

УДК 621.05

Атаманов Ю.Л., Крутиков Г.А., Стрижак М.Г.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ УДАРНЫХ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ ЗА СЧЁТ РАЦИОНАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ КОНТУРОМ ПИТАНИЯ

Введение. Ударные пневматические приводы нашли применение в отбойных молотках, кузнечных пневмомолотах, прошивочных машинах, машинах клеймения, штамповки, развальцовки и т.д. Обычные пневматические приводы одностороннего и двухстороннего действия не могут развить достаточно больших скоростей при реализации малых ходов рабочего органа из-за специфики их работы [3, 7]. Поэтому ударные пневмоагрегаты выделены в отдельный класс пневмоприводов [4]. Наиболее мощными ударными пневмоприводами являются приводы кузнечных молотов (кинетическая энергия удара 800–2000 Дж). Наименее мощными – ручные отбойные молотки (кинетическая энергия удара 30–80 Дж) [7]. Промежуточную нишу между ними занимают ударные пневмоагрегаты с энергией удара 200–1000 Дж. Причём, в последнем случае наиболее удачной следует признать конструкцию пневмоагрегата со встроенным резервуаром (рис. 1).

Постановка задачи. При использовании пневмоагрегатов (ПА) со встроенным резервуаром необходимо добиваться не только нужной энергии удара. Не менее важным является реализация режима, исключающего повторные удары по заготовке и обеспечивающего как можно более плавную (безударную) посадку поршня-клапана в седло при обратном ходе поршня, а также минимальные затраты сжатого воздуха при срабатывании агрегата. Последнее особенно важно, учитывая достаточно большие рабочие объёмы ударных цилиндров со встроенным резервуаром, а также то обстоятельство, что сжатый воздух является одним из наиболее дорогих энергоносителей [10]. Последние две задачи никогда не ставились при проектировании ударных ПА со встроенным резервуаром.

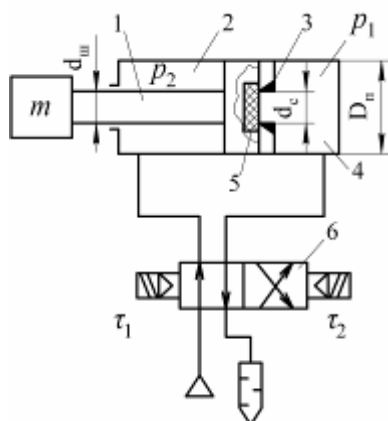


Рисунок 1 – Ударный пневмоцилиндр со встроенным резервуаром (схема № 1)

Основные результаты. Пневмоцилиндр (ПЦ) ударного ПА состоит из двух полостей: поршневой 2, внутри которой находится поршень с односторонним штоком 1, и накопительной 4 (рис. 1). Торец поршня снабжен уплотнительной шайбой 5, а сам поршень выполняет роль клапана. На разделительной перегородке между полостями имеется сопло с выступающим кольцевым буртиком 3, который выполняет роль седла клапана. В исходном состоянии левая поршневая полость соединена с магистралью питания, а накопительная – с атмосферой ($\tau_1 = 1$; $\tau_2 = 0$). При переключении распределителя ($\tau_1 = 0$; $\tau_2 = 1$) сжатый воздух

поступает в накопительную ёмкость, а из поршневой удаляется в атмосферу пока не реализуется неравенство $p_1 \cdot \pi d_c^2 / 4 \geq p_2 \cdot \pi (D_n^2 - d_{ш}^2) / 4$ и не произойдёт разгерметизация клапана. Так как в этот момент $p_1 \gg p_2$ и давление p_1 начнёт действовать на пло-

щадь поршня $\pi D_n^2/4$, на последнем скачкообразно создастся большая разность сил, что приведёт к разгону поршня с большим ускорением.

Однако, несмотря на кажущуюся простоту конструкции и безупречную идею, заложенную в ней, с точки зрения динамики объект представляется весьма сложным, а результаты его использования на практике оказываются не так однозначны.

На самом деле, быстрый разгон поршня в течении короткого промежутка времени влечёт за собой быстрое падение давления в рабочей полости и такой же быстрый рост противодавления в выхлопной полости, что приводит к автоторможению и пневмоотскоку поршня. В результате возникает весьма развитый колебательный процесс в системе [1]. Поэтому целесообразно исследование этих процессов на основе достаточно корректной нелинейной математической модели.

