

The analytical research justified and described the mathematical prediction model of optimal overhaul operation time of soil-cultivating movable operating elements

Keywords: soil cultivation, cultivating claws, overhaul service life, soil-cultivating machinery, optimal operation time

Розглянуті питання розширення області застосування пневмоприводів в бік суттєвого збільшення інерційного навантаження, а також більш ефективного використання працездатності стисненого повітря в пневмоприводах. Загальною основою знайдених рішень є перехід до схем гальмування шляхом зміни структури комутаційних зв'язків, а також вибір раціональних параметрів циліндрів пневмоприводів на основі визначення області найбільш ефективного використання енергозберігаючих схем пневмоприводів в просторі основних параметрів динамічного подоби

Ключові слова: дискретні пневмоприводи, енергозбереження, структура комутаційних зв'язків

Рассмотрены вопросы расширения области применения пневмоприводов в сторону существенного увеличения инерционной нагрузки, а также более эффективного использования работоспособности сжатого воздуха в пневмоприводах. Общей основой найденных решений является переход к схемам торможения рабочего органа пневмопривода путем изменения структуры коммутационных связей, а также выбор рациональных параметров цилиндров пневмоприводов на основе определения области наиболее эффективного использования энергосберегающих схем пневмоприводов в пространстве основных критериев динамического подоби

Ключевые слова: дискретные пневмоприводы, энергосбережение, структура коммутационных связей

УДК 621.5

СТРУКТУРНЫЙ И ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ПНЕВМОПРИВОДОВ

Г.А. Крутиков

Доктор технических наук, профессор*

Контактный тел.: (057) 707-61-28

E-mail: gkrutikov@gmail.com

М.Г. Стрижак

Аспирант*

Контактный тел.: (057) 707-61-28

E-mail: mp9753@mail.ru

*Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропривод»

Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»

ул. Фрунзе 21, г. Харьков, Украина,
61002

Введение

При использовании пневмоприводов (ПП) в качестве средств механизации производственных процессов обычно сталкиваются, кроме всего прочего, с двумя существенными проблемами: ограничение области применения силовой пневматики сравнительно небольшими инерционными нагрузками и нерациональное использование энергетических возможностей сжатого воздуха. Последнее приобретает особое значение, т.к. сжатый воздух является одним из наиболее дорогих энергоносителей.

Целью работы является расширение области применения силовой пневматики в сторону значительно увеличения инерционных нагрузок, а также поиск способов более эффективного использования работоспособности сжатого воздуха в ПП.

Постановка проблемы

Решение сформулированных задач тесно связано с выбором способа торможения (управления) рабочих органов (РО) ПП.

При торможении РО ПП, как правило, используют хорошо зарекомендовавшие себя в технике гидропривода способы, основанные на дроссельном торможении.

При таких способах торможения вопрос энергосбережения никогда не увязывался с процессом торможения.

Кроме того, при копировании в пневматике способов торможения гидропривода не принимается во внимание значительное отличие физических свойств рабочих тел в гидроприводе и пневмоприводе.

Основные результаты

На рис. 1 показаны две типовые схемы ПП с внешними тормозными устройствами в виде дискретного тормозного клапана (рис. 1а) и аналогового дросселирующего клапана с путевым управлением (рис. 1б).

Подобные тормозные устройства выпускаются серийно, что предполагает их массовое использование в силовой пневматике. Однако, отсутствие эксплуатационной гибкости делает ПП с таким торможением малоприменимым для компьютерного управления, особенно когда речь идет о свободнопрограммируемых многопозиционных ПП. В этом случае намного более эффективными являются ПП с торможением за счет изменения структуры коммутационных связей [3].

