

Черкашенко М.В., Крутиков Г.А.

СИНТЕЗ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ

Введение. Практика использования дискретных пневмоагрегатов (ПА) при механизации и автоматизации производственных процессов в настоящее время выдвигает два требования к ПА: расширение области использования таких пневмоагрегатов в сторону значительно больших инерционных нагрузок и всемерное сокращение непроизводительных энергозатрат.

Постановка задачи. Традиционные способы торможения (управления) рабочими органами таких пневмоагрегатов – дроссельное, емкостное торможение, использование пневмо-гидродемпферов оказались мало пригодными при решении этих проблем и, к тому же, плохо стыковались с современным компьютерным управлением.

В наибольшей степени таким требованиям отвечают способы торможения, основанные на изменении структуры коммутационных связей [1]. При таком подходе ПА рассматривается как система переменной структуры (СПС) и требуемые характеристики ПА достигаются за счет рационально подобранной последовательности подключения полостей пневмодвигателя к разным объектам коммутации в процессе движения рабочего органа (РО).

Основные положения исследования. При выборе энергосберегающей структуры ПА в качестве потребленной энергии будем использовать работоспособность сжатого воздуха, т.е. максимальную полезную работу, которую можно получить от термодинамической системы в результате обратимого перехода её к состоянию равновесия с окружающей средой [2]. Можно показать, что если в ресивере и холодильнике компрессора сжатый воздух приходит в термическое равновесие с окружающей средой, то удельная работоспособность (эксергия) потока сжатого воздуха определяется только изотермической работой компрессора в идеальном цикле [3].

$$l_p = R \cdot T_m \cdot \ln \frac{p_m}{p_a} = R \cdot T_m \cdot \ln \frac{1}{\sigma_a}, \quad (1)$$

где $\sigma_a = p_a/p_m$ – безразмерное атмосферное давление; p_m, T_m – параметры сжатого воздуха в питающей ПА магистрали.

Одним из наиболее важных преимуществ схем с торможением путем изменения структуры коммутационных связей является возможность рационального использования работоспособности сжатого воздуха и, следовательно, существенного повышения энергетических характеристик ПА.

Общими требованиями к такому ПА должны быть: неполное заполнение рабочего объема в процессе разгона и торможения, а также использование энергии торможения в виде рекуперации в сеть сжатого воздуха из тормозной полости. Действительно, удельная работоспособность поступающего воздуха состоит из двух компонент: работы проталкивания (транзитная работоспособность) и работы изотермического расширения [4].

$$l_p = R \cdot T_M \cdot \ln \frac{p_M}{p_a} = U + \frac{R \cdot T_M}{p_M} \cdot (p_M - p_a) \quad (2)$$

где $\frac{R \cdot T_M}{p_M} \cdot (p_M - p_a)$ – транзитная работоспособность, U – потенциальная энергия сжатия (расширения).

Если сжатый воздух в течение всего процесса срабатывания поступает в рабочую полость (классическая схема использования ПА), то используется только транзитная работоспособность, когда сжатый воздух выступает как кинематическое звено, связывающее компрессор и рабочую полость ПА.

Если в режиме торможения поступление сжатого воздуха отсекается (неполное заполнение рабочей полости), то используется и вторая составляющая работоспособности – энергия сжатия U .

В качестве базовой схемы рассмотрим схему на рис. 1. Именно эта схема с программой управления, изложенной в таблице, рекомендуется рядом авторов для торможения пневмоагрегатов с большой инерционной нагрузкой [5].

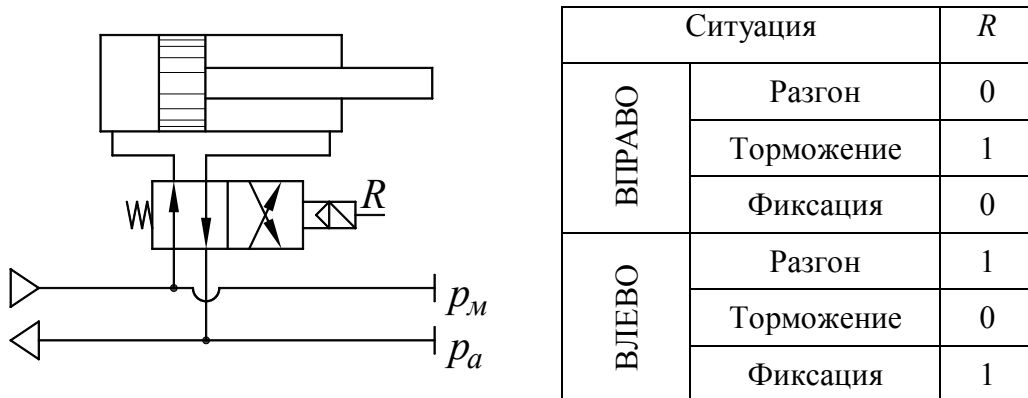


Рисунок 1 – Элементарная (базовая) схема (№ 1) ПА с торможением путем изменения структуры коммутационных связей