В основе математической модели ударного ПА (1) лежат термодинамические зависимости тела переменной массы [3]. Уравнения энергетического (теплого) баланса записываются в виде зависимости скорости изменения давления от параметров ПА во всех трёх полостях ударного цилиндра (рис. 1).

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{W_{01}} \left[\sqrt{kR} s_1 z_1 \varphi(I_1) - f_c \sqrt{kRT_1} p_1 \varphi(I_2) \right]; \\ \frac{d\tau_1}{dt} = \frac{T_1}{p_1} \frac{dp_1}{dt} + \frac{\sqrt{kR}}{W_{01}} \left[s_a z_1 \varphi(I_1) + f_c T_1 \sqrt{T_1} \varphi(I_2) \right]; \\ \frac{dp_{11}}{dt} = \frac{k}{W_{02} + xF_1} \left[\sqrt{kR} s_2 z_2 \varphi(I_2) - p_2 F_1 \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dT_{11}}{dt} = \frac{T_{11}}{p_{11}} \frac{dp_2}{dt} + \frac{T_{11} F_1}{W_{02} + F_1 x} \frac{dx}{dt} + s_b f_c \frac{\sqrt{kR} \varphi(I_2)}{F_1 x + W_{02}}; \\ \frac{dp_2}{dt} = - \frac{k}{L + x_{02} - x} \left[\frac{\sqrt{kR} s_3}{F_2} z_2 \varphi(I_3) - p_2 \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dT_2}{dt} = - \frac{T_2}{L + x_{02} - x} \frac{dx}{dt} + \frac{T_2}{p_3} \frac{dp_3}{dt} + \frac{s_c z_2 \sqrt{kR} \varphi(I_3)}{F_2 (L + x_{02} - x)}; \\ \frac{dx}{dt} = v; \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} (p_{11} F_1 - p_2 F_2 - P_{mp}); \\ \frac{dM}{dt} = \begin{cases} \tau \cdot z_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \varphi(I_1) + \tau_2 \cdot z_2 \cdot y_2 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \varphi(I_2); & \text{(сх. № 1)} \\ \tau \cdot z_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \varphi(I_1) + (1-\tau) \cdot z_2 \cdot y_2 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \varphi(I_3); & \text{(сх. № 2)} \\ \tau \cdot z_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \varphi(I_1) + (1-\tau) \left[z_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \frac{1 + \text{sign}(y_1 - p_1)}{2} \varphi(I_1) + \right. \\ \left. + z_2 \cdot y_2 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \varphi(I_3) \right], & \text{(сх. № 3),} \end{cases} \end{array} \right. \quad (1)$$

где $\varphi(I) = \frac{1 + \text{sign}(I - 0,528)}{2} \sqrt{\frac{2}{k-1}} (I^{1,43} - I^{1,71}) + 0,579 \frac{1 + \text{sign}(0,528 - I)}{2}$ – расходная функция, записанная с учётом возможности перехода от докритического к надкритическому режимам течения и наоборот;

$$f_c = \pi d_c x \left[1 + \operatorname{sign} \left(\frac{d_c}{4} - x \right) \right] / 2 + \frac{\pi d_c^2}{4} \left[1 + \operatorname{sign} \left(x - \frac{d_c}{4} \right) \right] / 2 - \text{площадь сопла}; p_1, T_1, p_2,$$

T_2, p_3, T_3 – параметры газа в соответствующих полостях цилиндра; R – газовая постоянная; k – показатель адиабаты; L – полный ход поршня; W_{01} – объём аккумулятора; x_{02} – начальная координата поршня слева ($x_{02} = W_{02}/F_2$, где W_{02} – мерный объём цилиндра при крайнем левом положении поршня); x – ход поршня; v – скорость поршня; F_1, F_2 – площади торцов поршня справа и слева (рис. 1); m – масса подвижных частей; M – масса сжатого воздуха, потребляемого в процессе срабатывания ПА.

