

СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО УСИЛИТЕЛЯ МОЩНОСТИ «СОПЛО-ЗАСЛОНКА»

К.Т.Н. Пильгунов В.Н., К.Т.Н. Ефремова К.Д.

МГТУ имени Н.Э. Баумана,

8 (499) 263-68-51, vnp41@yandex.ru, 8 (499) 263-60-27, efremova.k.d@gmail.com

Приведены результаты экспериментального исследования механо-пневматического преобразователя «сопло-заслонка» и созданного на его базе пневматического усилителя мощности. Такие устройства могут быть использованы при проектировании систем демпфирования многоопорной колебательной системы транспортного средства специального назначения, предназначенного для перевозки «деликатных» грузов. Алгоритм управления адаптивной пневмогидравлической рессорой достаточно сложен и для его реализации может потребоваться дорогостоящая гидравлическая аппаратура с электромагнитным пропорциональным управлением. Возможной альтернативой такой аппаратуре являются пневматические устройства, построенные на базе регулируемых дросселей «сопло-заслонка». Установка на борту транспортных средств на колесном или гусеничном ходу грузовых балок или платформ с закрепленным на них грузом может быть связана с необходимостью их стабилизации в горизонтальном положении в случае смещения центра тяжести груза относительно вертикальной оси. Такая задача может быть решена с использованием дифференциальных гидроцилиндров с перекрестным соединением их поршневых и штоковых полостей, а компенсацию разницы подач и расходов обеспечить посредством пневмогидравлических аккумуляторов. В обоих случаях требуется система управления давлением в газовых полостях пневмогидравлической рессоры или пневмогидравлического аккумулятора, которая может быть реализована на базе механо-пневматического преобразователя или пневматического усилителя мощности. В пневматических системах управления непрерывного действия, используемых в мобильной технике, направляющая и распределительная подсистемы, как правило, строятся на базе пневматических дросселирующих распределителей с электромагнитным пропорциональным управлением. В силу ограниченной мощности пропорциональных электромагнитов, создание таких пневматических распределителей прямого действия лимитировано их пропускной способностью. В дросселирующих пневматических распределителях непрямого действия замена усилителя мощности золотникового типа усилителем мощности «сопло-заслонка» улучшает динамические характеристики распределителя и снижает его стоимость. Возможно использование полученных экспериментальных расходно-перепадных, регулировочных и силовых характеристик, представленных в безразмерных параметрах, при расчете на этапе проектирования адаптивных подвесок многоосных транспортных систем и установленных на их борту стабилизированных по горизонту грузовых платформ.

Ключевые слова: регулируемый дроссель «сопло-заслонка», механо-пневматический преобразователь, пневматический усилитель мощности.

Введение

Требуемый уровень демпфирования многоопорной колебательной системы транспортного средства специального назначения, предназначенного для перевозки «деликатных» грузов, зависит от характера внешнего воздействия. В этом случае регулирование демпфирования систем амортизации является одним из основных направлений их совершенствования, в частности, для решения задач повышения качества систем поддрессоривания многоосных колесных машин с использованием пневмогидравлической рессоры с регулируемым

противодавлением и трехуровневым демпфированием [1, 2]. Алгоритм управления такой адаптивной рессорой достаточно сложен, а для его реализации может потребоваться дорогостоящая гидравлическая аппаратура с электромагнитным пропорциональным управлением [3]. Альтернативой такой аппаратуре являются пневматические устройства на базе регулируемых дросселей «сопло-заслонка».

В автомобильных транспортных системах на колесном или гусеничном ходу, несущих на себе грузовую балку, может оказаться актуальным решение вопроса ее стабилизации

в горизонтальном положении при нагружении одного из концов дополнительной силой [4]. Еще более сложная задача возникает при необходимости стабилизации по горизонту грузовой платформы, если центр тяжести установленного на ней груза смещается относительно ее вертикальной оси. Решение такой задачи с использованием двух диагональных расположенных под платформой несущих балок и подвешенных на четырех дифференциальных гидроцилиндрах с перекрестным соединением их поршневых и штоковых полостей предложено в работе [5]. Компенсация разности объемов поршневой и штоковой полостей гидроцилиндров осуществляется пневмогидравлическими аккумуляторами с регулируемым начальным давлением сжатого воздуха. В предлагаемой работе представлены результаты экспериментальных исследований пневматического усилителя мощности, построенного на базе двух механо-пневматических преобразователей с общей заслонкой, который может быть использован в качестве регулятора пневмогидравлических подвесок.

Принцип функционирования пневматического усилителя мощности «сопло-заслонка»

Пневматический усилитель мощности, построенный на базе двух механо-пневматических преобразователей с общей заслонкой, обладает свойствами усилителя механического входного воздействия и может быть использован для решения задач управления дросселирующими золотниками или регулирования давления в газовой полости адаптивной пневмогидравлической подвески.

Функциональная схема механо-пневматического преобразователя «сопло-заслонка» представлена на рис. 1.

