров цилиндров и, следовательно, для различных значений максимальных давлений сжатого воздуха p_{\max} , получаемых в конце сжатия. Из графиков следует, что необходимые наибольшие перемещения дна тем меньше, чем меньшие p_{\max} приняты. Это объясняется уменьшением разности величин сил инерции талера и сил противодавлений воздуха в амортизаторах при меньших значениях p_{\max} и больших диаметрах цилиндров амортизаторов.

В амортизаторах, с днищем перемещающимся от кулачка постоянного профиля, полное уравнивание сил инерции талера силами противодействия амортизаторов во время реверса возможно лишь для расчетного режима работы машины.

Расчетный режим соответствует работе машины с наибольшей скоростью. При режимах работы со скоростью меньшей расчетной, уменьшается величина сил инерции и поэтому должны быть уменьшены силы противодавлений амортизаторов за счет изменения степени сжатия воздуха. Такая регулировка может быть осуществлена путем изменения исходного положения подвиж-

ного дна в цилиндрах амортизатора, или иначе, изменением исходной длины цилиндра L до L_p . Величина L_p может быть определена из формул (10, 12) при новом значении ω и под-

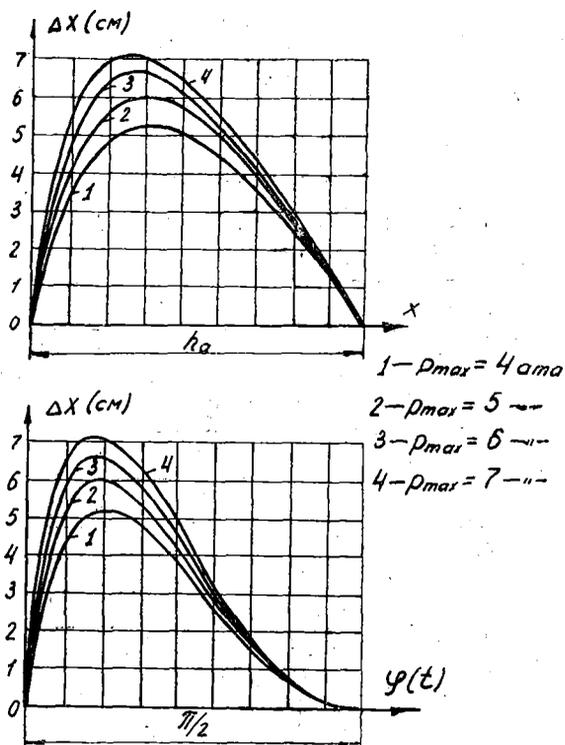


Рис. 4.

Графики добавочных перемещений подвижного дна цилиндра $\Delta z(x)$ и $\Delta z(\varphi)$ для разных степеней сжатия.

становке в них $x=h_a$, при котором $\Delta x=0$. Подставляя эти значения, получим:

$$L_p \left(1 - \frac{1}{\kappa \sqrt{h_a A_p + 1}} \right) - h_a = 0,$$

откуда:

$$L_p = \frac{h_a \sqrt{h_a A_p + 1}}{\sqrt{h_a A_p + 1} - 1} \quad (14)$$

На рис. 5 показаны графики изменения сил инерции талера и сил противодействия воздуха амортизаторов в зависимости от хода поршня, рассчитанные по вышеизложенной методике. Амортизатор рассчитан на число оборотов главного вала $n=35$ об/мин.

Для расчетного режима графики изменения сил инерции и сил противодавлений воздуха в амортизаторах при наложении

