

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 519.63, 621.646

DOI 10.22213/2410-9304-2017-4-4-11

*Т. Райдер*, соискатель

*В. А. Тенев*, доктор физико-математических наук, профессор  
*М. Р. Королева*, кандидат физико-математических наук, доцент  
*О. В. Мищенко*, кандидат физико-математических наук, доцент  
*О. А. Воеводина*, кандидат технических наук, доцент  
ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

### ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИКИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА

*Рассматриваются газодинамические процессы в полости предохранительного клапана с определением силового воздействия газового потока на диск с учетом нестационарности и сжимаемости потока. Предохранительный клапан представляет собой механизм, автоматически открывающийся при повышении давления выше рабочего и закрывающийся при снижении давления до рабочего или несколько ниже него. Задачей расчета предохранительных клапанов является определение пропускной способности, подбор характеристик пружины к ним, динамических усилий, возникающих при срабатывании предохранительного клапана. Известные математические модели работы клапанов, описывающие движение диска под действием сил со стороны газа и пружины, основанные либо на применении эмпирических коэффициентов, либо на сложно реализуемом решении задачи о газодинамических процессах, осуществляемых в трехмерной постановке с использованием пакета ANSYS.*

*В данной статье обосновывается возможность численного моделирования основных газодинамических характеристик клапана на основе решения осесимметричных уравнений газовой динамики. Для численного решения системы газодинамических уравнений с осевой симметрией применяется метод контрольного объема. Параметры газа на границах контрольных объемов определяются по методу С. К. Годунова с использованием автомоделного решения задачи о распаде произвольного разрыва. В расчете применяется структурированная ортогональная разностная сетка, построенная комплексным методом граничных элементов и отображающая криволинейную расчетную область на прямоугольник. Записана математическая модель движения диска клапана с учетом нестационарного изменения давления в емкости, в которой регулируется давление.*

*Получены результаты численного моделирования нестационарного процесса открытия и закрытия клапана. Проведенное численное моделирование газодинамических процессов в предохранительном пружинном клапане прямого действия показало, что течение в области, расположенной выше по потоку от диска, имеет осевую симметрию. Звуковая линия, «запирающая» эту область от возмущений ниже по потоку, преобладающее время соприкасается с краем диска. Результаты эксперимента подтверждают динамику открытия клапана, рассчитанную по рассматриваемому методу.*

**Ключевые слова:** предохранительные устройства, газодинамические процессы, математическая модель, динамика, численные методы.

#### Введение

Предохранительные устройства используются для автоматического выпуска избытка жидкой или газообразной среды из системы высокого давления при чрезмерном повышении давления в ней в систему низкого давления, что обеспечивает безопасную эксплуатацию установок и предотвращение аварий. Предохранительный клапан (рис. 1) представляет собой механизм, автоматически открывающийся при повышении давления выше рабочего и закрывающийся при снижении давления до рабочего или несколько ниже него.

Повышение давления в магистрали сверх допустимого уровня приводит к росту давления в сопле, полость которого имеет газовую связь с

магистралью. При повышении давления в объеме сопла увеличивается сила, воздействующая на диск со стороны газовой магистрали, и, если эта сила становится больше упругой силы пружины, прижимающей диск к седлу сопла, диск начнет перемещаться вверх, открывая связь полости сопла с выкидной линией, давление в которой совпадает с атмосферным. Подъем диска приводит к истечению газов из магистрали высокого давления через сопло в выкидную линию. Истечение может быть дозвуковым при небольшом перепаде давлений в газовой магистрали и в окружающей среде или сверхзвуковым, если перепад давлений критический. Полное открытие предохранительного клапана приводит к истечению газов из магистрали в

выкидную линию, и это истечение продолжается до тех пор, пока давление в магистрали не снизится до допустимого уровня. В этом случае суммарное силовое воздействие на диск приведет к его перемещению вниз, направленному на закрытие отверстия, связывающего сопло с полостью выкидной линии. Перемещение диска оказывает влияние на истечение газов из сопла и, как следствие, на силы давления, действующие на диск.

