

УДК 519.63, 621.646

DOI 10.22213/2413-1172-2018-4-13-21

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА

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

О. В. Мищенко, кандидат физико-математических наук, доцент, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Предохранительный клапан является одним из устройств, используемых для обеспечения безопасности трубопроводов и целостности установок. Для анализа устойчивости работы клапанов и расчета колебательных процессов требуется динамическая модель, параметрическая идентификация которой проведена с применением экспериментальных данных и результатов многомерного численного моделирования. Задача идентификации динамической модели клапана включает определение зависимости газодинамической силы от движения диска и рабочих характеристик (давление, температура) емкости, в которой осуществляется регулирование давления.

Сформулирована задача идентификации динамической модели предохранительного клапана. Зависимость газодинамической силы от времени и подъема диска находится как управляющая функция в задаче оптимального управления по двум критериям: минимум отклонения расчетных значений от экспериментальных для давления и перемещения диска. Численный метод оптимального управления основан на редукции к задаче нелинейного программирования. Для решения поставленной задачи поликритериальной оптимизации применяется гибридный генетический алгоритм с вещественным кодированием. Решение задачи идентификации динамической модели предохранительного клапана проведено с использованием трех вариантов проведения экспериментов с клапаном 2J3. Сопоставление отличия рассчитанной силы от измеренной показало возможность определять величину газодинамической силы по результатам измерения давления и подъема диска на всех этапах работы клапана.

Ключевые слова: предохранительный клапан, газодинамическая сила, параметрическая идентификация, динамическая модель, численные методы.

Введение

Европейская программа по оценке стабильности предохранительного клапана (EuroValve) [1] была начата для экспериментального исследования стабильности предохранительных клапанов и определения соответствующих критериев стабильности, особенно для европейских конструкций клапанов безопасности. Основное внимание уделяется оценке и количественному определению параметров, влияющих на стабильность работы предохранительного клапана относительно индивидуальной конструкции клапана, а также условий процесса и испытания. Для разработки этих критериев калибровки EuroValve следует понимать физические явления, вызывающие нестабильность работы клапана. Существует большое количество связанных параметров, влияющих на стабильность клапана.

Предохранительный клапан является одним из устройств, используемых для обеспечения безопасности трубопроводов и целостности ус-

тановок. Поведение предохранительного клапана во время его переходного процесса является объектом исследования многих авторов. В работе [2] была разработана численная динамическая модель предохранительного клапана давления с использованием принципов сохранения массы и импульса в сочетании с уравнением динамики, определен численный коэффициент расхода клапана. Динамические характеристики клапана исследованы для заданного значения давления, параметров движения диска и пружины. Эти же авторы [3], используя имитационную модель, предлагают выбирать оптимальные установочные параметры предохранительного клапана прямого сброса давления типа DPRS06K315. Аналогичный подход к моделированию с применением упрощенной двухмерной гидродинамической модели изложен в [4]. В статье [5] рассмотрена математическая модель подпружиненного предохранительного клапана, соединенного с резервуаром сжимаемого газа через трубу. Клапан моделируется

с использованием уравнений Ньютона и уравнений одномерной газодинамики. Модель пониженного порядка предназначена для понимания фундаментальных неустойчивостей в работе с проточным клапаном. Утверждается, что приведенная модель количественно точна и способна предсказать начало колебательной неустойчивости клапана. Известны математические модели работы клапанов, описывающие движения диска под действием сил со стороны газа и пружины [6, 7]. Действие силы со стороны газа определяется с использованием эмпирических коэффициентов. Параметры газового потока рассчитываются в одномерной постановке.

Более полные модели исследования газодинамических процессов в предохранительном клапане прямого действия требуют численного решения сопряженной задачи о газодинамических процессах, осуществляемой в 2D- и 3D-постановках. Как правило, расчеты проводятся с использованием пакета ANSYS [8, 9]. В работе [10] обоснована возможность применения для некоторых конструкций клапанов осесимметричной газодинамической постановки.

Численные расчеты подобного типа требуют больших вычислительных затрат. Поэтому для анализа устойчивости работы клапанов и расчета колебательных процессов необходимы более простые динамические модели. Параметрическую идентификацию таких моделей следует проводить с применением экспериментальных данных и результатов многомерного численного моделирования. Под идентификацией можно понимать процесс разработки или улучшения математического представления физической системы с использованием экспериментальных данных [11]. Одним из направлений решения задач идентификации является применение искусственных нейронных сетей, являющихся недавно разработанной методикой среди методов идентификации. В статье Olivera Jovanović представлен нейронный сетевой подход для идентификации структурной динамической модели. Разновидностью нейронных сетей являются динамические нечеткие модели Такаги – Сугено, идентифицированные из экспериментальных данных. Показано, что существует тесная связь между динамическими нечеткими моделями Такаги – Сугено и динамической линеаризацией при использовании аффинных структур локальных моделей [12].

