

УДК 62-82, 539.4

## МОДЕЛИРОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ

© 2014 А. А. Иголкин

Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье рассматриваются вопросы математического моделирования статических и динамических характеристик регулятора давления при установке на выходе глушителя шума. Разработана математическая модель, реализованная в программном комплексе Matlab/Simulink. В результате моделирования получены зависимости основных рабочих параметров регулятора давления от площади проходного сечения дроссельной шайбы.

*Модель математическая, регулятор давления, характеристики динамические.*

В настоящее время математическое моделирование физических процессов в технических устройствах при помощи компьютеров и программного обеспечения находит всё более широкое применение при решении самых различных задач.

Регуляторы давления – это одна из наиболее востребованных разновидностей запорно-регулирующей арматуры, входящих в состав блоков подготовки воздуха.

На рис. 1 представлен внешний вид регулятора давления Camozzi серии MX.

Регуляторы применяются в различных областях:

- авиационная и космическая техника;
- газораспределительные станции;
- системы паро- и теплоснабжения;
- медицина (например, анестезиология).

Регуляторы давления могут быть предохранительными или редуционными (понижающими). Редуционные регуляторы предназначены для поддержания заданного давления в трубопроводе на выходе независимо от расхода рабочего тела. Конструктивная схема такого регулятора представлена на рис. 2.



Рис. 1. Внешний вид регулятора давления Camozzi серии MX

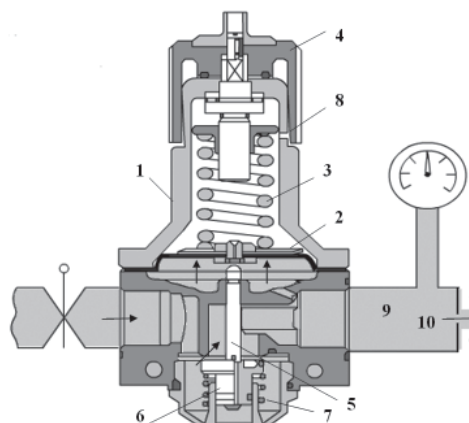


Рис. 2. Схема редуционного пневмоклапана

Однако регулятор относится к регуляторам прямого действия и ему присуща ошибка регулирования (статическая ошибка), зависящая от расхода рабочего тела.

Для снижения шума регулятора давления применяют специальные глушители шума, которые представляют собой совокупность дроссельных шайб. Очевидно, что установка таких устройств может привести к нарушению нормальной работы. Поэтому моделирование динамических процессов в регуляторе [1,2] представляет интерес.

Рассмотрим динамическую систему (рис. 3), состоящую из тарелки 9 массой  $M$ , закреплённой на упругой связи с жёсткостью  $C_1$  и  $C_2$  (пружины 5 и 1), и линейным демпфированием  $D$ . На выходе расположена пневматическая ёмкость объёмом  $V_n$ . По ходу газового потока установлен пакет дроссельных элементов 7, представляющий собой набор шайб различного проходного сечения. Расход

газа  $G_{out}$  определяется дросселем 8, расположенным на выходе из ёмкости.

При составлении математической модели регулятора давления примем следующие допущения: рабочее тело – идеальный газ; масса подвижного узла и жёсткость пружины являются сосредоточенными параметрами, приведёнными к оси клапана; силы нелинейного трения и теплообмен с окружающей средой отсутствуют; процесс дросселирования адиабатический, потери энергии учитываются при помощи коэффициента расхода.

Полагая, что состояние газа в полости изменяется по политропическому закону, можем записать [3]:

$$C_c \cdot \frac{dp_c}{dt} = G_{i+1} - G_{out}, \tag{1}$$

где  $C_c = \frac{V_c}{n \cdot R \cdot T_c}$  – пневматическая ёмкость;  $p_c$  – давление в полости;  $G_{i+1}$  – массовый расход через шайбу;  $G_{out}$  – массовый расход, определяемый дросселем 8.