Поток сжатого воздуха с массовым расходом Q_1 проходит через балластный дроссель

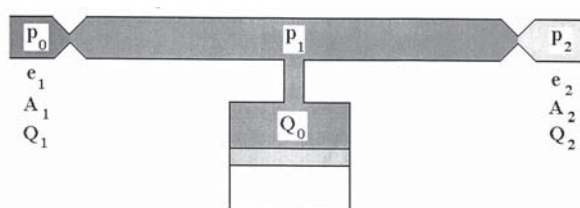


Рис. 1. Функциональная схема механо-пневматического преобразователя

A_1 и делится на два потока, первый из которых с массовым расходом Q_0 поступает в замкнутую промежуточную междроссельную камеру, а второй с массовым расходом Q_2 проходит через регулируемый дроссель с управляемым проходным сечением A_2 и истекает в газовую среду с давлением p_2 . В качестве регулируемого дросселя в такой системе возможно использование устройства «сопло-заслонка».

В условиях адиабатического процесса скорость истечения сжатого воздуха через дроссель в газовую среду определяется в соответствии с уравнением Сен-Венана-Ванцеля:

$$v = \varphi \{ 2[k/(k-1)](p_1/\rho_1)[1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}] \}^{0,5} \quad (1)$$

где $\varphi = 1/(1 + \xi)^{0,5}$ – коэффициент скорости; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления дросселя; $k = 1,4$ – показатель адиабаты; p_1 и ρ_1 – абсолютное давление и плотность воздуха перед дросселем, соответственно; p_2 – абсолютное давление за дросселем.

В соответствии с уравнением состояния газа абсолютное давление p_1 и плотность воздуха ρ_1 связаны соотношением $p_1 = \rho_1 RT_1$, где $R = 287$ Дж/кг; K – газовая постоянная; T_1 – абсолютная температура воздуха на входе в дроссель. Используя понятие относительного давления или показателя критичности $\beta = p_2/p_1$ [6], уравнение (1) принимает вид:

$$v = \varphi \{ 2RT_1[k/(k-1)][1 - \beta^{(k-1)/k}] \}^{0,5} \quad (2)$$

Массовый расход воздуха Q через проходное сечение дросселя A с учетом коэффициента сжатия воздушной струи ε и плотности воздуха в выходном сечении дросселя ρ_2 определяется выражением:

$$Q = A \varepsilon \rho_2 \{ 2RT_1[k/(k-1)][1 - \beta^{(k-1)/k}] \}^{0,5}, \quad (3)$$

или с учетом соотношения плотностей:

$$Q = G p_1 \{ [2k/RT_1(k-1)] [\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}] \}^{0,5}, \quad (4)$$

где $G = \mu A$ – проводимость дросселя; $\mu = \varepsilon \rho$ – коэффициент объемного расхода.

Параметр истечения K_β воздуха через дроссель в газовую среду:

$$K_\beta = \{ [2k/RT_1(k-1)] [\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}] \}^{0,5}, \quad (5)$$

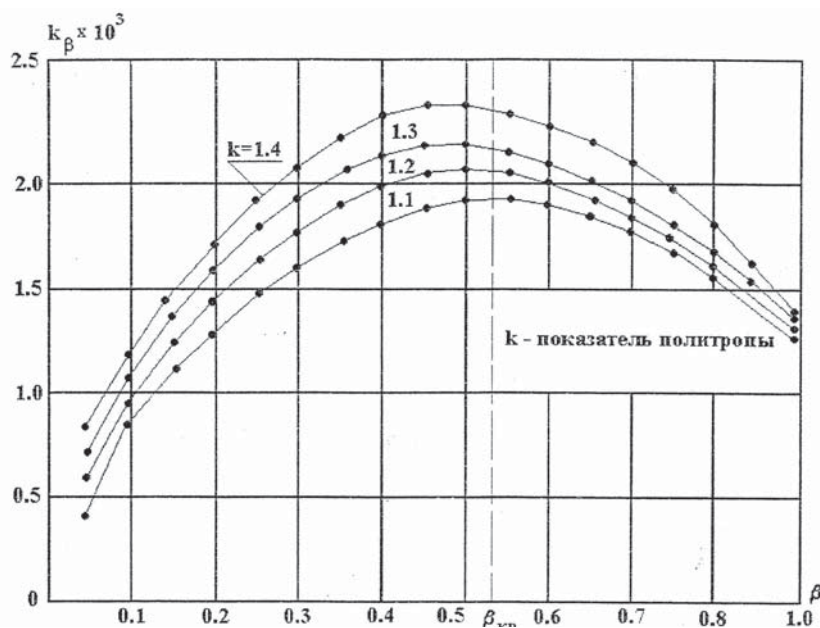


Рис. 2. Зависимость параметра истечения от показателей критичности и политропы

учитывает газовую постоянную R , абсолютную температуру T_1 и характер процесса истечения (показатели адиабаты и критичности процесса истечения).

Величина массового расхода воздуха будет определяться равенством: $Q = K_\beta G p_1$.

Зависимости параметра истечения воздуха K_β от показателя критичности β при разных значениях показателя политропы $1 < k < 1,4$ представлены на графиках рис. 2.

