

УДК 621.05

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПНЕВМОАГРЕГАТА СО ВСТРОЕННЫМ РЕЗЕРВУАРОМ В УДАРНЫХ МЕХАНИЗМАХ КЛЕЙМЕНЯ МЕТАЛЛОПРОКАТА

Ю. Л. Атаманов

Директор ООО «Харьковгазоборудование»
ул. Кооперативная, 6/8, г. Харьков, Украина, 61003
E-mail: hgo_pochta@ukr.net

Г. А. Крутиков

Доктор технических наук, профессор
Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропривод»*
E-mail: gkrutikov@gmail.com

М. Г. Стрижак

Инженер
Кафедра «Подъёмно-транспортные машины и
оборудование»*
E-mail: mp9753@mail.ru

*Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

У статті розглянуті питання вибору структури пневмопривода ударної дії і його математична модель. Викладено результати дослідження на ПЕОМ процесу спрацювання пневмопривода з різними схемами підключення виконавчого механізму: встановлено, що пневмосхема з синхронізацією роботи циліндра і пневморозподільника дозволяє домогтися найбільш раціонального імпульсного удару, оптимального у процесах таврування, прошивки і ковальських операціях

Ключові слова: ударний пневмопривод, механізм таврування, математична модель, синхронізація роботи циліндра і пневморозподільника

В статье рассмотрены вопросы выбора структуры пневмопривода ударного действия и его математическая модель. Изложены результаты исследования на ПЭВМ процесса срабатывания пневмопривода с разными схемами подключения исполнительного механизма: установлено, что пневмосхема с синхронизацией работы цилиндра и пневмораспределителя позволяет добиться наиболее рационального импульсного удара, оптимального в процессах клейменения, прошивки и кузнечных операциях

Ключевые слова: ударный пневмопривод, механизм клейменения, математическая модель, синхронизация работы цилиндра и пневмораспределителя

1. Введение

Пневмоагрегаты обладают большими преимуществами в технологических процессах, требующих быстрого разгона рабочего органа до больших скоростей на предельно малом пути перемещения [1]. Это свойство эффективно используется в отбойных молотках, прошивочных машинах, машинах точечной сварки, кузнечных пневмомолотах и т.д. Преимущество пневмопривода при выполнении этих операций заключается в свойстве рабочего тела (воздуха) аккумулировать большую потенциальную энергию расширения (сжатия).

2. Постановка задачи

Удельную работоспособность потока газа l_p [2], то есть ту часть удельной работы сжатия в компрессоре, которая в дальнейшем может быть использована для производства внешней механической работы определяют исходя из того, что в холодильнике компрессора и ресивере поток сжатого воздуха при-

ходит в термическое равновесие с окружающей средой [3, 4]:

$$l_p = RT_m \ln \frac{P_m}{P_a}, \quad (1)$$

где T_m, P_m – соответственно температура и давление в питающей привод магистрали;

P_a – атмосферное давление; R – газовая постоянная.

Удельная работоспособность сжатого воздуха (рис. 1) состоит из двух компонентов: работы выталкивания, которую принято называть транзитной работоспособностью [4], и работы изотермического расширения (сжатия):

$$l_p = RT_m \ln \frac{P_m}{P_a} = U + \frac{RT_m}{P_m} (P_m - P_a), \quad (2)$$

где U – удельная потенциальная энергия сжатия, которая может быть полностью реализована лишь при расширении по изотерме сжатого воздуха (участок 2-3-2' на рис. 1);

$\frac{RT_m}{P_m}(p_m - p_a) = v_m(p_m - p_a)$ – удельная работа выталкивания (участок 2-3-2'-4).

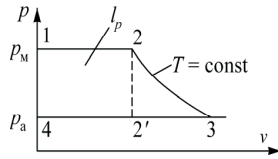


Рис. 1. Удельная работоспособность сжатого воздуха в p-v координатах

При использовании пневмоцилиндров, подключенных по традиционной схеме, используется лишь работа проталкивания (транзитная работоспособность). В этом случае сжатый воздух выступает лишь как кинематическое звено, связывающее компрессор с цилиндром. Основная задача при проектировании пневмопривода заключается в создании системы эффективного использования потенциальной энергии расширения U.

