

УДК 532.5

## ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ ПОСРЕДСТВОМ УСТАНОВКИ ДРОССЕЛЯ НА ВХОДЕ

© 2012 Д. М. Стадник<sup>1</sup>, В. Я. Свербилов<sup>1</sup>, Г. М. Макарьянц<sup>1</sup>, М. В. Макарьянц<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

<sup>2</sup>Федеральное государственное унитарное предприятие "Государственный научно-производственный ракетно-космический центр "ЦСКБ-Прогресс", г. Самара

С помощью методов математического моделирования рассматривается влияние гидравлического сопротивления в виде пакета сетчатых элементов, установленных в подводящем патрубке регулятора давления газа, на динамику системы, с точки зрения обеспечения требуемой точности и устойчивости в широком диапазоне расхода.

*Регулятор давления газа, математическая модель, динамические характеристики, тарель, расход, дроссель.*

При работе регуляторов давления газа нередко наблюдаются повышенный низкочастотный шум, вибрация корпуса и колебания регулируемого давления. Эти явления вызваны неустойчивостью равновесия клапана в потоке газа. Трудности обеспечения устойчивости подобных конструкций объясняются сложностью физических процессов акустико-вихревого взаимодействия подвижного блока клапана с потоком газа и присоединённой системой. Кроме того, малая вязкость газа делает невозможным создание стабильных сил контактного трения в направляющих поверхностях. Во многих случаях устойчивая работа клапанов обеспечивается силами сухого трения, которые являются нестабильными и значительно изменяются в процессе эксплуатации под влиянием многих факторов. Поэтому неустойчивая работа клапанов может возникнуть неожиданно в отработанных конструкциях при изменении компоновки системы, изменении условий эксплуатации или технологии изготовления отдельных деталей (изменение входного импеданса

присоединённой системы, изменение параметров вибрации корпуса, изменение чистоты или твёрдости поверхностей трения).

В работе рассматривается дренажно-предохранительный клапан (ДПК) (рис. 1), работающий в режиме регулирования давления газа в ёмкости при её постоянном наддуве. Структурная схема системы показана на рис. 2.

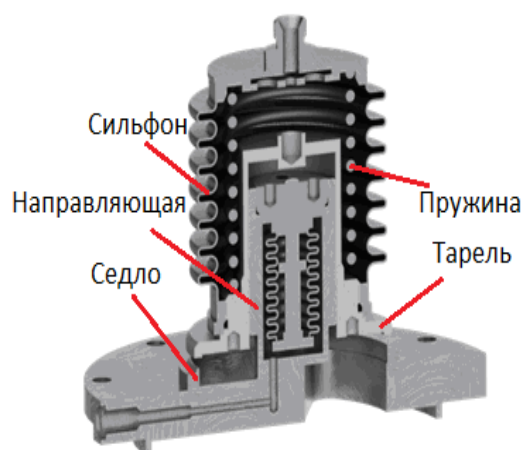


Рис. 1. Дренажно-предохранительный клапан



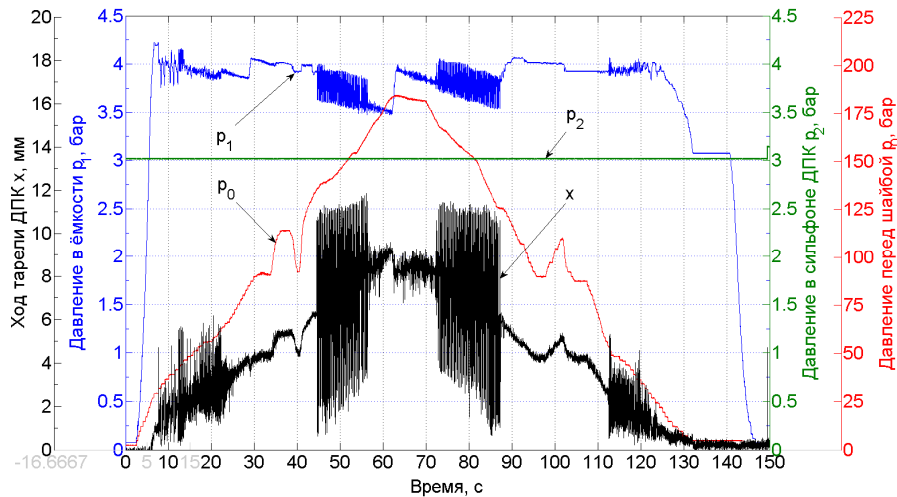


Рис. 4. Неустойчивая работа регулятора давления газа непрямого действия при плавном изменении давления  $p_0$  от 0 до 180 бар перед дроссельной расходной шайбой на входе в ёмкость при отключенном УК

Это позволяет сделать вывод о том, что неустойчивость процесса связана с динамикой дренажно-предохранительного клапана.

