

УДК 532.5

РАСЧЁТ ПОДЪЁМНОЙ СИЛЫ ГАЗОВОГО ПОТОКА В ПЛОСКОМ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОМ КЛАПАНЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ

© 2010 Г.М. Макарьянц¹, В.Я. Свербилов¹, М.В. Макарьянц², О.В. Батракова¹¹ Самарский государственный аэрокосмический университет² Федеральное государственное унитарное предприятие “Государственный научно-производственный ракетно-космический центр “ЦСКБ-Прогресс”, г. Самара

Поступила в редакцию 15.12.2009

В статье представлены результаты расчёта подъемной силы газового потока через плоский клапан. При расчётах использовалась разработанная авторами на базе программного комплекса ANSYS CFD модель. Получена статическая характеристика плоского предохранительного клапана для фиксированных значений высот.

Ключевые слова: плоский клапан, численное моделирование, подъемная сила.

При поддержании постоянного давления в ёмкости с помощью предохранительного клапана плоского типа часто наблюдаются повышенный тональный шум и вибрация. Так, при испытаниях дозирующее-предохранительного клапана (ДПК) системы наддува бака периодически возникал повышенный шум струи стравливаемого воздуха с частотами основного тона 100, 200 и 400 Гц. На протяжении всех испытаний наблюдались хлопки с периодичностью 2...5 Гц. Отсутствие периодических источников колебаний показывает наличие автоколебательного режима работы в таких системах.

Обзор работ [1-11], посвящённых исследованию динамических процессов в регуляторах давления, позволил выявить различные механизмы возникновения в них автоколебаний:

- струйно-инерционный механизм;
- турбулентность;
- акустический резонанс.

Каждый из механизмов имеет определённую физическую природу и собственное математическое описание.

Струйно-инерционный механизм так называется ввиду того, что для его появления необходимо наличие связанного высокоскоростного потока через отверстие клапана при малом открытии. Когда клапан движется, струя создаёт

импульс, тем самым, изменяя действующую на клапан силу. Инерция потока вызывает гистерезис в этих силах, в результате чего энергия передаётся конструкции, сохраняя её движение.

Рассмотрим статическую характеристику обратных, тарельчатых, конических клапанов (рис. 1). Если обозначить располагаемый гидростатический напор, действующий на клапан ΔH , эффективную площадь клапана A_v , плотность жидкости γ , статическое усилие на закрытие будет равно $\gamma \cdot A_v \cdot \Delta H$. Для любой данной величины жесткости пружины k , первоначального открытия клапана x_0 существует баланс сил:

$$kx_0 = \gamma A_v \Delta H. \quad (1)$$

При значениях подъемной силы меньших kx_0 (1) клапан будет закрыт, а при больших – открыт. Однако при наличии потока разность давлений является динамической из-за высокой скорости потока и его ускорения или замедления при движении заслонки. Поэтому около статических характеристик клапана возникают об-

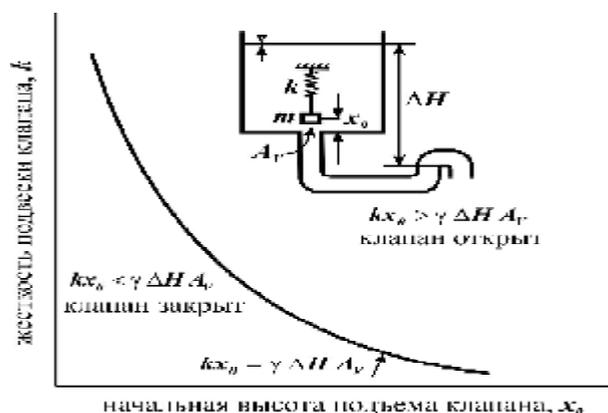


Рис. 1. Статическая характеристика пробкового клапана

Макарьянц Георгий Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры “Автоматические системы энергетических установок”. E-mail: mak-georgy@yandex.ru.
 Свербилов Виктор Яковлевич, кандидат технических наук, доцент кафедры “Автоматические системы энергетических установок”. E-mail: v.sverbilov@mail.ru.
 Макарьянц Михаил Викторович, начальник отдела. E-mail: mak-georgy@yandex.ru.
 Батракова Ольга Вячеславовна, магистрант. E-mail: batrakova_olechka@mail.ru