3. Основные результаты

Одним из перспективных пневмоагрегатов, позволяющих эффективно реализовать потенциальную энергию расширения сжатого воздуха, является пневмопривод со встроенным резервуаром [5]. Пневмоцилиндр привода состоит из двух полостей: поршневой 2, внутри которой находится дифференциальный поршень 1 и накопительной 6 (рис. 2). Торец поршня снабжен уплотнительным кольцом 3, а сам поршень выполняет роль клапана. На разделительной перегородке 4 между полостями имеется отверстие 5 с выступающим кольцевым буртиком, являющимся седлом клапана. В исходном состоянии левая поршневая полость соединена с питающей магистралью, а правая – с атмосферой. Клапан полностью закрыт. При подаче сжатого воздуха в правую полость и соединении левой полости с атмосферой поршень будет находиться на месте, пока сила давления, действующая на площадь $\frac{\pi d_c^2}{4}$ справа, не преодолеет силу давления, действующую на площадь $\frac{\pi(D_n^2 - d_m^2)}{4}$ слева. При размыкании клапана сжатый воздух, накопленный в правой полости с давлением p_1 , намного превышающим давление p_2 (рис. 2), начинает действовать на поверхность площадью $\frac{\pi D_n^2}{4}$. Ступенчато создаётся большая разность сил на поршне, которая обеспечит максимальный разгон поршня, т.к. давление в выхлопной полости p_2 в момент размыкания клапана практически упадёт до атмосферного.

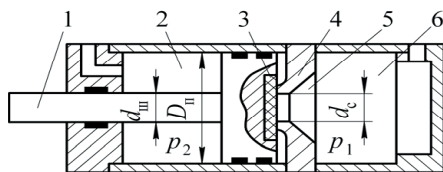


Рис. 2. Пневмоцилиндр со встроенным резервуаром

Однако быстрый разгон поршня неизбежно влечёт за собой быстрое падение давления в рабочей полости и рост противодействия в выхлопной полости, что приводит к автоторможению и пневмоотскоку поршня. Поршень с подключённой к нему массой, находясь между двумя пневмоемкостями, становится подобен массе, подвешенной на двух пружинах, что способствует возникновению развитого колебательного процесса.

Проанализируем, опираясь на машинное моделирование, некоторые особенности функционирования этой динамической модели.

Математическую модель пневмоагрегата (рис. 1, 4) получим на основе термодинамических зависимостей тела переменной массы [6 – 8]. Уравнения энергетического (теплового) баланса записаны в виде зависимости скорости изменения давлений в полостях цилиндра от параметров пневмосистемы. На основе уравнения состояния газа в дифференциальной форме получены зависимости скорости изменения абсолютной температуры в тех же полостях от параметров пневмосистемы [9, 10].

При этом учитывался знакопеременный характер расхода в коммутационных трактах привода при использовании схемы на рис. 4, переход от заполнения к опорожнению полостей цилиндра, дискретное изменение пропускных способностей линий, связанных с левой и правой полостями цилиндра. В качестве допущений не учитывался теплообмен полостей цилиндра с окружающей средой в виду большой скорости протекания процесса. В качестве первого приближения считалось, что сопло между полостями не оказывает существенного сопротивления в виду его большого диаметра и большой скорости разгерметизации клапана "поршень-седло".

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{W_0 + F_1 x} \left[\sqrt{kR} \cdot s_1 z_1 \varphi(\sigma_1) - p_1 F_1 \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dT_1}{dt} = \frac{T_1 F_1}{W_0 + F_1 x} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{T_1}{p_1} \cdot \frac{dp_1}{dt} + \frac{s_a z_1 \sqrt{kR} \cdot \varphi(\sigma_1)}{F_1 x + W_0}; \\ \frac{dp_2}{dt} = -\frac{k}{L + x_{o2} - x} \left[\frac{\sqrt{kR}}{F_2} \cdot s_2 z_2 \varphi(\sigma_2) - p_2 \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dT_2}{dt} = -\frac{T_2}{x_{o2} + L - x} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{T_2}{p_2} \cdot \frac{dp_2}{dt} + \frac{s_b z_2 \sqrt{kR} \cdot \varphi(\sigma_2)}{F_2 (L + x_{o2} - x)}; \\ \frac{dx}{dt} = v; \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} (p_1 F_1 - p_2 F_2 - P_{тр}), \end{cases} \quad (3)$$