При малом отборе воздуха из междроссельной камеры массовые расходы через балластный и регулируемый дроссели равны $Q_1 = Q_2$, и силовая характеристика механо-пневматического преобразователя определяется соотношением проводимостей дросселей:

$$p_1 = K_{\beta 1} G_1 p_0 / K_{\beta 2} G_2. \quad (6)$$

Балластный дроссель, обладающий большей по сравнению с регулируемым дросселем проводимостью, работает под меньшим перепадом давлений $\beta_1 = p_1/p_0 > 0,83$, воздух обладает свойствами капельной жидкости и баланс массовых расходов имеет вид:

$$G_1 [2\rho(p_0 - p_1)]^{0,5} = K_{\beta 2} G_2 p_1. \quad (7)$$

В механо-пневматическом преобразователе регулируемый дроссель выполнен в виде устройства «сопло-заслонка» (рис. 3).

Полное гидравлическое сопротивление дросселя «сопло-заслонка» включает в себя постоянную Δp_{inv} и переменную Δp_{var} составляющие [7]. Для повышения крутизны статиче-

ской характеристики необходимо обеспечить наибольшее значение соотношения $\Delta p_{var} / \Delta p_{inv}$. Наибольшей пропускной способностью с коэффициентом расхода $\mu_{т.д} = 0,92$ обладает цилиндрический дроссель с относительной протяженностью канала $m = L/d_c = 3...4$ и $\beta = 60^\circ$ [8]. Переменная составляющая Δp_{var} характеризуется поворотом струи на 90° при ее отражении от заслонки (дефлектора) и гидравлическим сопротивлением кольцевой щели, образованной торцом сопла и плоскостью заслонки. Коэффициент расхода кольцевой щели $A_2 = \pi d_c x$ определяется шириной щели и ее протяженностью. Относительная протяженность такой щели оценивается величиной $m = 0,5(d_{m.c.} - d)/x$ и определяется относительным (безразмерным) смещением заслонки $\bar{x} = x/d_c; m = m(x)$.

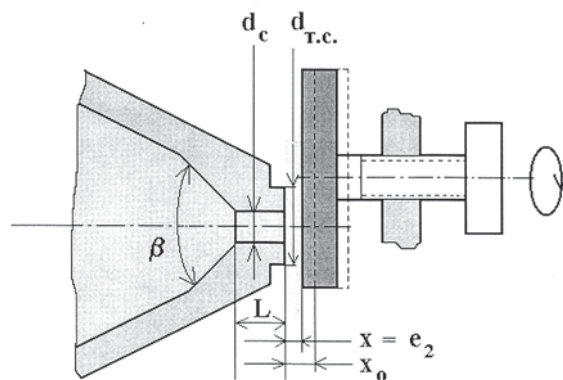


Рис. 3. Конструкция регулируемого дросселя «сопло-заслонка»

При смещении заслонки в пределах $0,1(d_{т.с.} - d_c) < x < 0,5(d_{т.с.} - d_c)$; ($m = 1...5$), коэффициент сопротивления щели изменяется в диапазоне $\xi_{к.щ.} = 0,50...0,78$. Для безотрывного течения воздуха в кольцевой щели смещение заслонки не должно превышать величину $\bar{x} \leq 0,25...0,30$. При значениях $\bar{x} > 0,30$ кольцевая щель начинает работать как отверстие с острой кромкой ($\xi_{отв.} = 0,06$; $\mu_{отв.} = 0,62$) и в расходно-перепадной характеристике дросселя проявляется гистерезис. По данным И.Е. Идельчика [9], величина гидравлической потери, обусловленной экранированием струи заслонкой, существенно зависит от безразмерного смещения заслонки \bar{x} . Влияние заслонки проявляется до значения $\bar{x} \leq 0,6$ и резко возрастает при $\bar{x} < 0,15$, что определяет большую крутизну расходно-перепадной характеристики.

Без учета взаимного влияния местных сопротивлений суммарный коэффициент сопротивления $\xi_{с.з.}$ регулируемого дросселя «сопло-заслонка», приведенный к средней скорости потока во втулке сопла, будет определяться равенством:

$$\xi_{с.з.} = \xi_{ц.д.} + \xi_{экр.} + 0,0625 \xi_{к.щ.} / (\bar{x})^2. \quad (8)$$

Первое слагаемое уравнения (8) определяет постоянную составляющую потерь Δp_{inv} и должно быть минимальным. Второе и третье слагаемые, характеризующие переменную составляющую потерь Δp_{var} , должны быть максимальными ($\xi_{к.щ.} = 0,50...0,78$).

Прогнозируемые расчетные значения коэффициентов сопротивления $\xi_{с.з.}$ и расхода $\mu_{с.з.} = 1/(1 + \xi_{с.з.})^{0,5}$ представлены в табл. 1.

Таблица 1

\bar{x}	$\xi_{с.з.}$	$\mu_{с.з.}$	\bar{x}	$\xi_{с.з.}$	$\mu_{с.з.}$
0,10	3,23	0,49	0,25	0,94	0,72
0,15	1,42	0,64	0,30	1,04	0,70
0,20	0,93	0,72	0,35	1,03	0,70

Экспериментальное исследование пневматического усилителя мощности «сопло-заслонка»

Фотография физической модели пневматического усилителя мощности представлена на рис. 4. Геометрия сопла: $d_c = 1,13$ мм; площадь проходного сечения $A_c = 1$ мм²; длина втулки $L = 3,5$ мм; диффузорность подвода $\beta = 60^\circ$.