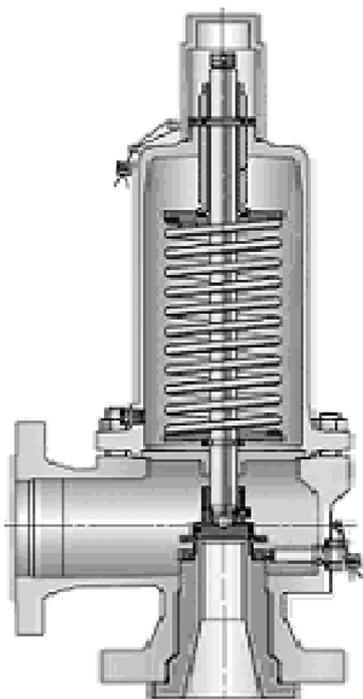


Рис. 1. Конструкция типового предохранительного клапана

Задачей расчета предохранительных клапанов является определение пропускной способности, типа и количества клапанов, подбор пружины к ним, динамических усилий, возникающих при срабатывании предохранительного клапана. Эту задачу решают, применяя методики расчета предохранительного клапана и отводящего трубопровода, содержащиеся в стандартах.

Основным российским стандартом по расчету предохранительных клапанов является ГОСТ 12.2.085–2002 [1]. Однако он не содержит информации по расчету выпускного трубопровода. В ГОСТ 31294–2005 [2] методика имеется, но она, согласно [3], нуждается в доработке. В [4] содержится методика расчета предохранительного клапана и отводящего трубопровода на основе аналогии с гидравлическими сужающими устройствами типа сопла. Методика включает в себя определение рациональной величины

диаметров выходного патрубка клапана и выпускного трубопровода. Зарубежные справочники также содержат инженерные методики расчета основных характеристик предохранительных клапанов [5, 6]. По ним, например, можно провести оценки влияния противодействия и вязкости среды на характеристики клапанов.

Среди программных продуктов по расчету и выбору предохранительных клапанов известна программа «Предклапан» [7, 8]. Этой программой проводится расчет и выбор предохранительных клапанов прямого действия, устанавливаемых на аппаратах, емкостях и технологических трубопроводах.

Известны математические модели работы клапанов, описывающие движения диска под действием сил со стороны газа и пружины [9–11]. Действие силы со стороны газа определяется с использованием эмпирических коэффициентов.

Наиболее полная численная модель исследования газодинамических процессов в предохранительном клапане прямого действия представлена в [12]. Решение задачи о газодинамических процессах осуществляется в 3D-постановке с использованием пакета ANSYS. Кроме того, в расчетах применяются различные модели турбулентности. Модель требует очень больших затрат вычислительного времени, что затрудняет проведение параметрических исследований газодинамических процессов и динамических процессов движения диска.

#### Математическая модель

Рассмотрим газодинамические процессы в полости предохранительного клапана с определением силового воздействия газового потока на диск с учетом нестационарности и сжимаемости потока. Течение газа в клапане является трехмерным и сжимаемым. Трехмерность потока обусловлена сложностью внутреннего объема в области выше диска (рис. 1). Конструкция сопла и диск имеют осевую симметрию. Поэтому силовое воздействие со стороны потока газа на нижнюю часть поверхности диска также должно быть осесимметричным. Так как рассматривается работа клапана при высоких перепадах давления, то истечение через открывающийся зазор является сверхзвуковым. Поэтому возмущения из области над диском не проникают в сопло и, следовательно, не должны искажать осевую симметрию течения в сопле и зазоре. Численное решение осесимметричной задачи нестационарной газодинамики требует существенно меньших затрат вычислительного времени по сравнению с трехмерной задачей.

Уравнения нестационарной газодинамики записываются в осесимметричной постановке в векторном виде [13]:

$$\frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{B}}{\partial y} = \mathbf{f}, \quad (1)$$

где  $t$  – время;  $x$  – пространственная координата, направленная по оси сопла и штока диска;  $y$  – радиальная координата.

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ e \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \rho u \\ p + \rho u^2 \\ \rho uv \\ (e + p)u \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ p + \rho v^2 \\ (e + p)v \end{bmatrix}, \quad \mathbf{f} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ p \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Векторы  $\mathbf{q}, \mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{f}$  содержат газодинамические комплексы, составленные из переменных:  $\rho$  – плотность газа;  $u, v$  – осевая и радиальная состав-

ляющие скорости  $\mathbf{V} = \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix}$ ;  $e = \rho \varepsilon + \rho \frac{|\mathbf{V}|^2}{2}$  – полная энергия единицы объема газа;  $\varepsilon = \varepsilon(\rho, p)$  – внутренняя энергия единицы массы, заданная уравнением состояния идеального газа  $p = \rho RT$ ;  $T$  – температура газа;  $R = c_p - c_v$  – газовая постоянная;  $c_p, c_v$  – удельные теплоемкости при постоянных давлении и объеме. Из уравнения состояния следует, что  $\varepsilon = \frac{p}{(\gamma - 1)\rho} = c_v T$ , где  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$  – показатель адиабаты.