Для предохранительных клапанов типа 2J3 LESER на основе численных расчетов с применением метода С. К. Годунова [13] и результа-

тов проведенных испытаний построена функция, являющаяся универсальной характеристикой рассматриваемого предохранительного клапана [14]. Функция применяется при анализе динамических характеристик рабочего процесса при разных давлениях.

При описании динамических систем дифференциальными уравнениями задача идентификации сводится к решению оптимизационных задач. В работе [15] рассматривается идентификация параметров в математической модели, описываемой системой обыкновенных дифференциальных уравнений. Предполагается, что из экспериментов доступны только измерения частичного состояния и что параметры присутствуют нелинейно в системных уравнениях. Проблема идентификации параметров ставится как задача оптимизации. Для поиска глобального экстремума предлагается подход с применением метода гомотопии к проблеме определения параметров. Для нахождения глобального экстремума при решении задачи оптимального управления по вектору управляющих параметров эффективным инструментом служат генетические алгоритмы [16].

Основная характеристика предохранительного клапана прямого действия – сила F_f , действующая со стороны рабочей среды (газа или жидкости) на запирающий элемент (диск). Величина этой силы зависит от положения и скорости перемещения диска и определяет динамику процесса работы клапана. Поэтому задача идентификации динамической модели клапана включает определение зависимости газодинамической силы от движения диска и рабочих характеристик (давление, температура) емкости, в которой осуществляется регулирование давления.

Динамическая модель предохранительного клапана

Сила, действующая со стороны газа на диск F_f , определяется распределением давления на всю поверхность диска и зависит от режима истечения при разной высоте подъема диска. Осевая составляющая силы, действующей на диск со стороны газа, определяется интегралом по поверхности диска S_d :

$$F_f = \int_{S_d} p ds.$$

Для измерения этой силы в эксперименте установлен тензометрический датчик между диском и пружиной (рис. 1).



Рис. 1. Схема предохранительного клапана

При такой схеме датчик измеряет силу только в те моменты времени, когда диск прижат к верхнему ограничителю и клапан находится в полностью открытом состоянии. В случае, когда клапан закрыт и диск прижат к седлу, датчик фиксирует силу упругости пружины. Так как поведение газодинамической силы является определяющим для динамики перемещения диска и расходной характеристики клапана, то представляется важным найти эту силу по результатам измерения давления в емкости и перемещения диска.

Для описания динамического процесса работы предохранительного клапана введем переменные: $\xi(t)$ – перемещение диска (высота подъема); давление в емкости $p_0(t)$. Перемещение диска в осевом направлении определяется действием: силы со стороны газа F_f ; силы упругости пружины $F_s = K_s(\xi + \xi_0)$; демпфирующей силы трения $F_d = K_d\eta$. Здесь K_s – коэффициент жесткости пружины; ξ_0 – начальное сжатие пружины (преднатяг); K_d – коэффициент демпфирования; η – скорость перемещения диска; $m_s g$ – масса подвижных элементов. Уравнения движения диска имеют вид

$$m_s \frac{d\eta}{dt} = F_f - F_s - F_d - m_s g; \quad (1)$$

$$\frac{d\xi}{dt} = \eta \quad (2)$$

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

Изменение массы газа M_0 в емкости определяется массовым приходом газа G_i в емкость и массовым расходом газа G_v через клапан:

$$\frac{dM_0}{dt} = G_i - G_v.$$

Для адиабатического процесса $\frac{p_0}{p_0(0)} = \left(\frac{\rho_0}{\rho_0(0)}\right)^k, p_0(0) = \rho_0(0)RT_0(0)$, имеем уравнение для давления торможения в емкости:

$$\frac{dp_0}{dt} = \frac{kRT_0(0)}{W}(G_i - G_v)\left(\frac{p_0}{p_0(0)}\right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (3)$$

где k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная; T_0 – температура газа в емкости; W – объем емкости.