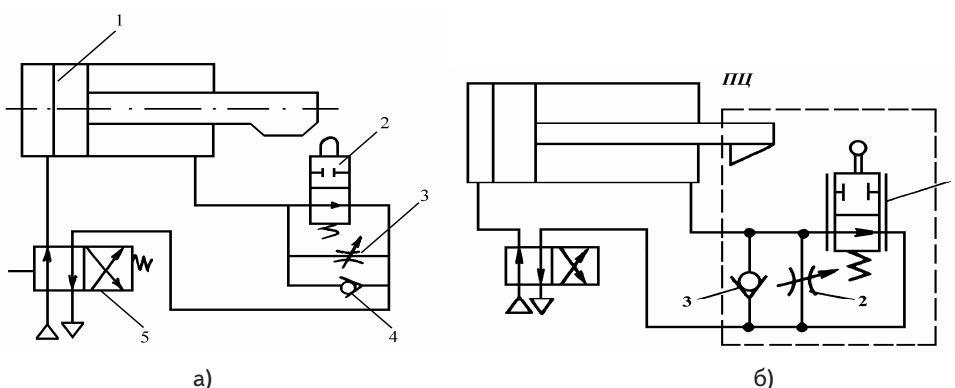


Рис. 1. Торможение РО с помощью дискретного тормозного клапана (а) и аналогового дросселирующего клапана (б)

Для объективного выбора наиболее рационального варианта торможения за счет изменения структуры коммутационных связей была разработана единая математическая модель (ММ), приведенная к безразмерной форме на основе принципов аналогичности тепломеханических систем по способу Вышнеградского-Воронова-Мамонтова [3, 5, 7]. При этом число независимых переменных сводилось к минимальному числу критериев динамического подобия, а именно: $\beta = \frac{mL}{t_0^2 F_1 p_m}$ – критерий инерционности (безразмерная масса), численно равный отношению силы инерции при базовом ускорении L/t_0^2 к максимальной силе, развиваемой поршнем; $\chi = P/p_m F_1$ – параметр статической нагрузки, где $t_0 = \frac{F_1 L}{f_1^3 a_m}$ – базовая единица времени, численно равная времени заполнения рабочего объема пневмоцилиндра (ПЦ) сжатым воздухом с его параметрами в питающей магистрали (p_m, T_m), движущегося со скоростью звука $a_m = \sqrt{kRT_m}$ через отверстие, равное эффективной площади f_1^3 питающего тракта, L – полный ход поршня (базовая единица длины); F_1 – площадь поршня.

Выделение основных критериев динамического подобия β и χ является, как показано ниже, важным инструментом при проведении параметрического синтеза энергосберегающего ПП.

При исследовании энергетических характеристик в качестве потребленной энергии использовалась работоспособность сжатого воздуха (эксергия), т.е. максимальная полезная работа, которую можно получить от термодинамической системы в результате обратимого перехода ее в состояние равновесия с окружающей средой [1, 2]. Показано, что если в ресивере и холодильнике компрессора сжатый воздух приходит в термическое равновесие с окружающей средой, то удельная работоспособность может быть определена по выражению [3, 5]:

$$l_p \cong RT_m \ln \frac{p_m}{p_a} = U + \frac{RT_m}{p_a} (p_m - p_a), \tag{1}$$

где $RT_m (p_m - p_a) / p_a$ – удельная работа выталкивания (нагнетания), которую принято называть гранзитной работоспособностью; U – работа изотермического расширения (сжатия).

В процессе численного интегрирования дифференциальных уравнений в безразмерной форме кроме определения параметров внутренних переходных процессов (безразмерных давлений и температур в полостях ПЦ $\sigma_1, \sigma_2, \theta_1, \theta_2$) и переменных состояния $\xi, \dot{\xi}$ (перемещение и скорость РО) определялось относительное массовое количество сжатого воздуха, потребленного в процессе одного срабатывания \bar{M} и осредненный за цикл КПД η_{cp} :

$$\bar{M} = \int_0^{\tau_c} G d\tau / F_1 L \rho_m = \int_0^{\tau_c} \phi(I_1) dt, \tag{2}$$

где G – массовый расход, поступающий к ПЦ; $\phi(I_1)$ – расходная функция [5]; I_1 – отношение давлений на концах трубопровода; τ_c – безразмерное время срабатывания; $F_1 L \rho_m$ – массовое количество сжатого воздуха, необходимое для заполнения рабочего объема сжатым воздухом до его параметров в питающей магистрали (p_m, T_m).

Вследствие того, что исследуются ПП с большими массовыми нагрузками и торможением РО в конце хода, то в качестве полезной работы при расчете η_{cp} , кроме работы по преодолению силы статического сопротивления $P \cdot L$, учитывалась осредненная за цикл кинетическая энергия подвижных частей [4].

$$\eta_{cp} = \frac{\frac{\beta}{2\tau_{cp}'} \int_0^{\tau_{cp}} \xi^2 dt + \chi}{z_1 \ln \frac{1}{\sigma_a} \int_0^{\tau_{cp}} \phi(I_1) dt}, \tag{3}$$

где τ_{cp}' – безразмерное время движения РО ПЦ из одной позиции в другую; τ_{cp} – полное время срабаты-

вания; $\sigma_a = p_a / p_m$; z_1 – корректив, учитывающий дискретное изменение пропускной способности питающего тракта при изменении структуры коммутационных связей.