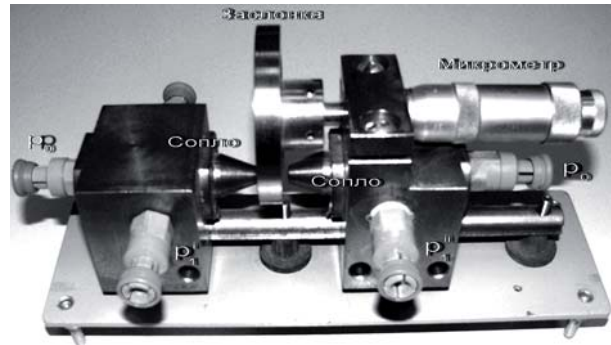


Рис. 4. Общий вид физической модели пневматического усилителя мощности

Геометрия балластного дросселя: $d_{др.} = 2$ мм; площадь проходного сечения $A_{др.} = 3,14$ мм²; длина втулки $L_{др.} = 7$ мм, что соответствует значению $m = 3,5$; $\beta_{др.} = 180^\circ$; коэффициент расхода $\beta_{др.} = 0,82$ и коэффициент гидравлического сопротивления $\xi_{др.} = 0,50$.

В качестве детерминированного источника питания использовался компрессор-дозатор, упомянутый в работе [10].

Экспериментальные результаты продувки сопла представлены на рис. 5.

Продувка балластного дросселя проводилась при вывернутом сопле ($p_1 = p_{атм.}$). Зависимость проводимости дросселя $G_{др.}$ от показателя критичности $\beta = \beta_1 = p_{атм.}/p_0$ представлена на графике рис. 6.

При равных значениях показателя критичности, соотношение проводимостей балластного дросселя и сопла в режиме свободной струи изменяется в пределах значений $G_{др.}/G_c = 0,36$ (при $\beta = 0,65$) и $G_{др.}/G_c = 0,55$ (при $\beta = 0,12$).

Продувка регулируемого дросселя проводилась при закрытом канале p_0 , а давление питания p_1 подводилось к междроссельной камере. Результаты продувки регулируемого дросселя «сопло-заслонка» при постоянных значениях безразмерного смещения заслонки и $\beta = \beta_2 = p_{атм.}/p_1$ представлены на графиках рис. 7.

Регулировочная характеристика регулируемого дросселя «сопло-заслонка» снималась в условиях $p_1 = inv$, соответствующих $\beta = \beta_2 = p_{атм.}/p_1 = inv$. Абсолютное смещение заслонки относительно торца сопла задавалось микрометрическим винтом в диапазоне $0 < x < 300$ мкм с шагом $\Delta x = 20$ мкм. Результаты продувки представлены на графиках рис. 8. В диапазоне изменения $0,15 < \bar{x} < 0,23$ характеристики достаточно линейны и при значениях $\bar{x} > 0,35$ входят в зону насыщения.