Анализ потерь работоспособности сжатого воздуха проведем, опираясь на математическую модель ПА в безразмерной форме. Основными критериями динамического подобия здесь будут β и χ .

$$\beta = \frac{m \cdot L}{t_0^2 \cdot F_1 \cdot p_M} \text{ – критерий инерционности (безразмерная масса), равный отношению си-}$$

лы инерции при базовом ускорении L/t_0^2 к максимальной (индикаторной) силе, развиваемой поршнем, L – полный ход РО, F_1 – площадь поршня со стороны рабочей полости, m – масса; t_0 – базовая единица времени.

$$\chi = \frac{P}{p_M \cdot F_1} \text{ – параметры нагрузки; } t_0 = \frac{F_1 \cdot L}{f_1^3 \cdot a_M} \text{ – базовая единица времени, численно}$$

равная времени заполнения рабочего объема $F_1 L$ несжимаемой средой, движущейся через отверстие, равное эффективной площади впускного тракта f_1^3 , со скоростью зву-

ка $a_m = \sqrt{k \cdot R \cdot T_m}$, где T_m – абсолютная температура сжатого воздуха в питающей магистрали.

При расчете энергозатрат также использовалась безразмерная форма, причем, в качестве базовой единицы бралась работа поршня, развивающего индикаторную силу $p_m F_1$, на пути L , т.е. $F_1 L p_m$. При расчете затрат сжатого воздуха массовое количество воздуха относилось к массовому количеству сжатого воздуха при параметрах в питающей магистрали, необходимому для заполнения рабочего объема пневмоцилиндра, т.е.

$$E = \frac{E_{\text{разм}}}{F_1 \cdot L \cdot p_m}; \quad \bar{M} = \frac{M \cdot R \cdot T_m}{F_1 \cdot L \cdot p_m}, \quad (3)$$

где E , \bar{M} – безразмерные значения энергии и массы воздуха.

Баланс энергозатрат для ПА работающего по схеме №1 (рис. 1) представлен на рис. 2 в виде круговой диаграммы. Расчет получен на ЭВМ при $\beta = 5$ и $\chi = 0,1$.

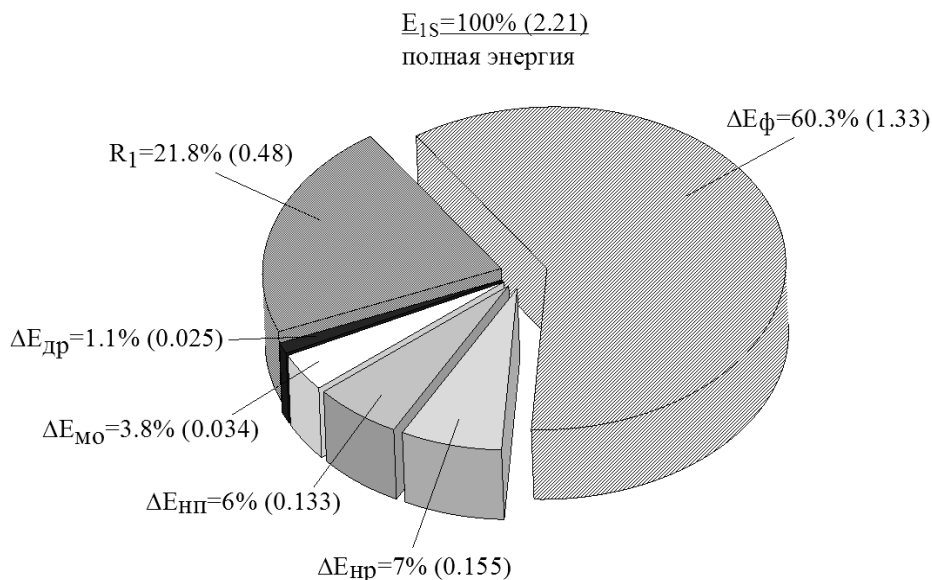


Рисунок 2 – Процентная диаграмма энергопотерь сжатого воздуха в рабочей полости (схема № 1)

