

УДК 519.872.8:621.183.38:533.16(045)  
DOI: 10.22213/2410-9304-2020-3-118-126

### Численное моделирование рабочего процесса в предохранительном клапане с дополнительной газодинамической связью

*Т. Редер*, соискатель, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

*В. А. Тенев*, доктор физико-математических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

*М. Р. Королева*, кандидат физико-математических наук, доцент, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

*Рассматриваются газодинамические процессы в предохранительном клапане пружинного типа при наличии дополнительной газодинамической связи между объемом клапана и окружающей средой. Открытие клапана при выпуске газа из резервуара в окружающую среду сопровождается наполнением рабочего объема. В результате, повышение давления над поверхностью диска создает обратное усилие, препятствующее его подъему, которое может привести к неустойчивому колебательному режиму движения диска. Уменьшение этого давления позволит обеспечить устойчивую работу клапана. Дополнительная газодинамическая связь вводится для стравливания давления над поверхностью диска путем вывода газа в дополнительную полость через узкие каналы в виде цилиндрических или коаксиальных зазоров.*

*В данной работе оценивается правомерность расчета течений вязкого газа в узких зазорах на основе одномерных уравнений газовой динамики, использование которых при численном моделировании нестационарного процесса работы клапана не увеличит существенно объем вычислений. Для доказательства возможности использования одномерного подхода приводится сравнение распределений скорости и давления газа по длине канала, полученные в результате решения задачи в двумерной и одномерной постановках.*

*На основе алгоритма с предварительным расчетом характеристик вязкого течения в соединительных каналах, получена зависимость приведенной силы клапана от высоты подъема диска при использовании двух цилиндрических узких каналов для уменьшения давления на верхнюю поверхность диска. Показано, что в этом случае обеспечивается устойчивый режим функционирования клапана, в то время как отсутствие сброса газа может привести к неустойчивому колебательному режиму движения диска.*

**Ключевые слова:** предохранительный клапан, газодинамическая связь, вязкий газ, узкие каналы, численное моделирование, схема Годунова.

#### Введение

Предохранительные клапаны – это технические системы вспомогательного назначения, выполняющие функцию регулирования уровня давления в резервуарах. Это инженерное устройство, которое автоматически, используя только энергию рабочего вещества, частично стравливает его в окружающую среду или приемник с пониженным давлением для предотвращения превышения заранее определенного безопасного давления в системе. Клапан должен оставаться открытым до тех пор, пока давление в системе не достигнет заданной величины, после чего автоматически закрыться для предотвращения дальнейшего истечения рабочей среды.

Изучение работы предохранительных клапанов возможно с использованием численных методов газовой динамики [1–5]. Численное моделирование позволяет на этапе проектирования

оценить достоинства и недостатки конструкции, определить влияние новых конструктивных решений на характеристики клапана.

В типовой конструкции предохранительного клапана, как это показано на рис. 1, газ поступает из резервуара через патрубок и при подъеме диска попадает в корпус клапана и через выходной канал выбрасывается в окружающую среду.

Недостатком такой конструкции является увеличение газодинамической силы, действующей на верхнюю часть диска, препятствующее открыванию клапана. Для обеспечения устойчивой работы клапана желательно иметь зависимость суммарной газодинамической силы  $F_f$ , действующей на диск от перемещения  $\xi$ , удовлетворяющую условию  $\frac{\partial^2 F_f}{\partial \xi^2}$ .

Давление в корпусе клапана, возрастающее при подъеме диска, ухудшает эту характеристику.

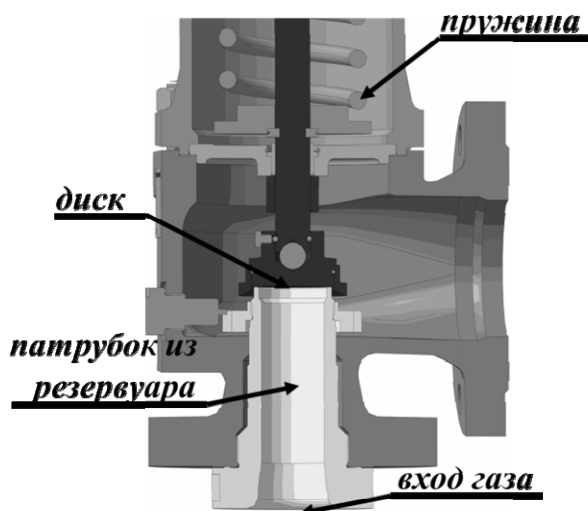


Рис. 1. Геометрия типового газового предохранительного клапана

Одним из решений проблемы является предотвращение действия высокого давления в корпусе на верхнюю часть диска. На рис. 2, а представлена схема предохранительного клапана с дополнительными газодинамическими связями, разработанная для сброса давления в верхней части корпуса.