Рассмотрим динамическую систему (рис. 2), состоящую из тарели 3 массой  $m$ , закреплённой на упругой связи с жёсткостью  $J$  (пружина 4 и сильфон 5), и линейным демпфированием  $D$ . На входе расположена пневматическая ёмкость 2 объёмом  $V$ . Массовый расход газа  $G_0$  определяется дросселем 1 со сверхкритическим перепадом давления, расположенным на входе в ёмкость.

При составлении математической модели клапана примем следующие допущения: рабочее тело – идеальный газ; перепад давления на клапане – сверхкритический; силы нелинейного трения отсутствуют; входной импеданс отводящей присоединённой системы равен нулю ( $p_a = const$ ); гидравлическими потерями и инерционностью потока на входном участке можно пренебречь; площадь входного сечения 1–1 достаточно велика в сравнении с максимальной площадью дросселирующего сечения 2–2, то есть число Маха  $M_1 \ll 1$  даже при установлении критического режима течения в сечении 2–2.

Полагая, что состояние газа в ёмкости изменяется по политропическому закону, можем записать [1]:

$$C \cdot \frac{dp_1}{dt} = G_0 - G_1, \tag{1}$$

где  $C = \frac{V}{n \cdot R \cdot T_0}$  – пневматическая ёмкость;  $p_1$  – давление в ёмкости;  $G_1$  – массовый расход в сечении 1–1.

Уравнение неразрывности потока между сечениями 1–1 и 2–2 с учётом движения тарели клапана имеет вид

$$G_1 = G_2 + F_1 \cdot r_1 \cdot \frac{dx}{dt}, \tag{2}$$

где  $G_2$  – массовый расход в сечении 2–2;  $F_1$  – площадь поперечного сечения подводящего патрубка (сечение 1–1);  $r_1$  – плотность газа в ёмкости;  $\frac{dx}{dt}$  – скорость движения тарели ДПК.

Полагаем, что поперечное сечение подводящего патрубка равно площади седла клапана  $F_c$ .

Тогда скорость потока во входном сечении 1–1 будет равна

$$V_1 = \frac{G_1}{F_1 \cdot r_1} = \frac{G_2}{F_1 \cdot r_1} + \frac{dx}{dt}. \tag{3}$$

Расход газа через дросселирующее сечение 2–2 выражается формулами Сен-Венана - Ванцеля [2]:

$$G_2 = \mu_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot x \cdot p_1 \times \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \text{ при } \frac{p_a}{p_1} > b_{кр}, \quad (4)$$

где  $m_2$  - коэффициент расхода в сечении 2-2;  $d_2$  - диаметр поперечного сечения подводящего патрубка (сечение 1-1);  $x$  - ход тарели ДПК;  $R$  - газовая постоянная;  $T_1$  - температура торможения в сечении 1-1;  $k$  - показатель адиабаты;  $p_a$  - атмосферное давление;  $b_{кр}$  - критическое отношение давлений;

$$G_2 = \mu_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot x \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_1} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2 \cdot (k-1)}}$$

при  $\frac{p_a}{p_1} \leq b_{кр}$

$$\text{или } G_2 = A_2 \cdot x \cdot p_1, \quad (5)$$

$$\text{где } A_2 = m_2 \cdot p \cdot d_2 \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_1} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2 \cdot (k-1)}}.$$

Критическое отношение давлений  $b_{кр}$ , при котором достигается наибольший весовой расход, определяется конфигурацией проточной части. Для малоподъемных клапанов ( $x/d < 0.25$ ) можно принять

$$b_{кр} = 0,945(b_{кр})_c,$$

где  $(b_{кр})_c = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$  - критическое отношение давлений, соответствующее соплу Лаваля.

Далее будем рассматривать процесс только при сверхкритическом перепаде давления:  $p_a/p_1 < b_{кр}$ .

Уравнение равновесия тарели как динамического звена со сосредоточенными параметрами  $m$ ,  $J$ ,  $D$  представим в виде

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + D \cdot \frac{dx}{dt} + J \cdot x + P_0 - P_\Sigma = 0, \quad (6)$$

где  $P_\Sigma$  - сумма сил нелинейного трения и аэродинамической подъемной силы;  $P_0$  - усилие предварительной затяжки пружины ДПК.