Здесь E_{1S} – работоспособность сжатого воздуха, потребленного ПА в процессе одного срабатывания, R_1 – внешняя механическая работа, производимая воздухом в рабочей полости, $\Delta E_{др}$ – потери работоспособности, связанные с дросселированием, $\Delta E_{мо}$ – потери в мертвом объеме пневмоцилиндра, $\Delta E_{нр}$ – потери, связанные с неполнотой расширения воздуха, $\Delta E_{нп}$ – потери, обусловленные несоответствием фактического показателя расширения идеальному, ΔE_{ϕ} – потери работоспособности сжатого воздуха, связанные с фиксацией поршня в конечном положении.

Большие непроизводительные потери в данном случае связаны с чрезмерной простотой аппаратной реализации, когда у ПА, имеющего три фазы движения вперед и три фазы движения назад существуют всего две коммутационные ситуации.

Анализ непроизводительных энергозатрат позволяет сформировать принцип синтеза энергосберегающей схемы ПА, который заключается в том, что каждой фазе движения должны соответствовать наиболее оптимальные с точки зрения энергосбережения и максимального быстродействия коммутационные ситуации. Представим их в виде таблицы (табл. 1).

Настройка давления редукционного клапана РК (p_K) должна выбираться минимально необходимой для удержания РО в конечном положении (фиксации).

Таблица 1

	Движение вправо	Движение влево
Фиксация левого положения		
Разгон		
Торможение		
Фиксация правого положения		

Для построения оптимальной схемы воспользуемся методом безраздельной декомпозиции [6], а именно, синтезом многовыходных схем [7–9].

Из требований к ПА, сформированных в виде табл. 1 следует, что движение штока влево и вправо требует 6 состояний системы (разгон, торможение, фиксация). Построим таблицу состояний. Число строк таблицы вычисляется по формуле $m = 2^n$, где n – число основных входов. Следовательно, $n = \log_2 m$.

Если для 6-ти состояний $m = 6$, то округляя до целого числа получаем $n = 3$. Число столбцов таблицы состояний $k = n + 3 + |y|$, где $|y| = 2$ – число выходов (поршневая и штоковая полости цилиндра), а 3 – входные сигналы от разных уровней давлений: p_M (магистраль), p_K (пониженное давления с выхода редукционного клапана), p_a (атмосферное давление).

Таблица состояний (табл. 2) отражает эти требования в формализованном виде. В столбцах этой таблицы при подаче сигналов p_m , p_k и p_a индексом «-» обозначается закрытие линии. В табл. 2 из всех возможных комбинаций исключены две строки (при $R = 0$, $T_1 = 1$, $T_2 = 1$), а также (при $R = 1$, $T_1 = 1$, $T_2 = 1$), т.к. одновременная подача двух управляющих сигналов $T_1 = T_2 = 1$ исключена.

Таблица 2

Операции		Входные сигналы					Выходные сигналы		
		R	T_1	T_2	p_m	p_k	p_a	y_1	y_2
Движение Вправо	Разгон	0	1	0	1	-	1	0	1
	Торможение	0	0	1	-	1	-	0	1
	Фиксация	0	0	0	-	1	1	0	1
Движение Влево	Разгон	1	1	0	1	-	-	1	0
	Торможение	1	0	1	-	1	-	1	0
	Фиксация	1	0	0	-	1	-	1	0

Из таблицы состояний (табл. 2) для выхода $\bar{y}_1 = 1$ (движение влево) можно составить следующее уравнение:

$$y_1 = RT_1\bar{T}_2p_m + R\bar{T}_1T_2p_k + R\bar{T}_1\bar{T}_2p_k. \quad (4)$$

В уравнении (4) можно вынести за скобки сначала $R\bar{T}_1p_k$, а затем R , т.к., приняв $\bar{T}_2 + T_2 = 1$, получим уравнение:

$$y_1 = R(T_1\bar{T}_2p_m + \bar{T}_1p_k). \quad (5)$$

Из табл. 2 для выхода $y_2 = 1$ (движение вправо) можно составить уравнение:

$$y_2 = \bar{R}T_2\bar{T}_2p_m p_a + \bar{R}\bar{T}_1T_2p_k + \bar{R}\bar{T}_1\bar{T}_2p_k p_a. \quad (6)$$

При оперировании избыточными (манометрическими) давлениями ($p_a = 0$) первый и третий член в уравнении 6 становятся равными нулю.