Таким образом, осредненное значение КПД ПП можно рассчитывать в ходе общего процесса численного интегрирования исходной ММ, расширенной за счет введения новых интегрируемых параметров Y и M :

$$\begin{cases} \frac{dM}{dt} = z_1 \bar{T} \varphi(I_1) + T \left[z_1 \varphi(I_1) \frac{1 + \text{sign}(\sigma_k - \sigma_1)}{2} - z_2 \varphi(I_2) \frac{1 + \text{sign}(\sigma_2 - 1)}{2} \right]; \\ \frac{dY}{dt} = \frac{\xi^2 \beta}{2}. \end{cases} \quad (4)$$

После завершения ПП цикла срабатывания и получения на основе численного интегрирования значений τ'_{cp} , Y и M подсчитывался осредненный за цикл КПД ПП:

$$\eta_{cp} = \frac{Y / \tau'_{cp} + \chi}{M \cdot \ln 1 / \sigma_a}. \quad (5)$$

Первое выражение системы (4) действительно для энергосберегающей схемы ПА на рис. 8.

На рис. 2 представлен результат численного решения в размерной форме для ПП, использующего дискретный тормозной клапан (рис. 1). Исследуемый ПП включает в себя пневмоцилиндр с параметрами: $D_{ш} = 50$ мм; $d_{ш} = 16$ мм; $L = 500$ мм; эффективные площади подводящей и отводящей пневмолиний: $f_1^a = f_2^a = 0,5 \cdot 10^{-4}$ м². Параметры нагрузки: $P = 100$ Н; $m = 5 \div 200$ кг.

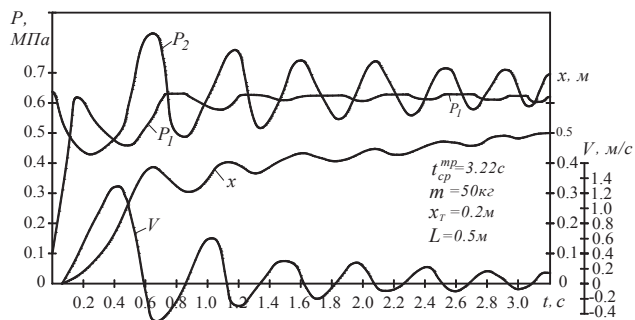


Рис. 2. Переходный процесс при торможении с помощью дискретного тормозного клапана

Увеличение массовой нагрузки от 5 кг до 50 кг при заданных параметрах привода приводит к появлению развитого колебательного процесса (рис. 2) и делает невозможной эксплуатацию ПП с такой схемой торможения при нагружении даже средней инерционной нагрузкой.

При исследованиях, проведенных в безразмерной форме, было установлено, что область применения дроссельного торможения находится в пределах $\beta = 0 \div 0,3$ [3].

Вторым существенным недостатком являются непроизводительные затраты сжатого воздуха. При параметрах ПП, соответствующего переходному процессу на рис. 2, они составили $M = 0,0085$ кг на

одно срабатывание и осредненный за цикл КПД $\eta_{cp} = 0,15$.

Анализ всех компонентов энергозатрат показал, что основными источниками потерь работоспособности сжатого воздуха являются: потери из-за неполноты расширения воздуха в рабочей полости, из-за несоответствия фактического показателя расширения идеальному (изотермическому), потери во вредном пространстве, потери на дросселирование, дополнительные потери на фиксацию РО.