Примем допущение о малости сил трения и рассмотрим влияние подъемной силы потока  $P_{аэп} = P_\Sigma$  на статические и динамические характеристики системы.

Выделяются статическая  $P_{ст}$  и динамическая  $P_{дин}$  составляющие подъемной силы в виде

$$P_{аэп} = P_{ст} + P_{дин}.$$

Статическая  $P_{ст}$  составляющая подъемной силы определяется выражением

$$P_{ст} = j \cdot F_1 \cdot (p_1 - p_a),$$

где  $j$  - коэффициент подъемной силы.

Динамическая  $P_{дин}$  составляющая подъемной силы определяется выражением

$$P_{дин} = y \cdot F_1 \cdot \frac{r \cdot W^2}{2},$$

где  $y$  - коэффициент, учитывающий реактивное действие струи в направлении подъема тарели;  $\frac{r \cdot W^2}{2}$  - скоростной напор.

Коэффициент  $\psi$  зависит от угла выхода потока из дросселирующей щели. Величина коэффициента подъемной силы  $\phi$  зависит от формы тарели, высоты подъема, отношения давлений до и после дросселирующего сечения, диаметра седла и т.д.

Рассмотрим более общий случай наличия динамической составляющей подъемной силы.

Полагая, что скорость потока в сечении 2-2 направлена перпендикулярно оси  $x$ , т.е. угол поворота потока составляет 90°, запишем выражение для силы воздействия потока на тарель с учетом изменения количества движения среды и сил давления со стороны полости сиффона:

$$P_\Sigma = j \cdot F_1 \cdot p_1 - F_2 \cdot p_2 - (F_1 - F_2) \cdot p_a + G_1 \cdot \left( V_1 - \frac{dx}{dt} \right), \quad (7)$$

где  $F_2$  - часть площади тарели, на которую действует давление  $p_2$ , подаваемое в полость сильфона со стороны управляющего клапана.

Подставляя в (7) соотношения (2) и (3), получим силу воздействия среды на тарель в виде

$$P_z = \varphi \cdot F_1 \cdot p_1 - F_2 \cdot p_2 - (F_1 - F_2) \cdot p_a + \left( \frac{G_2}{F_1 \cdot \rho_1} + \frac{dx}{dt} \right) \cdot G_2. \quad (8)$$

Уравнение равновесия тарели (6) с учётом (8), (5) и уравнения состояния  $p_1 = r_1 \cdot R \cdot T_1$  примет вид

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + (D - A_2 \cdot x \cdot p_1) \cdot \frac{dx}{dt} + J \cdot x + P_0 - j \cdot F_1 \cdot p_1 + F_2 \cdot p_2 + (F_1 - F_2) \cdot p_a - \frac{A_2^2 \cdot p_1 \cdot R \cdot T_1}{F_1} \cdot x^2 = 0. \quad (9)$$

Аналогично уравнение (1) можно привести к виду

$$C \cdot \frac{dp_1}{dt} = G_0 - A_2 \cdot x \cdot p_1 - F_1 \cdot \frac{p_1}{R \cdot T_1} \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (10)$$

На основании уравнения (10) давление  $p_2$  в полости сильфона ДПК будет определяться следующим выражением:

$$C_2 \cdot \frac{dp_2}{dt} = F_2 \cdot \frac{p_2}{R \cdot T_2} \cdot \frac{dx}{dt} - G_{p2}, \quad (11)$$

где  $G_{p2}$  - массовый расход газа в трубопроводе 15.

Запишем уравнения для соединительной арматуры.

Уравнение движение газа в трубопроводе 15 без учёта упругих свойств среды [2]:

$$(p_2 - p_3) \cdot \frac{F_{p2}}{l_{p2}} = \frac{dG_{p2}}{dt}, \quad (12)$$

где  $G_{p2}$  - массовый расход газа в трубопроводе 15;  $p_3$  - давление в проточной полости УК;  $F_{p2}$  - площадь проходного сечения трубопровода 15;  $l_{p2}$  - длина трубопровода 15.

Аналогично запишем уравнение для трубопровода 14:

$$(p_1 - p_4) \cdot \frac{F_{p1}}{l_{p1}} = \frac{dG_{p1}}{dt}, \quad (13)$$

где  $G_{p1}$  - массовый расход газа в трубопроводе 14;  $p_4$  - давление в глухой полости УК;  $F_{p1}$  - площадь проходного сечения трубопровода 14;  $l_{p1}$  - длина трубопровода 14.