Поэтому

$$y_2 = \bar{R}\bar{T}_1T_2p_k. \quad (7)$$

Таким образом, объединяя (5) и (6) получим систему уравнений:

$$\begin{cases} y_1 = R(T_1 \bar{T}_2 p_M + \bar{T}_1 p_K); \\ y_2 = \bar{R} \bar{T}_1 T_2 p_K. \end{cases} \quad (8)$$

Введем внутренние переменные y''' до обратного клапана и y'' после обратного клапана (рис. 3). Тогда систему уравнений (8) можно представить в виде



$$\begin{cases} y_1 = R y' \\ y_2 = \bar{R} y'' \end{cases} \quad (9)$$

Рисунок 3 – Введение внутренних переменных

В данном случае $y''' = 0$ (рис. 3), поэтому реализация системы уравнений (9) возможна с помощью четырехлинейного (рис. 4) или пятилинейного распределителя [7]. Если обозначить $y' = T_1 \bar{T}_2 p_M + \bar{T}_1 p_K$, а $y'' = \bar{T}_1 T_2 p_K$, то система уравнений

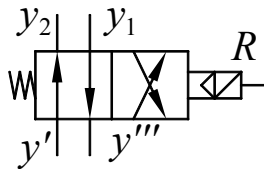


Рисунок 4 – Схема реализации системы уравнений (9)

$$\begin{cases} y' = T_1 \bar{T}_2 p_M + \bar{T}_1 p_K \\ y'' = \bar{T}_1 T_2 p_K \end{cases}$$

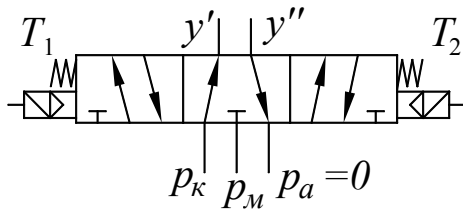


Рисунок 5 – Реализация системы уравнений y' и y''

реализуется по известной схеме с использованием пятилинейного трехпозиционного распределителя [7] (рис. 5).

Проводя композицию схем на рис. 3–5 получим энергосберегающую схему (схема № 2), которая удовлетворяет условиям табл. 1 и содержащую минимальное число пневмоаппаратов (рис. 6).

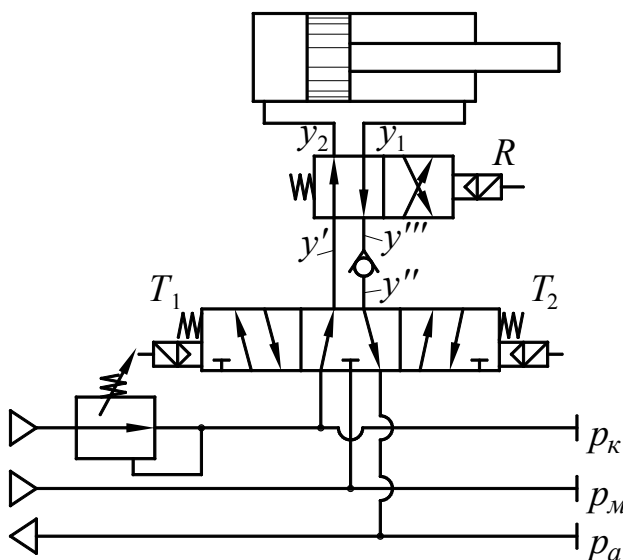


Рисунок 6 – Энергосберегающая структура ПА (схема № 2)

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

Процентная диаграмма баланса энергозатрат для схемы №2 (рис. 7), полученная при тех же условиях функционирования, что и для схемы №1, свидетельствует о существенном снижении непроизводительных энергозатрат при одновременном увеличении быстродействия при переходе от схемы №1 к схеме №2.