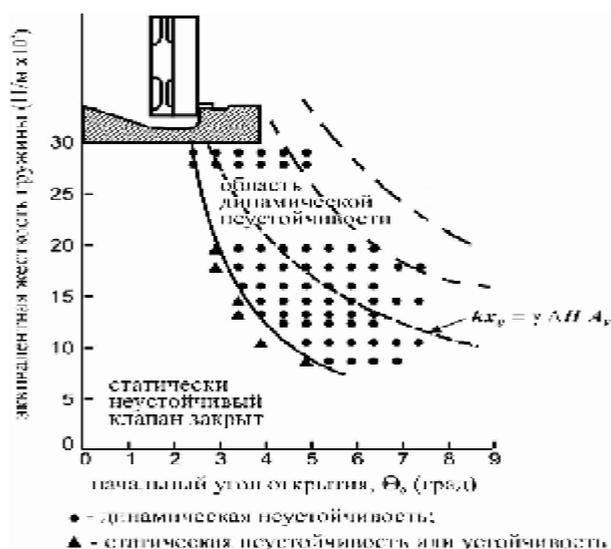


Рис. 2. Область устойчивости поворотного клапана

ласти динамической неустойчивости (рис. 2). В зоне неустойчивости выше статической кривой инерция потока, связанная с уменьшением расхода, вызывает динамическое усилие, закрывающее клапан. Когда поток замедляется, динамический перепад уменьшается, и пружина может открыть клапан (этому способствует и волна низкого давления). В динамической зоне ниже статической характеристики располагаемого статистического перепада вполне достаточно, чтобы удерживать клапан закрытым. Однако внезапное закрытие клапана вызывает волны давления в потоке жидкости, и это приводит к движению клапана от седла и восстановлению течения, – клапан продолжает открываться.

В зоне статической неустойчивости силы упругости недостаточно, чтобы удерживать клапан открытым против сил потока, – клапан закрывается и остается закрытым. Более подробно это описано в работах [1, 2].

Вибрации, вызванные турбулентностью, наблюдаются в клапанах, используемых для регулирования расхода, таких как диафрагменный однолинейный регулятор. Турбулентные пульсации давления, также как прямое воздействие потока на инерционные части клапана могут вызывать разрушительные механические вибрации. В работе [3] установлено, что спектр возбуждающих сил относительно плоский до 100 Гц и в определенных конструкциях может иметь размах колебаний силы более 4,45 кН. Таким образом, клапан регулятора может входить в высокоамплитудные колебания. Более распространены вибрации, связанные с поперечным движением заслонки между уплотнительными или направляющими поверхностями. Они обычно не превышают 1500 Гц, и их звук напоминает металлический дребезг [4]. В результате разбивается седло, направляющие и уплотнения.

По немногим опубликованным экспериментальным данным, широкополосные колебания давления должны иметь существенный уровень энергии до высоких частот. В работе [4] сообщается, что гибкие детали клапана, такие как уплотняющие кольца шарового клапана, клапан с полый юбкой могут резонировать на собственной частоте.

Зарегистрированы тоны от 3000 до 7000 Гц, которые могут приводить к усталостным разрушениям.

При акустическом резонансе в присоединенной трубопроводной цепи происходит усиление пульсаций давления. Во многих случаях, представляющих практический интерес, проблемы возникают на собственной частоте или на низких гармониках колебаний. Поэтому длина волны велика, и возмущения распространяются как почти плоские волны вдоль трубы. Это может сочетаться с изгибными колебаниями трубы и приводить к сильнейшим вибрациям трубопроводной системы. Такие проблемы привлекли внимание из-за серьезных вибраций в паропроводе ядерного реактора, где источником возбуждения, очевидно, был управляющий клапан [5]. Однако, заметных колебаний самого клапана обнаружено не было.

Рассмотрим вибрации клапана, возбуждаемые акустическим резонансом в трубе. Это наблюдается в основном в пробковых и золотниковых клапанах, которые колеблются и действуют, как волновые усилители на границах трубопровода. Примеры показаны на рис. 3.