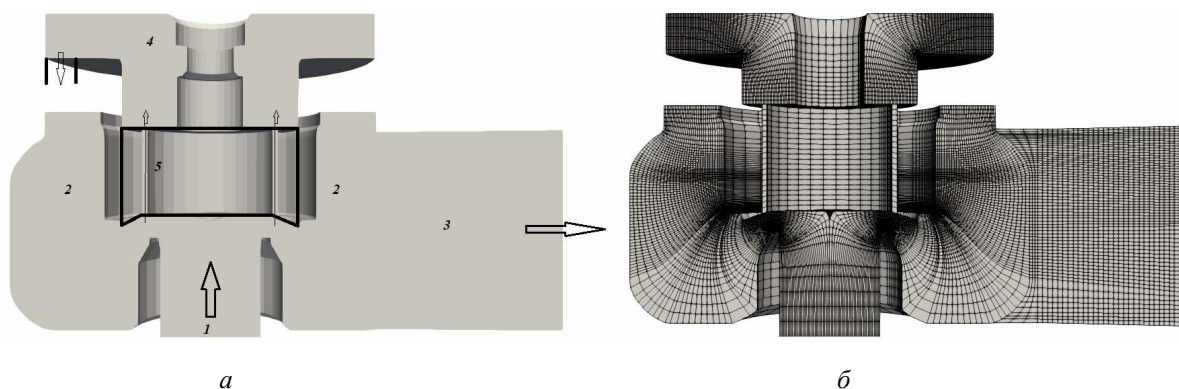


Рис. 2. Предохранительный клапан с дополнительными газодинамическими связями: а – геометрическая модель; б – расчетная сетка

### Математическая модель

Для газового предохранительного клапана процессы внутренней газодинамики рассматриваются в рамках модели вязкого сжимаемого газа.

Уравнение неразрывности:

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla V = 0. \quad (1)$$

Уравнения сохранения импульса:

$$\rho \frac{dV}{dt} = -\nabla p + \text{Div } P. \quad (2)$$

Рабочее вещество, так же как и на схеме рис. 1, поступает через входной патрубок (1) и стравливается через выходной насадок (3), но верхняя часть диска является нижней границей дополнительной полости (4), соединенной с атмосферой через выпускное отверстие (дрессель). Для возможности регулировки режима работы клапана и изменения вида зависимости  $F_f(\xi)$  в диске имеются цилиндрические или коаксиальные каналы (5). Уровень давления над верхней частью диска определяется соотношением площадей проходного сечения каналов и дресселя.

Появление в конструкции узких каналов предполагает при численном моделировании введение разностной сетки с очень малыми размерами контрольных объемов, что приводит к сильному ограничению на шаг по времени при нестационарном расчете и, как следствие, увеличению вычислительных затрат. Для устранения такого ограничения предлагается алгоритм с предварительным расчетом характеристик вязкого течения в соединительных каналах.

Целью работы является оценка эффекта от введения дополнительных газодинамических связей в верхней части корпуса предохранительного клапана для снижения давления на диск.

Уравнение сохранения энергии:

$$\rho \frac{de}{dt} = \text{div}(PV) + \nabla q. \quad (3)$$

Для учета турбулентности к этой системе уравнений добавляются уравнения для переноса кинетической энергии турбулентности и скорости диссипации турбулентности [6].

Обозначения в уравнениях (1)–(3): вектор скорости  $V = (u, v, w)^T$ ;  $p$ ,  $\rho$  – давление и плотность газа;  $e = \rho e + \rho \frac{|V|^2}{2}$  – полная энергия еди-

ницы объема газа; внутренняя энергия  $\varepsilon$  определяется уравнением состояния совершенного газа

$$\varepsilon = c_v T = \frac{P}{(\gamma - 1)\rho}, \quad \text{где } \gamma = \frac{c_p}{c_v} - \text{показатель адиабаты; } c_p, c_v - \text{изобарные и изохорные теплоемкости; } T - \text{температура; } P = \Pi - pE - \text{тензор напряжений; } \Pi = 2\rho v \operatorname{def}(V) - \left(p + \frac{2}{3}\rho v \operatorname{div}(V)\right)E - \text{вязкий тензор; } q - \text{тепловой поток.}$$

Численный метод решения трехмерных нестационарных уравнений (1)–(3) основан на разностной схеме С. К. Годунова [7] с модификацией MUSCLE [8–10] и описан в работах [11, 12]. Разностная сетка показана на рис. 2, б.

#### Модель течения в узких каналах

Течение в узком зазоре характеризуется невысоким числом Рейнольдса менее 3000, поэтому режим течения предполагается ламинарным. Величина коэффициента вязкости зависит только от температуры. Упрощенная система уравнений, записанная в дивергентной форме, имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0, \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial \rho(u^2 + p)}{\partial x} + \frac{\partial \rho u v}{\partial y} = \frac{\partial \rho \pi_{11}}{\partial x} + \frac{\partial \rho \pi_{12}}{\partial y}, \quad (5)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial \rho u v}{\partial x} + \frac{\partial \rho(v^2 + p)}{\partial y} = \frac{\partial \rho \pi_{21}}{\partial x} + \frac{\partial \rho \pi_{22}}{\partial y}, \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial \rho u(e+p)}{\partial x} + \frac{\partial \rho v(e+p)}{\partial y} = \\ = \frac{\partial \rho \left( u \pi_{11} + v \pi_{12} + \frac{\rho v \gamma}{\sigma} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right)}{\partial x} + \\ + \frac{\partial \rho \left( u \pi_{12} + v \pi_{22} + \frac{\rho v \gamma}{\sigma} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right)}{\partial x}. \end{aligned} \quad (7)$$

Компоненты  $\pi_{ij}$  образуют тензор  $\Pi$ ;  $\sigma$  – число Прандтля.