Начальные условия при $t = 0$:

$$\xi = \xi_0, \eta = 0, p_0 = p_0(0).$$

Представим дифференциальные уравнения (1)–(3) в векторной форме:

$$\frac{dx}{dt} = f(u, A, x), \quad (4)$$

$$\text{где } x = \begin{pmatrix} \eta \\ \xi \\ p_0 \end{pmatrix}; f = \begin{pmatrix} \frac{F_f - F_s - F_d - m_s g}{m_s} \\ \eta \\ \frac{kRT_0(0)}{W}(G_i - G_v)\left(\frac{p_0}{p_0(0)}\right)^{\frac{k-1}{k}} \end{pmatrix};$$

$$u = \begin{pmatrix} F_f \\ G_v \end{pmatrix}; A = G_i.$$

Газодинамическую силу F_f и расход газа через клапан G_v будем рассматривать как управляющие функции u для согласования расчетных $p_0(t), \xi(t)$ и экспериментальных зависимостей $p_e(t), \xi_e(t)$. Кроме этих управляющих функций к числу управляющих параметров A отнесем приход газа от внешних источников G_i .

Постановка задачи оптимального управления по вектору управляющих параметров

Представим задачу оптимального управления в виде системы дифференциальных уравнений (4), описывающих динамический процесс, и минимизируемого функционала $Z = z(u, A)$, где u, A – управляющие функции и управляющий параметр, обеспечивающие

$$Z = z(\mathbf{u}, A) \rightarrow \min_{\mathbf{u}, A}. \quad (5)$$

Требуется найти допустимый вектор управлений $\mathbf{u}_*(t)$, управляющий параметр и соответствующее им решение $\mathbf{x}_*(t)$ системы (4) такие, что функционал (5) принимает возможно меньшее значение [17].

В качестве критериев согласования расчета и эксперимента возьмем следующие выражения:

$$Z_1 = \int_{t_0}^{t_k} (\xi^2(t) - \xi_e(t)) dt \rightarrow \min; \quad (6)$$

$$Z_2 = \int_{t_0}^{t_k} (p_0^2(t) - p_e^2(t)) dt \rightarrow \min. \quad (7)$$

Перейдем от функции правой части системы уравнений (4) $\mathbf{f}(\mathbf{u}, A, \mathbf{x})$ к виду функции $\mathbf{f}(\mathbf{A}, \mathbf{x})$, исключив управляющие функции $\mathbf{u}(t)$, вводя вектор управляющих параметров \mathbf{A} . Для этого представим газодинамическую силу в виде следующей полиномиальной зависимости от перемещения диска:

$$F_f(\xi) = p_0 \sigma_0 \psi \left[1 + a \frac{\xi}{\xi_k} + b \left(\frac{\xi}{\xi_k} \right)^2 \right],$$

где σ_0 – площадь контакта газа с диском при закрытом клапане; ψ, a, b – коэффициенты. Величины σ_0, ψ, a, b должны определяться из решения задачи и являются управляющими параметрами.

Расход газа через клапан также является функцией от высоты подъема диска:

$$G_v = \frac{\sqrt{k} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{\sqrt{RT_0}} p_0 \varphi_2 \Pi \frac{\xi}{\xi_k},$$

где φ_2 – коэффициент расхода через дисковый зазор; Π – характерный периметр критического сечения. Величины φ_2, Π также являются управляющими параметрами.

В зависимости от расхода газа через клапан в выходном сечении может реализовываться дозвуковой или сверхзвуковой режим истечения. Результирующая газодинамическая сила зависит от давления в области над диском. Переход от дозвукового режима к сверхзвуковому и наоборот может происходить в процессе пе-

ремещения диска во времени. Обозначим через ξ^* величину подъема, характеризующую переход. Тогда каждому режиму будут соответствовать свои управляющие параметры:

$$a = \begin{cases} a_1 & | \xi \leq \xi^* \\ a_2 & | \xi > \xi^* \end{cases}, \quad b = \begin{cases} b_1 & | \xi \leq \xi^* \\ b_2 & | \xi > \xi^* \end{cases};$$

$$\psi = \begin{cases} \psi_1 & | \xi \leq \xi^* \\ \psi_2 & | \xi > \xi^* \end{cases}, \quad \Pi = \begin{cases} \Pi_1 & | \xi \leq \xi^* \\ \Pi_2 & | \xi > \xi^* \end{cases}.$$

Вектор управляющих параметров содержит следующие компоненты:

$$\mathbf{A} = (\sigma_0, \psi_1, \psi_2, a_1, b_1, a_2, b_2, \xi^*, \varphi_2, \Pi_1, \Pi_2)^T.$$

Метод решения задачи оптимизации

Численные методы оптимального управления основаны на редукции к задаче нелинейного программирования. Для построения численного метода решения задач оптимального управления от непрерывной системы уравнений (5) перейдем к дискретным аппроксимациям. На временном отрезке $[t_0, t_k]$ вводится разностная сетка $\{t_0 < t_1 < \dots < t_n < \dots < t_q = t_k, h_n = t_{n+1} - t_n\}$.

