

ПОЖАРОВЗРЫВБЕЗОПАСНОСТЬ/FIRE AND EXPLOSION SAFETY. 2023. Т. 32. № 4. С. 15–30
POZHAROVZRYVOBEZOPASNOST/FIRE AND EXPLOSION SAFETY. 2023; 32(4):15-30

НАУЧНАЯ СТАТЬЯ/RESEARCH PAPER

УДК 621.1 (614.83;536.46)

<https://doi.org/10.22227/0869-7493.2023.32.04.15-30>

Задача о гистерезисе в работе предохранительного клапана прямого действия

Юрий Христофорович Поландов ✉

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. Значительная часть предохранительных клапанов прямого действия открывается при заданном давлении, а закрывается при меньшем, образуя петлю гистерезиса. Этот эффект известен по результатам испытаний давно. Причина возникновения гистерезиса объяснена путем сравнения газодинамических сил, действующих на подвижные части клапана, и усилия пружины или груза. К сожалению, сравнение выполнено графоаналитическим методом, не обладающим общностью суждений. Это можно было бы преодолеть, описав петлю гистерезиса аналитически, но известные математические модели, в том числе и численные, описывают только отдельные ее ветви, то ли это участок петли в момент открытия клапана, то ли закрытия.

Цель исследования. Аналитическим путем решить задачу построения петли гистерезиса в работе предохранительного клапана прямого действия.

Рабочая гипотеза. Резкое движение грибка клапана вверх с седла до упора в ограничители при достижении в защищаемом объеме расчетного давления и резкое движение грибка вниз на седло при снижении давления есть результат перескока грибка с одного устойчивого положения на другое, минуя неустойчивый участок характеристики клапана.

Метод исследования. Теоретический, с использованием законов газовой динамики, механики, теории устойчивости и теории подобия.

Выводы. Петля гистерезиса в работе предохранительного клапана, представляющая собой разрывную функцию, может быть описана аналитически. Она является набором устойчивых участков линии равновесия сил, действующих на подвижные части предохранительного клапана. Полученная из условия равновесия сил зависимость высоты подъема клапана от давления в защищаемом объеме вполне адекватно отражает известные экспериментальные данные.

Получено также, что грузовые клапаны органически имеют большую петлю гистерезиса, которую никакими способами нельзя исключить. У пружинных клапанов тоже бывает петля гистерезиса, размер которой можно регулировать за счет изменения жесткости пружины, в том числе полностью исключить.

Ключевые слова: петля гистерезиса; условие равновесия сил; устойчивость состояния; статическая характеристика; жесткость пружины

Для цитирования: Поландов Ю.Х. Задача о гистерезисе в работе предохранительного клапана прямого действия // Пожаровзрывобезопасность/Fire and Explosion Safety. 2023. Т. 32. № 4. С. 15–30. DOI: 10.22227/0869-7493.2023.32.04.15-30

✉ Поландов Юрий Христофорович, e-mail: polandov@yandex.ru

Problem of hysteresis in the operation of direct-action safety valve

Yurii Kh. Polandov ✉

Moscow State University of Civil Engineering (National Research University), Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. A large proportion of direct-action safety valves open at given pressure, and close at lower pressure, forming a hysteresis loop. This effect is known from the test results for a long time. The reason for the occurrence of hysteresis is explained by comparing the gas dynamic forces acting on the moving parts of the valve and the force of the spring or load. Unfortunately, the comparison is made by a graph-analytic method that lacks general judgment. This could be overcome by describing the hysteresis loop analytically, but known mathematical models, including numerical ones, describe only its separate branches, whether it is the section of the loop at the moment of valve opening or closing.

Purpose of the research. To solve analytically the problem of constructing the hysteresis loop in the operation of direct-action safety valve.

Working hypothesis. Sharp movement of the valve head upwards from the seat to the stop in the limiter when the calculated pressure is reached in the protected volume and sharp movement of the head downwards to the seat when the pressure is reduced is the result of the head jumping from one stable position to another, bypassing the unstable part of the valve characteristic.