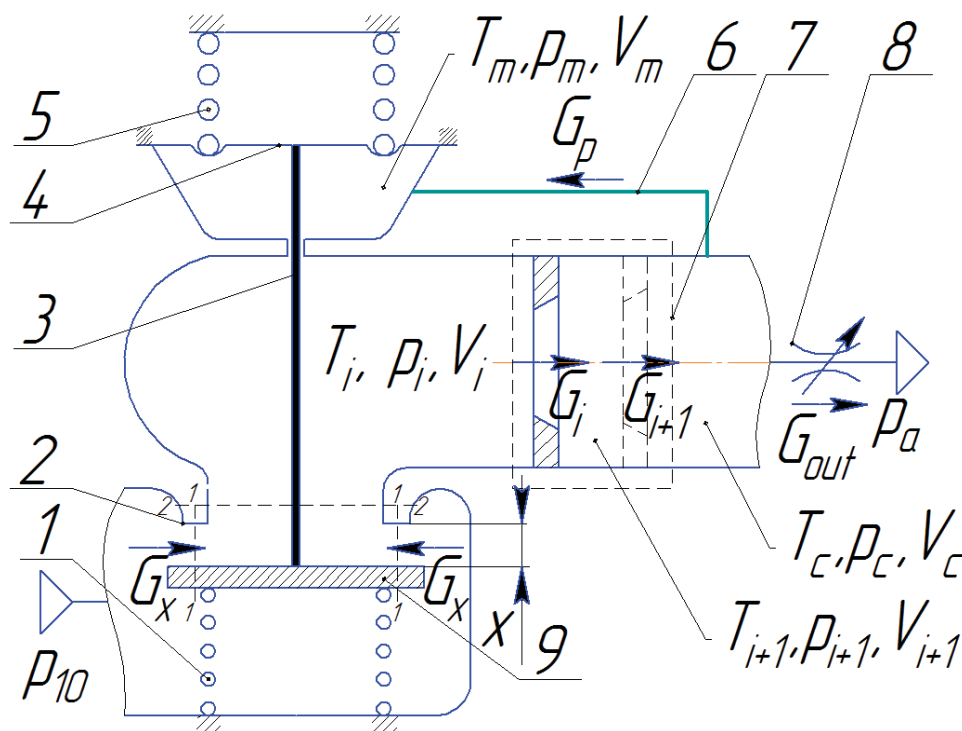


Рис. 3. Схема системы регулирования давления газа

Расход газа через дросселирующее сечение 1–1 выражается формулами Сен-Венана - Ванцеля [3]:

$$G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_c \cdot x \cdot p_{10} \times \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{10}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_1'}{p_{10}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_1'}{p_{10}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

при  $\frac{p_i}{p_{10}} > \beta_{кр}$ , (2)

где  $\mu_x$  – коэффициент расхода в сечении 1–1;  $d_c$  – диаметр седла (сечение 2–2);  $x$  – ход тарели клапана;  $R$  – газовая постоянная;  $T_{10}$  – температура торможения в сечении 1–1;  $k$  – показатель адиабаты;  $p_i$  – давление перед пакетом дроссельных шайб 7;  $p_{10}$  – давление на входе в регулятор давления,  $\beta_{кр}$  – критическое отношение давлений;

$$G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_x \cdot x \cdot p_{10} \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_{10}} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{2 \cdot (k-1)}}$$

при  $\frac{p_i}{p_{10}} \leq \beta_{кр}$ . (3)

Аналогичным образом запишем уравнение для определения массового расхода газа через  $i$ -ю дроссельную шайбу:

$$G_i = \mu_i \cdot F_{шi} \cdot p_i \times \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_i} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

при  $\frac{p_{i+1}}{p_i} > \beta_{кр}$ , (4)

где  $\mu_i$  – коэффициент расхода через шайбу;  $F_{шi}$  – площадь проходного сечения шайбы;

$$G_i = \mu_i \cdot \pi \cdot F_{шi} \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_i} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{2 \cdot (k-1)}}$$

$$\text{при } \frac{p_{i+1}}{p_i} \leq \beta_{кр}. \quad (5)$$

Уравнение равновесия тарели как динамического звена со сосредоточенными параметрами  $M$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $D$  представим в виде:

$$M \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + D \cdot \frac{dx}{dt} + (C_1 + C_2) \cdot x - P_{01} + P_{02} - P_{\Sigma} = 0, \quad (6)$$

где  $P_{\Sigma}$  – сумма сил нелинейного трения и аэродинамической силы;  $P_{01}$ ,  $P_{02}$  – усилия предварительной затяжки пружин регулятора (клапана).