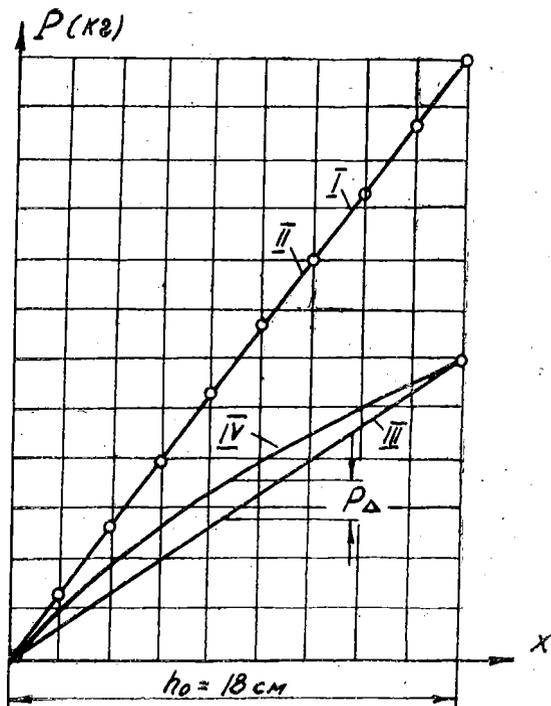


Рис. 5.

Совмещенные графики сил инерции талера и сил противодавлений воздуха в амортизаторах с перемещающимся дном.

совпадают (прямая I, II), т. е. достигается полное уравновешивание инерционных нагрузок талера.

При использовании этого же амортизатора на других режимах (после пересчета L) возникает некоторая неуравновешенность. Прямая III показывает изменение сил инерции при числе оборотов главного вала $n=25$ об/мин; а кривая IV — изменение сил противодавлений воздуха в цилиндрах амортизатора, длина которых отрегулирована соответственно режиму работы. Разность ΔP здесь сравнительно невелика и, согласно расчетам,

не превышает 50—120 кг. Ее можно сократить соответствующим подбором величины $A_p = \frac{p_{\max} - p_0}{p_0 r}$, взяв вместо давления p_{\max} величину:

$$p'_{\max} \approx p_{\min} - \frac{p\Delta}{2} \text{ (см. рис. 5).}$$

Вместо конструкции с установочным перемещением дна на длину L_p при регулировках амортизатора, может быть применена конструкция с дополнительными объемами, подсоединяемыми к цилиндрам.

Расчет дополнительных объемов $V_{\text{доп}}$ можно произвести по рассчитанным по формуле 14 значениям величины L_p .

$$V_{\text{доп}} = (L_p - L) \frac{\pi d_n^2}{2}. \quad (15)$$

Управление подсоединением соответствующих дополнительных объемов можно связать с электрической схемой машины. Тогда при включении машины на определенную скорость будут автоматически включаться соответствующие электромагниты подключения нужных дополнительных объемов.

Уравновешивание сил инерции талера воздушными амортизаторами с перемещающимся дном от вращающегося кулачка

Добавочные перемещения Δx дну цилиндров амортизаторов могут быть сообщены от специального кулачкового механизма (рис. 6), приводной вал которого необходимо кинематически связать либо с главным, либо с продольным валом машины.

Профиль кулачка может быть определен по перемещениям подвижного дна 2, рассчитанным по формулам (10) и (12). Определенный таким образом профиль будет соответствовать расчетному режиму работы машины, при котором достигается полное уравновешивание сил инерции талера. Регулирование амортизатора на иные режимы работы машины может осуществляться либо изменением исходного положения дна при помощи винтовой стяжки 3 [требуемые положения дна рассчитываются по формуле (14)], либо подсоединением дополнительных объемов (15).

Если кулачок 1 сделать пространственным (коноидным) с изменяющимся профилем в разных сечениях, то можно достигнуть полного уравновешивания сил инерции талера при различных режимах работы машины, соответственно рассчитав этот профиль.

При изменении режима работы в этом случае потребуются соответствующие установочные смещения кулачка по оси (или ролика относительно кулачка), они могут производиться от специального устройства с центробежным регулятором.

В амортизаторах с перемещением дна от вращающегося кулачка, в результате воздействия значительных давлений ролика на кулак, на его валу возникает крутящий момент, нагружающий привод. Хотя величина этого момента значительно

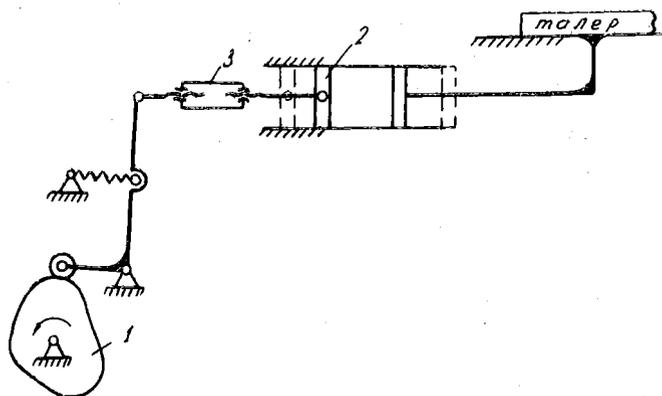


Рис. 6.