где $\varphi(\sigma)$ – расходная функция, записанная с учётом как надкритического, так и докритического режимов течения газа [6, 7].

$$\begin{aligned} \varphi(\sigma) = & \frac{1 + \text{sign}(\sigma - 0,528)}{2} \sqrt{\frac{2}{k-1} (\sigma^{1,43} - \sigma^{1,71})} + \\ & + 0,579 \frac{1 + \text{sign}(0,528 - \sigma)}{2}, \end{aligned}$$

где p_1, p_2, T_1, T_2 – давления и температуры в полостях цилиндра; k – показатель адиабаты; W_0 – объем ак-

кумулятора; F_1, F_2 – площади торцов поршня справа и слева; x – координата поршня; L – полный ход поршня; D_n, d_m, d_c – диаметры поршня, штока и седла клапана; m – масса подвижных частей; $P_{тр}$ – сила трения; $x_{02} = \frac{W_0}{F_2}$ – начальная координата поршня справа; σ – отношение давлений на концах питающего и выхлопного трубопроводов.

На рис. 3 представлен переходный процесс, полученный в результате численного интегрирования на ПЭВМ системы управления (3) для пневмопривода без синхронизации работы пневмораспределителя и ударного пневмоцилиндра.

Основные параметры привода: $D_n = 0,16$ м; $d_m = 0,04$ м; $d_c = 0,05$ м; $m = 30$ кг; $P_{тр} = 100$ Н; $L = 0,2$ м; $x_{02} = 0,01$ м; $W_0 = 1,48 \cdot 10^{-3}$ м³.

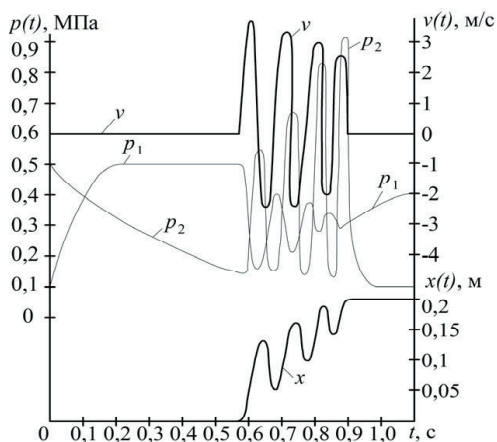


Рис. 3. Переходный процесс в пневмоприводе без синхронизации работы распределителя и цилиндра

Максимальная скорость удара $v_{max} = 3,82$ м/с реализуется при ходе $x = 0,123$ м. Следующий максимум скорости 3,3 м/с приходится на $x = 0,175$ м и т.д. Очевидно, что при использовании пневмопривода в качестве агрегата для клеймения неизбежен брак, ввиду повторных ударов клеймовочного механизма по заготовке.

Для предотвращения этого отрицательного явления синхронизируем работу пневматического распределителя и ударного пневмоцилиндра (рис. 4).

Изменение состояния пневмораспределителя 2 (рис. 4) описывается булевой переменной T ($T = 1$ – ток подан, $T = 0$ – ток отключен).

Для моделирования разных схем подключения пневмоцилиндра (в том числе и схемы на рис. 4) система управления (3) приведена к универсальной форме, где s_1, s_2, s_a, s_b, z_1 и z_2 – логическо-алгебраические модули для моделирования конкретной схемы и алгоритма управления.

В каждой фазе движения левые и правые полости цилиндра могут подключаться к разным объектам коммутации и давление в этих объектах соответственно для левой и правой полостей обозначим соответственно, как p_L и p_p .

Коррективы z_1 и z_2 имитируют процесс дискретного изменения пропускной способности магистралей в зависимости от состояния распределителя (T). Функции s_1, s_2, s_a, s_b позволяют дискретно изменять

структуры правых частей первых четырёх дифференциальных уравнений (3) в связи с переходом от заполнения к опорожнению и наоборот.

