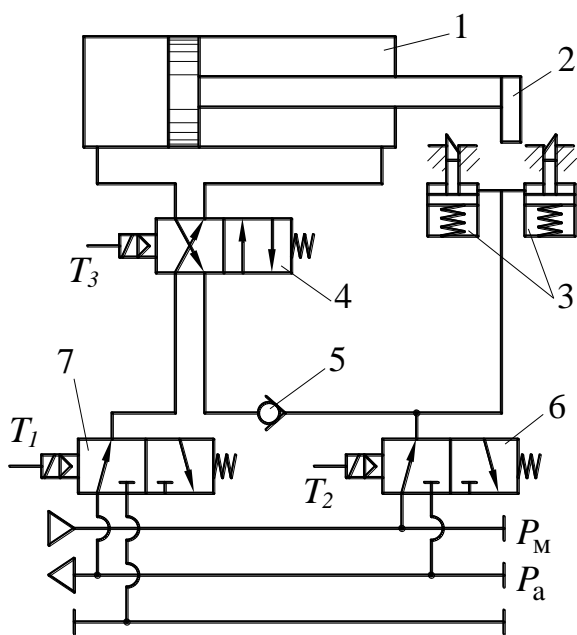


**ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ СХЕМА ЦИКЛОВОГО ПНЕВМОАГРЕГАТА
ДЛЯ РАБОТЫ В УСЛОВИЯХ БОЛЬШОЙ ИНЕРЦИОННОЙ НАГРУЗКИ**

Предлагается схема и алгоритм управления циклового пневмоагрегата (ПА), позволяющая существенно улучшить энергетические характеристики ПА, и определена область рационального использования подобных ПА.

Массовое использование пневматических автоманипуляторов (АМ), которым свойственны большие непроизводительные потери сжатого воздуха приводит к значительному увеличению энергозатрат производств, оснащенных ими. Отличительной особенностью применения пневматики в АМ являются большие инерционные нагрузки на многих ПА, (например ПА поворота колонны манипулятора). Эти обстоятельства требуют применения радикальных способов торможения для обеспечения безударного срабатывания, а также использование энергосберегающих структур ПА.



Фазы движения		T_1	T_2	T_3
Движение вправо	Исходное состояние	0	0	0
	Разгон	1	1	1
	Торможение	0	0	1
	Фиксация	-	0	-
Движение влево	Исходное состояние	0	0	1
	Разгон	1	1	0
	Торможение	0	0	0
	Фиксация	-	0	-

Рисунок 1

На рис. 1 представлена пневматическая схема, которая кроме обеспечения безударного срабатывания ПА, позволяет осуществить так называемый компрессионно-приводной режим работы. Этот режим позволяет в максимальной степени использовать работоспособность поступающего в рабочую полость сжатого воздуха, а также использовать накопленную при торможении энергию сжатого воздуха для обратного хода.

Схема реализуется с помощью одного 4^x линейного (4) и двух трехлинейных распределителей (7 и 6). При быстром движении рабочего органа ПА вправо в начале движения рабочая полость коммутируется с магистралью питания через открытый обратный клапан, а выхлопная полость с атмосферой.

При торможении от тормозных распределителей 6 и 7 отключается ток управления, рабочая полость цилиндра наглухо перекрывается, выхлопная полость также оказывается запертой ввиду закрытия обратного клапана 5. Тормозной эффект создается за счет роста давления P_2 и падения давления P_1 . При этом воздух в рабочей полости расширяясь продолжает совершать работу, т.е. осуществляется отбор потенциальной энергии сжатия воздуха.

В этой фазе сжатый воздух отключается от фиксатора 3 и они под действием пружин выдвигаются. К концу хода скорость поршня гасится и он становится на фиксатор. При обратном ходе синхронно с переключением реверсивного распределителя 4 тормозной распределитель 6 возвращается в левую позицию. Одновременно с этим сжатый воздух подается к фиксатору и он освобождает поршень. Поршень движется влево за счет давления P_2 , запасенного в тормозной полости в предыдущей фазе движения. Так как этот уровень давления как правило больше магистрального давления P_m , то обратный клапан 5 закрыт. По мере движения влево давление P_2 падает. При этом совершается работа за счет потенциальной энергии сжатого воздуха, запасенной в тормозной полости на предыдущем этапе движения. При понижении давления до уровня магистрального обратный клапан 5 открывается, кривая полость начинает подниматься из магистрали. При торможении поршня, движущегося влево, тормозные распределители 6 и 7 опять переводятся в правую позицию (ток от них отключается) и фиксаторы вновь выдвигаются. Таким образом пневмомеханизм при разгоне работает как привод, а при торможении – как компрессор, запасая энергию для обратного хода.