Схема воздушного амортизатора с подвижным дном, перемещающимся от вращающегося кулачка.

меньше, чем в конструкциях с существующими амортизаторами, все же для его уравнивания возникает необходимость в дополнительном компенсирующем кулачковом механизме, расчет которого может быть произведен по методике, разработанной К. В. Тиром [7].

Проведенная эскизная конструктивная разработка амортизаторов с подвижным дном, перемещающимся от вращающегося кулачка, показала, что конструкция получается весьма сложной и громоздкой, со значительными трудностями она встраивается в габариты машины.

Уравнивание сил инерции талера воздушными амортизаторами с перемещающимся дном от поступательного кулачка

Кулачок, управляющий перемещением подвижного дна, может быть поступательным и укрепляться на талере (рис. 7). С перемещением x поршня 2, сжимающим воздух в цилиндрах 1, суммируется добавочное перемещение Δx подвижного дна 3. Это добавочное перемещение должно быть таким, чтобы противодействие сжимаемого воздуха было равно инерционным давлениям в любой момент реверса талера.

В предлагаемой конструкции устройства поперечные составляющие давлений роликов на кулачок взаимно уравновешиваются, а продольные составляющие (направленные по линии движения талера) суммируются с силой инерции.

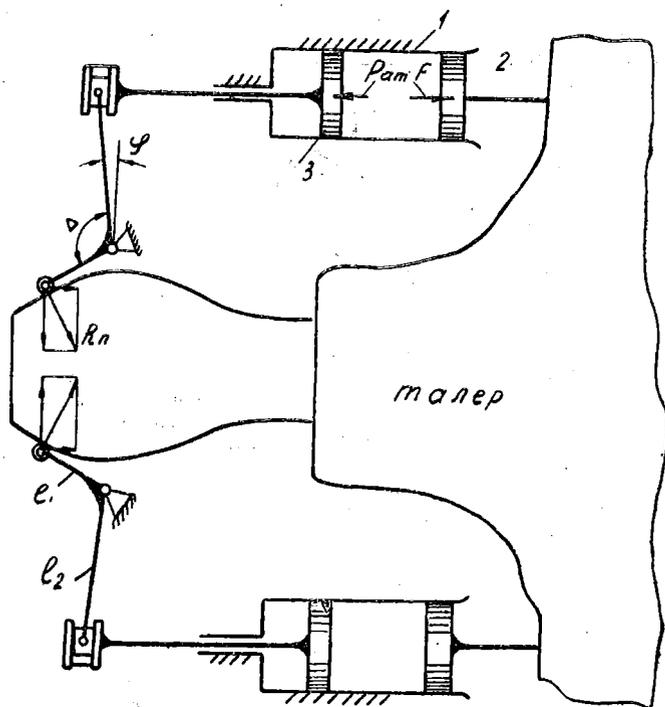


Рис. 7.

Схема воздушного амортизатора с подвижным дном, перемещающимся от поступательного кулачка, укрепляемого на талере.

Поэтому из условий кинестатики (рис. 7, 8) при полном уравновешивании сил инерции талера можно записать:

$$m a = 2p_{ам} F \pm \frac{2R_n \sin(\alpha + \varrho)}{\cos \varrho}, \quad (16)$$

где α — угол наклона профиля кулачка;
 ϱ — угол трения; остальные обозначения прежние.

Пренебрегая сравнительно малыми силами инерции подвижных деталей механизма перемещения дна, найдем значения силы

нормального давления R_n из условий равновесия коромысла (рис. 8).

$$p_{ам} F l_2 \cos \psi = \frac{R_n}{\cos \varrho} h \eta,$$

где $h = l_1 \cdot \sin \Theta$;

и из рис. 8: $\Theta = \Delta + \psi - (\alpha + \varrho)$,

а η — мгновенный к.п.д. механизма.