Для численного решения системы газодинамических уравнений с осевой симметрией применяется метод контрольного объема. Параметры газа на границах контрольных объемов определяются по методу С. К. Годунова с использованием автомоделного решения задачи о распаде произвольного разрыва [14].

В расчете применялась структурированная разностная сетка, отображающая криволинейную расчетную область на прямоугольник (рис. 2).

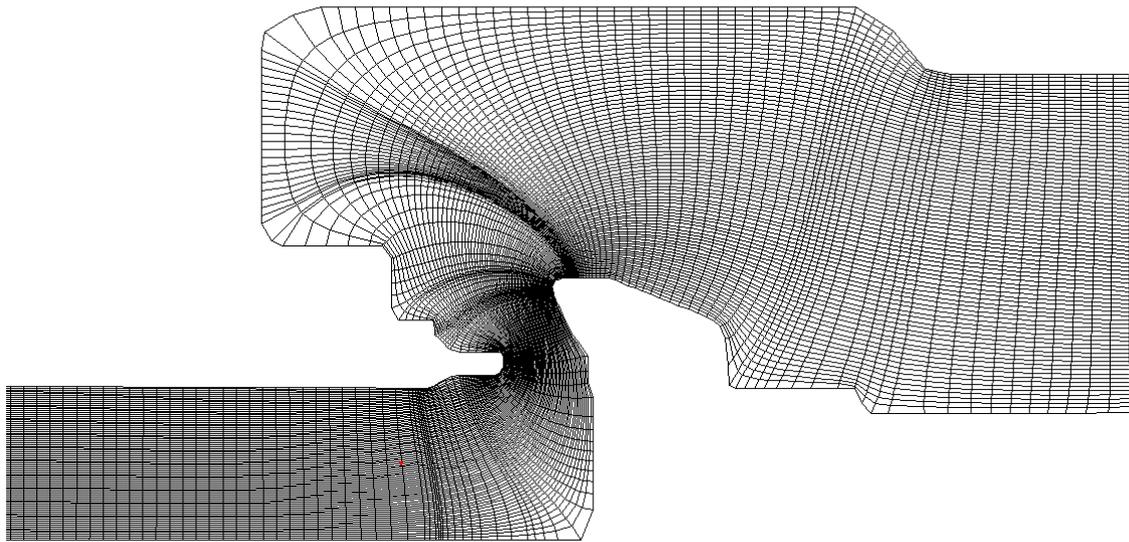


Рис. 2. Разностная сетка в расчетной области

Сетка построена комплексным методом граничных элементов [15]. Сетка является ортогональной и соответствует основному направлению течения. Алгоритм численного решения предусматривает перемещение границ контрольных объемов.

Для проверки правильности реализации численного метода С. К. Годунова решена тестовая задача о течении газа в сопле Лавая. Результаты расчетов по распределению числа Маха

$(M = \frac{|\mathbf{V}|}{c}, \text{ где } c = \sqrt{\gamma RT} \text{ – местная скорость звука})$  сравнивались с экспериментальными значениями, приведенными в работе [16]. Течение сжимаемое с переходом от дозвуковых скоростей к сверхзвуковым. На оси сопла поставлены граничные условия симметрии, на стенке сопла условие непротекания, на входе задано условие постоянства энтропии и направление вектора

скорости, на выходе сверхзвуковое условие. На рис. 3 показан контур сопла и линии постоянных значений числа Маха.

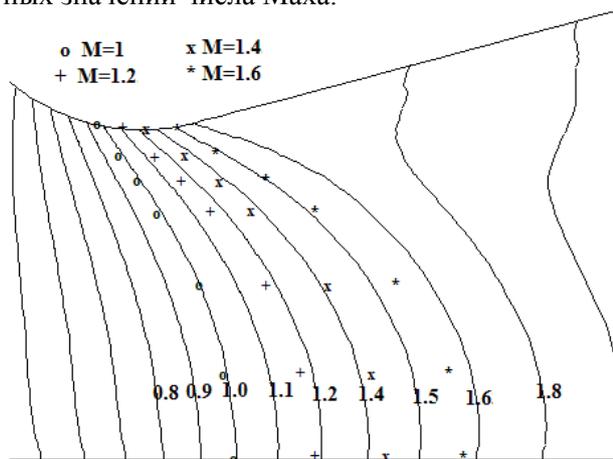


Рис. 3. Контур сопла и линии постоянных значений числа Маха

Расчетные изолинии – сплошные с обозначенными значениями числа Маха. Экспериментальные точки соответствуют значениям  $M = 1; 1,2; 1,4; 1,6$ . Учитывая, что численный метод С. К. Годунова имеет первый порядок точности, согласование расчета и эксперимента вполне удовлетворительное.