Граничные условия для системы уравнений (4)–(7):

при  $y = Y_w$  (наружная стенка канала):  $u = v = 0$ ,  $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$ ;

при  $y = Y_0 > 0$  (внутренняя стенка кольцевого канала):  $u = v = 0$ ,  $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$ ;

при  $y = Y_0 = 0$  (ось в цилиндрическом канале):  $v = 0$ ,  $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$ .

В узком цилиндрическом канале с высокой степенью достоверности выполняются условия  $\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial \rho}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial y} = v = 0$ . Поэтому при течении в узких цилиндрических или коаксиальных каналах можно рассматривать уравнение переноса импульса только для продольной компоненты скорости  $u$ .

Проинтегрируем уравнения (4), (5), (7) по координате  $y$  от нижней границы  $Y_0$  до верхней  $Y_w$  и получим:

$$\frac{\partial s \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial s \bar{\rho} \bar{u}}{\partial x} = 0, \quad (8)$$

$$\frac{\partial s \bar{\rho} \bar{u}}{\partial t} + \frac{\partial s \bar{\rho} (\bar{u}^2 + \bar{p})}{\partial x} = (y \pi_{12})_w - (y \pi_{12})_0,$$

$$\frac{\partial s \bar{e}}{\partial t} + \frac{\partial s \bar{u}(e+p)}{\partial x} = \frac{\partial s \bar{\rho} v \gamma \frac{\partial \varepsilon}{\partial x}}{\partial x},$$

где черта сверху означает среднее по сечению ка-

нала значение параметра  $\bar{\psi} = \frac{\int_{Y_0}^{Y_w} y \psi dy}{\int_{Y_0}^{Y_w} y dy} = \frac{Y_0}{s}$ ;

$s$  – площадь поперечного сечения коаксиального канала. Заменяя газодинамические комплексы  $\bar{u}^2$ ,  $\bar{u}(e+p)$  на  $\bar{\rho}$ ,  $\bar{u}$ ,  $\bar{p}$ ,  $\bar{e}$ , приходим к одномерным нестационарным газодинамическим уравнениям:

$$\frac{\partial s \bar{\rho} \bar{u}}{\partial t} + \frac{\partial s \bar{\rho} (\bar{u}^2 f_1 + \bar{p})}{\partial x} = \tau(x), \quad (9)$$

$$\frac{\partial s \bar{e}}{\partial t} + \frac{\partial s (\bar{u} e f_2 + \bar{u} \bar{p})}{\partial x} = \frac{\partial s \bar{\rho} v \gamma \frac{\partial \varepsilon}{\partial x}}{\partial x}, \quad (10)$$

где вспомогательные функции  $f_1(x) = \frac{\bar{u}^2}{\bar{u}^2}$ ,

$f_2(x) = \frac{\bar{u} e}{\bar{u} e}$ ,  $\tau(x) = (y \pi_{12})_w - (y \pi_{12})_0$  рассчитываются из решения двумерной задачи для заданной геометрии узкого канала.

Системы двумерных уравнений (4)–(7) и одномерных уравнений (8)–(10) интегрируются

численно по той же разностной схеме, что и в основной расчетной области. Контрольные объемы для соединительных каналов также показаны на рис. 2, б.

Вид функций  $f_1(x)$ ,  $f_2(x)$  показан на рис. 3 для цилиндрического канала радиусом  $Y_w = 1,75$  мм и длиной  $L = 35$  мм. Расчеты дву-

мерного течения проведены на сетке со сгущением узлов к стенкам. Отношение минимального шага по радиальной координате к максимальному  $\frac{\Delta y_{\min}}{\Delta y_{\max}} = 0,01$ . Изменение напряжения трения  $\tau(x)$  на стенке канала приведено на рис. 4.