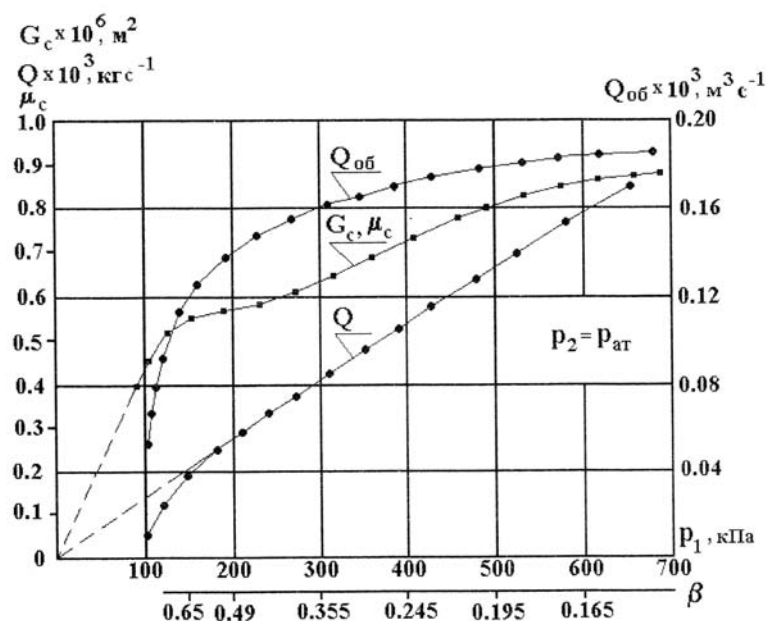


Рис. 5. Статические характеристики сопла в режиме свободной струи

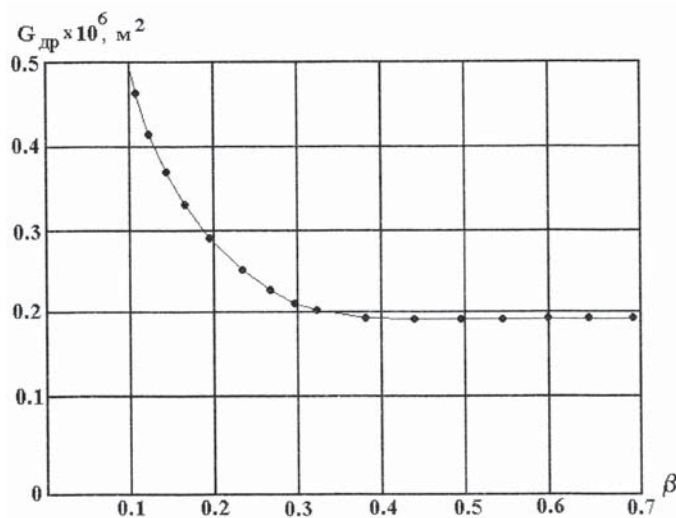


Рис. 6. Зависимость проводимости балластного дросселя $G_{др}$ от показателя критичности

После подстановки $G_{2,3} = G_c = \eta p d^2 \bar{x}$ силовая характеристика (6) принимает вид:

$$p_1 = K_{\beta 1} G_1 p_0 / K_{\beta 2} \mu_c \pi d_c^2 \bar{x},$$

где значения $K_{\beta 1} = K_{\beta 1}(\beta_1, k)$ и $K_{\beta 2} = K_{\beta 2}(\beta_1, k)$ определяются по графику рис. 2. Силовая характеристика механо-пневматического преобразователя $p_1 = p_1(\bar{x})$ снималась при неизменном давлении на входе механо-пневматического преобразователя $p_0 = inv$.

Осредненные характеристики представлены на графиках рис. 9. В силовой характеристике механо-пневматического преобразователя присутствует гистерезис, обусловленный

эффектом прилипания струи к втулке и к торцу сопла (верхняя кривая $p_0 = 750$ кПа). Силовые характеристики существенно нелинейны и имеют точку перегиба в окрестностях значения $\bar{x}_{opt} = 0,185$, соответствующую их наибольшей крутизне.

Принципиальная схема пневматического усилителя мощности на базе двух механо-пневматических преобразователей с общей заслонкой представлена на рис. 10.

В измерительную диагональ моста включаются промежуточные камеры (ПК), в качестве которых могут быть использованы управляющие полости сервозолотника, газовые полости пневмогидравлических рессор [1, 3] или пневмоги-

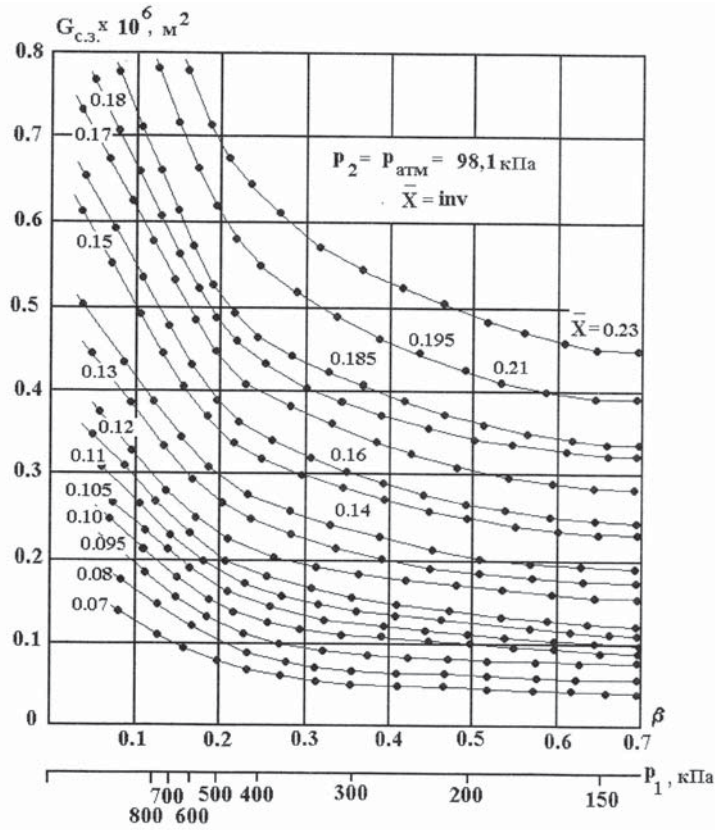


Рис. 7. Зависимости проводимости регулируемого дросселя от показателя критичности