Осевая составляющая силы, действующей на диск со стороны газа, определяется интегралом по поверхности диска:

$$F_{fluid} = \int_{S_d} p u dy.$$

Перемещение диска в осевом направлении определяется действием: силы со стороны газа  $F_{fluid}$ ; силы упругости пружины  $F_{spring} = K_s (\xi - \xi_0)$ ; демпфирующей силы трения  $F_{dem} = K_{dem} \eta$ . Здесь  $K_s$  – коэффициент жесткости пружины;  $\xi$  – перемещение диска (высота подъема);  $\xi_0$  – начальное сжатие пружины (преднатяг);  $K_{dem}$  – коэффициент демпфирования;  $\eta$  – скорость перемещения диска. Уравнения движения диска имеют вид

$$\frac{d\eta}{dt} = F_{fluid} - F_{spring} - F_{dem}, \quad (2)$$

$$\frac{d\xi}{dt} = \eta \quad (3)$$

при начальных условиях  $\xi(0) = \xi_0, \eta(0) = 0$ . Высота подъема диска ограничена величиной  $\xi_k$ .

Уравнения газодинамики при численном решении приводятся к безразмерному виду. Составляющие скорости относятся к критической скорости звука  $c_*$ , плотность к критическому значению плотности  $\rho_* = \rho_0 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2}\right)^{-\frac{1}{\gamma - 1}}$ , давление и полная энергия к величине  $\rho_* c_*^2$ , индекс 0 соответствует параметрам торможения.

Изменение давления торможения в емкости, откуда происходит сброс газа, определяется изменением массы газа в емкости  $m_V$  (расходом газа через клапан  $G_{valve}$  и приходом газа от внешних источников  $G_{in}$ ):

$$\frac{dm_V}{dt} = G_{valve} - G_{in}.$$

Масса газа  $m_V = \rho_0 W$ , где  $W$  – объем емкости. Для адиабатического процесса

$$\frac{p_0}{p_0(0)} = \left(\frac{\rho_0}{\rho_0(0)}\right)^\gamma, \quad p_0(0) = \rho_0(0)RT_0(0) \quad \text{имеем}$$

уравнение для давления торможения

$$\frac{dp_0}{dt} = \frac{\gamma RT_0(0)}{W} \left(\frac{p_0}{p_0(0)}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (4)$$

Обыкновенные дифференциальные уравнения (2)–(4) интегрируются методом Эйлера.

Начальные условия для решения уравнений (1) соответствуют закрытому клапану. Это значит, что в объеме под клапаном параметры равны параметрам в емкости, а в объеме над клапаном параметрам окружающей среды. Граничные условия: на оси сопла условия симметрии, на стенках клапана условие непротекания, на входе в сопло задано условие постоянства энтропии и направление вектора скорости, на выходе задано давление окружающей среды  $p_a$ .

Расчет газодинамики клапана проведен для фазы подъема диска при начальном давлении  $p_0(0) = 9,6 \text{ bar} = 9,6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

### Обсуждение результатов расчетов

Рассмотрим характер течения в окрестности нижней части диска при разных уровнях подъема диска. Распределение числа Маха по радиусу диска около поверхности показано на рис. 4.

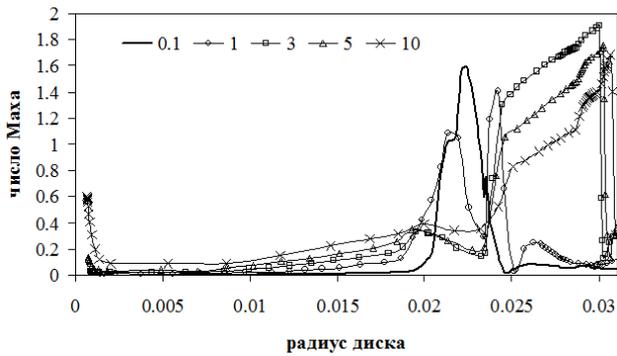


Рис. 4. Распределение числа Маха по радиусу диска

Максимальный радиус диска равен 0,031 м. Начало самой узкой части зазора 0,0205 м. Обозначения на рисунке соответствуют величине подъема диска (минимальная ширина зазора) 0,1, 1, 3, 5, 10 мм. Для очень малого зазора диска 0,1 мм протяженность сверхзвуковой области течения составляет около 3 мм. Это также хорошо видно на рис. 5.