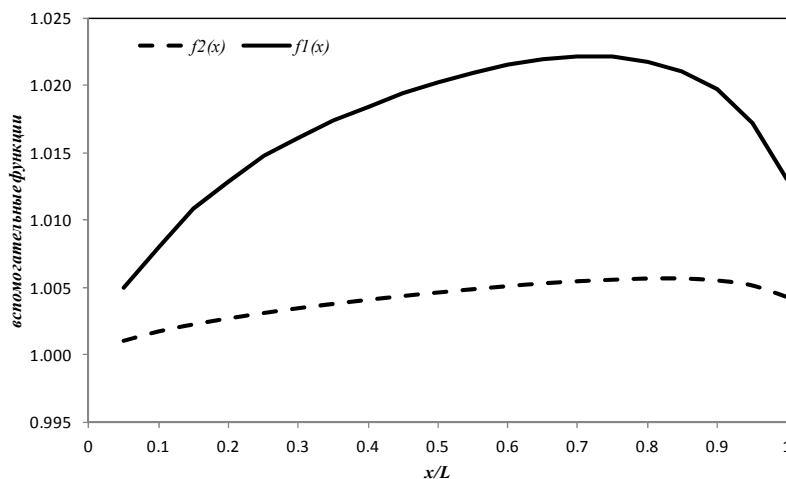


Рис. 3. Вид вспомогательных функций  $f_1(x)$ ,  $f_2(x)$

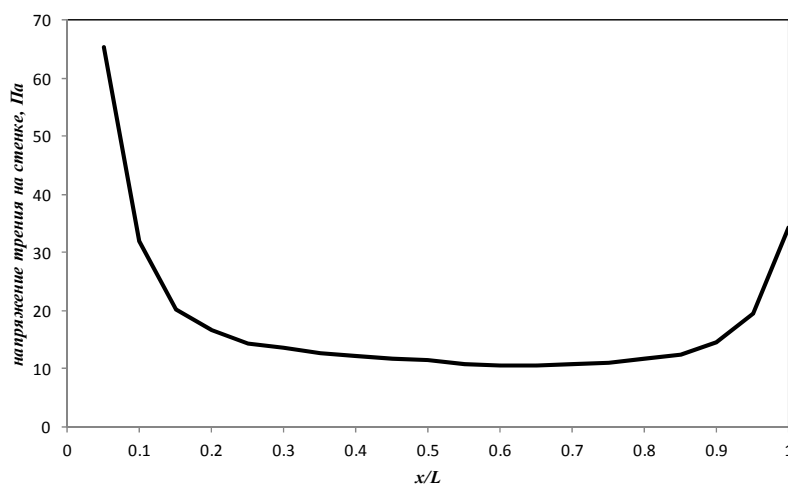


Рис. 4. Изменение напряжения трения на стенке

Расчеты двумерного течения в коаксиальном канале проведены на рис. 5, 6. Канал имеет размеры  $Y_w = 10,152$  мм,  $Y_0 = 10$  мм,  $L = 35$  мм. В этом случае отношение минимального шага по радиальной координате к максимальному составляет 0,1.

Течение в узком кольцевом зазоре характеризуется развитием пограничных слоев на стенках с последующим их смыканием, как это видно на рис. 5, где представлены профили продольной

скорости в различных сечениях канала. Скорость в середине зазора увеличивается по длине канала и может превышать скорость звука. Для коаксиального зазора с площадью поперечного сечения, равной площади сечения цилиндрического канала, напряжение трения  $\tau(x)$  на 2 порядка выше, чем в цилиндрическом канале (рис. 4, 6). Большое касательное напряжение трения на стенках обусловлено большими градиентами скорости в поперечном направлении.

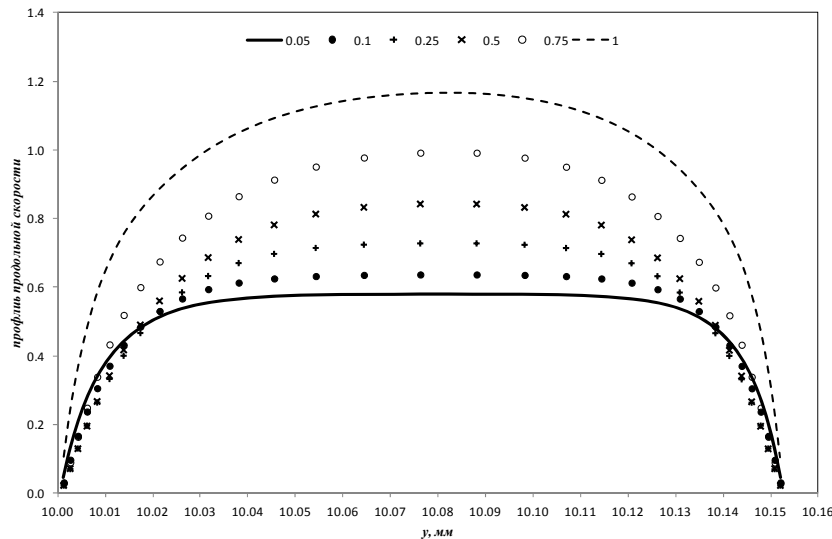


Рис. 5. Профили продольной скорости по длине коаксиального канала

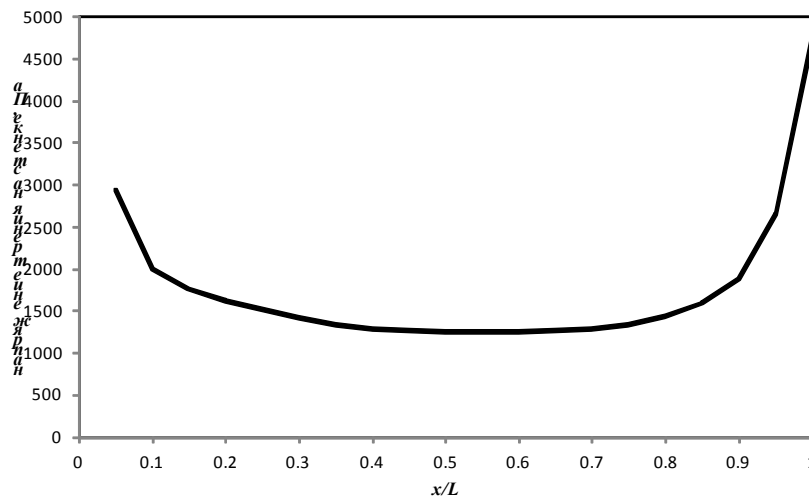


Рис. 6. Изменение напряжения трения на стенке коаксиального канала

Проведено сравнение результатов численного решения систем уравнений (4)–(7) и (8)–(10). На рис. 7 приведены распределения средней скорости и среднего давления по длине узкого цилиндрического канала, полученные в результате расчетов в одномерной и двумерной постановках. Сравнение показывает адекватное поведение решения уравнений в одномерной постановке.