Примем допущения о малости сил трения и подъёмной силы потока на статические и динамические характеристики системы:

$$P_{\Sigma} = -p_m \cdot F_m + p_i \cdot F_s - p_{10} \cdot F_{poppet} + p_a \cdot F_m, \quad (7)$$

где  $p_m$  – давление в подмембранной полости;  $F_m$  – площадь мембраны;  $p_a$  – атмосферное давление;  $F_c$  – площадь седла клапана;  $F_{poppet}$  – площадь тарели.

Подставим выражение (7) в уравнение равновесия (6):

$$M \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + D \cdot \frac{dx}{dt} + (C_1 + C_2) \cdot x - P_{01} + P_{02} + p_m \cdot F_m - p_i \cdot F_c + p_{10} \cdot F_p - p_a \cdot F_m = 0. \quad (8)$$

Полученная система уравнений (1) - (8) описывает функционирование регулятора давления газа с присоединённой ёмкостью и пакетом дроссельных элементов. Её исследование проводилось с помощью численных методов в программной среде Matlab/Simulink при следующих конструктивно-настроечных параметрах (см. табл. 1). На рис. 4 показано окно реализованной модели в виде структурной блок-схемы в программе Simulink.

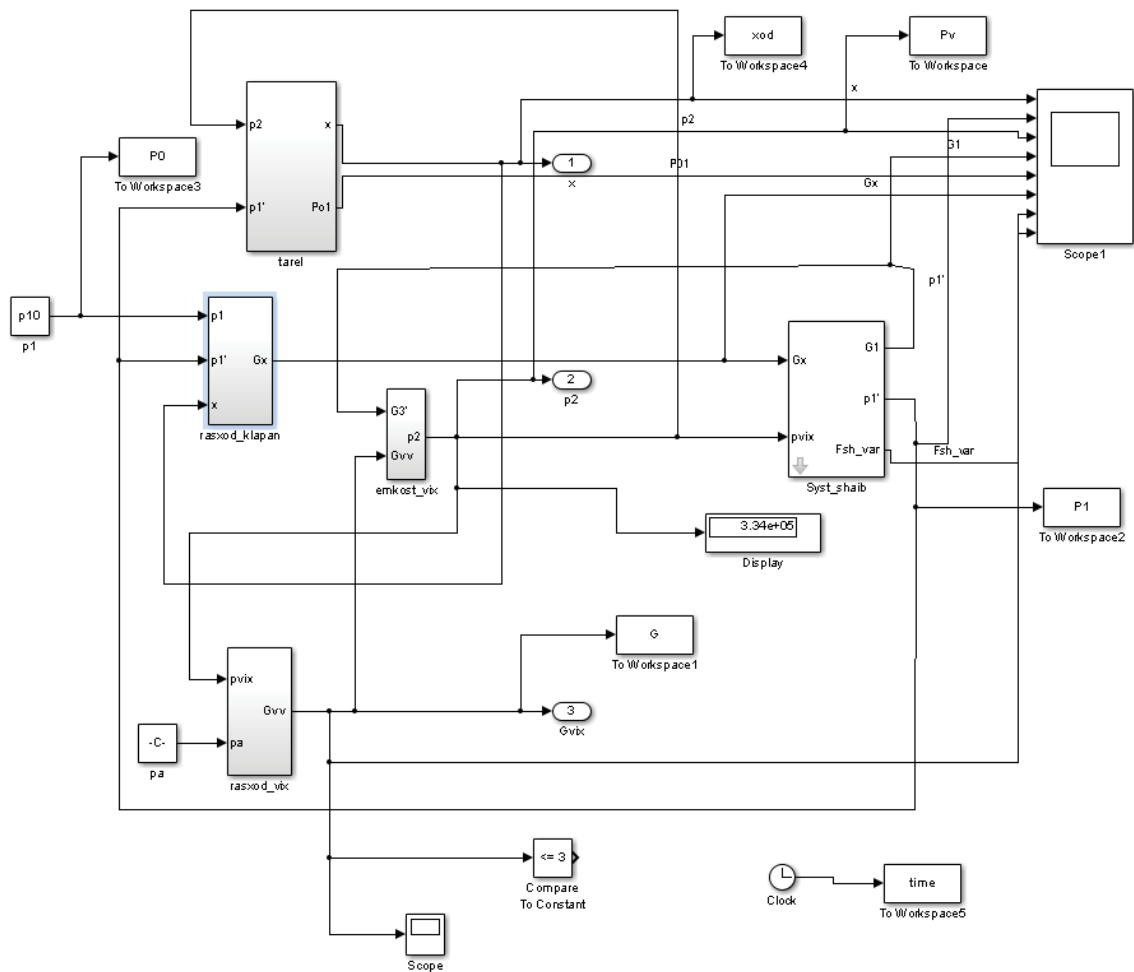


Рис. 4. Реализация математической модели регулятора давления газа в программе Simulink

При моделировании используется одношаговый явный метод Рунге-Кутты 4-го и 5-го порядка. Это классический метод, рекомендуемый для начальной пробы решения. Во многих случаях он даёт хорошие результаты. Таким образом, в результате решения системы уравнений можно получить зависимости от времени всех основных параметров регулятора давления: ход клапана, массовые расходы через все сечения, давление на выходе из регулятора, давление на выходе из дроссельной шайбы. Причём все эти зависимости будут изменяться при изменении режима работы системы (расхода потребляемого газа) и от проходного сечения дроссельной шайбы.