Первый источник потерь применительно к приводам с дроссельным торможением связан с тем, что они относятся к приводам с полным заполнением рабочего объема, в которых используется только транзитная работоспособность сжатого воздуха (1),

когда сжатый воздух выступает как простое кинематическое звено, связывающее тело вытеснения компрессора с поршнем ПЦ. Потенциальная энергия сжатия U практически не используется. Кроме того, в приводах с дроссельным торможением кинетическая энергия подвижных частей при торможении преобразуется в тепло и безвозвратно теряется. Поэтому намного целесообразней использовать недиссипативный способ гашения кинетической энергии подвижных частей, который дает возможность осуществить рекуперацию в сеть энергии торможения. И, наконец, для фиксации поршня целесообразно использовать минимально необходимый перепад давления на поршне. Кроме уменьшения затрат воздуха, невысокое противодействие в выхлопной полости в начальный момент движения поршня позволит существенно снизить непроизводительную работу выталкивания сжатого воздуха из этой полости.

На первом этапе структурного синтеза формулируются требования к энергосберегающей структуре ПП в словесной форме.

При проектировании ПП с торможением путем изменения структуры коммутационных связей необходимо исходить из того, что каждой фазе движения РО должны соответствовать наиболее рациональные с точки зрения энергосбережения и максимального быстродействия коммутационные ситуации.

В фазе фиксации поршня он должен удерживаться с помощью минимально необходимого перепада давления на поршне, согласованного со встречной нагрузкой, причем меньшее давление должно соответствовать атмосферному, а воздух с более высоким давлением p_k должен отбираться с выхода редуционного клапана.

В фазе разгона рабочая полость, коммутируемая ранее с атмосферой, соединяется с магистралью питания (давление p_m), а выхлопная полость, коммутируемая ранее с источником пониженного давления, соединяется с атмосферой. Малое противодействие в выхлопной полости обеспечивает быстрый разгон поршня. При этом непроизводительная работа выталкивания сжатого воздуха из выхлопной полости становится минимальной. В фазе торможения рабочая полость через предварительно закрытый обратный клапан должна присоединяться к источнику пониженного давления (РК), а выхлопная полость через предварительно закрытый обратный клапан присоединяется к магистральной линии питания (p_m). Это

обеспечивает намного более полную реализацию работоспособности сжатого воздуха в рабочей полости в результате использования энергии сжатия (расширения), рекуперацию энергии торможения в питающую магистраль и примерно постоянный перепад давления при торможении (равнозамедленный и регулируемый режим торможения).

Последнее позволяет реализовать систему торможения с контролируемым и регулируемым импульсом тормозного давления, в отличие от дроссельного торможения, которое сопровождается непредсказуемым колебательным характером изменения тормозного импульса давления (рис. 2).

Разнесенная схема [2], с помощью которой реализуются все описанные коммутационные ситуации для каждой фазы движения, представлена на рис. 3.

Представим все возможные коммутационные ситуации в виде графа связи, где вершины соответствуют каждой из шести возможных коммутационных ситуаций привода (П – поршневая полость ПЦ, Ш – штоковая полость). Граф ситуаций (рис. 4) разбит на макроситуации А и Б, соответствующие выдвигению и задвигению штока. Ситуации V, VI, I(A) объединены общим признаком – задвижение штока, ситуации IV, III, II(B) соответствуют выдвигению штока. Поэтому вполне очевидно, что необходима установка как минимум 4-ех линейного двухпозиционного распределителя, связанного с полостями цилиндра (рис. 5). Каждая из ситуаций обязательно встречается в обеих макроситуациях.

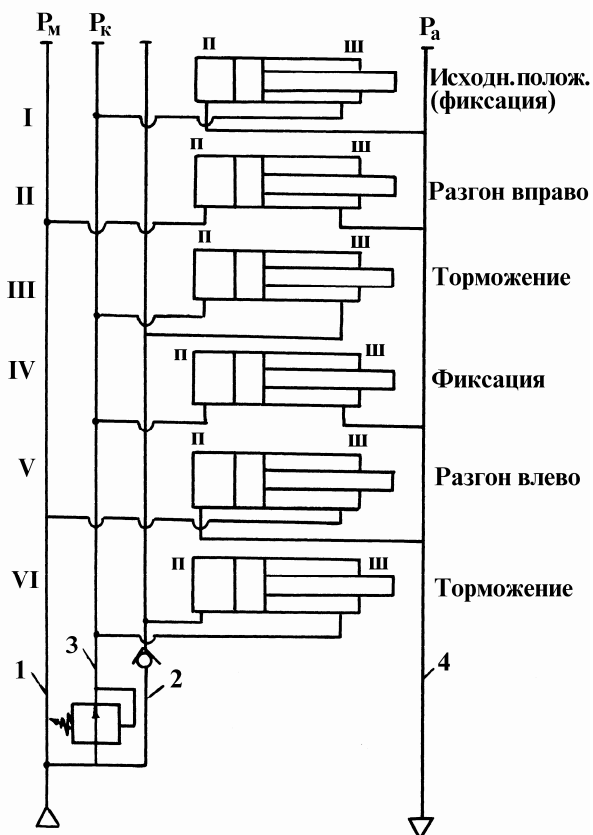


Рис. 3. Разнесенная схема энергосберегающей структуры пневмопривода с торможением