Для того, чтобы система уравнений обрела универсальную форму и была пригодной для всех пневматических схем управления пневмоцилиндром необходимо дополнять эти уравнения уравнениями изменения температур в этих полостях. Последние могут быть получены на основе уравнения состояния газа (формула Клайперона-Менделеева), записанного в дифференциальной форме.

Таким образом, первые два уравнения описывают изменение состояния газа в накопительной ёмкости (аккумуляторе). Вторые два уравнения описывают состояние газа в полости, которую условно можно назвать рабочей (полость ограниченная соплом и торцом поршня). Следующие два уравнения описывают изменение состояния газа в выхлопной (штоковой) полости.

Для моделирования разных схем подключения пневмоцилиндра и алгоритмов их работы вводятся логическо-алгебраические модули $s_1, s_2, s_3, s_a, s_b, s_c, z$ и z_2 . В каждой фазе движения рабочая и выхлопная полости цилиндра могут подключаться к разным объектам коммутации и давления в этих объектах соответственно для рабочей и выхлопной полостей обозначим через y_1 и y_2

$$\begin{aligned} y_1 &= \tau p_m + (1 - \tau) p_a; & y_2 &= \tau p_a + (1 - \tau) p_m; & (\text{сх. № 2}) \\ y_1 &= \tau p_m + (1 - \tau) p_k; & y_2 &= \tau p_a + (1 - \tau) p_m. & (\text{сх. № 3}) \end{aligned} \quad (2)$$

Отношения давлений на концах коммутационных трактов с учётом возможного знакопеременного расхода $I_1 = \left(\frac{p_1}{y_1} \right)^{\operatorname{sign}(y_1 - p_1)}$; $I_2 = \left(\frac{p_2}{y_2} \right)^{\operatorname{sign}(y_2 - p_2)}$.

Коррективы z_1 и z_2 имитируют процесс дискретного изменения пропускной способности магистралей в зависимости от состояния распределителя. Функции s_1, s_2, s_3, s_a, s_b позволяют дискретно изменять структуры правых частей первых шести уравнений системы (1) в связи с переходом от заполнения к опорожнению и наоборот.

Как показали экспериментальные исследования [7] процесс выравнивания давлений в аккумуляторе и рабочей полости цилиндра при срабатывании ПА происходит за очень короткое время (0,03 с). За это время поршень успевает пройти отрезок пути длиной примерно 1 мм (порядка 0,5–1 % хода поршня). Поэтому при дальнейших расчётах этот участок хода не рассматривался, аккумулятор и рабочая полость представлялись как единое целое т.е. рассматривался двусторонний ПЦ с большим начальным объёмом W_{01} . При таком упрощении логическо-алгебраические модули применительно к схеме № 2 (рис. 5) даны в работе [1].

Анализ, опираясь на нелинейную математическую модель, работы ударного ПА, работающего по схеме № 1 (рис. 1) выявил целый ряд недостатков данной упрощённой схемы использования ПЦ со встроенным резервуаром. В качестве исследуемого объекта выбран цилиндр с $D_{\text{ц}} = 0,16$ м; $d_{\text{ш}} = 0,04$ м; $d_{\text{с}} = 0,05$ м; $L = 0,296$ м. Емкость аккумулятора варьировалась от $2,5 \cdot 10^{-3}$ до $4,5 \cdot 10^{-3}$. Масса подвижных частей $m = 30$ кг.

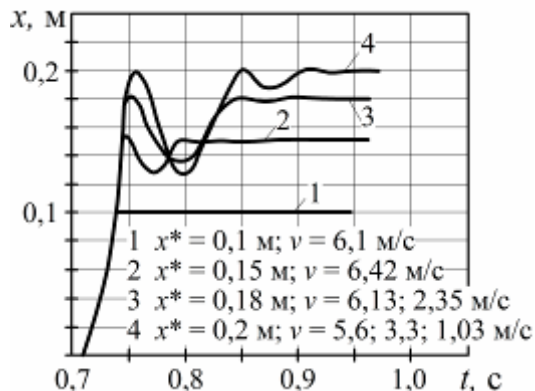


Рисунок 2 – Перемещение поршня при ударе при разных координатах положения заготовки x^* (схема № 1)