Для численного решения уравнений движения диска (1), (2) применяется двухшаговая разностная схема [18]:

$$\xi^{n+1} = \frac{(F_f(\xi^n) - K_s \xi_0 - m_s g) h_n}{K_s h_n + \frac{m_s}{h_n} + K_d} + \frac{K_d \xi^n + m_s \left(\frac{\xi^n - \xi^{n-1}}{h_n} + \frac{\xi^n}{h_n} \right)}{K_s h_n + \frac{m_s}{h_n} + K_d}; \quad (8)$$

$$p_0^{n+1} = p_0^n + h_n \left[\frac{kRT_0(0)}{W} (G_i - G_v(\xi^n)) \left(\frac{p_0^n}{p_0(0)} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Интегральные функционалы заменим суммированием по узлам разностной сетки:

$$Z(A) = \left[\sum_{n=1}^q (\xi^n(t_n) - \xi_e^n(t_n))^2 + \sum_{n=1}^q (p_0^n(t_n) - p_e^n(t_n))^2 \right] \rightarrow \min. \quad (9)$$

Следовательно, задача идентификации динамической системы – предохранительный клапан

сведена к задаче оптимизации с двумя критериями (9) и ограничениями (8).

Спецификой задачи (8), (9) является невозможность дифференцирования в общем случае целевой функции, многоэкстремальность задачи и поликритериальность. Поэтому основной проблемой, как отмечает Евтушенко Ю. Г., является выбор соответствующего метода численного решения оптимизационной задачи. Приемлемым вариантом для решения поставленной задачи является генетический алгоритм, подробное описание и тестирование которого дано в работе [19]. Также изложен метод решения поликритериальных оптимизационных задач с нахождением решения оптимального по Парето.

Обсуждение результатов

Каждый цикл работы клапана при проведении испытаний состоит из участка подъема давления до предельного значения при закрытом клапане и участка спада давления при открытом клапане (рис. 2).

Эксперименты проведены с предохранительным клапаном фирмы LESER типа 2J3. Условия проведения экспериментов приведены в таблице.

Давление измеряется тензодатчиком серии P900 с погрешностью 0,2 %. Сила измеряется датчиком U2B с классом точности 0,2. Перемещение

диска контролируется индуктивным преобразователем стандартного смещения WA с погрешностью 1 %.

Условия проведения экспериментов

Вариант	Предельное давление, бар	Жесткость пружины, Н/м	Преднатяг ξ_0 , мм
1	3,2	6700	42
2	11,3	34300	42
3	18,6	74400	33

Для каждого варианта решается задача идентификации динамической модели (1)–(3) и определяются текущие значения газодинамической силы $F_f(t)$ по экспериментальным зависимостям от времени давления $p_e(t)$ и перемещения диска $\xi_e(t)$. Полученные значения газодинамической силы $F_f(t)$ сравниваются со значениями, полученными в экспериментах с помощью тензодатчика.

На рис. 2 показаны экспериментальная (exp) и полученная при решении задачи идентификации (identif) зависимости давления от времени для варианта 3 (см. таблицу). На рис. 3 представлено перемещение диска при срабатывании клапана.