В обоих случаях пробкового и золотникового клапанов вибрации усиливаются, если акустическая частота трубы близка к собственной частоте клапана. Система особенно неустойчива, если эти частоты совпадают, т.е.

$$f_n = \frac{nc}{4l}, \quad (2)$$

где f_n – собственная частота клапана;

n – целое число;

c – скорость распространения волн в трубе;

l – эффективная длина трубопровода.

Судить о присутствии автоколебаний при взаимодействии потока с клапаном можно по виду статической силовой (нагрузочной) характеристики, показывающей зависимость подъёмной аэродинамической силы от высоты подъёма тарели над седлом.

В инженерных расчётах считается, что тарель поднимается под действием постоянного давления p_1 , равного давлению в ёмкости. Поверхность, на которую воздействует это давление, ограничена диаметром $d_{расч}$ равным среднему значению между наружным и внутренним диаметром седла (рис. 4)

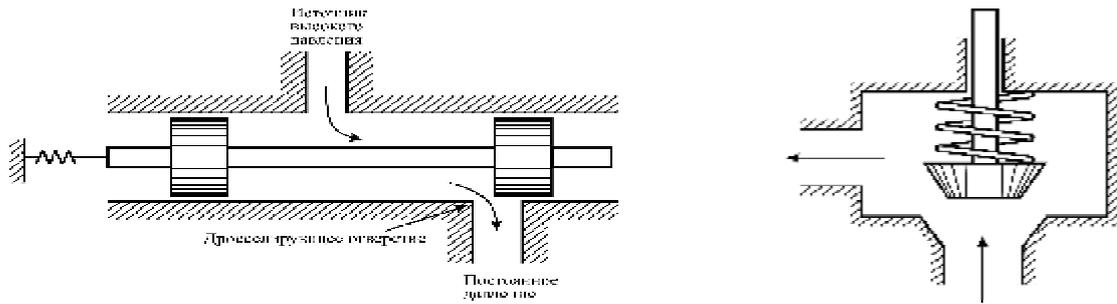


Рис. 3. Схемы золотникового и пробкового клапанов

$$d_{расч} = \frac{d_c - d_v}{2}. \quad (3)$$

Давление на поверхность между d_c и $d_{расч}$ считают равным давлению окружающей среды p_2 и в расчётах не учитывают. Подъёмная аэродинамическая сила определяется соотношением

$$P_{ст} = \frac{\pi \cdot d_{расч}^2}{4} (p_1 - p_a). \quad (4)$$

Считается, что её величина неизменна с высотой подъёма клапана вплоть до $x = \frac{1}{4} d_v$. В

этом случае статическая характеристика аэродинамической силы по высоте подъёма представляет собой ступенчатую функцию (рис. 5).

Очевидно, что такое сочетание подъёмной силы и силы упругого противодействия тарели приводит к установлению устойчивого равновесного положения на уровне высоты подъёма, соответствующего точке пересечения силовых линий и исключает автоколебательный режим. С подъёмом из-за ускорения потока происходит изменение давления в зазоре между клапаном и седлом. Это оказывает существенное влияние на вид статической характеристики подъёмной силы. Помимо сил статического давления на тарель воздействуют активные и реактивные силы стравливаемого потока газа [8-11]:

$$P_{дин} = F_{эф} \cdot \psi \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (5)$$

где $F_{эф}$ – эффективная площадь тарели на которую оказывает воздействие струя; ψ – коэффициент, учитывающий реактивное действие

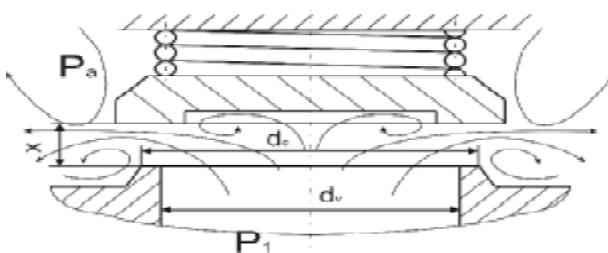


Рис. 4. Расчётная схема взаимодействия потока с тарелью клапана

струи в направлении подъёма тарели; $\frac{\rho \cdot w^2}{2}$ –

скоростной напор. Величина ψ зависит от угла выхода среды из щели. Например, при повороте потока на 180° (колесо Пельтона) $\psi \approx 2$. Скоростной напор определяется как

$$\frac{\rho \cdot w^2}{2} = \mu^2 \varepsilon^2 \cdot (p_2 - p_1), \quad (6)$$

где μ и ε коэффициенты расхода и расширения соответственно.