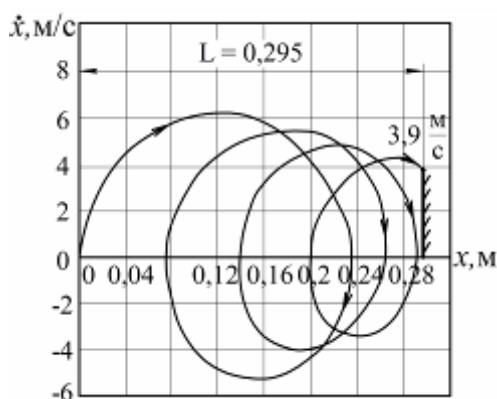


Рисунок 3 – Фазовая траектория рабочего органа ударного цилиндра при отсутствии заготовки (схема № 1)

Вторым существенным недостатком ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 1, является развитый колебательный процесс со смещением в сторону крышки цилиндра. Фазовая траектория рабочего органа на рис. 3 наглядно демонстрирует, что при отсутствии заготовки неизбежен недопустимо сильный удар по крышке (скорость 3,9 м/с, масса подвижных частей 30 кг), что, скорее всего, приведёт к серьезной поломке цилиндра.

Два других недостатка хорошо иллюстрирует переходный процесс, полученный при $W_{01} = 4,5 \cdot 10^{-3}$ м³ (рис. 4). Работа агрегата при координате удара $x^* = 0,1$ м сопровождается большими затратами сжатого воздуха ($M^* = 6,4 \cdot 10^{-2}$ кг), а также достаточно большой скоростью посадки поршня в седло ($v_0 = 0,9$ м/с) при его обратном ходе. Ввиду колебательного характера движения поршня в обратном направлении эта скорость может достигать 1,4 м/с. Такая работа приводит к быстрому износу уплотнительной шайбы на поршне.

Для предотвращения этих отрицательных явлений синхронизируем работу пневмораспределителя и ударного цилиндра (рис. 5). Процесс синхронизации работы распределителя согласно схеме на рис. 5 происходит с учётом задержки во времени t_3 срабатывания распределителя 2. Во всех расчётах вводилось $t_3 = 0,05$ с. Проведенные исследования показывают, что при всех координатах удара x^* использование схемы № 2 исключает возможность возникновения повторных ударов (рис. 6). Показано также, что при использовании схемы № 2 при заданных значениях $D_{\text{ц}}$, $d_{\text{ш}}$ и $d_{\text{с}}$ существенное влияние на скорость удара v_m и координату расположения заготовки x^{**} , при

мулятора варьировалась от $2,5 \cdot 10^{-3}$ до $4,5 \cdot 10^{-3}$. Масса подвижных частей $m = 30$ кг.

На рис. 2 приведены кривые перемещения поршня при разных координатах удара x^* (расстояние до заготовки). При значениях x^* от 0,14 м до 0,2 м наблюдаются повторные удары по заготовке, что недопустимо (например, при использовании данного привода в клеймочных машинах).

Два других недостатка хорошо иллюстрирует переходный процесс, полученный при $W_{01} = 4,5 \cdot 10^{-3}$ м³ (рис. 4). Работа агрегата при координате удара $x^* = 0,1$ м сопровождается большими затратами сжатого воздуха ($M^* = 6,4 \cdot 10^{-2}$ кг), а также достаточно большой скоростью посадки поршня в седло ($v_0 = 0,9$ м/с) при его обратном ходе. Ввиду колебательного характера движения поршня

которой достигается максимальная скорость, оказывают объём накопительной полости W_{01} и полный ход поршня L (рис. 7).

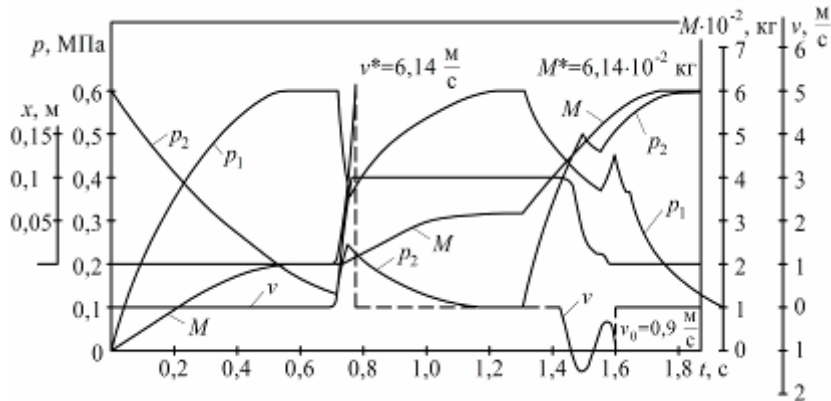


Рисунок 4 – Переходный процесс при срабатывании ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 1