На этих же рисунках показано изменение скорости и давления в невязкой постановке. В этом случае одномерный и двумерный расчеты совпадают, но поведение скорости и давления сильно отличается от вязкой постановки. Величина массовой скорости  $\bar{\rho}i$  для двумерного варианта равна 0,607, для одномерного 0,608, а для невязкого 0,633.

#### Влияние дополнительной газодинамической связи на работу клапана

Расчет процесса открывания клапана основан на численном решении трехмерных нестационарных уравнений (1)–(3) с применением функций  $f_1(x)$ ,  $f_2(x)$ ,  $\tau(x)$  для цилиндрического зазора диаметром 5 мм и длиной 35 мм. Переменные  $\rho$ ,  $V$  отнесены к критическим значениям  $\rho_*$ ,  $a_*$ , давление и энергия к  $\rho_* a_*^2$ , где  $a_* = \sqrt{\gamma \frac{p_*}{\rho_*}}$  – скорость звука. Пространственный масштаб  $r_0$  – радиус седла клапана, масштаб времени  $\frac{r_0}{a_*}$ . Газодинамические уравнения дополняются уравнениями движения подпружи-

ненного диска. Перемещение диска в осевом направлении  $\xi$ , совпадающем с осью  $x$ , определяется действием силы со стороны газа  $F_f$ , силы упругости пружины  $F_s = K_s(\xi + \xi_0)$ , демпфирующей силы трения  $F_d = K_d\eta$  и силы тяже-

сти  $m_s g$ . Здесь  $K_s$  – коэффициент жесткости пружины;  $\xi$  – перемещение диска (высота подъема);  $\xi_0$  – начальное сжатие пружины;  $K_d$  – коэффициент демпфирования (трения);  $\eta$  – скорость перемещения диска.

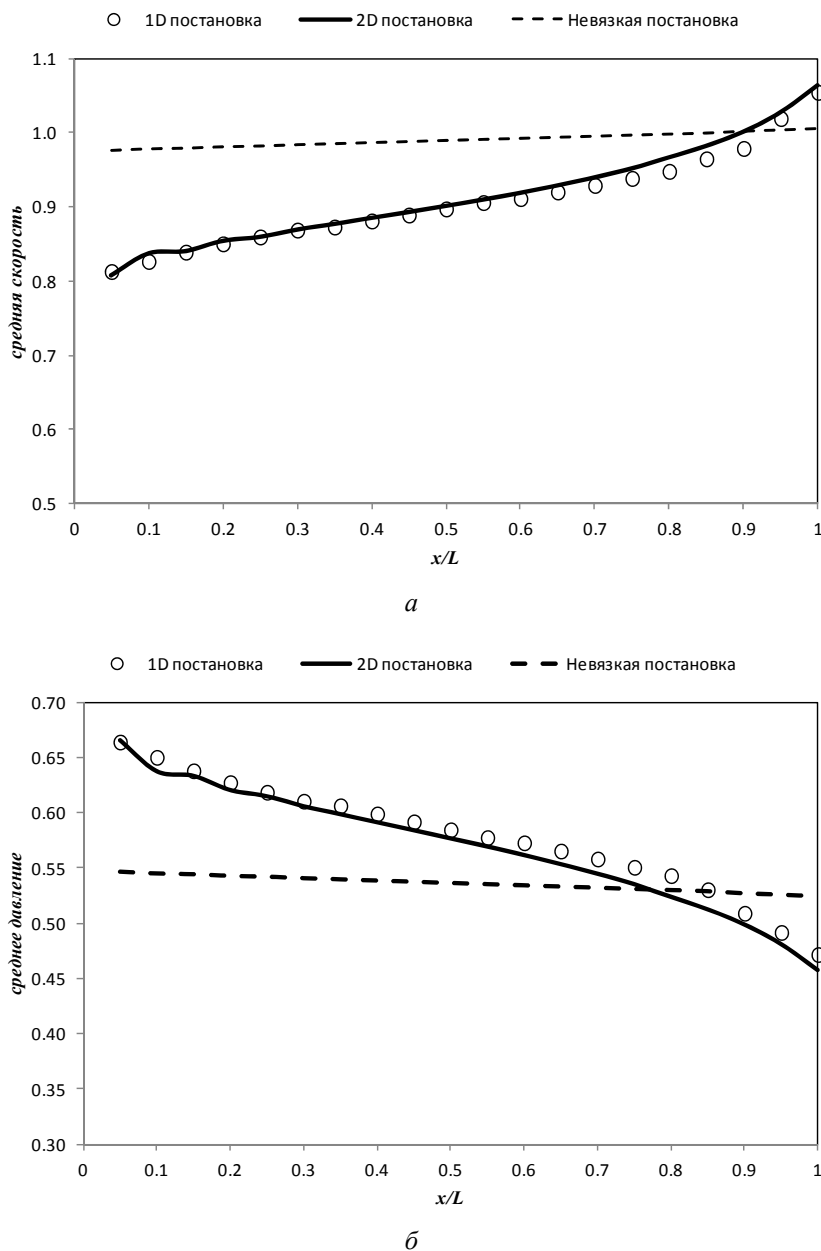


Рис. 7. Изменение по длине цилиндрического канала средней скорости (а) и среднего давления для невязкого, вязкого одномерного и двумерного случаев (б)

Уравнения движения диска имеют вид:

$$m_s \frac{d\eta}{dt} = F_f - F_s - F_d - m_s g, \quad (11)$$

$$\frac{d\xi}{dt} = \eta. \quad (12)$$

Задача совместного решения уравнений (1)–(3) и (11), (12) является сопряженной. Связь осуществляется через газодинамическую силу, определяемую через интеграл давления и вязкого напряжения трения  $\tau_w$  по поверхности диска

$F_f = \int (p + \tau_w) r dr d\phi$  и деформацию подвижной границы.