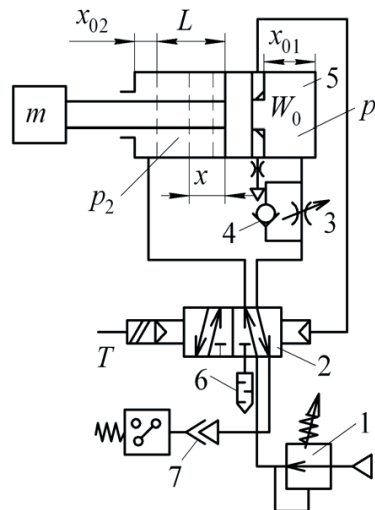


Рис. 4. Пневматическая схема управления ударным пневмоприводом: 1 – редукционный пневмоклапан; 2 – пневмораспределитель; 3 – дроссель; 4 – обратный пневмоклапан; 5 – ударный пневмоцилиндр; 6 – глушитель; 7 – реле давления

Применительно к схеме на рис. 4 указанные выше функции будут:

$$\sigma_1 = \left(\frac{P_1}{P_p} \right)^{\text{sign}(p_p - p_1)},$$

где $P_p = T P_m + (1 - T) P_a$;

$$z_1 = T \frac{f_{p_{ок}} f_{tp1}}{\sqrt{(f_{p_{ок}})^2 + (f_{ок tp1})^2 + (f_{tp1} f_p)^2}} + (1 - T) \frac{f_{p_{д}} f_{tp1}}{\sqrt{(f_{p_{д}})^2 + (f_{д tp1})^2 + (f_{tp1} f_p)^2}},$$

$$\text{где } f_{tp} = \frac{\pi d_t^2}{4} \frac{1}{\sqrt{0,021_{tp}/d_t + 1}};$$

$$s_1 = \left[1 + \text{sign}(p_p - p_1) \right] \cdot \frac{P_p \sqrt{T_m^2}}{2} - \left[1 + \text{sign}(p_1 - p_p) \right] \cdot \frac{\sqrt{T_1^2} \cdot P_1}{2},$$

$$s_a = \frac{-T_1^2 \cdot P_p \left[1 + \text{sign}(p_p - p_1) \right]}{2 \sqrt{T_m} \cdot P_1} + \frac{T_1 \sqrt{T_1} \left[1 + \text{sign}(p_1 - p_p) \right]}{2};$$

$$\sigma_2 = \left(\frac{P_2}{P_L} \right)^{\text{sign}(p_L - p_1)},$$

где $p_L = T p_a + (1-T)p_m$;

$$z_2 = T \frac{f_p f_{tp2}}{\sqrt{(f_p f_r)^2 + (f_r f_{tp2})^2 + (f_{tp2} f_p)^2}} + (1-T) \frac{f_p f_{tp2}}{\sqrt{f_p^2 + f_{tp}^2}} ;$$

$$s_2 = -\frac{1 + \text{sign}(p_L - p_2)}{2} p_L \sqrt{T_m} + \frac{1 + \text{sign}(p_2 - p_L)}{2} \sqrt{T_2} \cdot p_2 ,$$

$$s_b = -\frac{1 + \text{sign}(p_L - p_2)}{2} \frac{T_2 \cdot p_r}{p_2 \sqrt{T_m}} + \frac{1 + \text{sign}(p_2 - p_L)}{2} \sqrt{T_2} T_2 ,$$

где f_p , $f_{ок}$, f_d , f_r – эффективные площади распределителя, обратного клапана, дросселя и глушителя [6]; f_{tp} – эффективная площадь трубопровода; l_{tp} , d_t – длина и внутренний диаметр трубопровода.

Условие дискретного изменения площади поршня, на которую действует давление p_1 записывалось в виде:

$$F_1 = \begin{cases} \frac{\pi d_c^2}{4} & \text{при } \frac{dx}{dt} \leq 0; \\ \frac{\pi D_n^2}{4} & \text{при } \frac{dx}{dt} > 0. \end{cases} \quad (4)$$

Процесс синхронизации работы распределителя согласно схеме на рис. 4 записывался с учётом временной задержки в срабатывании распределителя в виде следующего логического оператора при начальных условиях $t_x = 0$; $T = 1$:

$$\begin{cases} \text{Если } v > 0 \wedge t_x = 0, \text{ то } t_x = t; \\ \text{Если } t - t_x > t_{зад} = 0, \text{ то } T = 0, \end{cases} \quad (5)$$

где t_x – момент срабатывания распределителя; $t_{зад}$ – задержка срабатывания распределителя.