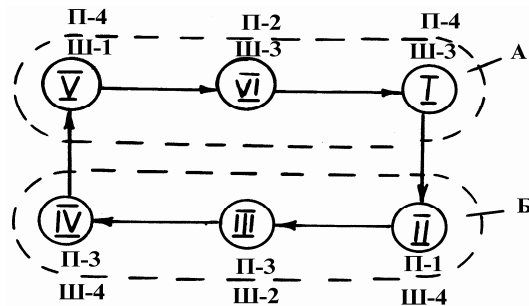


Рис. 4. Граф коммутационных ситуаций пневмопривода

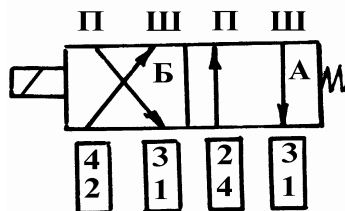


Рис. 5. Вариант оптимального подключения пневмоцилиндра

Поэтому каждый из 2-х входов 4-ехлинейного распределителя может быть соединен с выходом трехлинейного распределителя, так как показано на рис. 6.

При наличии пятилинейного 3-ех позиционного распределителя, который в настоящее время присутствует в номенклатуре большинства фирм-производителей, схема приобретает более компактный вид (рис. 7).

Для того, чтобы избежать установки дополнительного обратного клапана на выходе РК, в схемах на рис. 6, 7 целесообразно устанавливать редукционные клапаны старого образца (типа БВ57-13), в которых отсутствует клапан сброса.

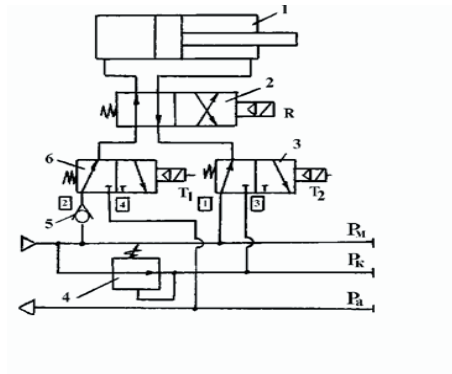
На рис. 8 представлен переходный процесс в ПП с торможением РО путем изменения структуры коммутационных связей с энергосберегающим режимом работы (рис. 7) при тех же параметрах привода, что и для случая дроссельного торможения. Отличие заключается в том, что массовая нагрузка доведена до $m = 200$ кг. Давление питания $p_c = 0,6$ МПа, давление настройки РК $p_k = 0,2$ МПа. Произошло кардинальное изменение самой формы переходного процесса и он приблизился к циклоидальному закону.

Таким образом, при использовании торможения с контролируемым и регулируемым импульсом тормозного давления произошли следующие существенные изменения:

- быстроедействие ввиду оптимизации формы переходного процесса резко возросло (время срабатывания сократилось в $2,5 \div 3$ раза по сравнению с вариантом дроссельного торможения);
- переходный процесс стал неколебательным с равнозамедленным режимом торможения, причем величину отрицательного ускорения можно регулировать за счет давления настройки редукционного клапана;
- при средней и большой инерционной нагрузке реализуется режим эффективного энергосбережения, в результате чего затраты сжатого воздуха при заданных

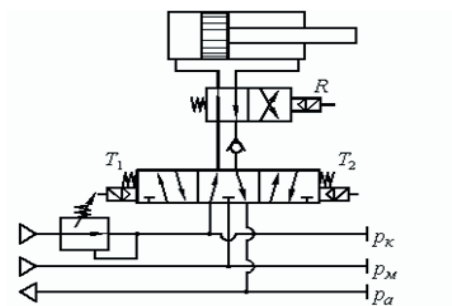
условиях функционирования снизились до 0,00185 кг на одно срабатывание ($M=0,217$), т.е. сократились в 4,6 раза по сравнению с дроссельным торможением;

Область наиболее рационального использования энергосберегающих схем ПП находится в границах $2 \leq \beta \leq 5$ и $\chi \leq 0,3$, где удается снизить затраты сжатого воздуха в 4+10 раз. При этом существенно расширяется область эффективного торможения вплоть до $\beta=5$, что намного перекрывает область использования ПП с традиционным дроссельным торможением ($\beta < 0,3$).