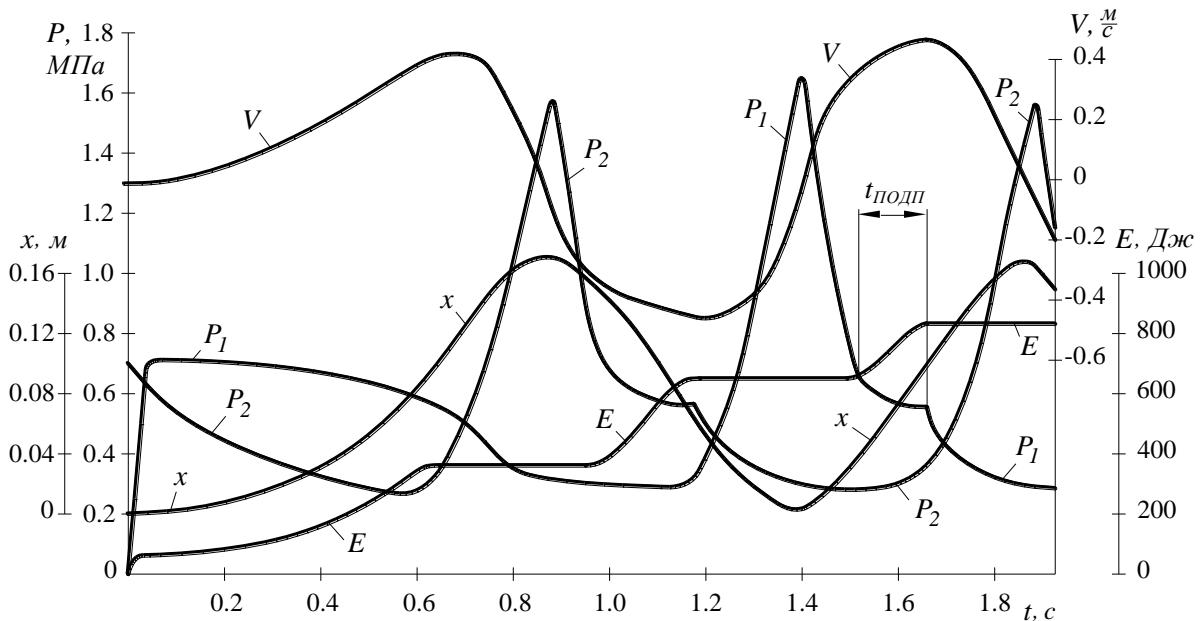


Рисунок 2

На рис. 2 представлен переходный процесс, полученный в размерной форме на ЭВМ для привода с компрессионно-приводным режимом работы. Расчетный переходный процесс получен для ПА поворотного модуля автоманипулятора. В расчет заложены данные поворотного пневмодвигателя ПДП 2-25.100.150.

Исходные данные для расчета: $m_{пр} = 2000$ кг, $L = 0,17$ мм², $f_1^3 = 14$ мм²; $f_2^3 = 24$ мм²; $F_1 = F_2 = 0,785 \cdot 10^{-2}$ м²; и $P = 500$ Н; $x_{01} = x_{02} = 0,03$ м,

где $m_{пр}$ – приведенная к штоку масса подвижных частей; f_1^3 , f_2^3 – эффективные площади соответственно впускного и выпускного тракта; F_1 , F_2 – площади торцов поршня; P – статическая нагрузка; x_{01} , x_{02} – начальные координаты поршня слева и справа (мертвый объем); L – полный ход поршня.

Степень сжатия в тормозной полости достигает 2,35. Время срабатывания при движении в одну сторону – 0,48 с. Время, в течении которого осуществляется подпитка из сети ($t_{нодн}$) составляет 0,197 с. При полном ходе $L=0,17$ м только в пределах 0,07 м осуществляется контакт рабочей полости с питающей сетью.