На рис. 5 представлен переходный процесс, полученный на ПЭВМ при срабатывании ударного пневмоцилиндра с теми же параметрами, но работающего по схеме на рис. 4. Временная задержка $t_{зад} = 0,02$ с.

Характер переходного процесса существенно изменился. Привод осуществляет наиболее благоприятный для процесса клеймения импульсный удар. Вторых ударов нет.

Максимальная скорость 3,75 м/с достигается при координате поршня 0,115 м.

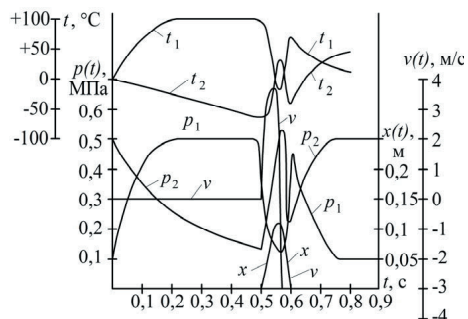


Рис. 5. Переходный процесс в ударном пневмоприводе при синхронизации работы цилиндра и пневмораспределителя

Определённый интерес вызывает характер изменения температурного режима в процессе импульсного удара (рис. 5). В течение непродолжительного промежутка времени порядка 0,5 с в рабочей камере температура поднимается до 100°C, а в выхлопной полости опускается до -50°C. Однако вслед за этим происходит быстрое выравнивание температур в камерах и их значения приближаются к температуре окружающей среды. Очевидно, что учёт теплообмена с окружающей средой будет выравнивать пиковые значения температур в начальный период срабатывания.

4. Выводы

Результаты исследований дают основание для использования пневмоцилиндра со встроенным резервуаром в качестве эффективного механизма для клеймения металлопроката. Использование предлагаемой схемы синхронизации работы ударного пневмоцилиндра и пневмораспределителя позволяет получить импульсный удар большой мощности. Разработанная математическая модель пневмоагрегата дает возможность на стадии проектирования подобрать наиболее рациональное соотношение конструктивных и настроечных параметров.

Литература

1. Абраменков, Э. А. Пневматические механизмы машин ударного действия: дроссельные, беззолотниковые, безклапанные. Справочное пособие [Текст] / Э. А. Абраменков, Д. Э. Абраменков. – Новосибирск: Изд-во Новосибирского университета, 1993. – 430 с.
2. Термодинамика. Терминология [Текст] / Отв. ред. И.И. Новиков. – М.: Наука, 1973. – 54 с.
3. Крутиков, Г. А. Определение степени энергетического совершенства пневмоприводов дискретного действия [Текст] / Г. А. Крутиков // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1985. – Вып. 21. – С. 34–42.
4. Цейтлин, Ю. А. Пневматические установки шахт [Текст] / Ю. А. Цейтлин, В. А. Мурзин. – М.: Недра, 1991. – 268 с.
5. Пневматические системы управления станками, прессами и другими машинами. Альбом схем [Текст] / Под. Ред. И. М. Степунина. – М.: Научно-исследовательский институт информации по машиностроению, 1971. – 215 с.
6. Герц, Е. В. Расчёт пневмоприводов. Справочное пособие [Текст] / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – М.: Машиностроение, 1975. – 278 с.
7. Мамонтов, М. А. Вопросы термодинамики тела переменной массы [Текст] / М. А. Мамонтов. – М.: Оборонгиз, 1961. – 183 с.
8. Tsai, D. H. Dynamic Behavior of a Simple Pneumatic Reducer [Текст] / D. H. Tsai, R. L. Cassidy // ASME. IRD Meeting. – Paper 60. – 1961. – Т. 86. – С. 15-24.
9. Мамонтов, М. А. Метод аналогичности в анализе и синтезе пневматических двигателей [Текст] / М. А. Мамонтов // Теория машин-автоматов и пневмогидроприводов. – 1966. – Вып. 16. – С. 18–23.
10. Логов, И. Л. Пневматические насосы [Текст] / И. Л. Логов. – М.: Машгиз, 1972. – 243 с.