Уравнение расхода газа через дроссель 10 имеет вид

$$G_4 = \mu_4 \cdot F_4 \cdot p_1 \times \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (14)$$

где  $\mu_4$  - коэффициент расхода через дроссель 10.

Уравнение неразрывности:

$$G_{p2} + G_4 = G_3, \quad (15)$$

где  $G_3$  - массовый расход газа на входе в проточную полость УК.

Запишем уравнения для УК.

Уравнение расхода газа через УК:

$$G_5 = \mu_5 \cdot \pi \cdot d_5 \cdot y \cdot p_3 \times \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_5} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2 \cdot (k-1)}}}, \quad (16)$$

где  $y$  - ход штока УК;  $d_5$  - диаметр седла УК;  $\mu_5$  - коэффициент расхода через УК.

Уравнение неразрывности для проточной полости УК:

$$C_3 \cdot \frac{dp_3}{dt} = G_3 - G_5. \quad (17)$$

Уравнение неразрывности для непроточной (глухой) полости УК:

$$C_4 \cdot \frac{dp_4}{dt} = G_{p1} - F_{syk} \cdot \frac{p_4}{R \cdot T_4} \cdot \frac{dy}{dt}, \quad (18)$$

где  $F_{syk}$  - площадь сильфона УК.

Уравнение равновесия штока УК:

$$M_p \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + D_p \cdot \frac{dy}{dt} + J_p \cdot y + P_{0p} - (p_4 - p_a) \cdot F_{syk} = 0, \quad (19)$$

где  $M_p$  - масса штока УК;  $D_p$  - линейное демпфирование;  $J_p$  - суммарная жёсткость пружины 8 и сильфона 9 УК.

Полученная система уравнений (9) - (19) описывает свободное движение системы "тарель-ёмкость" с учётом измене-

ния количества движения и влияния динамики трубопроводов и УК. Её исследования проводились с помощью численных методов в программной среде Matlab/Simulink при следующих конструктивно-настроечных параметрах (табл. 1).

Таблица 1

Параметр, единица измерения	Обозначение	Значение
Масса тарели ДПК, кг	m	0.5
Масса штока УК, кг	$M_p$	0.166
Жёсткость пружины, Н/м		
ДПК	J	20000
УК	$J_p$	170000
Площадь проходного сечения подводящего патрубка, м <sup>2</sup>	$F_1$	$7.085 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент расхода	$\mu$	0,6
Предварительное усилие затяжки пружины, Н:		
ДПК	$P_0$	1850
УК	$P_{0p}$	125
Максимальный массовый расход, кг/с	$G_{0max}$	1,8
Температура торможения, К	T	293
Газовая постоянная, Дж/кг/К	R	287

Как показано в работе [3], устойчивость предохранительного клапана можно обеспечить путём увеличения действительной части импеданса подводящей магистрали, например, с помощью дросселя, установленного во входном сечении клапана. При использовании пористого материала или пакета сетчатых элементов характеристика дросселя близка к линейной в широком диапазоне расхода. Тогда перепад давления на дросселе равен

$$p_1 - p'_1 = Z_R \cdot G_1, \quad (20)$$

где  $Z_R = const$ .

Добавляя соотношение (20) к модели клапана, проведём её исследование с использованием программы Simulink.

На рис. 5 показаны полученные на модели графики изменения высоты подъёма тарели над седлом (рис. 5, а), давле-

ния в ёмкости (рис. 5, б), высоты подъёма штока управляющего клапана (рис. 5, в) и давления в сильфоне основного клапана (рис. 5, г) по времени при нулевом демпфировании и постоянном расходе газа. Как следует из рис. 5, а, при малом гидравлическом сопротивлении

$$(Z_r \leq 20 \frac{\text{кПа} \cdot \text{с}}{\text{кг}})$$

при открытии клапана устанавливаются незатухающие колебания с амплитудой, равной величине  $x_0$ . Эти колебания сопровождаются колебаниями давления  $p_1$  в ёмкости.

При увеличении гидравлического сопротивления на входе в клапан амплитуда колебаний уменьшается. При

$$Z_r = 30 \frac{\text{кПа} \cdot \text{с}}{\text{кг}}$$

колебания становятся затухающими.