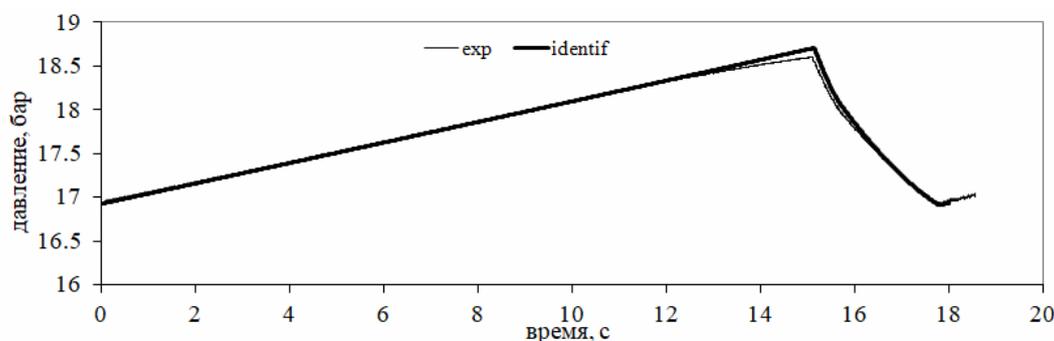


Рис. 2. Диаграмма изменения давления в емкости

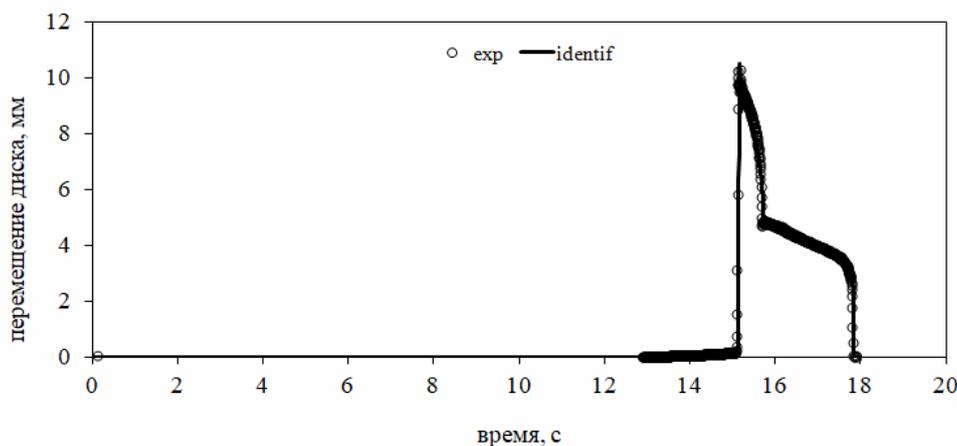


Рис. 3. Перемещение диска во времени (вариант 3)

Особенностью третьего варианта является то, что при достижении предельного давления клапан полностью открывается и сразу же начинает закрываться. Перегиб на зависимости $\xi(t)$ связан с переходом от сверхзвукового к дозвуковому режиму истечения в выпускной линии при закрытии клапана. Сравнение рассчитанной и измеренной силы приведено на рис. 4.

Из рис. 4 следует, что до момента открытия клапана показание датчика силы соответствует упругой силе пружины (spring). При движении диска поведение газодинамической силы в расчете и эксперименте одинаковое (за ис-

ключением высокочастотных колебаний, не учитываемых при решении задачи идентификации).

Во втором варианте, как видно из рис. 5, клапан продолжительное время работает в полностью открытом режиме. Выбросы экспериментальных точек связаны с ударным взаимодействием диска с ограничителем.

Рассчитанное поведение газодинамической силы также соответствует эксперименту (рис. 6).

Экспериментальные и расчетные зависимости газодинамической силы от перемещения диска (высоты подъема) представлены на рис. 7.

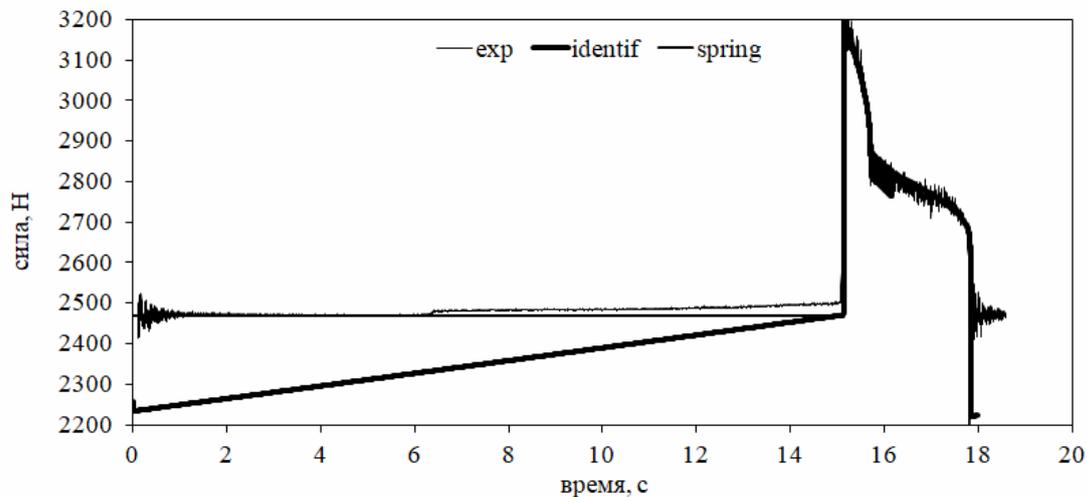


Рис. 4. Изменение силы во времени (вариант 3)