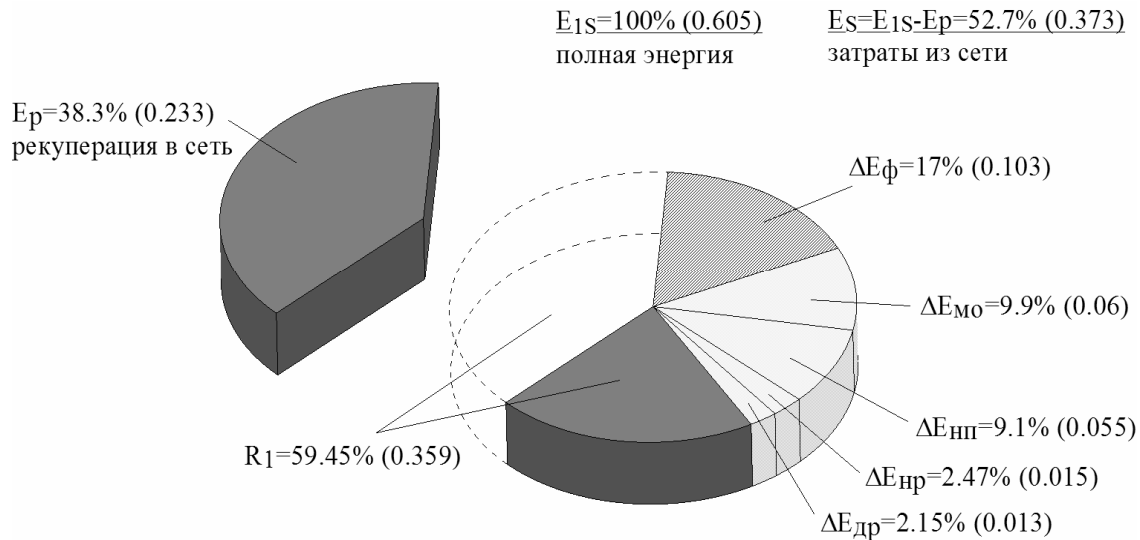


Рисунок 7 – Процентная диаграмма энергопотерь сжатого воздуха в рабочей полости (схема № 3)

В отличие от предыдущего случая наибольшая часть энергии сжатого воздуха, расходуется на совершение внешней работы газа (R_1). Внешняя работа газа в рабочей полости, к тому же, существенно ниже в абсолютном выражении, чем в предыдущем случае, за счет уменьшения работы выталкивания сжатого воздуха из выхлопной полости, т.к. уровень противодействия у схемы №2, значительно ниже, чем у ПА со схемой №1.

Преимущество схемы №2 заключается еще и в том, что она позволяет создавать *регулируемый и контролируемый импульс тормозного давления*. В некоторых случаях целесообразно повышать давление настройки редуцирующего клапана с тем, чтобы уменьшить перепад давления при торможении, т.е. получить растянутый импульс тормозного давления. Это обеспечивает равнозамедленный режим торможения с небольшим отрицательным ускорением.

Особенности структуры и функционирования ПА, работающего по схеме № 2, которые обеспечивают существенное снижение энергозатрат и повышение его быстродействия, следующие:

1. В фазе разгона из-за малого противодействия РО ПА разгоняется быстрее, подготовительный период практически отсутствует. Поэтому, несмотря на увеличение сопротивлений линий, связанного с установкой дополнительных пневмоаппаратов, быстродействие ПА увеличивается. Из-за уменьшения работы выталкивания из выхлопной полости уменьшается и внешняя механическая работа газа в рабочей полости. При этом возрастает необходимый тормозной путь, т.е. момент перекрытия подачи воздуха в рабочую полость наступает раньше, и потребленная масса сжатого воздуха уменьшается.

2. Если в фазе разгона используется в основном транзитная работоспособность сжатого воздуха (работа проталкивания), когда воздух выступает лишь как связующее кинематическое звено между компрессором и пневмоцилиндром, то в фазе торможения для совершения внешней механической работы используется потенциальная работа сжатия (расширения). Чем длиннее фаза торможения, тем полнее используется энергия расширения. Тормозной эффект создается за счет одновременного падения давления в рабочей полости и роста давления в тормозной полости. При достижении давления в тормозной полости давления магистрали происходит рекуперация сжатого воздуха в сеть. При падении давления в рабочей полости в фазе торможения ниже давления настройки редуционного клапана он открывается и поддерживает постоянное давление. Энергию сжатого воздуха, поданную через редуционный клапан, можно расценивать как энергозатраты на фиксацию и они во многом раз меньше, чем для схемы №1.

3. В фазе фиксации сжатый воздух удаляется из выхлопной (тормозной) полости, а рабочая полость остается под давлением p_k , т.е. её состояние не меняется.