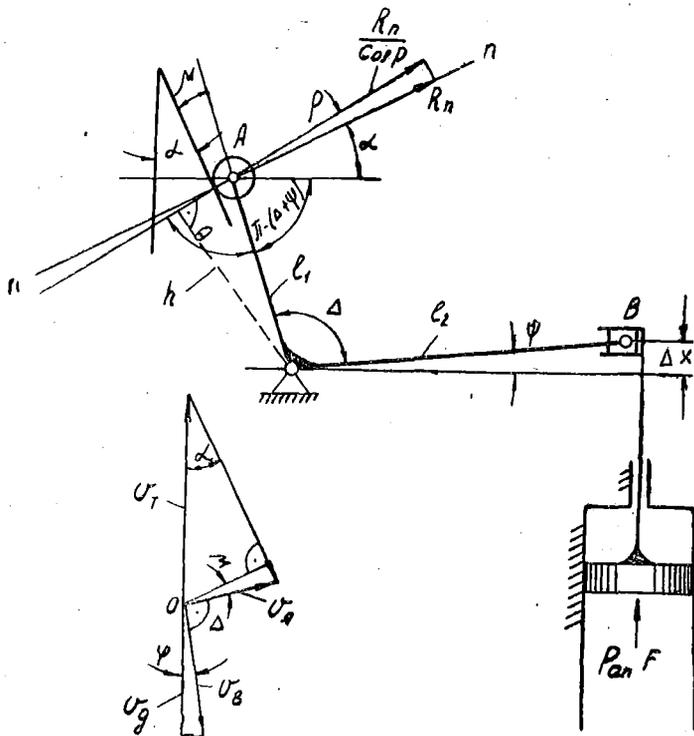


Рис. 8.

Схема механизма перемещения дна.

Следовательно:

$$R_n = \frac{p_{ам} F l_2 \cos \psi \cos \varrho}{l_1 \sin [\Delta + \psi - (\alpha + \varrho)] \eta} \quad (17)$$

Подставляя в формулу (16) найденное значение R_n из (17), «а» из (1) и $P_{ам}$ из (9) найдем:

$$m \omega^2 x = 2p_0 F \left[\left(\frac{L}{L - x - \Delta x} \right)^k - 1 \right] \left\{ 1 \pm \frac{\lambda \sin(\alpha + \varrho) \cos \psi}{\eta \sin [\Delta + \psi - (\alpha + \varrho)]} \right\},$$

где $\lambda = \frac{l_2}{l_1}$.

(18)

Для практического использования формулы (18) необходимо установить зависимость между величинами Δx и α . При перемещении дна цилиндра на величину Δx коромысло поворачивается на угол ψ , определяемый из очевидной зависимости:

$$\sin \psi = \frac{\Delta x}{l_2},$$

откуда: $\psi = \arcsin \frac{\Delta x}{l_2}$. (19)

Из плана скоростей механизма (рис. 8) найдем:

$$v_T \cdot \sin \alpha = v_A \cdot \cos \mu, \quad (20)$$

где: $\mu = \frac{\pi}{2} + \alpha - \Delta - \psi$ (см. рис. 8).

Произведя соответствующие преобразования формулы (20), получим:

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{v_T + v_A \cos(\Delta + \psi)}{v_A \sin(\Delta + \psi)}, \quad (21)$$

отсюда: $\alpha = \arcsin \operatorname{ctg} \frac{v_T + v_A \cos(\Delta + \psi)}{v_A \sin(\Delta + \psi)}$, (22)

где v_T — скорость перемещения талера во время реверса.

$$v_T = r \cdot \omega \cdot \cos \omega t; \quad (23)$$

v_A — линейная скорость ролика коромысла.

v_A можно выразить через скорость движения подвижного дна v_d .

Из плана скоростей механизма (рис. 8) имеем:

$$v_A = v_B \frac{l_1}{l_2} = \frac{v_d}{\lambda \cos \psi}. \quad (24)$$

В свою очередь v_d может быть приближенно выражена через Δx :

$$v_d = \frac{\Delta x_i - \Delta x_{i-1}}{\Delta t}, \quad (25)$$

где Δt — промежуток времени, соответствующий перемещению кулачка (талера) от x_{i-1} до x_i .