Тогда общая сила, действующая на тарель

$$P_{ст} + P_{дин} = F_{эф} \cdot (p_2 - p_1) \cdot (1 + \psi \mu^2 \varepsilon^2). \quad (7)$$

включает в свой состав эмпирические коэффициенты ψ , μ и ε , которые зависят от геометрии проточной части клапана [10].

Расчёт статической силовой характеристики с использованием численного анализа картины течения для набора высот подъёма тарели позволяет сократить затраты, связанные с экспериментальным определением эмпирических коэффициентов, входящих в выражение подъёмной силы.

Дискретизация уравнений, описывающих течение рабочей жидкости, проводилась с использованием метода контрольных объёмов. Граничные условия задавались в виде полного и статического давления на входе и выходе соответственно, условие взаимодействия со стенкой, условия симметрии (для уменьшения размерности задачи и экономии вычислительных ресурсов).

Модель течения рабочей жидкости содержит уравнение неразрывности, уравнение сохранения количества движения и модель турбулентности.

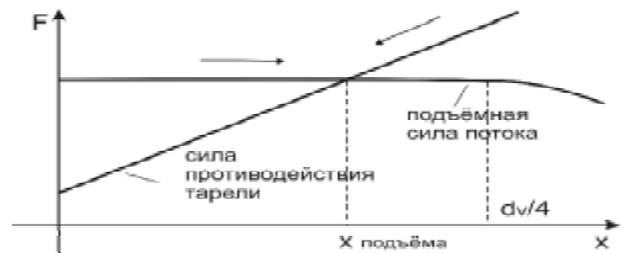


Рис. 5. Идеальная статическая характеристика потока и клапана

Уравнение неразрывности, включает в свой состав производную по плотности, так как математическая модель учитывает сжимаемость газа:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0. \quad (8)$$

Уравнение сохранения количества движения при условии использования $k - \varepsilon$ модели турбулентности имеет вид:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U) = -\nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U)^T, \quad (9)$$

где параметры μ_{eff} – эффективная вязкость, p' – модифицированное давление определяются соотношениями:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_t \nabla U, \quad (10)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t. \quad (11)$$

В уравнении (11) μ_t – турбулентная вязкость. $k - \varepsilon$ модель турбулентности предполагает, что турбулентная вязкость связана с турбулентной кинетической энергией k и коэффициентом турбулентной диссипации ε соотношением:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (12)$$

здесь $C_\mu = 0,09$ – константа $k - \varepsilon$ модели турбулентности.

Значения k и ε определяются из соответствующих уравнений переноса:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + p_k - \rho \varepsilon, \quad (13)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k + C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon), \quad (14)$$

где $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$ – константы $k - \varepsilon$ модели турбулентности. P_k – параметр касательные напряжения турбулентности, обусловленный силами вязкости находится по уравнению:

$$P_k = \mu_t \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (3 \mu_t \nabla \cdot U + \rho k). \quad (15)$$

Результатом расчёта является статическая силовая характеристика плоского клапана (рис. 6). Были приняты следующие исходные данные для расчёта: $d_v = 95 \text{ мм}$, $d_c = 96 \text{ мм}$, $(p_1 - p_a) = 0,4 \text{ МПа}$, рабочая среда – воздух.

На малых подъёмах (до $\frac{x}{d_v} = 0,0054$) зависимость носит убывающий характер. В среднем

диапазоне высот (от $\frac{x}{d_v} = 0,0054$ до

$\frac{x}{d_v} = 0,0435$) статическая характеристика воз-

растает. На больших высотах (от $\frac{x}{d_v} = 0,0435$

до $\frac{x}{d_v} = 0,25$) характеристика слабо убывает.