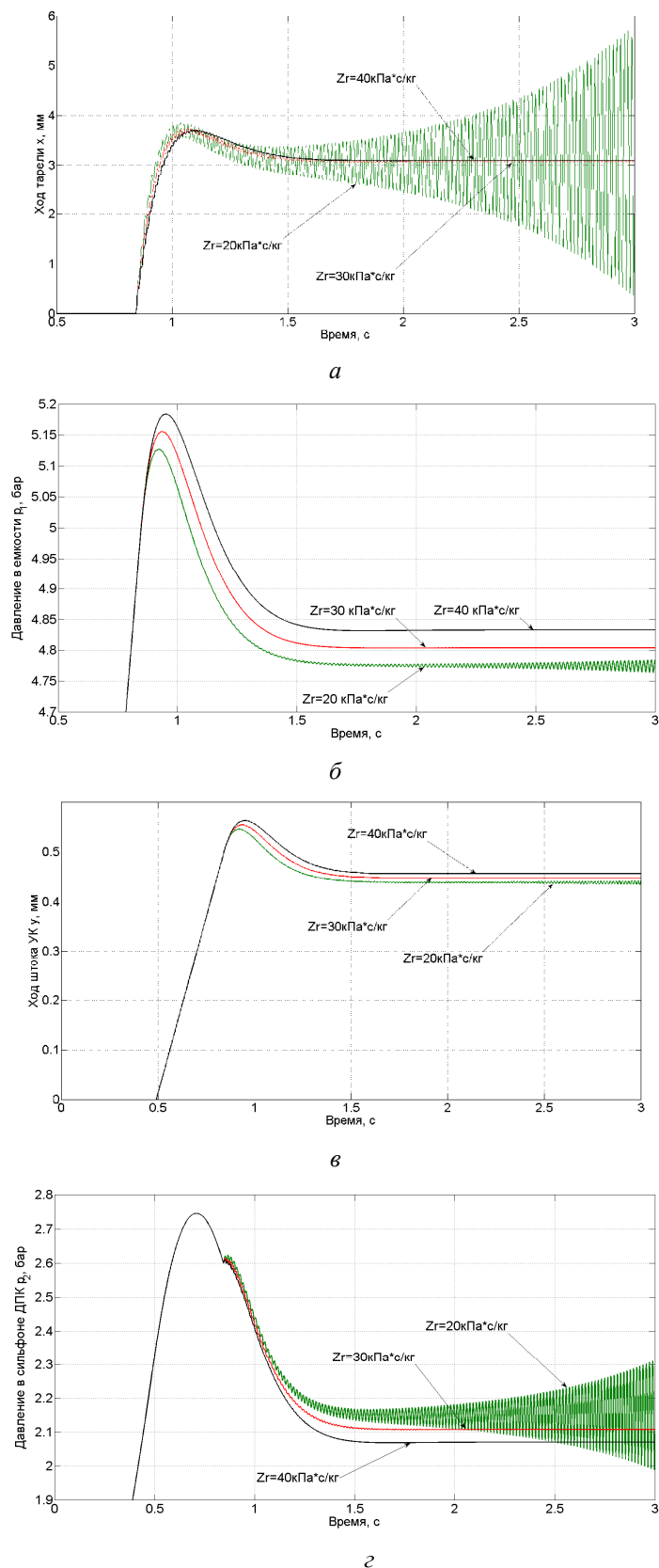


Рис. 5. Влияние сопротивления на входном участке  $Z_R$  на динамику системы при  $D=0$ :  
 а – на изменение высоты подъёма тарелки  $x$ , б – на изменение давления  $p_1$  в ёмкости,  
 в - на изменение высоты подъёма штока УК  $y$ , г - на изменение давления  $p_2$  в сильфоне ДПК

Таким образом, перегородка повышает запас устойчивости клапана и обеспечивает удовлетворительное качество

переходного процесса за счёт незначительного снижения статической точности (рис. 6).

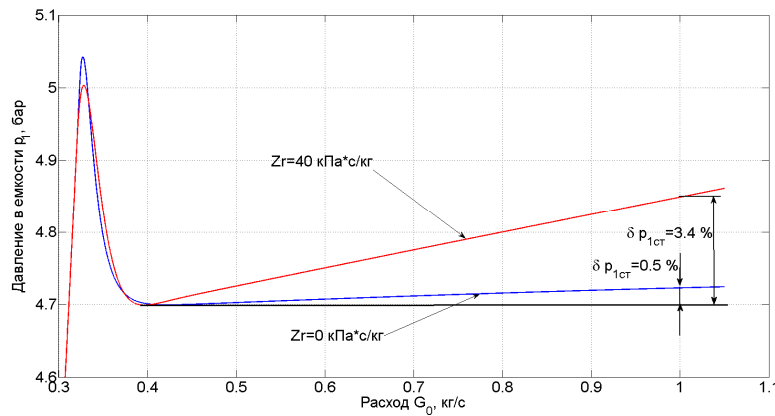


Рис. 6. Влияние гидравлического сопротивления перегородки на статическую ошибку регулирования давления газа в ёмкости

### Выводы

1. Получена математическая модель, которая позволяет рассчитывать гидравлическое сопротивление перегородки, устанавливаемой на входе в клапан для стабилизации динамического процесса при учёте влияния коэффициента подъёмной силы, динамики соединительной арматуры и УК.