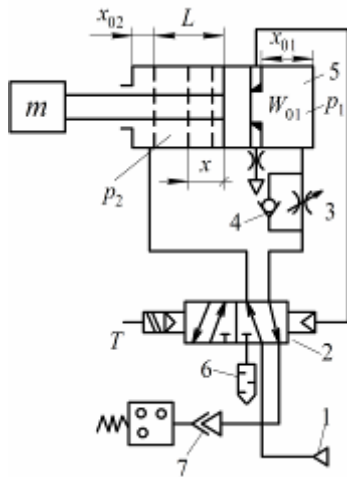


Рисунок 5 – Схема ударного пневмоагрегата с синхронизацией работы цилиндра и распределителя (схема № 2)

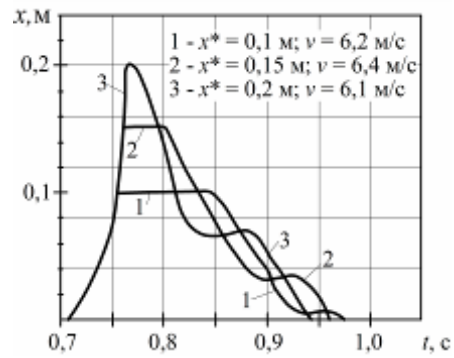


Рисунок 6 – Перемещение поршня при ударе при разных координатах положения заготовки (схема № 2)

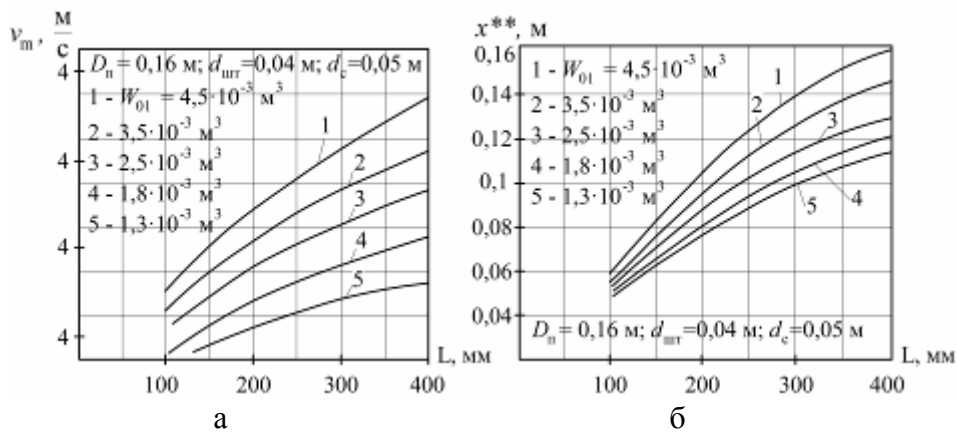


Рисунок 7 – Влияние объёма накопительной полости W_{01} и полного хода поршня L на максимальную скорость удара (а) и координату реализации максимальной скорости удара (б)

Переходний процес, полученний при тех же условиях, что и для схемы № 1, свидетельствует о том, что затраты сжатого воздуха в этом случае удастся сократить ($M^* = 4,5 \cdot 10^{-2}$ кг). Уменьшается при этом и скорость посадки поршня в седло при обратном ходе поршня. Причём эту скорость можно уменьшать за счёт увеличения сопротивления дросселя 3 (рис. 5).