Естественно, что далеко не при всех условиях функционирования, схема №2 дает большой эффект снижения непроизводительных энергозатрат. Использование безразмерных критериев динамического подобия β и χ позволяет охватить при расчетах на ЭВМ достаточно большую область существования ПА, ограничившись сравнительно небольшими затратами машинного времени. Обработка результатов расчета на ЭВМ позволяет определить область рационального использования энергосберегающей схемы ПА в пространстве параметров β и χ .

Наиболее существенное снижение энергозатрат достигается при $\chi = 0 \div 0.15$, а при $\chi = 0.15 \div 0.3$ снижение существенно лишь при большой инерционной нагрузке ($\beta = 2 \div 5$). При больших значениях χ ($\chi > 0,3$) и малых значениях β ($\beta < 0,5$) использование ПА с энергосберегающей структурой становится нецелесообразным, т.к. не приводит к заметному снижению энергозатрат.

Выделение области рационального использования энергосберегающей схемы №2 в плоскости параметров β и χ (рис. 8) позволяет решить и вторую задачу синтеза – выбор наиболее приемлемого диаметра пневмоцилиндра, обеспечивающего безусловную целесообразность использования энергосберегающей схемы.

Исходя из размеров этой области, т.е. $0 \leq \chi \leq 0.15$ и $2 \leq \beta \leq 5$ (площадь S_{abcd} на рис. 8) выбор диаметра пневмоцилиндра D при заданной статической (P) и массовой нагрузке (m), а также при известных значениях давления питания p_M и длины хода РО (L) производится исходя из следующих неравенств:

$$\sqrt{\frac{4}{\pi} \sqrt[3]{\frac{m \cdot f_1^3 \cdot k \cdot R \cdot T_M}{2 \cdot L \cdot p_M}}} \geq D \geq \sqrt{\frac{4P}{0,15 \cdot \pi \cdot p_M}} \quad (10)$$

Например, при $L = 0.5$ м, $p_M = 0.5$ МПа, $f_1^3 = 0.6 \cdot 10^{-4}$ м², $T_M = 293^\circ$ К, $m = 1000$ кг и $P = 500$ Н наиболее рациональным будет пневмоцилиндр с $D = 100$ мм.

Выводы. Постановка и успешное решение задачи многократного снижения энергозатрат за счет оптимизации структуры и параметров дискретного пневмоагрегата свидетельствует о больших возможностях программы всемерного снижения энергоза-

трат сжатого воздуха в промышленности. Учитывая, что на долю этого энергоносителя приходится до 10 % в энергетическом балансе промышленно развитых стран, целенаправленная реализация такой программы несомненно даст большой экономический эффект.