2. Установка дросселя во входном сечении клапана позволяет существенно расширить область его устойчивой работы.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках программы "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплек-

са России на 2007-2013 годы", тема: 2011-1.9-519-003-091.

### Библиографический список

- 1 Моль, Р. Гидропневмоавтоматика [Текст] / Р. Моль; пер. с франц. - М.: Машиностроение, 1975. - 352 с.
- 2 Залманзон, Л. А. Теория элементов пневмоники [Текст] / Л. А. Залманзон. - М.: Наука, 1969. - 508 с.
- 3 Шорин, В. П. Correcting Devices for Control Systems [Текст] / В. П. Шорин, В. Я. Свербилов, Г. В. Шестаков // Proceedings of the Third JHPS International Symposium on Fluid Power: сб. науч. тр. / Yokohama, 1996. - С. 597-601.

## STABILIZATION OF A PILOT-OPERATED GAS PRESSURE CONTROL VALVE BY PLACING A THROTTLE AT THE INLET

© 2012 D. M. Stadnik<sup>1</sup>, V. Ya. Sverbilov<sup>1</sup>, G. M. Makaryants<sup>1</sup>, M. V. Makaryants<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University)

<sup>2</sup>State Research and Production Space Rocket Center "TsSKB-Progress"

The paper presents the analysis of the influence of a throttle installed at the inlet of a pilot-operated gas pressure control valve on the system dynamics in terms of providing the required accuracy and stability over a wide flow range.

*Gas pressure control valve, mathematical model, dynamic characteristics, mass flow rate, poppet valve, throttle.*



### Информация об авторах

**Стадник Дмитрий Михайлович**, аспирант, инженер кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [sdm-63@bk.ru](mailto:sdm-63@bk.ru). Область научных интересов: моделирование систем регулирования давления газа, динамика регуляторов давления.

**Свербиллов Виктор Яковлевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [v.sverbilov@mail.ru](mailto:v.sverbilov@mail.ru). Область научных интересов: динамика топливных систем, динамика регуляторов давления, подавление пульсаций в трубопроводных цепях.

**Макарьянец Георгий Михайлович**, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [georgy.makaryants@gmail.ru](mailto:georgy.makaryants@gmail.ru). Область научных интересов: виброакустика и динамика трубопроводных систем, динамика регуляторов давления.

**Макарьянец Михаил Викторович**, заместитель главного конструктора по пневмогидроавтоматике, ФГУП "ГНПРКЦ "ЦСКБ-Прогресс". E-mail: [mikhail.makaryants@gmail.ru](mailto:mikhail.makaryants@gmail.ru). Область научных интересов: динамика пневмо- и гидроагрегатов.

**Stadnik Dmitry Mikhailovich**, postgraduate student, engineer, the department of automatic systems of generating units, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: [sdm-63@bk.ru](mailto:sdm-63@bk.ru). Area of research: modeling of gas pressure control systems, dynamics of gas pressure control valves.

**Sverbilov Viktor Yakovlevich**, candidate of technical science, associate professor, the department of automatic systems of generating units, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: [v.sverbilov@mail.ru](mailto:v.sverbilov@mail.ru). Area of research: dynamics of fuel systems, dynamics of gas pressure control valves, suppression of pulsations in pipelines.

**Makaryants Georgy Mikhailovich**, candidate of technical science, associate professor, the department of automatic systems of generating units, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: [georgy.makaryants@gmail.ru](mailto:georgy.makaryants@gmail.ru). Area of research: vibroacoustics and dynamics of pipeline systems, dynamics of gas pressure control valves.

**Makaryants Mikhail Viktorovich**, chief of division, Space Rocket Center "TsSKB-Progress". E-mail: [mikhail.makaryants@gmail.ru](mailto:mikhail.makaryants@gmail.ru). Area of research: dynamics of pneumatic and hydraulic units.