Подстановка значений α и ψ в формулу (18) еще больше ее усложняет, затрудняя решение относительно Δx . Поэтому для определения величин Δx , соответствующих перемещениям кулачка (талера) x , по формуле (18) предлагается искусственный прием.

Вначале по формулам (10 или 12) подсчитываются предварительные ориентировочные значения Δx , которые обозначим $\Delta x_{ор}$. Ориентировочные $\Delta x_{ор}$ будут отличаться от истинных тем, что они рассчитываются без учета влияния реакций в парах ролик — кулак.

После расчета $\Delta x_{ор}$ в правую часть (18) подставляется ряд ложных значений Δx , близких к $\Delta x_{ор}$, и находится такое, при котором равны правая и левая часть формулы (18). Это значение и будет искомым Δx , соответствующим данному x .

Проще графический метод решения этой задачи. Также подсчитывается величина правой части уравнения (18) при данном x для ряда ложных значений Δx , близких к $\Delta x_{ор}$, и они наносятся на график, как ординаты (рис. 9). Получаем кривую А. Левая

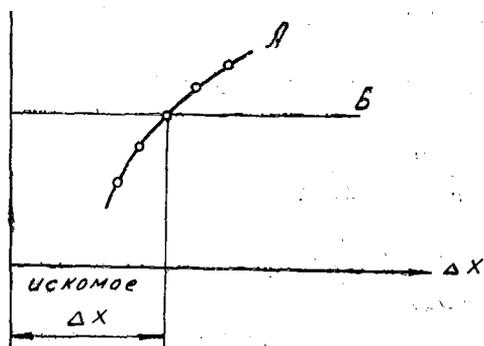


Рис. 9.

График определения истинной величины.

часть уравнения (18), рассчитанная для данного x , не зависит от Δx и дает значение, которое на графике можно изобразить горизонталью Б. Точка пересечения А и Б дает искомое значение Δx .

По найденным истинным значениям перемещения дна Δx , соответствующим определенным значениям перемещений талера при реверсе x , может быть спрофилирован кулачок.

Недостатком конструкции амортизаторов с перемещающимся дном от кулачка, укрепляемого на талере, является то, что для существующих машин не удастся звенья механизма перемещения днищ убрать внутрь контуров машины. Особенно нежелательно, когда части этого механизма выступают со стороны наклада листов, так как они могут мешать при обслуживании машины (установка, снятие, закатка печатной формы и другие работы). И лишь при проектировании новой машины возможно разместить звенья механизма перемещения днищ в контурах станины.

Уравновешивание сил инерции талера пневмопружинными амортизаторами

Полного уравновешивания инерционных нагрузок можно достигнуть, применяя пружинные амортизаторы. Использование пружинных амортизаторов для этого в свое время предлагалось проф. Л. Г. Леневицем.

Согласно (1) силы инерции талера в зависимости от его перемещения x изменяются по прямолинейному закону:

$$P_{и} = m \omega^2 x.$$

По прямолинейному закону в зависимости от деформации x изменяются и усилия пружины:

$$P = c \cdot x,$$

где c — коэффициент жесткости (кг/см).

Поэтому, если подобрать пружину с коэффициентом жесткости $c = m \omega^2$, затем конечную деформацию пружины принять равной x_{max} и установить пружину в качестве амортизатора, то силы инерции таким пружинным амортизатором будут полностью уравновешиваться.

Но использование пружинных амортизаторов встречает и определенные трудности. Во-первых, применение пружинных амортизаторов исключает возможность их регулировки при изменениях режима работы машины, когда меняется величина инерционных нагрузок. Во-вторых, нет возможности изготовить пружины с совершенно одинаковой жесткостью, а различная жесткость двух или нескольких пружин может вызвать ряд осложнений при использовании из-за возможности перекосов. В-третьих, чисто пружинные амортизаторы, с пружинами сравнительно большой жесткости, мало эластичны при включении их в работу. Начало деформации пружин будет сопровождаться ударом, так как талер в этот момент имеет значительную скорость (при числе оборотов главного вала $n=35$ об/мин — она составляет около 2 м/сек). По этим соображениям от применения чисто пружинных амортизаторов следует воздержаться.