Фазы движения		T_1	T_2	R
Движение вправо	Исходн. состояние	1	1	0
	Разгон	1	0	1
	Торможение	0	1	1
	Фиксация	1	1	1
Движение влево	Исходн. состояние	1	1	1
	Разгон	1	0	0
	Торможение	0	1	0
	Фиксация	1	1	0

Рис. 6. Энергосберегающая структура пневмопривода на базе 3/2 распределителей



Ситуация		R	T_1	T_2
Вправо	Разгон	0	1	0
	Торможение	0	0	1
	Фиксация	0	0	0
Влево	Разгон	1	1	0
	Торможение	1	0	1
	Фиксация	1	0	0

Рис. 7. Энергосберегающая структура пневмопривода на базе 5/3 распределителя

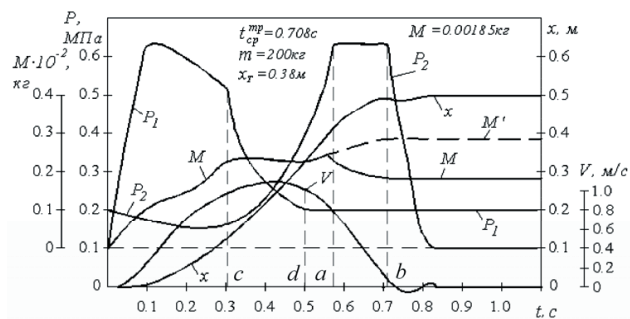


Рис. 8. Переходный процесс в пневмоприводе, работающем по схеме на рис. 7

– на временном отрезке $c - d$ (рис. 8) работа сжатого воздуха в левой полости ПЦ осуществляется за счет работы расширения (сжатия) $U(1)$;

– на временном отрезке $a - b$ осуществляется рекуперация в сеть сжатого воздуха из тормозной полости.

Кривая M' отражает затраты сжатого воздуха без учета рекуперации. Кривая M соответствует затратам сжатого воздуха с учетом рекуперации.

Определение области рационального использования энергосберегающих схем (рис. 6, 7) основано на выделении границ в пространстве критериев динамического подобия β и χ (рис. 9).

Параметрический синтез энергосберегающего ПП включает в себя следующие этапы:

– строятся графики изменения безразмерного количества сжатого воздуха, потребляемого ПП, в пространстве основных критериев динамического подобия β и χ (рис. 9);

– выделяется область существования энергосберегающего ПП (abcd) в плоскости основных критериев динамического подобия $\beta - \chi$, где $M \in 0,25 \div 0,1$ (рис. 10);

– на основе определения граничных значений β и χ , переходя от безразмерной формы к размерной, определяем область допустимых значений диаметра поршня.

– на основе определения граничных значений β и χ , переходя от безразмерной формы к размерной, определяем область допустимых значений диаметра поршня.

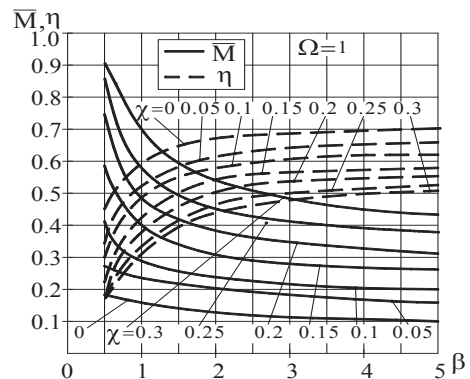


Рис. 9. Зависимость относительной массы сжатого воздуха M и среднего КПД η от параметров β и χ для энергосберегающих схем