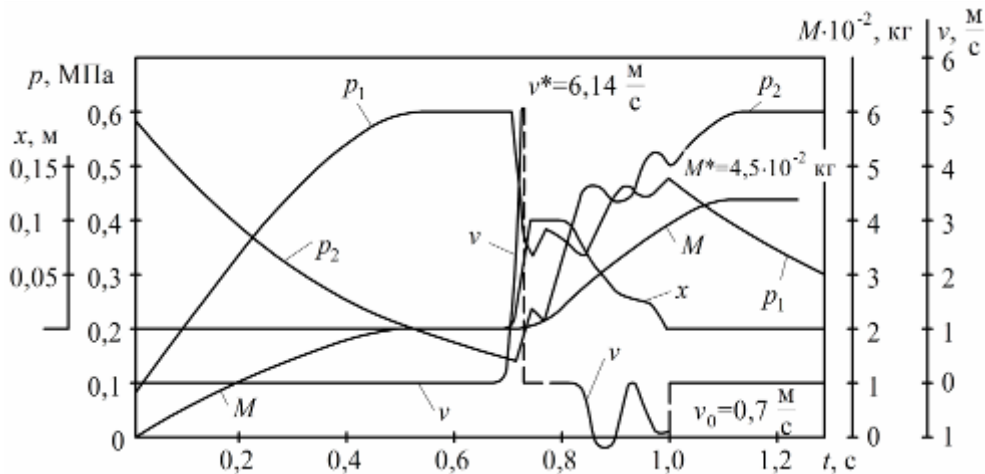


Рисунок 8 – Переходный процесс при срабатывании ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 2

Значительно более существенное улучшение экономичности и других эксплуатационных показателей ударного ПА можно добиться при переходе к схеме № 3, в которой контур питания включает три источника с давлениями p_m , p_k и p_a (рис. 9).

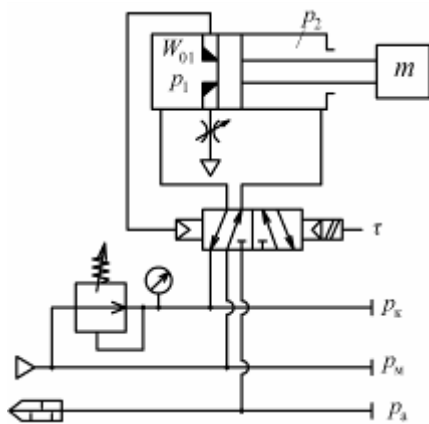


Рисунок 9 – Схема ударного пневмоагрегата с синхронизацией и использованием редукционного клапана (схема № 3)

Переходный процесс на рис. 10, полученный при $p_m = 0,6$ МПа и $p_k = 0,5$ МПа, показывает, что при полном сохранении энергетики удара удастся более существенно снизить затраты сжатого воздуха ($M^* = 3,4 \cdot 10^{-2}$ кг) и добиться плавной, практически безударной посадки поршня в седло при обратном ходе ($v_0 = 0,29$ м/с).

Абсолютно безопасным становится срабатывание ПА, работающего по схеме № 3, при отсутствии заготовки. Фазовая траектория рабочего органа, представленная на рис. 11, свидетельствует о быстро затухающих колебаниях поршня при смещении его в сторону седла и мягкой посадке его в седло (рис. 11).

посадке его в седло (рис. 11).

Найдём эксергический КПД ударного ПА с разными схемами управления. Под работоспособностью (эксергией) понимают максимальную полезную работу, которую можно получить от термодинамической системы в результате обратного перехода ее от данного состояния к состоянию термического и механического равновесия с окружаю-

шей средой [2, 5, 6, 8]. Удельную работоспособность газа l_p определяют исходя из того, что в холодильнике и ресивере компрессора газ переходит в термическое равновесие с окружающей средой. В работах [5, 6, 9] показано, что исходя из этого допущения удельную работоспособность l_p можно определить как