Структура течения в расчетной области предохранительного клапана показана на рис. 9 при подъеме диска на высоту 14 мм. Для сравнения давления с верхней части диска в данной конструкции используются два цилиндрических канала, расположенных в сечениях  $\phi = 0^\circ$  и  $\phi = 180^\circ$ . На рис. 9 приведено распределение числа Маха и трубок тока в расчетной области.

Истечение из цилиндрических каналов до величины подъема диска 3 мм – дозвуковое; более 3 мм является сверхзвуковым.

На рис. 9 видно струйное сверхзвуковое истечение в верхнюю полость с дросселем. Давление в этой полости при площади проходного сечения дросселя  $81,7 \text{ мм}^2$  возрастает за время подъема диска с 1 до 1,3 бар (рис.10). Давление в полости при закрытом дросселе, соответствующее давлению в верхней части центрального блока клапана, увеличивается с 1 до 3,5 бар.

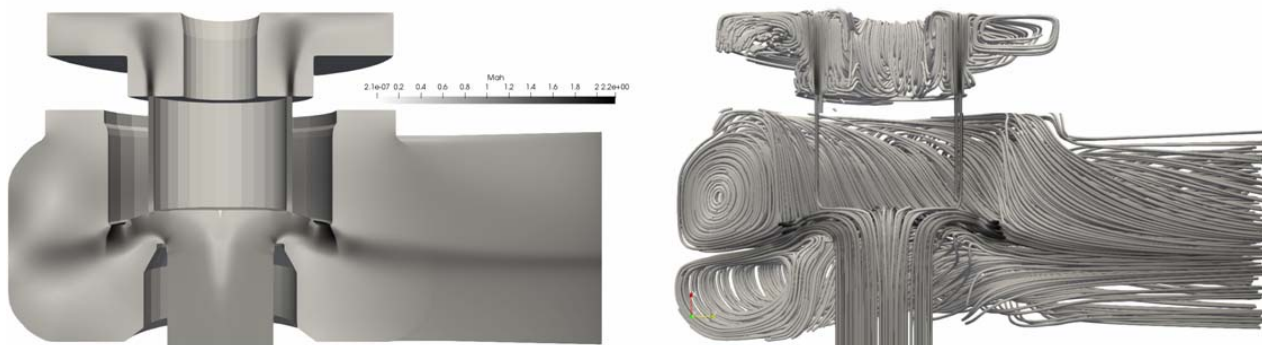


Рис. 9. Число Маха и структура течения газа в клапане

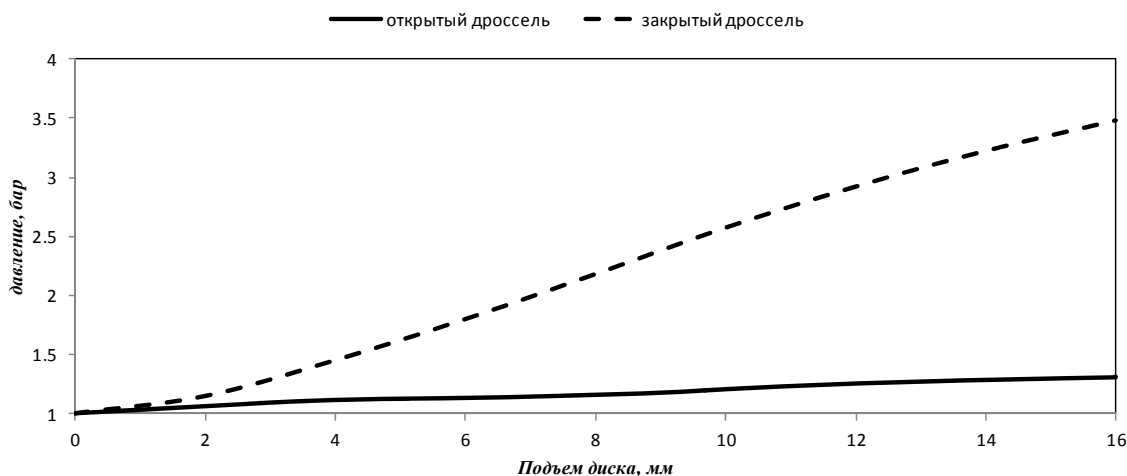


Рис. 10. Давление в дополнительной полости клапана

Основной характеристикой клапана, определяющей его работу, является приведенная сила, равная отношению газодинамической силы к давлению в резервуаре  $f_p = \frac{F_f}{P_0}$ . Рассчитанная зависимость приведенной силы от подъема диска  $f_p(\xi)$  представлена на рис. 11.

Характеристика  $f_p(\xi)$ , рассчитанная с открытым дросселем, обеспечивает устойчивый режим функционирования клапана. Закрывание дросселя приводит к существенному ухудшению характеристики  $f_p(\xi)$ . Минимум в окрестности одного миллиметра и наличие продолжительных участков с производной близкой к нулю могут приводить к неустойчивому колебательному режиму движения диска.