В предлагаемой конструкции пневмо-пружинных амортизаторов устраняются все эти недостатки.

В такой конструкции (рис. 10) сжатие пружины осуществляется через образуемую в цилиндре 2 пневматическую подушку. Поршень талера 1 при движении сжимает воздух в про-

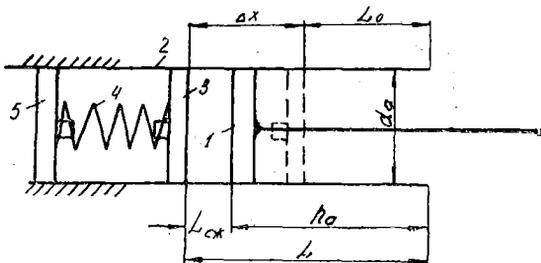


Рис. 10.

Схема пневмо-пружинного амортизатора.

странстве, ограничиваемом подвижным поршнем цилиндра 3, который в свою очередь сжимает пружину 4.

Пневматические подушки обоих цилиндров соединяются между собой трубкой для выравнивания давления. Поршни талера воспринимают противодействия сжатого воздуха пневматических подушек, поэтому удар при включении в работу амортизатора будет смягчен. Некоторая неизбежная разница в жесткости пружин не будет вызывать перекосов, так как давления на оба поршня талера будут одинаковыми.

Изменяя исходное положение подвижного поршня 3 и пружины 4, можно регулировать амортизатор при изменениях режима работы машины.

Для вывода основных соотношений в пневмо-пружинных амортизаторах воспользуемся расчетной схемой (рис. 10).

Диаметр амортизатора определяется по формуле (3), исходя из принятого p_{\max} . Зная p_{\max} и применив уравнение (4), можно написать для нашего случая: $p_0 v_0^k = p_{\max} v_{\text{сж}}^k$ или

$$\sqrt[k]{\frac{p_{\max}}{p_0}} = \frac{v_0}{v_{\text{сж}}} = \frac{L_0}{L_{\text{сж}}},$$

отсюда
$$L_0 = L_{\text{сж}} \sqrt[k]{\frac{p_{\max}}{p_0}}. \quad (26)$$

Обозначив полное перемещение талера при выбеге (равное ходу поршня в цилиндре) через h_a , а деформацию пружины через Δx_{\max} согласно схеме (рис. 10), можно написать:

$$L = L_{\text{сж}} + h_a = \Delta x_{\max} + L_0.$$

Подставляя вместо L_0 ее выражение из (26), получим:

$$L_{\text{сж}} \sqrt[k]{\frac{p_{\max}}{p_0}} = L_{\text{сж}} + h_a - \Delta x_{\max},$$

отсюда:
$$L_{\text{сж}} = \frac{h_a - \Delta x_{\max}}{\sqrt[k]{\frac{p_{\max}}{p_0}} - 1}. \quad (27)$$

Жесткость пружин c выбирается такой, чтобы при их сжатии на величину Δx_{\max} суммарная сила двух пружин была равна наибольшей величине силы инерции талера, т. е. $2P_{\text{пруж}} = P_{\text{и макс}}$ или $2c \Delta x_{\max} = m \cdot \omega^2 h_a$.

Отсюда искомая жесткость каждой пружины:

$$c = \frac{m \omega^2 h_a}{2 \Delta x_{\max}}. \quad (28)$$

По формулам (26 и 27) определяется L_0 и $L_{сж}$, соответствующие началу и концу сжатия воздуха в амортизаторах. Для расчета промежуточных значений можно применить такой прием. Для различных значений давления воздуха в пневматической подушке, (например $p_0 = p_1 = 1 \text{ ата}$, $p_2 = 2 \text{ ата}$, $p_3 = 3 \text{ ата}$,... $p_{\max} \text{ ата}$) определяем длины цилиндра с воздухом, сжатым до этих давлений:

$$L_2, L_3, L_4, \dots \text{ и, наконец: } L_{r\max} = L_{сж}.$$

Очевидно, что для значения $p_1 = 1 \text{ ата}$ — величина L_1 равна L_0 , ранее найденной. Значения $L_2, L_3 \dots$ могут быть найдены, исходя из соображений, излагаемых ниже.