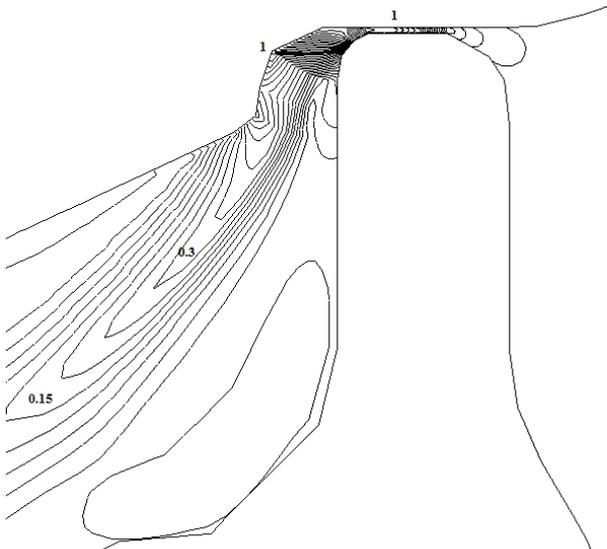


Рис. 5. Изолинии числа Маха при высоте подъема 0,1 мм

Звуковая линия  $M=1$  находится в узкой части зазора. Конец сверхзвуковой части струи  $M=1$  выделен жирной линией. Далее по мере расширения проходного сечения при дозвуковом истечении скорость движения газа снижается. По мере открытия зазора при подъеме диска длина сверхзвуковой части течения увеличивается. При подъеме диска выше 3 мм течение за узкой частью зазора около нижней части диска становится полностью сверхзвуковым (рис. 6).

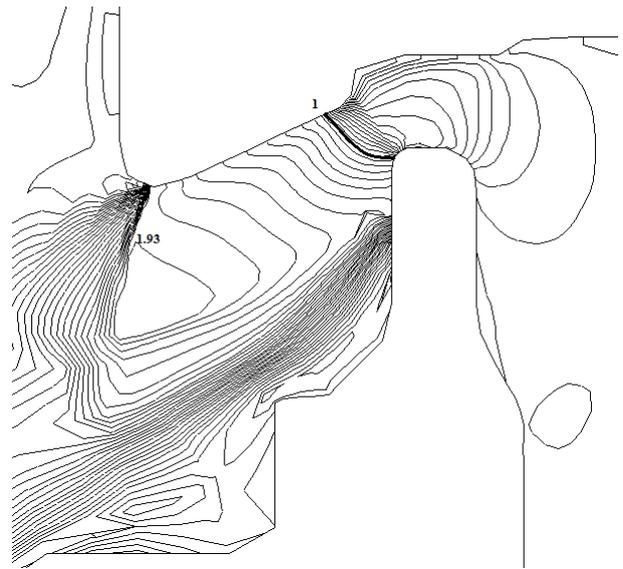


Рис. 6. Изолинии числа Маха при высоте подъема 3 мм

Звуковая линия смещается вниз по потоку (жирная линия), а около края диска число Маха близко к двум. Это означает, что поле течения около нижней части диска полностью определяется только газодинамическими характеристиками выше по потоку. Так как течение дозвуковой линии имеет осевую симметрию, то эта симметрия сохранится до края диска. При малых зазорах часть нижней поверхности диска находится в дозвуковой области и здесь осевая симметрия течения нарушается. Однако в начальные моменты времени подъема диска область интенсивного движения газа удалена от выходной части клапана, а давление ниже по потоку близко к атмосферному давлению окружающей среды  $p_a$ . На рис. 7 показаны изобары выше диска при высоте подъема 1 мм.