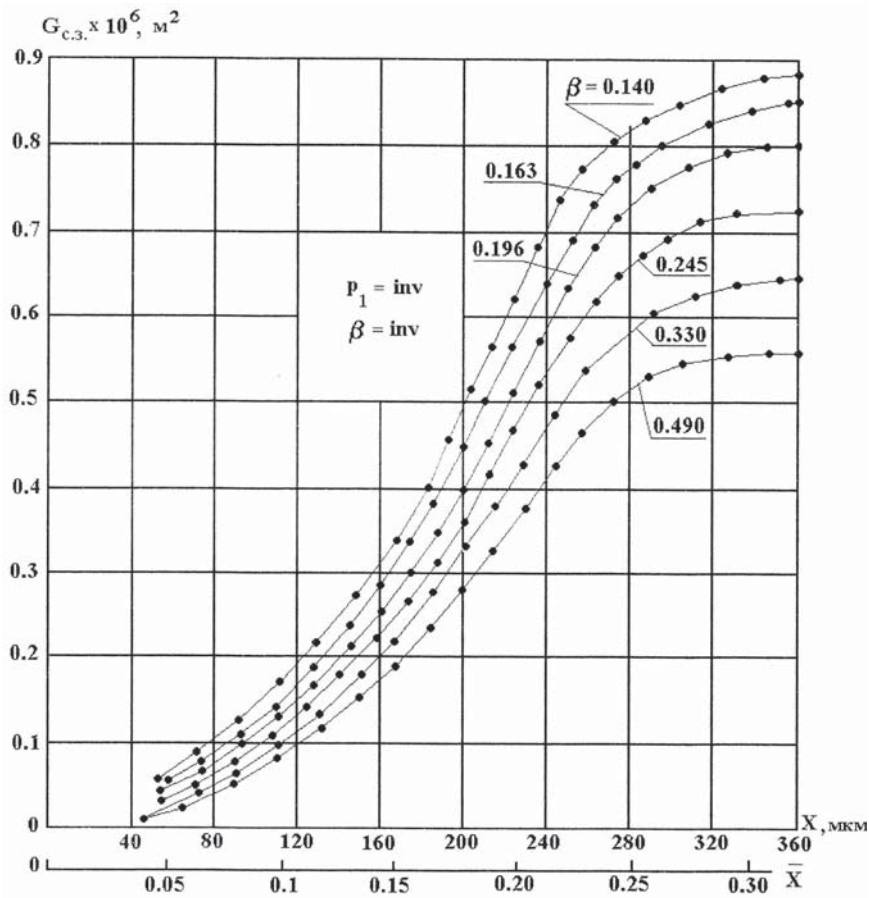


Рис. 8. Регулировочные характеристики регулируемого дросселя «сопло-заслонка»

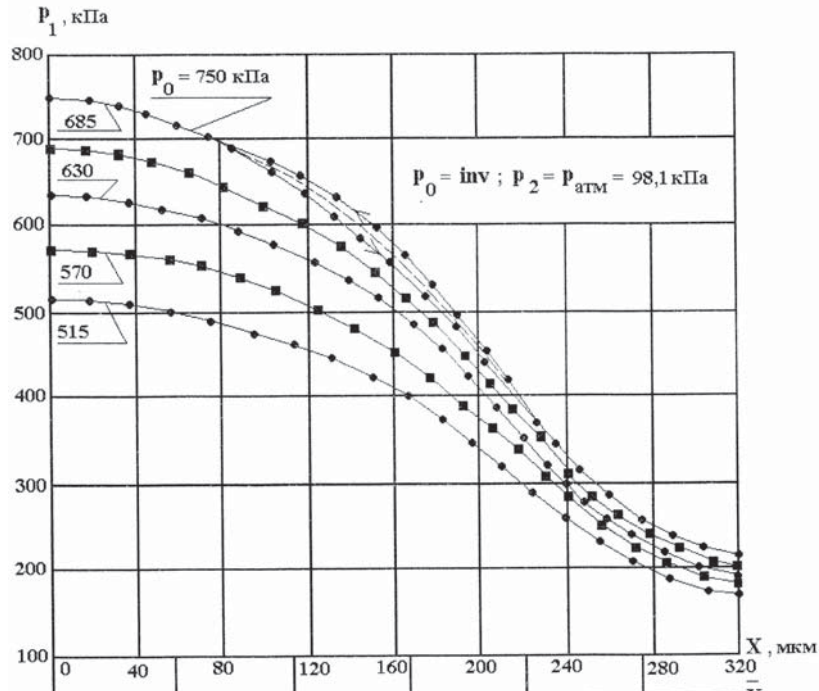


Рис. 9. Силовые характеристики механо-пневматического преобразователя

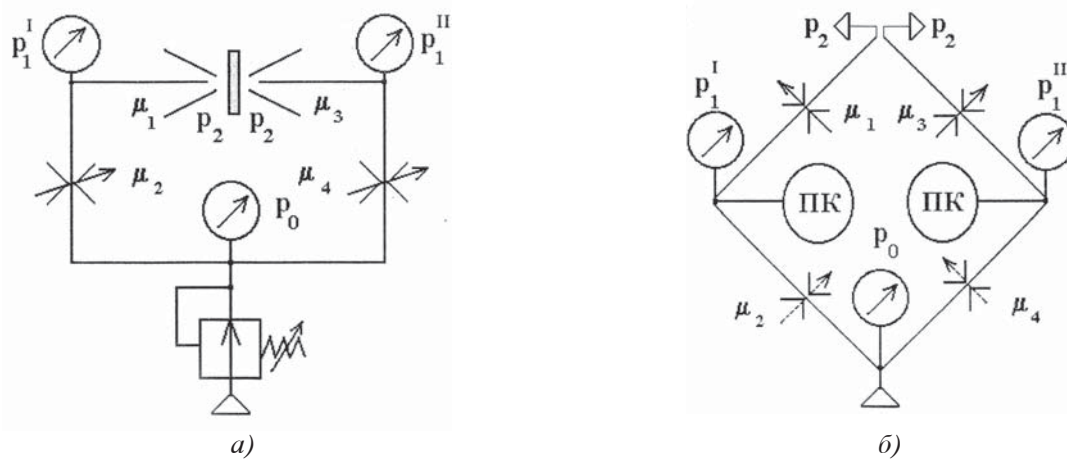


Рис. 10. Принципиальная схема пневматического усилителя мощности «сопло-заслонка»

дривлических аккумуляторов стабилизированной по горизонту грузовой платформы [4, 5].