$$l_p = RT_M \ln \frac{P_M}{P_a} \quad (3)$$

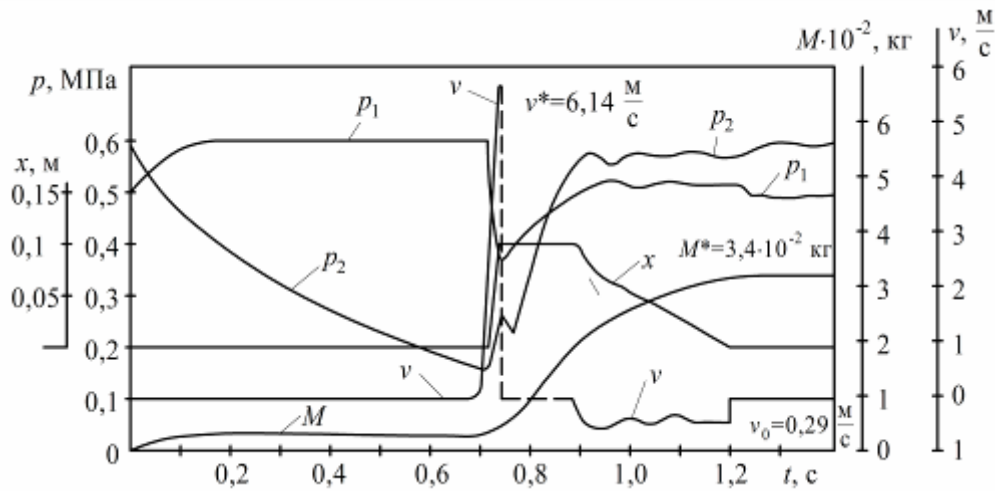


Рисунок 10 – Переходный процесс при срабатывании ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 3

Эксергический КПД при этом может быть определён как полезная внешняя механическая работа, совершаемая газом в рабочей полости цилиндра, отнесенная к полной работоспособности сжатого воздуха, поступившего к цилиндру в процессе одного срабатывания агрегата

$$\eta_3 = \frac{F_1 \int_0^{t^*} p_1 v dt - F_2 \int_0^{t^*} p_2 v dt - \int_0^{t^*} P_{тр} v dt}{M^* RT_M \ln \frac{P_M}{P_a}} = \frac{mv^{*2}}{2 M^* RT_M \ln \frac{P_M}{P_a}}, \quad (4)$$

где t^* – время, соответствующее моменту подвода штока к заготовке; v^* – скорость поршня в момент удара; M^* – массовое количество сжатого воздуха, поступившее к цилиндру за полное время срабатывания.

Первый член числителя в выражении (4) равен внешней механической работе сжатого воздуха в рабочей полости цилиндра. Зависимость эксергического КПД η_3 от координаты удара x^* для трёх схем управления представлена на рис. 12. Графики получены при тех же параметрах и условиях функционирования, что и переходные процессы на рис. 4, 8 и 10. При оптимальной по энергетике координате удара $x^* = 0,14$ для схемы № 3 эксергический КПД ударного ПА практически в 2 раза превышает КПД пневмоагрегата, работающего по стандартной схеме № 1.

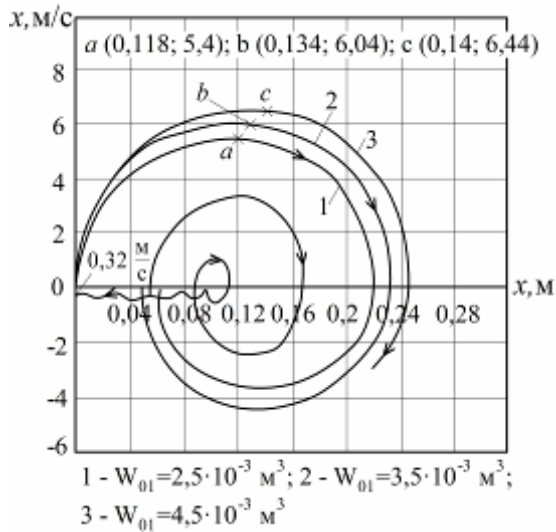


Рисунок 11 – Фазовая траектория рабочего органа ударного цилиндра при отсутствии заготовки (схема № 3)

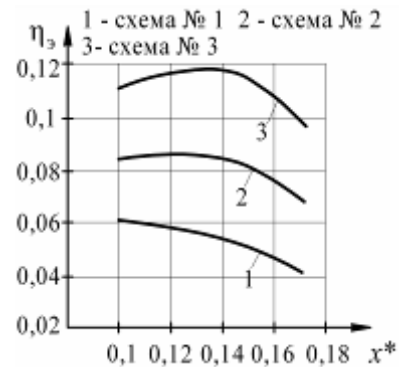


Рисунок 12 – Зависимость эксергического КПД ударного привода с разными схемами управления от координаты удара x^*