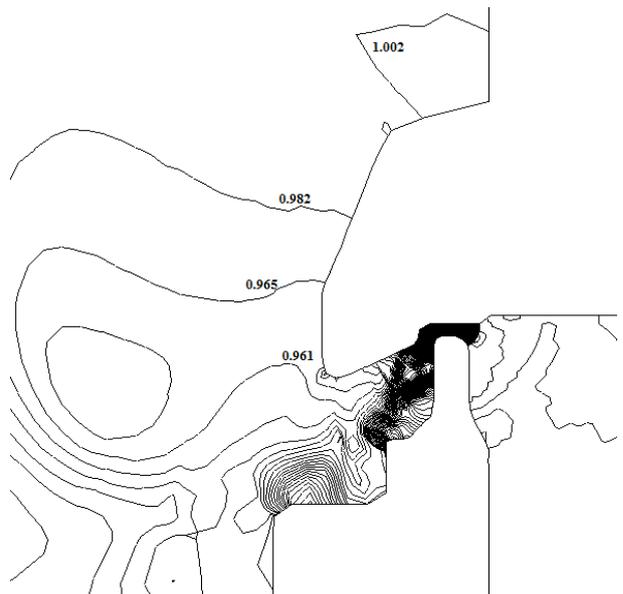


Рис. 7. Линии изобар при высоте подъема 1 мм

На рисунке приведены значения давления в *bar*. Видно, что давление близко к атмосферному и мало изменяется. Следовательно, влияние трехмерности течения в этом случае снижается. Наиболее сильное влияние трехмерной картины течения оказывается на распределение давления по верхней части диска, которое действует в направлении силы пружины и препятствует подъему диска.

Рассчитанное распределение давления по нижней части диска приведено на рис. 8 при разных значениях высоты подъема (значения давления отнесены к давлению торможения).

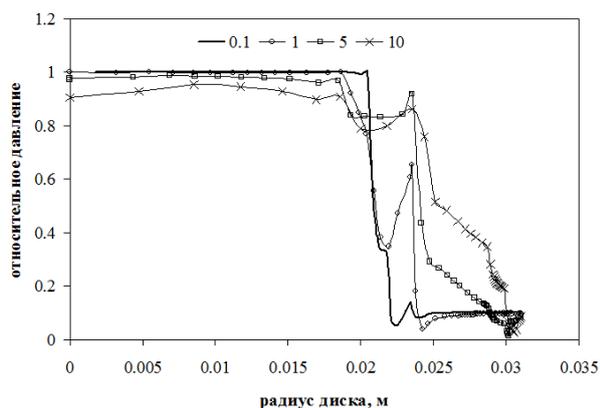


Рис. 8. Распределение давления по нижней части диска

При малых значениях высоты подъема давление близко к давлению торможения, которое действует на центральную часть диска. По мере подъема диска давление ближе к краю диска увеличивается, хотя давление на центральную часть диска уменьшается. Суммарная сила, действующая на диск со стороны жидкости, образуется из сил, действующих на нижнюю и верхнюю части диска. Зависимость этой силы от высоты подъема показана на рис. 9.

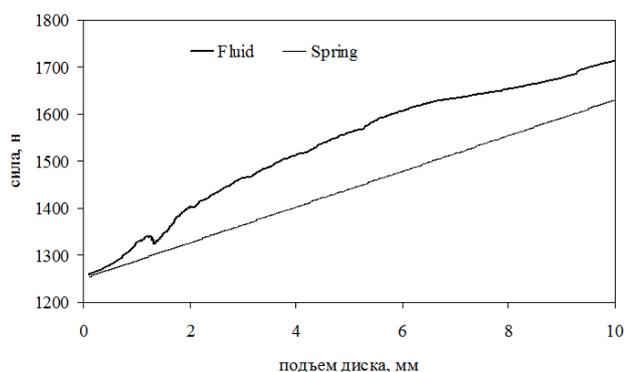


Рис. 9. Зависимость суммарной силы от высоты подъема

С увеличением высоты подъема сила воздействия газа на диск немонотонно возрастает. На этом же рисунке показано изменение силы пружины. Разность сил  $F_{fluid} - F_{spring}$  обеспечивает подъем диска, как это и представлено на рис. 10.

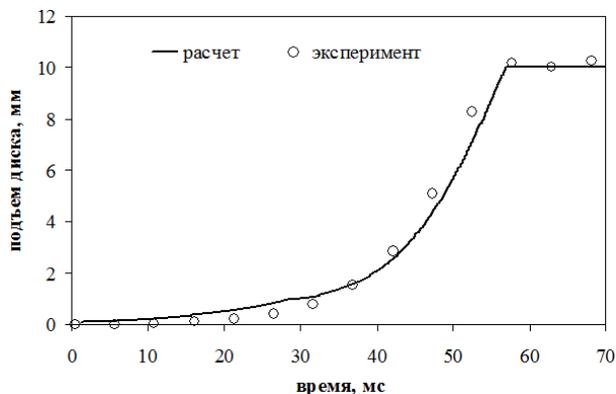


Рис. 10. Изменение высоты подъема диска во времени

Зависимость массового расхода газа  $G_{valve}$  от высоты подъема, полученная расчетным путем, приведена на рис. 11.