Обобщенная силовая характеристика пневматического усилителя мощности (рис. 11) получается в результате совмещения силовых характеристик двух механо-пневматических преобразователей и определения разности Δp их силовых характеристик при заданных значениях давления питания p_0 и безразмерного смещения заслонки $\bar{X}_0 = X_0 / d$ относительно ее начального (среднего относительно сопел) положения.

Силовая характеристика пневматического усилителя мощности $\Delta p = \Delta p(\bar{X}_0)$ квазилинейна в ограниченном диапазоне безразмерно-

го смещения заслонки $\bar{X}_0 = 0 \dots 0,085$, что соответствует диапазону изменения безразмерного смещения $0,15 < \bar{x} < 0,22$.

Выводы

В результате экспериментальных исследований статических характеристик механо-пневматического преобразователя «сопло-заслонка» и построенного на его базе пневматического усилителя мощности получены универсальные (в безразмерных параметрах) расходно-перепадные, регулировочные и силовые характеристики.

Полученные силовые характеристики пневматического усилителя мощности могут быть

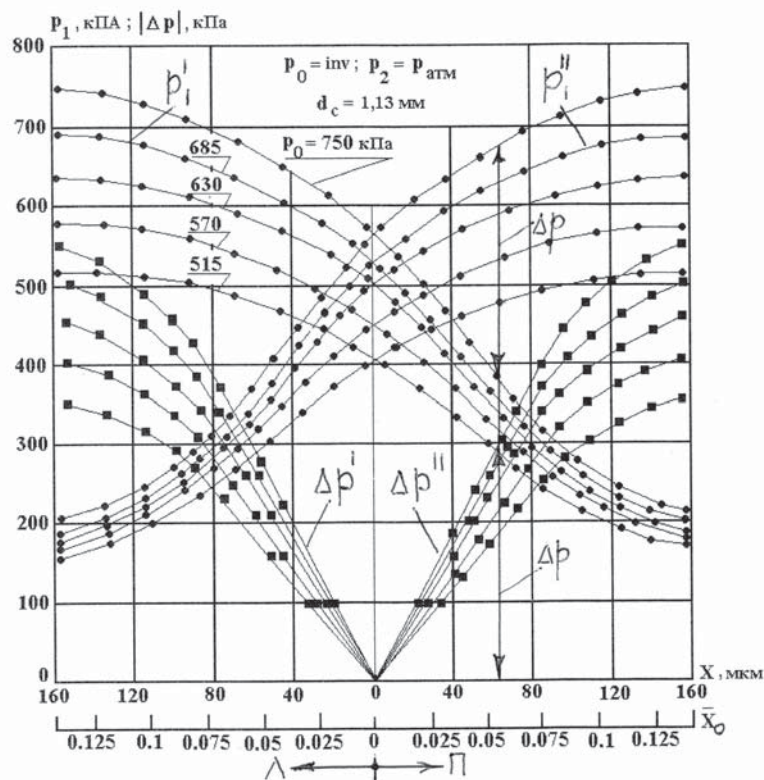


Рис. 11. Силовые характеристики пневматического усилителя мощности

использованы при проектировании пневмогидравлических адаптивных рессор многоколесной транспортной системы специального назначения.

Возможно использование полученных расходно-перепадных и регулировочных характеристик механопневматического преобразователя при расчете пневмогидравлических аккумуляторов с регулируемым начальным давлением сжатого воздуха в системах стабилизации по горизонту грузовых транспортных платформ.

Литература

1. Желсейкин М.М., Мардеева Л.Р., Семенов С.Е. др. Разработка адаптивного закона релейного управления трехуровневым демпфированием упруго-демпфирующих элементов подвески многоосных колесных машин // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 9. DOI: 10.7463/0913.056 7756.
2. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 300 с.
3. Андреев М.А., Семенов С.Е. Система управления адаптивной пневмогидравлической рессорой колесной машины с изменяемой упругой характеристикой // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 11. DOI: 10.7463/1113.064 5542.
4. Ефремова К.Д., Пильгунов В.Н. Гидропневматическая подвеска горизонтальной балки грузовой платформы. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение», № 6, 2014. С. 73–84.
5. Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. Гидропневматическая подвеска стабилизированной по горизонту грузовой платформы // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. Электрон. журн. 2015. № 5. DOI: 10.7463/0515. 0821039.
6. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. Основы пневмоавтоматики. М.: «Машиностроение», 1973. 360 с.
7. Ефремова К.Д., Пильгунов В.Н. Физические основы пневматических систем. Учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2013. 48 с.: илл. ISBN № 978-7038-3718-4.
8. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта и др. М.: «Машиностроение», 2012. 423 с.
9. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: «Машиностроение». 1975. 559 с.
10. Пильгунов В.Н. Высокоточный широкодиапазонный расходомер сжатого воздуха – измеритель малых перемещений // Наука и образование.

МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 8. DOI: 10.7463/0812.0451962.

References

- Zheleykin M.M., Mardeeva L.R., Semenov S.E. dr. Development of the adaptive law of relay control of three-level damping of elastic-damping suspension elements of multi-axle wheeled vehicles. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Bauman. Elektron. zhurn.* 2013. No 9 (in Russ.). DOI: 10.7463/0913.056 7756.
- Sharipov V.M. *Proektirovanie mekhanicheskikh, gidromekhanicheskikh i gidroob"emnykh peredach traktorov* [Design of mechanical, hydromechanical and hydrostatic gears of tractors]. Moscow: MGTU «MAMI» Publ., 2002. 300 p.
- Andreev M.A., Semenov S.E. Control system for adaptive air-hydraulic spring of a wheeled vehicle with variable elastic characteristic. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Bauman. Elektron. zhurn.* 2013. No 11 (in Russ.). DOI: 10.7463/1113.064 5542.
- Efremova K.D., Pil'gunov V.N. Hydropneumatic suspension of the horizontal beam of the cargo platform. *Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Seriya «Mashinostroenie»*, 2014. No 6, pp. 73–84 (in Russ.).
- Pil'gunov V.N., Efremova K.D. Hydropneumatic suspension of a horizontally stabilized loading platform. *Mashiny i ustanovki: proektirovanie, razrabotka i ekspluatatsiya. Elektron. zhurn.* 2015. No 5 (in Russ.). DOI: 10.7463/0515. 0821039.
- Dmitriev V.N., Gradetskiy V.G. *Osnovy pnevmoavtomatiki* [Fundamentals of pneumatic automation]. Moscow: «Mashinostroenie» Publ., 1973. 360 p.
- Efremova K.D., Pil'gunov V.N. *Fizicheskie osnovy pnevmaticheskikh system* [Physical basis of pneumatic systems]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ. 2013. 48 p. ISBN № 978-7038-3718-4.
- Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. T.M. Bashta i dr., Moscow: «Mashinostroenie» Publ., 2012. 423 p.
- Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Reference book on hydraulic resistance]. Moscow: «Mashinostroenie» Publ. 1975. 559 p.
- Pil'gunov V.N. High precision wide-range meter of compressed air - measuring small displacements. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Bauman. Elektron. zhurn.* 2012. No 8 (in Russ.). DOI: 10.7463/0812.0451962.

STATIC CHARACTERISTICS OF THE PNEUMATIC POWER AMPLIFIER “NOZZLE-SHUTTER”

PhD in Engineering **V.N. Pil'gunov**, PhD in Engineering **K.D. Efremova**

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

8 (499) 263-68-51, vnp41@yandex.ru, 8 (499) 263-60-27, efremova.k.d@gmail.com

The results of an experimental study of the mechanic-pneumatic converter “nozzle-shutter” and the pneumatic power amplifier created on its basis are presented. Such devices can be used in the design of damping systems for a multi-bearing oscillatory system of a special-purpose vehicle intended for the transport of “delicate” goods. The algorithm for controlling the adaptive air-hydraulic spring is rather complicated and it may require expensive hydraulic equipment with electromagnetic proportional control for its implementation. A possible alternative to such equipment are pneumatic devices built on the basis of adjustable throttles “nozzle-shutter”. The installation on board of vehicles on wheeled or caterpillar tracks of cargo beams or platforms with a load fixed to them may be associated with the need for their stabilization in a horizontal position in the case of a shift in the center of gravity of the cargo relative to the vertical axis. Such a problem can be solved using differential hydraulic cylinders with a cross-connection of their piston and rod cavities, and compensation for the difference in feed rates and costs should be ensured by means of pneumatic-hydraulic accumulators. In both cases, a pressure control system is required in the gas cavities of an air-hydraulic spring or an air-hydraulic accumulator, which can be implemented on the basis of a mechanic-pneumatic converter or a pneumatic power amplifier. In pneumatic continuous control systems used in mobile equipment, the directing and distribution subsystem is usually built on the basis of pneumatic throttling valves with electromagnetic proportional control. Due to the limited power of proportional electromagnets, the creation of such pneumatic directional valves is limited by their throughput. In the throttling pneumatic distributors of indirect action, the replacement of the power amplifier of the spool type with the power amplifier “nozzle-shutter” improves the dynamic characteristics of the distributor and reduces its cost. It is possible to use the obtained experimental flow-control, adjustment and power characteristics presented in dimensionless parameters when calculating the adaptive suspension of multi-axis transport systems and the cargo platforms stabilized on the horizon.

Keywords: adjustable throttle, “nozzle-shutter”, mechanic-pneumatic converter, pneumatic power amplifier.