Выводы. Предложенная схема управления ударным пневмоцилиндром позволяет значительно улучшить все наиболее важные эксплуатационные показатели агрегата: степень энергетического совершенства, долговечность за счёт безударной посадки поршня в седло при обратном ходе, снижение брака при выполнении ударных операций в результате отсутствия повторных ударов, степень безопасности вследствие безударного срабатывания в случае отсутствия заготовки. Поэтому практическое использование ударных ПА с данной схемой становится полностью предсказуемым и значительно более экономным.

Литература

1. Атаманов Ю.Л. Использование пневмоагрегата со встроенным резервуаром в ударных механизмах клеймения металлопроката // Ю.Л. Атаманов, Г.А. Крутиков, М.Г. Стрижак Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – Вып. 8 (65).
2. Бродянский В.М. Эксергический метод и его приложения // В.М. Бродянский, В. Фриштер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат. – 1988. – 281 с.
3. Герц Е.В. Определение работоспособности автономных газовых приводов эксергическим методом // Е. В. Герц Пневматика и гидравлика. – М.: Машиностроение. – 1981. – Вып. 8. – С. 14–20.
4. Герц Е.В. Расчёт пневмоприводов // Е.В. Герц, Г.В. Крейнин Справочное пособие. – М.: Машиностроение. – 1975. – 272 с.
5. Крутиков Г.А. Определение степени энергетического совершенства пневмоприводов дискретного действия // Г.А. Крутиков Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – Киев: Техніка. – 1985. – Вып. 21. – С. 34–42.

6. Мурзин В. А. Эффективность использования работоспособности потока сжатого воздуха в поршневых пневмодвигателях // В.А. Мурзин Известия ВУЗов. Горный журнал. – 1985. – № 7. – С. 101–108.

7. Перельцвайг М. И. Исследование динамики ударного пневматического поршневого привода // М.И. Перельцвайг Анализ и синтез машин-автоматов. – М.: Наука. – 1964. – С. 164–170.

8. Суворов Д.Г. Рабочий процесс пневматической поршневой ударной машины // Д.Г. Суворов, А.В. Куприянов Известия ВУЗов. Строительство. – 2006. – № 6. – С. 75–79.

9. Цейтлин Ю.А. Пневматические установки шахт // Ю.А. Цейтлин, В.А. Мурзин. – М.: Недра. – 1991. – 268 с.

10. Снижение энергопотерь в пневмоприводах станков, автоматических манипуляторов и других машин // Методические рекомендации для Минстанкопрома СССР. – ВНИИТЭМР, Москва. – 1986. – 58 с.

УДК 621.05

Атаманов Ю.Л., Крутіков Г.А., Стрижак М.Г.

ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ УДАРНИХ ПНЕВМОАГРЕГАТІВ ЗА РАХУНОК РАЦІОНАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ КОНТУРОМ ЖИВЛЕННЯ

Розглянуті схеми використання пневмоагрегата з вбудованим резервуаром. Запропоновано схему керування ударним пневмоциліндром, що дозволяє значно поліпшити всі найважливіші експлуатаційні показники агрегату: ступінь енергетичної досконалості, довговічність за рахунок безударної посадки поршня в сідло при зворотному ході, зниження браку при виконанні ударних операцій в результаті відсутності повторних ударів, ступінь безпеки внаслідок безударного спрацьовування в разі відсутності заготовки.

Atamanov J., Krutikov G., Strizhak M.

IMPROVING ECONOMY IMPACT PNEUMOUNIT THROUGH JUDICIOUS MANAGEMENT OF THE POWER SUPPLY CIRCUIT

The schemes are considered using pneumounit with built-in reservoir. The scheme of management by the shock pneumatic cylinder, allowing considerably to improve all most important operational indicators of the unit is offered: degree of power perfection, durability at the expense of unaccented landing of the piston in a saddle at reverse motion, decrease in marriage when performing shock operations as a result of lack of repeated blows, safety degree owing to unaccented operation in case of lack of preparation.