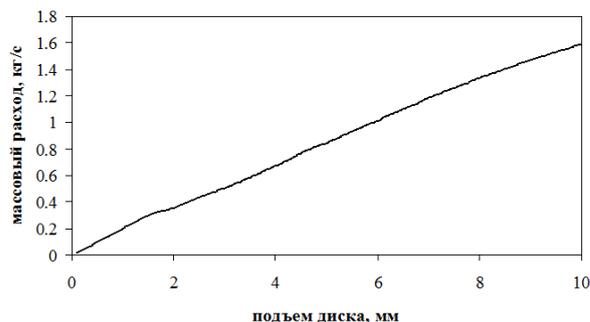


Рис. 11. Зависимость суммарной силы от высоты

Как видим, эта зависимость не является полностью линейной. Значение массового расхода  $G_{in}$  в расчете принято равным 0,315 кг/с.

На рис. 10 представлены экспериментальные данные работы клапана (эксперимент с воздухом ( $\gamma = 1,4$ )) с измерением высоты подъема диска при давлении 9,5 бар. Из сравнения результатов расчетов и эксперимента следует, что основные закономерности газодинамических процессов в предохранительном клапане на фазе подъема диска расчетной методикой улавливаются.

**Заключение**

Проведенное численное моделирование газодинамических процессов в предохранительном пружинном клапане прямого действия показало, что течение в области, расположенной выше по потоку от диска, имеет осевую сим-

метрию. Звуковая линия, «запирающая» эту область от возмущений ниже по потоку, преобладающее время соприкасается с краем диска. Результаты эксперимента подтверждают динамику открытия клапана, рассчитанную по рассматриваемому методу. Уточнение действия газа на верхнюю часть диска необходимо провести с применением трехмерной постановки задачи, что является дальнейшей задачей исследования.

#### Библиографические ссылки

- ГОСТ 12.2.085–2002. Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные. Требования безопасности. Введен 2003.07.01. М.: Стандартинформ, 2007. 12 с.
- ГОСТ 31294–2005. Клапаны предохранительные прямого действия. Введен 2008.10.01. М.: Стандартинформ, 2008. 31 с.
- Черноштан В. И., Благов Э. Е. Газодинамический расчет предохранительного клапана и выпускного трубопровода // Арматуростроение. 2011. Ч. 2. № 3 (72). С. 61–65.
- Там же.
- Pentair Pressure Relief Valve Engineering Handbook. Forward Technical Publication No. TP-V300, 2015, p. 800.
- ISA-S75.01-1985 (R 1995) – Flow Equations for Sizing Control Valves, p. 50.
- Корельштейн Л. Б. О российской и зарубежной нормативно-методической документации по расчету и проектированию систем аварийного сброса // Промышленный сервис. 2012. № 3. С. 8–15.
- Лисин С. Ю., Корельштейн Л. Б. «Предклапан» 3.0, или 10 лет спустя // CADMASTER, 2013. № 3. С. 80–84
- Gábor Licskó, Alan Champneys, Csaba Hős. Dynamical Analysis of a Hydraulic Pressure Relief Valve. Proceedings of the World Congress on Engineering, 2009. Vol. II. WCE 2009, July 1 - 3, 2009, London, U.K.
- Hos C. J., Champneys A. R., Paulc K., McNeelyc 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.
- Dimitrov S., Komitovski M. Static and dynamic characteristics of direct operated pressure relief valves. Machine design, Vol. 5 (2013) No.2, pp. 83-86.
- A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel / X. Song, L. Cui, M. Cao, W. Cao, Y. Park, W.M. Dempster // Energy Conversion and Management, 2014. Pp. 407-419.
- 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.
- Там же.
- Тенев В. А., Горохов М. М., Русяк И. Г. Численное исследование горения частиц в двухфазном потоке // Математическое моделирование. 1997. Т. 9, № 5. С. 87–96.
- Cuffel R. F., Back L. H. and Massier P. F. Transonic Flowfield in a Supersonic Nozzle with Small Throat Radius of Curvature. AIAA JOURNAL VOL. 7, No. 7, pp. 1364-1366.