Немонотонность статической характеристики объясняется изменением режима течения в зазоре с подъёмом тарели. Так каждой ветви кривой соответствует отличное друг от друга расположение прямого скачка уплотнения в зазоре между тарелью и седлом. Связь силы пружины и высоты подъёма тарели имеет линейный характер и пересекает статическую характеристику аэродинамической силы во всех трёх областях. Точки пересечения кривых соответствуют статическому равновесию. Рассмотрим поведение системы при малых отклонениях от равновесных положений.

Подъём и снижение тарели в районе высот, соответствующих точкам **1** и **3** приводит к её возвращению к исходным равновесным положениям (рис. 7). Это устойчивые положения равновесия. Точка **2** соответствует неустойчивому положению равновесия. Отклонение от точки **2** приводит к переводу системы в новые равновесные положения, соответствующие точкам **1** и **3**. Между точками **1** и **3** нельзя устойчиво удерживать клапан при помощи давления. Такое поведение системы наблюдается при постоянном перепаде давления на тарели.

В случае наддува ёмкости постоянным расходом перепад на тарели будет немного изменяться в районе давления настройки. Статическая характеристика будет перемещаться вверх и вниз (рис. 8).

Пусть система находится в положении неус-

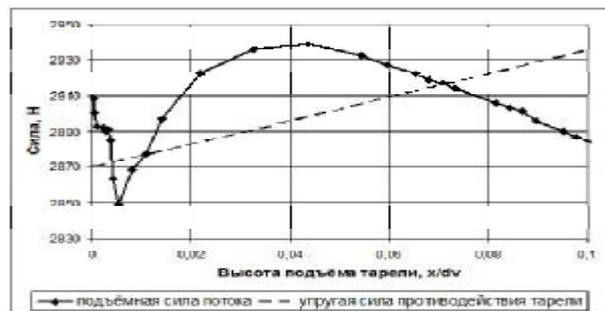


Рис. 6. Статические характеристики потока и клапана

тойчивого равновесия точке **2**. При движении тарели в сторону уменьшения высоты подъёма давление в ёмкости вырастет и перепад увеличится до Δp_1 , и кривая статической силовой характеристики займёт новое более высокое положение относительно исходного состояния. Возникнет новое неустойчивое равновесие, соответствующее точке **2'**. Тарель продолжит своё движение на раскрытие пока не дойдёт до точки **1'** (перепад Δp_2). Дальнейшее закрытие клапана приведёт к превышению аэродинамической газовой силы над силой упругости и тарель начнёт подниматься вверх.

При движении тарели из точки неустойчивого равновесия **2** на подъём давление в ёмкости упадёт и перепад уменьшится до Δp_3 . Линия статической силовой характеристики сместится ниже относительно исходного положения. Её пересечение с характеристикой пружины даёт новое неустойчивое положение равновесия, соответствующее точке **2''**. Дальнейшее открытие клапана опять приведёт к превышению аэродинамической газовой силы над силой пружины и клапан продолжит открытие. Перейдя точку **3'** (перепад Δp_4), сила упругости превысит подъёмную силу газового потока и тарель начнёт перемещаться вниз.

Любое движение тарели в диапазоне высот между точками **1'** и **3'** при наддуве ёмкости постоянным расходом создаёт условия в системе для возникновения автоколебаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Griffiths P.T.A.* Large Gates and Valves: Vibration // Proc. 3rd Colloquium for Hydraulics Lab. Staff., Australian Water Resources Council, Cooma. NSW. 1969. Pp. 40-75.
2. *Weaver D.S., Adubi F.A., Kouwen N.* Flow Induced Vibrations of a Hydraulic Valve and Their Elimination // ASME Jo. of Fluids Engineering. 1978. Vol. 100. June. P. 239-245.
3. *Schuder C.B.* Understanding Fluid Forces in Control Valves // Instrumentation Technology. 1971. May. Pp. 48-52.
4. *Allen E.E.* Prediction and Abatement of Control Valve Noise. Flow; Its Measurement and Control in Science and Industry.