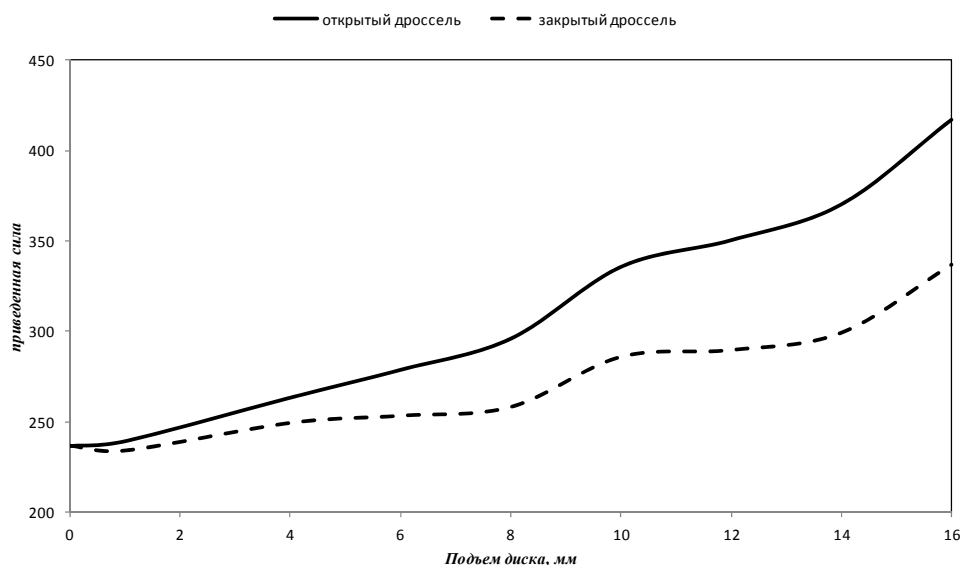


Рис. 11. Зависимость приведенной силы от высоты подъема диска

### Заключение

Для моделирования работы пружинного предохранительного клапана с дополнительной газодинамической связью рассмотрена возможность применения одномерного подхода при расчете параметров в узких каналах. Расчет функций, учитывающих осреднение параметров газа по сечению канала и его газа, проведенный на основе вязкого течения в осесимметричной постановке позволяет адекватно воспроизводить распределение газодинамических параметров по длине канала на основе одномерных уравнений. В этом случае сложность численного решения трехмерных нестационарных вязких уравнений газодинамики в расчетной области остается такой же, как в случае типовых конструкций клапана.

Численное моделирование процесса полного открывания клапана в трехмерной нестационарной постановке показало положительный эффект от введения дополнительных газодинамических связей. Отвод газа через узкие цилиндрические зазоры позволил снизить давление на верхнюю часть диска более чем в 2,5 раза: с 3,5 бар до 1,3 бар – и стабилизировал процесс подъема диска.

### Библиографические ссылки

1. *Beune A.* Analysis of high-pressure safety valves Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven. 2009. p.134. DOI: 10.6100/IR652510.
2. *Song X.G., Wang L.T., Park Y.C., Sun W.* A Fluid-Structure Interaction Analysis of the Spring-Loaded Pressure Safety Valve during Popping Off // 14th International Conference on Pressure Vessel Technology. Procedia Engineering, 130 (2015), pp. 87-94. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.178
3. *Hos C.J., Champneys A.R., Paul K., McNeely M.* Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 31, (2014), pp. 70-81.
4. *Hos C.J., Champneys A.R., Paul K., McNeely M.* (2016). Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves: III valves in liquid service. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 43, 1-9. DOI: 10.1016/j.jlp.2016.03.030
5. *Dimitrov S., Komitovski M.* Static and Dynamic Characteristics of Direct Operated Pressure Relief Valves; Machine Design, Vol. 5 (2013). No. 2. ISSN 1821-1259; pp. 83-86.
6. *Коркодинов Я. А.* Обзор семейства k-ε-моделей для моделирования турбулентности // Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение. 2013. № 2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/obzor-semeystva-k-modeley-dlya-modelirovaniya-turbulentnosti> (дата обращения: 23.04.2020).
7. Численное решение многомерных задач газовой динамики / С. К. Годунов, А. В. Забродин, М. Я. Иванов, А. Н. Крайко, Г. П. Прокопов. М. : Наука, 1976. 400 с.
8. *Сафронов А. В., Фомин Ю. В.* Метод численного решения уравнений газодинамики с помощью соотношения на разрывах // Труды МФТИ, 2010. Т. 2. № 2. С. 137–148.
9. *van Albada G.D., van Leer B., Roberts W.W. Jr.* A comparative study of computational methods in cosmic gas dynamics. Astronomy and Astrophysics, vol. 108, no. 1, Apr. 1982, p. 76-84.
10. *Wesseling, Pieter,* Dr. Principles of computational fluid dynamics / Pieter Wesseling. p. cm. - (Springer series in computational mathematics, ISSN 0179-3632; 29) Mathematics Subject Classification (1991): 76M, 65M, XII, 644 p.
11. Численное моделирование процесса срабатывания предохранительного клапана / М. Р. Королева,



О. В. Мищенко, Т. Редер, В. А.Тенев, А. А. Чернова // Компьютерные исследования и моделирование. 2018. Т. 10. № 4. С. 495–509.