#### References

- Sosudy, rabotayushchie pod davleniem. Klapanы predokhranitel'nye. Trebovaniya bezopasnosti, GOST 12.2.085-2002 (Vessels working under pressure. Safety valves. Safety requirements). M.: Standartinform, 2007. 12 p. (2002) (in Russ.).
- Klapanы predokhranitel'nye pryamogo deistviya GOST 31294-2005 (Direct acting safety valves). M.: Standartinform, 2008. 31 p. (2005) (in Russ.).
- Chernoshtan V. I., Blagov E. E. (2011). Armaturostroenie [Armature construction], Part 2, 3 (72), pp. 61-65 (in Russ.).
- Ibid.
- Pentair Pressure Relief Valve Engineering Handbook. Forward Technical Publication No. TP-V300, 2015, - 800 p. (2015).
- Flow Equations for Sizing Control Valves, ISA-S75.01-1985 (1995), p. 50. (1995).
- Korelshtein L. B. (2012). Promyshlenniy servis [Industrial service], no. 3, pp. 8-15 (in Russ.).
- Lisin S.Yu., Korelshtein L.B. (2013). CADMASTER [Cadmaster], no. 3, pp. 80-84 (in Russ.).
- Gabor Licsko, Alan Champneys, Csaba Hos. (2009) Dynamical Analysis of a Hydraulic Pressure Relief Valve. Proceedings of the World Congress on Engineering, 1 – 3 July 2009 g. Vol. II. WCE 2009, London, U.K.
- Hos C. J., Champneys A. R., Paulc K., McNeelyc M. (2014) 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, 70-81.
- Dimitrov S., Komitovski M. (2013) Static and dynamic characteristics of direct operated pressure relief valves. *Machine design*, 2, 83-86.
- Song X., Cui L., Cao M., Cao W., Park Y., Dempster W.M. (2014) A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel. *Energy Conversion and Management*, 407-419.
- 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. 400 p. (in Russ.).
- Ibid.
- Tenenev V.A., Gorokhov M.M., Rusyak I.G. (1997) *Matematicheskoe modelirovanie* [Mathematical modeling], no. 5, pp. 87-96.
- Cuffel R. F., Back L. H. and Massier P. F. Transonic Flowfield in a Supersonic Nozzle with Small Throat Radius of Curvature. *AIAA JOURNAL* 7, 1364-1366.

\* \* \*

T. Reader, PhD Applicant, Kalashnikov ISTU

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

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

O. V. Mischenkova, PhD (Physics and Mathematics), Associate Professor, Kalashnikov ISTU

O. A. Voevodina, PhD in Engineering, Associate Professor, Kalashnikov ISTU

### **Numerical Modeling of the Gas Dynamics of the Safety Valve**

*Gas-dynamic processes in a cavity of the safety valve with determination of force impact of a gas flow on a disk, taking into account the instability and compressibility of a flow are considered. The safety valve represents the mechanism automatically opening in case of increase in pressure to the value higher than the operating one and closed in case of pressure decrease to the operating one or slightly below it. The task of calculation of safety valves is throughput determination, selection of characteristics of their spring, the dynamic efforts arising when actuating the safety valve. The known mathematical models of operation of valves describing movements of a disk under the influence of forces from gas and a spring are based either on application of empirical coefficients, or on difficult implementable decision of the task on the gas-dynamic processes which are realized in three-dimensional setting with use of a package of ANSYS.*

*In this paper the possibility of numerical modeling of the main gas-dynamic characteristics of the valve on the basis of the solution of the axisymmetric equations of gas dynamics is justified. The method of control volume is applied to the numerical solution of system of the gas-dynamic equations with an axial symmetry. Gas parameters on boundaries of control volumes are determined by S.K. Godunov's method with use of the self-similar decision of the task on decay of an arbitrary gap. In calculation the structured orthogonal difference grid constructed by a complex method of edge elements and displaying the curvilinear estimated area on a rectangle is applied. The mathematical model is written for movement of a disk of the valve taking into account the unstable change of pressure in capacity in which the pressure is regulated.*

*Results of numerical modeling of the non-stationary process of opening and closing of the valve are received. The carried-out numerical modeling of gas-dynamic processes in the safety spring valve of direct action showed that the current in the area located above along a flow from a disk has an axial symmetry. The sound line "locking" this area from perturbations is lower along a flow adjoins to the edge of a disk for the prevailing time period. Results of an experiment confirm dynamics of opening of the valve calculated by the considered method.*

**Keywords:** Safety devices, gas dynamic processes, mathematical model, dynamics, numerical methods.

Получено: 01.12.2017