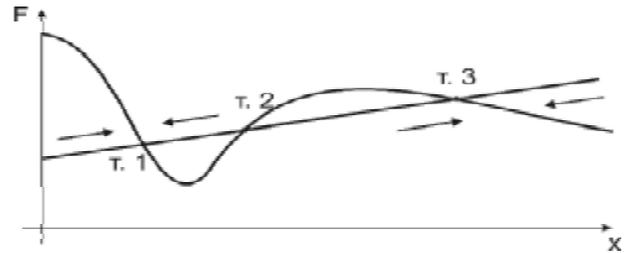


Рис. 7. Изменение статического равновесия при постоянном перепаде на тарели

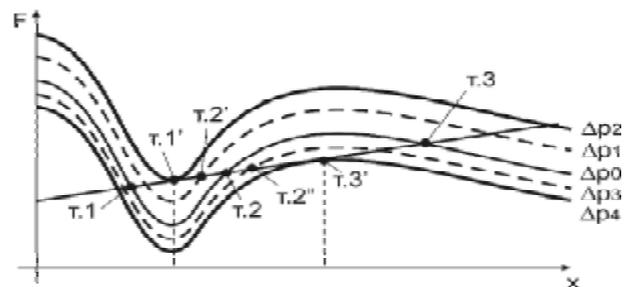


Рис. 8. Изменение статического равновесия при постоянном расходе в ёмкость

1974. Vol. 1. Part 3. W.E. Vannah and H. Wayland editors. Instrument Society of America, Pittsburgh. Pp. 1167-1173.
5. *Gibert R.J., Axisa F., Villard B.* Flow Induced Vibrations of Piping System (Vibration Sources Mechanical Response of the Pipes). British Nuclear Energy Society Conf., Vibration in Nuclear Plant, Keswick, U.K. 1978. Paper 6:2.
6. *Thomann H.* Oscillations of a Simple Valve Connected to a Pipe // Jo. Applied Math. Phys. (ZAMP) 1978. Vol. 29. Pp. 75-84.
7. *Kolkman P.A.* Flow Induced Gate Vibrations. Ph. D dissertation. Delft University of Technology publication. 1976. 164 p.
8. *Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г.* Основы пневмоавтоматики. М.: Машиностроение, 1973. 360 с.
9. *Кондратьева Т.Ф.* Предохранительные клапаны. Л.: Машиностроение, 1976. 232 с.
10. *Цай Д.Г., Касиди Е.Ц.* Динамические характеристики воздушного редуктора давления // Труды Американского общества инженеров механиков (пер. с англ.). Серия Д. 1961, № 2. С. 57-80.
11. *Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б.* Математическая модель динамики системы с дозирующим предохранительным клапаном // VIII Міжнародна молодіжна науково-практична конференція "Людина і Космос". Збірник тез. Дніпропетровськ, Україна, НЦАОМУ, 2007. С. 19.

CALCULATION OF THE POPPET VALVES LIFTING FORCE BY USING NUMERICAL METHODS

© 2010 G.M. Makariyants¹, V.Ya. Sverbilov¹, M.V. Makariyants², O.V. Batrakova¹

¹ Samara State Aerospace University

² Federal State Unitary Enterprise "TsSKB-Progress", Samara

A two-dimensional computational fluid dynamics (CFD) model for gas flow through a poppet valve was presented. The flow fields, as well as the static pressure and Mach number under the conditions of differences valve lifts were simulated based on proposed model by using ANSYS-CFX software. The investigation comprises aerodynamic force of a gas followed through the port/valve annulus calculating at a fixed valve lifts under steady flow conditions.

Keywords: poppet valve, numerical simulation, gas force

Georgy Makariyants, Candidate of Technics, Associate Professor. E-mail: mak-georgy@yandex.ru.ru.
Viktor Sverbilov, Candidate of Technics, Associate Professor. E-mail: v.sverbilov@mail.ru.
Mikhail Makariyants, Chief of division. E-mail: mak-georgy@yandex.ru.ru.
Olga Batrakova, magistrant. E-mail: batrakova_olechka@mail.ru