Рассмотрим переходные процессы движения тарели клапана и изменения давления в выходной полости при ступенчатом изменении расхода газа на выходе

из ёмкости  $G_{out}$  от 0 до 0.147 кг/с в момент времени 0.55 с. Результаты моделирования представлены на рис. 5. В первоначальный момент времени задаётся давление уставки и все полости системы начинают заполняться. При отсутствии потребляемого расхода газа давление во всех полостях на выходе из регулятора давления будет одинаковым (то есть будет выполняться закон Паскаля). После выравнивания давления клапан закрывается и координата  $x=0$ . В момент появления расхода газа (0,55 с на рис. 5) клапан открывается, чтобы обеспечить нужное количество рабочего тела. Через некоторое время давления  $p_1$  и  $p_{вых}$  принимают определённые значения. Причём давление перед дроссельной шайбой ( $p_1$ ) всегда выше давления на выходе ( $p_{вых}$ ) и зависит от площади проходного сечения шайбы.

Как показывает рис. 6, установленная дроссельная шайба приводит к увеличению статической ошибки только в случаях, когда диаметр проходного сечения

выходного дросселя превышает диаметр проходного сечения дроссельной шайбы. На рис. 7 представлены результаты вычислительного эксперимента.

Таблица 1. Исходные данные для расчёта

Параметр, единица измерения	M, кг	$d_p$ , мм	$\mu$	$V_c$ , л	$d_p$ , мм	$p_{вх}$ , бар	$p_{вых}$ , бар	$Q$ , лл/мин
Значение	0,4	24	0,6	10	41	2...16	2...10	12000