12. Редер Т., Тенев В. А., Паклина Н. В. Исследование влияния величины начального зазора на динамику открывания предохранительного клапана // Интеллектуальные системы в производстве. 2018. Т. 16. № 2. С. 28–40. DOI 10.22213/2410-9304-2018-2-28-40.

### References

1. Beune A. Analysis of high-pressure safety valves Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven. 2009. p. 134. DOI: 10.6100/IR652510.

2. Song X.G., Wang L.T., Park Y.C., Sun W. A Fluid-Structure Interaction Analysis of the Spring-Loaded Pressure Safety Valve during Popping Off // 14th International Conference on Pressure Vessel Technology. Procedia Engineering, 130 (2015), pp. 87-94. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.178.

3. Hos C.J., Champneys A.R., Paul K., McNeely M. Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 31, (2014), pp. 70-81.

4. Hos C.J., Champneys A.R., Paul K., McNeely M. (2016). Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves: III valves in liquid service. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 43, 1-9. DOI: 10.1016/j.jlp.2016.03.030

5. Dimitrov S., Komitovski M. Static and Dynamic Characteristics of Direct Operated Pressure Relief Valves; *Machine Design*, Vol. 5 (2013). No. 2, ISSN 1821-1259; pp. 83-86.

6. Korkodinov Ya.A. [Review of a family of  $k - \varepsilon$  models for turbulence modeling]. *Vestnik PNIPU*.

*Mashinostroenie, materialovedenie*. 2013. No. 2. Available at: <https://cyberleninka.ru/article/n/obzor-semeystva-k-modeley-dlya-modelirovaniya-turbulentnosti> (accessed: 23.04.2020) (in Russ.).

7. Godunov S.K., Zabrodin A.V., Ivanov M.Ya., Kraiko A.N., Prokopov G.P. *Chislennoe reshenie mnogomernykh zadach gazovoi dinamiki* [Numerical solution of multidimensional problems of gas dynamics]. Moscow, Nauka Publ., 1976. 400 p. (in Russ.).

8. Safronov A.V., Fomin Yu.V. *Metod chislennogo resheniya uravnenii gazo-dinamiki s pomoshch'yu sootnosheniya na razryvakh* [A method for the numerical solution of the equations of gas dynamics using the relation at discontinuities]. *Trudy MFTI* [Proc. MIPT Proceedings], 2010. Vol. 2, no. 2. Pp. 137-148 (in Russ.).

9. van Albada G.D., van Leer B., Roberts W.W. Jr. A comparative study of computational methods in cosmic gas dynamics. *Astronomy and Astrophysics*, vol. 108, no. 1, Apr. 1982, p. 76-84.

10. Wesseling, Pieter, Dr. Principles of computational fluid dynamics / Pieter Wesseling. p. cm. - (Springer series in computational mathematics, ISSN 0179-3632; 29) Mathematics Subject Classification (1991): 76M, 65M, XII, 644 p.

11. Koroleva M.R., Mishchenkova O.V., Reder T., Tenenev V.A., Chernova A.A. [Numerical simulation of the safety valve actuation process]. *Komp'yuternye issledovaniya i modelirovanie*. 2018. Vol. 10. No. 4. Pp. 495-509 (in Russ.).

12. Reder T., Tenenev V.A., Paklina N.V. [Study of the influence of the initial clearance value on the dynamics of opening the safety valve]. *Intellektual'nye sistemy v proizvodstve*. 2018. Vol. 16, no. 2. pp. 28-40. DOI 10.22213/2410-9304-2018-2-28-40.

\*\*\*

### Numerical Simulation of the Working Process in a Safety Valve with Additional Gas-Dynamic Coupling

T. Raeder, PhD Applicant, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

V.A. Tenenev, DSc (Physics and Mathematics), Professor, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

M.R. Koroleva, PhD (Physics and Mathematics), Associate Professor, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

*Gas dynamic processes in the spring-type safety valve with the additional gas-dynamic coupling between the valve volume and the environment are investigated. When the valve is opening gas flows from the vessel, it is accompanied by filling the operating volume with rising the pressure over the disk. It leads to appearing the opposed force and unstable disk movement. Decreasing this pressure will allow for providing the stable valve operation. The additional gas-dynamic coupling can help to stabilize the valve operation because a part of the gas is discharged through narrow gaps and the disk pressure decreases. The gaps may take the form of cylindrical or coaxial channels. Gas flows into such channels are two-dimensional. The reduction of the computation load for numerical calculation of the spatial problem of safety valve operation can pass on to a simplified task for gas flows through gaps. In this work the possibility of using 1D task statement for finding gas characteristics in narrow channels is estimated.*

*The algorithm with preliminary calculations of gas parameters in connecting channels based on one-dimensional differential equations of viscous gas flow in narrow gaps is proposed. This algorithm allowed us to determine the relationship between the valve specific force and the disk lift when two cylindrical channels are used to reduce the pressure over the disk. It was shown that the additional gas-dynamic coupling provides a stable operating mode of the safety valve, while the absence of gas discharge can lead to the unstable oscillating mode of the disk motion.*

**Keywords:** safety valve, gas-dynamic coupling, viscous gas, narrow gaps, numerical modeling, Godunov scheme.

Получено 16.09.2020