Когда при сжатии воздуха поршнем талера в пространстве пневматической подушки давление достигает $p_2 = 2 \text{ ата}$, то этому давлению должен соответствовать объем v_2 , отвечающий основному уравнению политропического процесса: $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$

$$\text{или } \sqrt[k]{\frac{p_2}{p_1}} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{L_1}{L_2}.$$

$$\text{Отсюда } L_2 = \frac{L_1}{\sqrt[k]{\frac{p_2}{p_1}}} \text{ по аналогии } L_3 = \frac{L_1}{\sqrt[k]{\frac{p_3}{p_1}}} \text{ и т. д.}$$

При давлении $p_{\max} \text{ (ати)}$ пружина деформируется на Δx_{\max} , при давлении 1 ати (2 ата) — на $\Delta x_2 = \frac{1 \cdot \Delta x_{\max}}{p_{\max}}$, при давлении

$$2 \text{ ати} — на } \Delta x_3 = \frac{2 \cdot \Delta x_{\max}}{p_{\max}} \text{ и т. д. до значения } \Delta x_{\max}.$$

После определения частных значений Δx_i могут быть определены перемещения поршня талера, которым отвечают принятые ранее, как исходные для расчета, величины давлений.

$$L_0 + \Delta x_2 = L_2 + x_2,$$

отсюда

$$x_2 = L_0 + \Delta x_2 - L_2.$$

По аналогии $x_3 = L_0 + \Delta x_3 - L_3$ и т. д.

По подсчитанным значениям x , как абсциссам, может быть построен график $p_{ам}(x)$ и совмещенно с ним график $p_{и}(x)$. Их сравнение дает картину степени уравновешивания инерционных нагрузок.

На рис. 11 прямая 1 является графиком изменения сил инерции талера машины ДПИ в период выбега при $n_{глав \text{ вала}} = 35 \text{ об/м}$.

Кривые II, III, IV являются графиками изменения противодействий амортизаторов, рассчитанных по вышеприведенной методике для пружин различной жесткости (или другими словами, для различных Δx_{\max} в формуле 27):

Кривая II — при применении пружин с жесткостью $c_n = 165 \text{ кг/см}$, кривая III — при применении пружин с жесткостью $c_{\text{ш}} = 82,5 \text{ кг/см}$ и кривая IV — при применении пружин с жесткостью $c_{\text{IV}} = 68 \text{ кг/см}$.

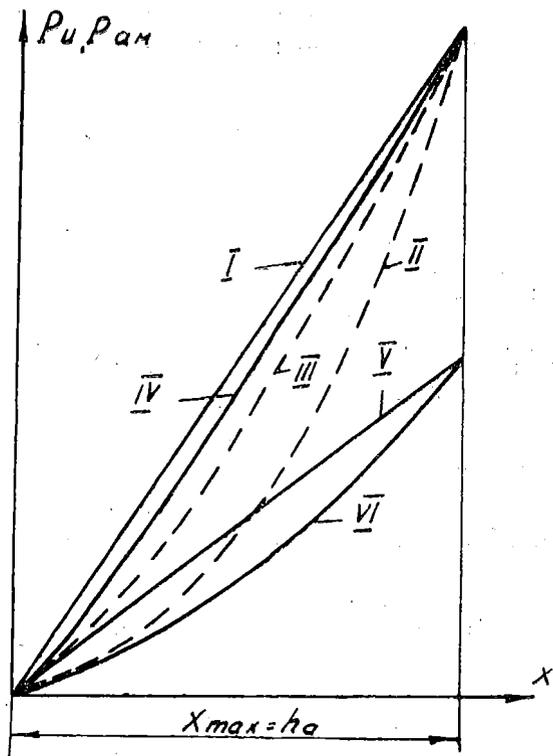


Рис. 11.

Совмещенные графики изменения сил инерции талера и сил противодействий сжимаемого воздуха в пневмо-пружинных амортизаторах.

Из сравнения графиков следует, что большую степень уравновешенности дает применение амортизаторов с пружинами меньшей жесткости (наибольшая разность в величине сил инерции и противодействий амортизаторов для IV случая составляет всего 80—85 кг, в то время как для II случая она равна примерно 560 кг).