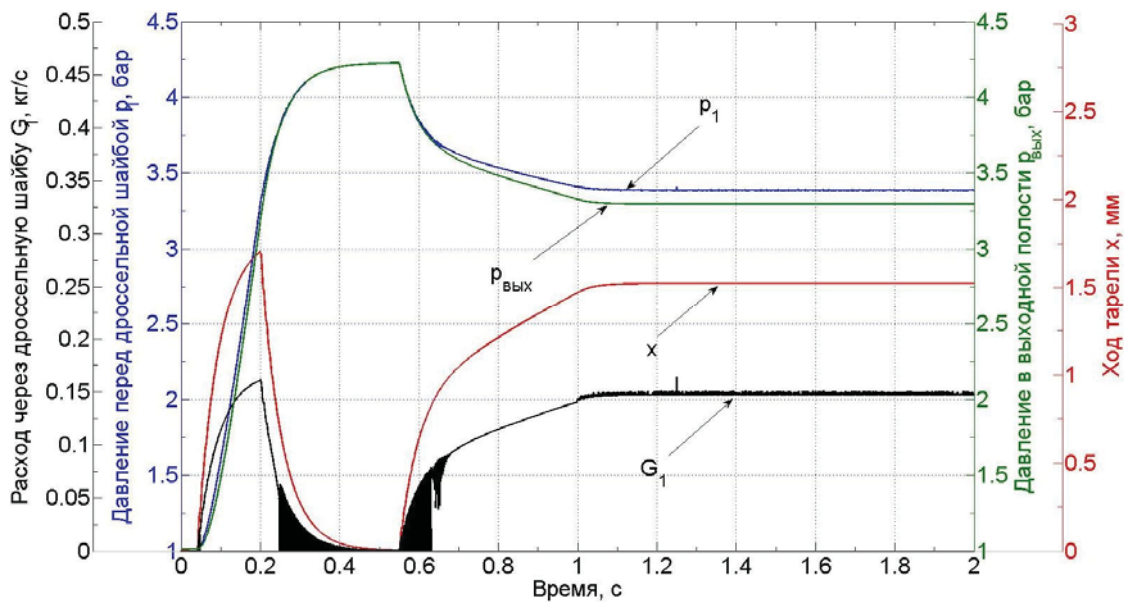


Рис. 5. Переходные процессы параметров

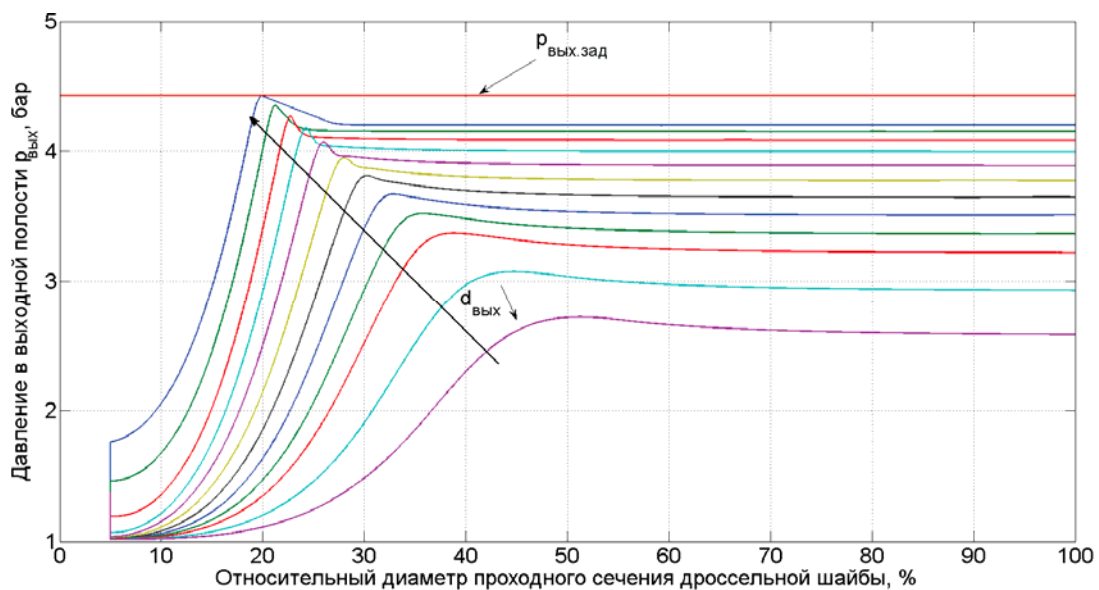


Рис. 6. Влияние возмущающего воздействия и дроссельной шайбы на статическую ошибку регулирования давления газа в выходной полости