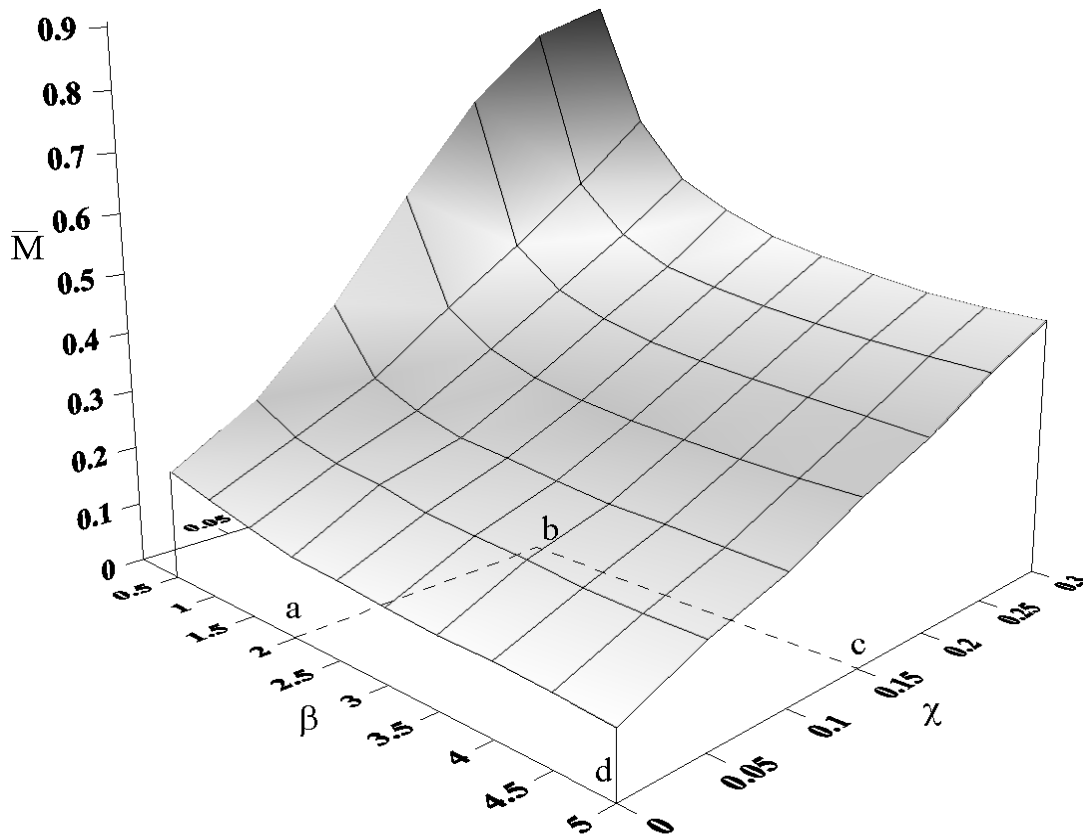


Рисунок 8 – Определение области рационального использования ПА с энергосберегающей схемой №2

Литература

1. Крутиков Г.А., Кудрявцев А.И., Пекарь Л.А. К вопросу выбора способа торможения пневмоприводов с большими присоединёнными массами // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М.: Машиностроение. – 1987 – вып. 13 – с. 51–58.
2. Термодинамика. Терминология.-вып. 85. – М.: Наука, 1973. – 197 с.
3. Цейтлин Ю.А., Мурзин В.А. Пневматические установки шахт. – М: Недра, 1991. – 268 с.
4. Логов И.Л. Пневматические насосы. – М: Машгиз, 1972. – 243 с.
5. Зорин А.С., Пашков В.М., Солнцева К.С. Исследование торможения пневмопривода противодавлением // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М.: Машиностроение. 1990. – Вып. 15. – с. 68–72.
6. Cherkashenko M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation //5 International Fluid Power Symposium in Aachen, Germany. 20–22 March.– 2006. – Fundamentals – The report №1. – P. 147–154.

7. Черкашенко М.В. Анализ многовыходных схем гидропневмоавтоматики //Интегровані технології та енергозбереження. – 2006. – №1. – С.115–119.

8. Cherkashenko M. Computer – aided design of diskret control fluid pover system // 2 Internationales Fluidtechnishes colloquium. Germany. 16–17 marz.– 2000. Band 1. – P. 495–500.

9. Cherkashenko M. and etc. Synthesis of discrete control systems of industrial robots //Automation and Remote Control (USA). – 1981.– №5.– P. 148–153.

УДК 621.05

УДК 621.05

Черкашенко М.В., Крутиков Г.А.

СИНТЕЗ СТРУКТУРИ Й ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОГО ПНЕВМОАГРЕГАТУ

На основі аналізу втрат працездатності стисненого повітря в типовій схемі пневмоагрегату, сформульовані вимоги до енергозберігаючої схеми, яку можна реалізувати при використанні гальмування робочого органу пневмоагрегату шляхом зміни структури комутаційних зв'язків. На основі застосування методу безроздільної декомпозиції отримана енергозберігаюча схема пневмоагрегату. Крім того, визначена область раціонального використання енергозберігаючої схеми в просторі критеріїв динамічної подоби й запропоновані розрахункові формули для вибору діаметру пневмоциліндра такого пневмоагрегату.

Cherkashenko M.V., Krutikov G.A.

SYNTHESIS OF STRUCTURE AND PARAMETERS OF THE ENERGO-SAVING UP PNEUMOAGGREGATE

On the basis of the analysis of working capacity losses of compressed air in the standard circuit design of the pneumoaggregate, demands to the energo-saving up circuit design which can be realised at use of a retardation of the tool of the pneumoaggregate by change of structure of switching links are formulated. On the basis of application of an undivided decomposition method, the energo-saving up circuit design of the pneumoaggregate is gained. The area of intelligent use of the energo-saving up circuit design in space of criteria of dynamic similitude is besides, defined and calculate formulas for sampling of diameter of the pneumocylinder of such pneumoaggregate are offered.