Исходя из размеров области рационального использования ($S_{абед}$) диаметр пневмоцилиндра при заданной нагрузке (P, m), длине хода (L), а также эффективной площади пневмолинии питания f_1^2 находится из неравенств:

$$\sqrt{\frac{4}{\pi} \sqrt{\frac{m(f_1^2)^2 kRT_m}{2 \cdot L \cdot p_m}}} \geq D \geq \sqrt{\frac{4P}{0,15 \cdot \pi \cdot p_m}} \quad (6)$$

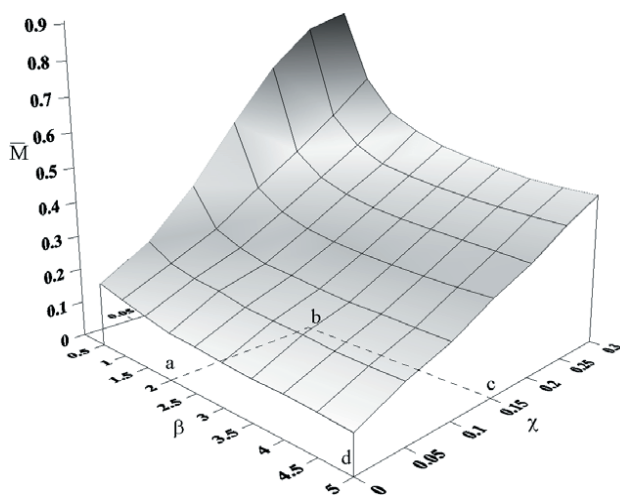


Рис. 10. Определение области рационального использования энергосберегающего ПП

Выбор диаметра цилиндра, удовлетворяющего неравенствам (6), обеспечивает безусловную целесообразность использования энергосберегающих ПП, работающих по схемам на рис. 6, 7.

Выводы

Предложенные в работе схемы пневмоприводов с программами рационального управления распределительными клапанами позволяют в значительной степени расширить область использования силовой пневматики в сторону увеличения инерционных нагрузок и осуществить эффективное энергосбережение не только за счет выбора самой структуры пневмопривода и алгоритма его управления, но и за счет рационально подобранного диаметра пневмоцилиндра. Практическая привлекательность предлагаемых способов торможения пневмоприводов подкреплена определением области их рационального использования.

Литература

1. Бродянский, В. М. Эксергический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фритшер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 281 с.
2. Келлерман, Ю. И. Проектирование пневматических систем методом разнесенных схем / Ю. И. Келлерман // Стандарты и качество, 1982. – № 5. – С. 33–37.
3. Крутиков, Г. А. К вопросу выбора способа торможения пневмоприводов с большими присоединенными массами / Г. А. Крутиков, А. Н. Кудрявцев, Л. А. Пекарь // В кн. Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М.: Машиностроение, 1987. – Вып. 13. – С. 60–71.
4. Крутиков, Г. А. Определение степени энергетического совершенства пневмоприводов дискретного действия / Г. А. Крутиков // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – К.: Техніка, 1985. – Вып. 21. – С. 82–86.
5. Крутиков, Г. А. Универсальная математическая модель для свободнопрограммируемого пневмопривода с дискретным управлением / Г. А. Крутиков // Вестник НТУ «ХПИ». – Харків: НТУ «ХПИ». – 2008. – № 23. – С. 98–103.
6. Логов, И. Л. Пневматические насосы / И. Л. Логов. – М.: Машгиз, 1972. – 243 с.
7. Мамонтов, М. А. Метод аналогичности в анализе и синтезе пневматических двигателей / М. А. Мамонтов // Теория машин-автоматов и пневмогидроприводов. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 18–23.
8. Термодинамика. Терминология. – М.: Наука, 1973. – Вып. 84. – 197 с.

Abstract

The article concerns the increase of energy efficiency of pneumatic actuators and the possibility of their practical usage in conditions of large inertial load.

The problem of expansion of pneumatic actuators field of use is solved at the expense of new method of braking by changing the structure of commutation connections. The advantage of this method over the traditional method of throttle braking was demonstrated. The problem of reduction of unproductive power inputs in pneumatic actuators was solved at the expense of structural synthesis of the efficient scheme of pneumatic actuator as well as parametric synthesis.

In addition, the field of reasonable usage of suggested pneumatic actuators schemes was determined. Such approach in early designing allows to evaluate the appropriateness of usage of suggested methods of braking in specific conditions of pneumatic actuator functioning

Keywords: pneumatic actuators, energy efficiency, structure of commutation connections