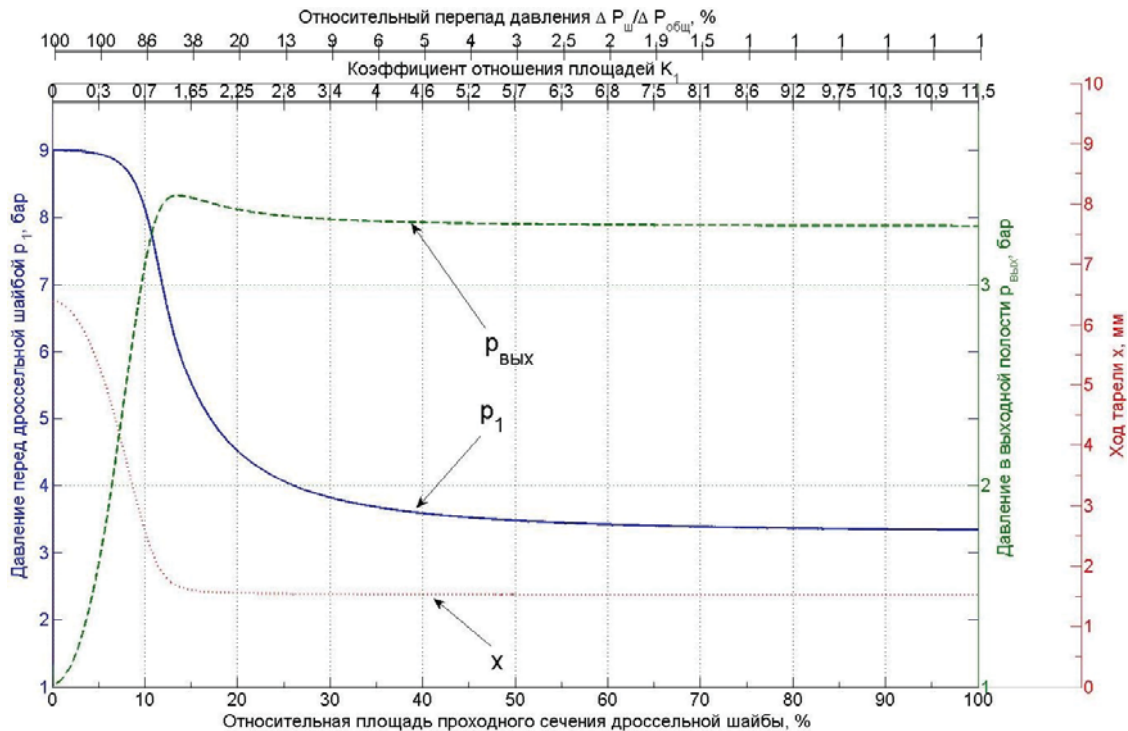


Рис. 7. Зависимость параметров регулятора давления от площади проходного сечения дроссельной шайбы

На одном поле в разных масштабах представлены ход тарели ( $x$ ), давление на входе в дроссельную шайбу ( $p_1$ ) и на выходе из системы ( $p_{вых}$ ) в зависимости от площади дроссельной шайбы. Все параметры рассчитаны при диаметре дросселя на выходе  $d_{вых}=20$  мм и неизменных значениях давления на входе, уставки выходного давления и потребляемого расхода.

Как было отмечено выше, в конструкции клапана заложена ошибка регулирования (статическая ошибка). Известны зависимости статической ошибки от расходных характеристик. Представляет интерес зависимость не от режимных параметров (расхода газа), а от площади проходного сечения дроссельной шайбы. Анализируя давление на выходе, можно утверждать, что в области изменения площади от 30 до 100 % статическая ошибка не изменяется. При заданном давлении  $p_{вых} = 4$  бар регулятор поддерживает значение 3,3 бар.