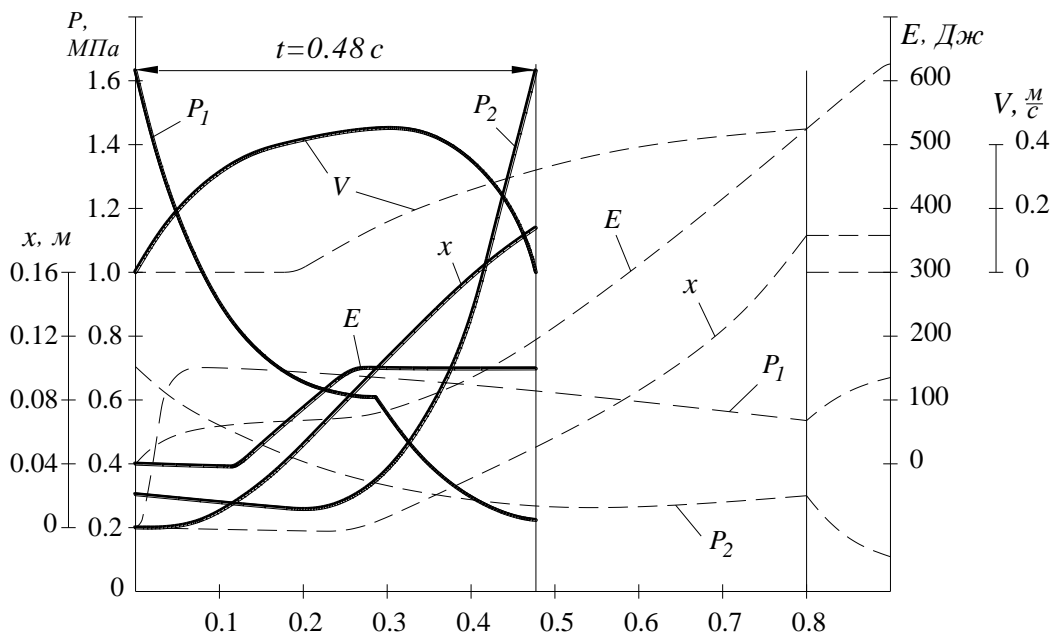


Рисунок 3

На рис. 3 представлены сравнительные расчеты на ЭВМ для пневмоагрегатов, работающих при указанных выше условиях по схеме на рис. 1 и по традиционной схеме, когда в конце хода используется гидроамортизаторы. Работоспособность сжатого воздуха, необходимая для срабатывания пневмоагрегата, работающего по классической схеме, составляет 640 Дж при времени срабатывания 0,8 с (пунктирные линии). Для агрегата по схеме на рис.1 затраты составляют 120 Дж при времени срабатывания 0,48 с (сплошные линии).

При расчетах на ЭВМ основной задачей численного интегрирования является правильный выбор координаты торможения. Машинно-ориентированная методика расчета оптимального торможения пути основана на численном интегрировании шаговым методом системы дифференциальных уравнений, описывающих работу двухстороннего ПА [2,3].

В результате интегрирования для i -го момента времени известны p_{1i} , p_{2i} (давления в рабочей и выхлопной полостях), x_i (положение поршня), V_i (скорость поршня). После вычисления этих значений машина выбирает положение (позицию) тормозных распределителей 6 и 7. Для этого при каждом шаге интегрирования прогнозируется соотношение работы расширения газа (Π_{1i}) и кинетической энергии движущихся частей (k_i) с работой сил, тормозящих движение (A_i) и работой сжатия в тормозной полости (Π_{2i}), в случае перекрытия магистралей в данный момент времени.

$$\begin{aligned} \Pi_{1i} &= \frac{F_1 P_{1i} (x_{01} + x_i)}{k-1} \left[1 - \left(\frac{x_{01} + x_i}{x_{01} + L} \right)^{k-1} \right]; \\ \Pi_{2i} &= \frac{F_2 P_{2i} (x_{02} + L - x_i)}{k-1} \left[\left(\frac{x_{02} + L - x_i}{\zeta_{02} + 1} \right)^{k-1} - 1 \right]; \\ A_i &= (L - x_i)P; \quad k_i = \frac{mV_i^2}{2}. \end{aligned} \quad (1)$$

Состояние тормозных распределителей выбирается из условия:

$$\begin{aligned} T_1 = T_2 = 1 & \text{ если } \Pi_{1i} + k_i < \Pi_{2i} + A_i; \\ T_1 = T_2 = 0 & \text{ если } \Pi_{1i} + k_i \geq \Pi_{2i} + A_i. \end{aligned} \quad (2)$$

Будем оценивать степень энергетического совершенства по осредненному значению КПД η_{cp} . В том случае, кроме величины полезной работы $P \cdot L$, следует учитывать осредненную за цикл кинетическую энергию подвижных частей привода:

$$k_{кин}^{cp} = \frac{m}{2t_{cp}} \int_0^{t_{cp}} V^2 dt, \quad (3)$$

где t_{cp} – время движения поршня из начального положения в конечное.

В качестве затраченной энергии будем использовать работоспособность сжатого воздуха, потребленного в процессе этого срабатывания ($A_{ПОЛ}$).

$$A_{ПОЛ} = l_p \cdot M_s, \quad (4)$$

где l_p – удельная работоспособность сжатого воздуха; M_s – массовое количество сжатого воздуха, потребленного ПА.

В работе [1] показано, что после принятия ряда допущений:

$$l_p = RT_M \ln \frac{P_M}{P_a}, \quad (5)$$

где P_M, T_M – параметры сжатого воздуха в питающей магистрали; P_a – атмосферное давление; R – газовая постоянная.