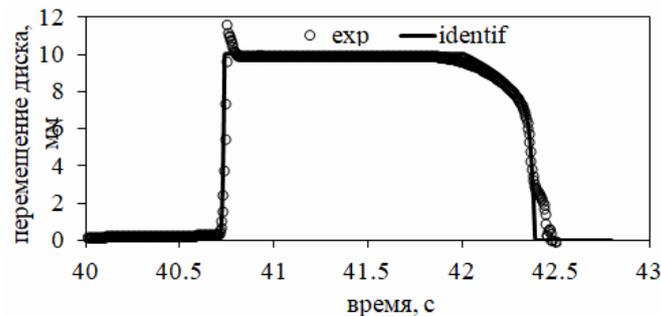


Рис. 5. Перемещение диска во времени (вариант 2)

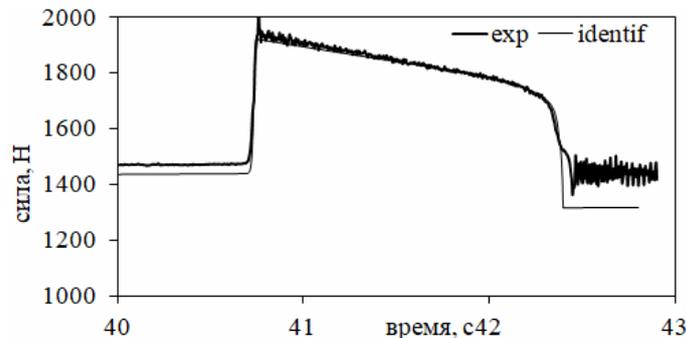


Рис. 6. Изменение силы во времени (вариант 2)

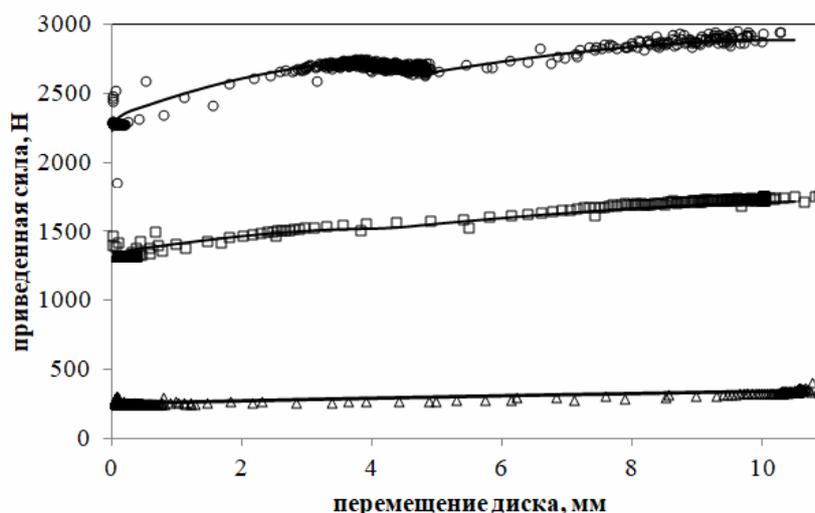


Рис. 7. Зависимости газодинамической силы от перемещения диска

Здесь сила приведена к постоянному давлению $\left(F_f \frac{P_0^{\max}}{P_0} \right)$. Нижние зависимости соответствуют первому варианту, средние – второму, верхние – третьему. Маркерами обозначены экспериментальные точки, сплошными линиями – расчетные зависимости. В первом варианте с низким давлением всегда реализуется дозвуковой режим истечения в выпускной линии, и зависимость $F_f(\xi)$ является монотонной. Во втором и третьем вариантах наблюдается излом в немонотонных зависимостях $F_f(\xi)$. Согласование расчета и эксперимента удовлетворительное.

Заключение

Сформулирована задача идентификации динамической модели предохранительного клапана. Зависимость газодинамической силы от времени и подъема диска находится как управляющая функция в задаче оптимального управления по двум критериям: минимум отклонения расчетных значений от экспериментальных для давления и перемещения диска. Сопоставление рассчитанной силы и измеренной показало возможность определять величину газодинамической силы по результатам измерения давления и подъема диска на всех этапах работы клапана.