Область изменения параметров для диапазона относительной площади проходного сечения дроссельной шайбы от 0

до 20 % представляет особый интерес с точки зрения влияния пакета дроссельных элементов на акустическую мощность регулятора давления в целом. В этой области происходит резкое изменение значений всех параметров. Представляют интерес значения безразмерного перепада давления на дроссельной шайбе

$$\frac{\Delta p_{ш}}{\Delta p_{общ}} = \frac{p_1 - p_{вых}}{p_{10} - p_{вых}}$$

и коэффициент отношения площадей проходного сечения

$$K_1 = \frac{F_{ш}}{F_{кл}}$$

Значения этих параметров нанесены в верхней части графика, представленного на рис. 7. Из литературных данных известно, что на клапане можно оставлять перепад давления 10-20% от общего перепада [4, 5].

Данные зависимости в дальнейшем могут быть использованы для оптимизации параметров устройств коррекции (глушителей шума).

Таким образом, полученная математическая модель регулятора давления газа позволяет существенно сократить время

на расчёты его статических и динамических характеристик. Результаты вычислений могут быть использованы при оптимизации параметров глушителя шума для регулятора давления.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках программы формирования государственного задания образовательным организациям высшего образования, подведомственным Минобрнауки России, в сфере научной деятельности на 2014-2016 годы.

### Библиографический список

1. Шахматов Е.В. Комплексное решение проблем виброакустики изделий машиностроения и аэрокосмической техники. LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH&CO.KG, 2012. 81 с.

2. Igolkin A., Koh A., Kruchkov A., Safin A., Shakhmatov E. Pressure reducing valve noise reduction // CD-ROM Proceedings of the Nineteen International Congress on Sound and Vibration (ICSV 19), July 08-12, 2012, Vilnius, Lithuania.

3. Свербилов В.Я., Макарьянц Г.М., Макарьянц М.В., Стадник Д.М. Аналити-

ческая модель автоколебаний плоского предохранительного клапана // Изв. Самар. науч. центра РАН, 2010. Т. 12, № 4. С. 252-256.

4. <http://www.globalspec.com/reference/13636/179909/chapter-10-21-control-valve-features-valve-features-to-reduce-noise>.

5. Istvan L. Ver and Leo L. Beranek. Noise and vibration control engineering. Second edition. Principles and applications. Published by Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2006. 966 p.

### Информация об авторе

**Иголкин Александр Алексеевич**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва

(национальный исследовательский университет). E-mail: [igolkin@pochta.ru](mailto:igolkin@pochta.ru). Область научных интересов: звукоизоляция и звукопоглощение материалов, динамика и виброакустика пневматических систем.

## MODELING STATIC AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF PRESSURE REDUCING VALVES

© 2014 A. A. Igolkin

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The article deals with mathematic simulation of static and dynamic characteristics of a pressure reducing valve installed at the outlet of a noise suppression device. A mathematical model implemented in Matlab/Simulink softwar complex is developed. As a result of simulation dependences of the main operating parameters of a pressure control valve on the area of the orifice flow section are obtained.

*Mathematical model, pressure reducing valve, dynamic characteristics.*

### References

1. Shakhmatov E.V. Kompleksnoe reshenie problem vibroakustiki izdeliy mashinostroeniya i aerokosmicheskoy tekhniki [Integrated solution of vibroacoustic problems in mechanical engineering and aerospace engineering], LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & CO. KG, 2012. 81 p.
2. Igolkin A., Koh A., Kruchkov A., Safin A., Shakhmatov E. Pressure reducing valve noise reduction // Proceedings of the Nineteen International Congress on Sound and Vibration (ICSV 19), July 08-12, Vilnius, Lithuania.
3. Sverbilov V.Ya., Makaryants G.M., Makaryants M.V., Stadnik D.M. Analytic dynamic model of poppet valve // Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk. 2010. V. 12, no 4. P. 252-256. (in Russ.).
4. <http://www.globalspec.com/referenc/e/13636/179909/chapter-10-21-control-valve-features-valve-features-to-reduce-noise>.
5. Istvan L. Ver and Leo L. Beranek. Noise and vibration control engineering. Second edition. Principles and applications. Published by Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2006. 966 p.

### About the author

**Igolkin Alexander Alekseevich**, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara State Aerospace

University. E-mail: [igolkin@pochta.ru](mailto:igolkin@pochta.ru). Area of research: sound insulation and sound absorption of materials, dynamics and vibroacoustics of pneumatic systems.