Предельно — минимальная величина жесткости пружины составит $c_{\min} = \frac{P_{и \max}}{2h_a}$ (для рассмотренного примера $c_{\min} = 60,3 \text{ кг/см}$).

Однако при этом, собственно, пневматической подушки уже не будет и поршень талера непосредственно давит на поршень цилиндра — т. е. приходим к чисто пружинному амортизатору, что нежелательно.

Регулирование амортизаторов при изменении режима работы машины (главным образом образом скорости) может производиться изменением исходного положения поршня цилиндра 3, т. е. по сути регулировкой длины L_0 при ввинчивании либо вывинчивании дна 5 в цилиндре 2. Расчет L_0 и $L_{сж}$ может производиться по тем же формулам (26 и 27), по которым производится расчет для основного режима, но с иным значением p_{\max} , а именно:

$$p_{\max, \text{регул.}} = \frac{P_{и \max, \text{регул.}}}{2F}$$

На рис. 11 кривая V является графиком изменения сил инерции талера при n главного вала = 25 об/мин, кривая VI является графиком противодавлений амортизаторов при использовании пружины с жесткостью $c_{IV} = 68 \text{ кг/см}$ и $L_0 = L_{\text{регул.}}$, рассчитанной по соответствующему значению $p_{\max, \text{регул.}}$. Разница в величине сил инерции и противодавлений для регулируемого режима получается несколько большей, чем для основного и для разобранного примера составляет примерно 150 кг.

При использовании пневмо-пружинных амортизаторов нежелательна остановка машины в положениях реверса талера. Поэтому привод машины должен снабжаться электроблокировочным устройством, не допускающим остановки машины в положениях, соответствующих реверсу движения талера.

При необходимости установки талера в крайних положениях (например, для установки и зачюлки форм) желательно предотвратить сжатие пружин амортизатора. Этого можно достигнуть вывинчивая днища цилиндров вместе с пружинами. Кроме того, для этого могут быть предложены конструкции, позволяющие либо отводить цилиндры, либо отводить поршни по штоку.

Для устранения перегрузок механизмов привода во время пуска машины пневмо-пружинные амортизаторы, также как, впрочем, и амортизаторы с подвижным дном, необходимо оснащать клапанами выпуска воздуха из воздушных подушек. Эти клапаны могут быть установлены в цилиндрах или подвижных днищах, управлять их открытием должны реле времени, включаемые при пусках и остановках машины.

Пружины пневмопружинных амортизаторов крупноформатных двухоборотных машин, как показали проведенные расчеты, получаются весьма сильными и жесткими, большой длины и

с большими сечениями витков. Поэтому пневмопружинные амортизаторы могут найти применение только для малоформатных и среднеформатных машин.

Экспериментальной проверки требует выяснение влияния продольных упругих колебаний пружин на работу машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бежанов Б. Н. и Бушунов В. Т. Производственные машины-автоматы, 1953 г.
 2. Морозов М. Г. Расчет амортизаторов плоскочечатных машин (методическое пособие), 1957 г.
 3. Воскресенский М. И. Некоторые вопросы динамики двухоборотной плоскочечатной машины ДПИ. Автореферат диссертации, 1955 г.
 4. Григорьевский В. В. Исследование существующей и разработка новой системы привода талера двухоборотных машин (Тезисы докладов научно-технической конференции по вопросам теории расчета и проектирования полиграфических машин. Львов, 1959 г.).
 5. Тир К. В. Дробление печати и его устранение. Сб. трудов УНИИПП, 1954 г.
 6. Чехман Я. И. Экспериментальное исследование привода талера двухоборотной плоскочечатной машины ДПИ. (Тезисы докладов научно-технической конференции по вопросам теории расчета и проектирования полиграфических машин, Львов, 1959 г.).
 7. Тир К. В. Приближенный аналитический расчет механизмов привода машин-автоматов. Научные записки Украинского полиграфического института им. Ивана Федорова, том XII, 1958 г.
 8. Алексеев Г. А. Краткий обзор некоторых типов плоскочечатных машин. Сборник материалов по полиграфическому машиностроению. НИИПолиграфмаш, 1959 г.
-