Библиографические ссылки

1. Tobias Dannenmaier, Jürgen Schmidta, Jens Deneckea, Oliver Odenwaldb. European Program on Evaluation of Safety Valve Stability. *Chemical Engineering Transactions*, 2016, 48, 625-630.
 2. B. J. Patil, V. B. Sondur. Dynamic Analysis of Hydraulic Pressure of Relief valve. *International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology*

(IJLTET), May 2013, vol. 2, iss. 3, pp. 11-17. ISSN: 2278-621X.
 3. B. J. Patil, V. B. Sondur. Dynamic behaviour of hydraulic pressure relief valve. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, October 2014, vol. 5, iss. 10, pp. 129-137. ISSN 0976-6340.
 4. A. J. Ortega, B. N. Azevedo, L. F. G. Pires, A. O. Nieckele, L. F. A. Azevedo. A numerical model about the dynamic behavior of a pressure relief valve. *Proc. 12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences* (November 10-14, 2008), Belo Horizonte, MG.
 5. Csaba Hős, Csaba Bazsó, Alan Champneys. Model reduction of a direct spring-loaded pressure relief valve with upstream pipe. *IMA Journal of Applied Mathematics*, 2015, vol. 80, pp. 1009-1024. Doi:10.1093.
 6. Gábor Licskó, Alan Champneys, CsabaHős. Dynamical Analysis of a Hydraulic Pressure Relief Valve. *Proc. of the World Congress on Engineering (July 1– 3, 2009, London)*, vol. II, U.K.
 7. C. J. Hos, A. R. Champneys, K. Paulc, M. McNeelyc. 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*, 2014, vol. 31, pp. 70-81.
 8. X. Song, L. Cui, M. Cao, W. Cao, Y. Park, W. M. Dempster. A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel. *Energy Conversion and Management*, 2014, pp. 407-419.
 9. Liu Yang, Zhoujie Wang, William Dempster, Xinhai Yu, Shan-Tung Tu. Experiments and transient simulation on spring-loaded pressure relief valve under high temperature and high pressure steam conditions. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 2017, vol. 45, pp.133-146.
 10. Численное моделирование газодинамики предохранительного клапана / Т. Редер, В. А. Тененев, М. Р. Королева, О. В. Мищенко, О. А. Воеводина // Интеллектуальные системы в производстве. 2017. Т. 15, № 4. С. 4–11.
 11. Olivera Jovanović. Identification of dynamic system using neural network UNIVERSITY OF NIŠ. *Facta*

universitatis, Series: Architecture and Civil Engineering, 1997, vol. 1, no. 4, pp. 525-532.

12. Tor A. Johansen, Member, IEEE, Robert Shorten, Member, IEEE, and Roderick Murray-Smith. On the Interpretation and Identification of Dynamic Takagi-Sugeno Fuzzy Models. *Transactions on fuzzy systems*, 2000, vol. 8, no. 3, pp. 297-313.

13. 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.

14. Редер Т., Тенев В. А., Паклина Н. В. Исследование влияния величины начального зазора на динамику открывания предохранительного клапана // Интеллектуальные системы в производстве. 2018. № 2. С. 28–40.

15. Chandrika P. Vyasarayani, Thomas Uchida, Ashwin Carvalho, John McPhee. Parameter identification in dynamic systems using the homotopy optimization approach. *Multibody SystDyn*, 2011, 26:411-424. Doi: 10.1007/s11044-011-9260-0.

16. Tenenev V. A., Yakimovich B. A. Practice of genetic Algorithms. *Universitas – GYORNonprofitKft*. 2012, p. 279.

17. Евтушенко Ю. Г. Методы решения экстремальных задач и их применение в системах оптимизации. М. : Наука, 1982. 432 с.

18. Редер Т., Тенев В. А., Паклина Н. В. Указ. соч.

19. Tenenev V. A., Yakimovich B. A. Op. cit.

References

1. Tobias Dannenmaier, Jürgen Schmidta, Jens Denecke, Oliver Odenwaldb. European Program on Evaluation of Safety Valve Stability. *Chemical Engineering Transactions*, 2016, 48, 625-630.

2. B. J. Patil, V. B. Sondur. Dynamic Analysis of Hydraulic Pressure of Relief valve. *International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology (IJLTET)*, May 2013, vol. 2, iss. 3, pp. 11-17. ISSN: 2278-621X.

3. B. J. Patil, V. B. Sondur. Dynamic behaviour of hydraulic pressure relief valve. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, October 2014, vol. 5, iss. 10, pp. 129-137. ISSN 0976-6340.

4. A. J. Ortega, B. N. Azevedo, L. F. G. Pires, A. O. Nieckele, L. F. A. Azevedo. A numerical model about the dynamic behavior of a pressure relief valve. *Proc. 12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences* (November 10-14, 2008), Belo Horizonte, MG.

5. Csaba Hős, Csaba Bazsó, Alan Champneys. Model reduction of a direct spring-loaded pressure relief valve with upstream pipe. *IMA Journal of Applied Mathematics*, 2015, vol. 80, pp. 1009-1024. Doi:10.1093.