С учетом этого:

$$\eta_{cp} = \frac{\frac{m}{2t_{cp}} \int_0^{t_{cp}} V^2 dt + P \cdot l}{f_1^3 P_M B \sqrt{RT_M} \ln \frac{1}{\sigma_a} \int_0^{t_{cp}} \varphi(P_M, P_a) dt}, \quad (6)$$

где f_1^3 – эффективная площадь впускного тракта пневмоагрегата; $\sigma_a = P_a/P_M$; $B = \sqrt{2k/k-1}$; $\varphi(P_M, P_a)$ – расходная функция [2].

Для обобщения динамических и энергетических характеристик пневмоприводов обычно переходят к безразмерным параметрам, используя при этом критерии динамического подобия [3]:

$$B = \frac{P_M F_1}{Lm} t_0^2 \text{ – критерий инерционности;}$$

$$\Omega = \frac{f_2^3}{f_1^3} \text{ – относительная эффективная площадь выхлопного тракта;}$$

$$\chi = \frac{P}{P_M F_1} \text{ – относительная статическая нагрузка;}$$

$$t_0 = \frac{F_1}{f_1^3 \sqrt{kRT_M}} \text{ – базовая единица времени;}$$

$$\tau_{cp} = \frac{t_{cp}}{t_0} \text{ – безразмерное время срабатывания;}$$

$$\sigma_a = P_a / P_M .$$

Для определения области рационального использования агрегатов с компрессионно-приводным режимом работы на рис. 4 представлены графики, отражающие влияние основных критериев подобия B и χ на время срабатывания τ_c , осредненный за цикл КПД привода η_{cp} и относительное массовое количество сжатого воздуха \bar{M}_s , потребленное за один цикл.

Как видно из этих графиков эффективность использования энергии сжатого воздуха резко возрастает с ростом инерционной нагрузки (с уменьшением B). Однако наиболее существенное увеличение быстродействия наблюдается при $1 \leq B \leq 3$. С точки зрения энергетики наибольшая эффективность данного привода достигается при $0,1 \leq B \leq 2$.

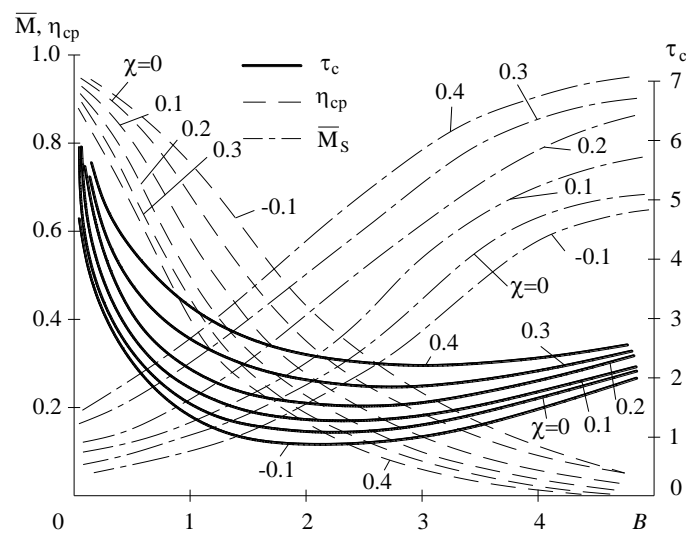


Рисунок 4

Энергетическая эффективность этих приводов тем выше, чем больше добротность колебательной системы, т.е. чем меньше сжатого воздуха расходуется для подпитки схемы в процессе работы.

Литература

1. Крутиков Г.А. Определение степени энергетического совершенства пневмоприводов дискретного действия // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – Киев: Техника. – 1985-Вып. 32. – с. 38–43.

2. Крутиков Г.А., Кудрявцев А.И. Торможение пневмоприводов автоматических манипуляторов с большой инерционной нагрузкой // Вестник машиностроения. – М., 1984. №2. с. 20–25.

3. Крутиков Г.А., Кудрявцев А.И., Пекарь Л.А. К вопросу выбора способа торможения пневмоприводов с большими присоединительными массами // В. кн. Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М., Машиностроение, 1987, вып. 13, с. 60–70.

УДК 621.51

Крутиков Г.А.

**ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧА СХЕМА ЦИКЛОВОГО ПНЕВМОАГРЕГАТУ
ДЛЯ РОБОТИ В УМОВАХ ВЕЛИКОГО ІНЕРЦІЙНОГО НАВАНТАЖЕННЯ**

Пропонується схема та алгоритм керування циклового агрегату, що дозволяє суттєво поліпшити енергетичні характеристики пневмоагрегатів і визначена область раціонального використання подібних пневмоагрегатів.