6. Gábor Licskó, Alan Champneys, CsabaHős. Dynamical Analysis of a Hydraulic Pressure Relief Valve. *Proc. of the World Congress on Engineering (July 1– 3, 2009, London)*, vol. II, U.K.

7. C. J. Hos, A. R. Champneys, K. Paulc, M. McNeelyc. 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*, 2014, vol. 31, pp. 70-81.

8. X. Song, L. Cui, M. Cao, W. Cao, Y. Park, W. M. Dempster. A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel. *Energy Conversion and Management*, 2014, pp. 407-419.

9. Liu Yang, Zhoujie Wang, William Dempster, Xinhai Yu, Shan-Tung Tu. Experiments and transient simulation on spring-loaded pressure relief valve under high temperature and high pressure steam conditions. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 2017, vol. 45, pp.133-146.

10. Raeder T., Tenenev V. A., Koroleva M. R., Mischenkova O. V., Voevodina O. A. *Chislennoe modelirovanie gazodinamiki predohranitel'nogo klapana* [Numerical simulation of gas dynamics safety valve]. *Intellektual'nye sistemy v proizvodstve*, 2017, no. 4, pp. 4-11 (in Russ.).

11. Olivera Jovanović. Identification of dynamic system using neural network UNIVERSITY OF NIŠ. *Facta universitatis, Series: Architecture and Civil Engineering*, 1997, vol. 1, no. 4, pp. 525-532.

12. Tor A. Johansen, Member, IEEE, Robert Shorten, Member, IEEE, and Roderick Murray-Smith. On the Interpretation and Identification of Dynamic Takagi-Sugeno Fuzzy Models. *Transactions on fuzzy systems*, 2000, vol. 8, no. 3, pp. 297-313.

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

14. Raeder T., Tenenev V. A., Paklina N. V. *Issledovanie vlijaniya velichiny nachal'nogo zazora na dinamiku otkryvaniya predohranitel'nogo klapana* [The study of the influence of the initial gap on the dynamics of the opening of the safety valve]. *Intellektual'nye sistemy v proizvodstve*, 2018, no. 2, pp. 28-40 (in Russ.).

15. Chandrika P. Vyasarayani, Thomas Uchida, Ashwin Carvalho, John McPhee. Parameter identification in dynamic systems using the homotopy optimization approach. *Multibody SystDyn*, 2011, 26:411-424. Doi: 10.1007/s11044-011-9260-0.

16. Tenenev V. A., Yakimovich B. A. Practice of genetic Algorithms. *Universitas – GYORNonprofitKft*. 2012, p. 279.

17. Evtushenko Yu. G. *Metody reshenija jekstremal'nykh zadach i ih primenenie v sistemah optimizaci*. [Methods for solving extremal problems and their application in optimization systems]. Moscow, Nauka Publ., 1982, 432 p. (in Russ.).

18. Raeder T., Tenenev V. A., Paklina N. V. *Issledovanie vlijaniya velichiny nachal'nogo zazora na dinamiku otkryvaniya predohranitel'nogo klapana* [The study of the influence of the initial gap on the dynamics of the opening of the safety valve]. *Intellektual'nye sistemy v proizvodstve*, 2018, no. 2, pp. 28-40 (in Russ.).

19. Tenenev V. A., Yakimovich B. A. Practice of genetic Algorithms. *Universitas – GYORNonprofitKft*. 2012, p. 279.

Identification of Dynamic Model of Safety Valve

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

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

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

A safety valve is among the devices being used to ensure the safety of pipelines and integrity of installations. To analyze stability of valves operation and to calculate oscillatory processes, the dynamic model is required, the parametric identification of which has been accomplished with the use of experimental data and multidimensional numerical simulation results. The task of valve dynamic model identification comprises determination of gas-dynamic force dependence on motion of the plate and performance characteristics (pressure, temperature) of the vessel in which pressure is being regulated. The task of safety valve dynamic model identification was formulated. The gas-dynamic force dependence on time and rise of the plate is found as the control function in the task of optimum control by two criteria: minimum deviation of calculated values from the experimental ones for pressure and plate displacement. The numerical method of optimum control is based upon reduction to the task of non-linear programming. To solve the set task of poly-criterial optimization, the hybrid genetic algorithm with material coding is used. The task of safety valve dynamic model identification is solved by means of three options of experimentation with 2J3 valve. Comparison of the calculated force difference from the measured one showed the opportunity to determine the gas-dynamic force value by the results of pressure measurement and plate rise at all the stages of the valve operation.

Keywords: safety valve, gas-dynamic force, parametric identification, dynamic model, numerical methods.

Получено 01.08.2018