Method of the research. Theoretical, with the use of laws of gas dynamics, mechanics, stability theory and similarity theory.

Conclusions. The hysteresis loop in the operation of the safety valve, which represents the discontinuous function, can be described analytically. It is a set of stable sections of the equilibrium line of forces acting on the moving parts of the safety valve. Obtained from the condition of equilibrium of forces, the dependence of the valve lift height on the pressure in the protected volume quite adequately reflects the known experimental data.

It is also obtained that load valves organically have a large hysteresis loop, which by any means cannot be excluded. Spring valves also have a hysteresis loop, the size of which can be adjusted by changing the spring stiffness, including complete exclusion.

Keywords: hysteresis loop; force equilibrium condition; stability of state; static characteristics; spring stiffness

For citation: Polandov Yu.Kh. Problem of hysteresis in the operation of direct-action safety valve. *Pozharovzryvbezopasnost/Fire and Explosion Safety*. 2023; 32(4):15-30. DOI: 10.22227/0869-7493.2023.32.04.15-30 (rus).

✉ Yurii Khristoforovich Polandov, e-mail: polandov@yandex.ru

Введение. Краткий обзор публикаций

Предохранительные клапаны — в англоязычной литературе Relief Valves и Safety Valves — (в дальнейшем просто «клапан» или ПК) со времен создания первого парового котла [1] являются проверенным и надежным устройством защиты объемов от опасного нарастания давления. Ввиду особой ответственности, возложенной на эти устройства, требования к ним давно нормированы. В настоящее время ПК выпускаются в качестве отдельных изделий многочисленными, как правило, специализированными организациями как отечественными, например Пензенским заводом арматуростроения¹, так и иностранными, например американской фирмой «Emerson»².

Изготовители ПК и практикующие специалисты, характеризуя это устройство, указывают, прежде всего, на: давление его срабатывания, т.е. открытия, и на пропускную способность. Это, конечно, важнейшие данные об устройстве, но у значительной части ПК есть еще одна особенность, именуемая гистерезисом (в англоязычной литературе Hysteresis), которой характерно то, что клапан открывается при заданном давлении, но закрывается при давлении, меньшем, чем при открытии. Разница между этими значениями давления сказывается в одних случаях на качестве регулирования давления, а в других — на энергопотерях, в связи с чем нормативные документы ограничивают размер гистерезиса, в частности, российские³ ограничивают 20 % от рабочего давления в защищаемом объеме. На рис. 1 приведена типичная петля гистерезиса для группы клапанов Emerson в безразмерных координатах $\beta = \beta(\delta)$, $\beta = 100F/F_0$,

где F — текущее значение площади проходного сечения клапана, F_0 — площадь полного открытия клапана, а $\delta = 100(p_k - p_{k0})/p_{k0}$, где p_k — текущее давление в котле, p_{k0} — заданное давление открытия клапана. По тому, как подан материал сайта, можно заключить, что приведенная зависимость является общей для всей группы рекламируемых ПК. Попутно заметим, что клапаны этой фирмы имеют петлю гистерезиса на уровне 10 %.

Надо отметить, что, несмотря на относительную простоту устройства ПК, процессы, протекающие в них, особенно газодинамические, до сих пор не удавалось достаточно убедительно описать.

Среди научных публикаций, относящихся к исследованиям ПК, выделим прежде всего книгу мatriарха Т.Ф. Кондратьевой [2], приоритет которой в масштабах и убедительности результатов исследований неоспорим, и потому редкая русскоязычная статья, посвященная этой тематике, обходится без ссылок на ее работу. В книге приведены результаты многочисленных экспериментальных данных по срабатыванию ПК, в которых подтверждено наличие гистерезиса, отмечена зависимость его формы и размера от многих факторов, в том числе от формы проточной части входного патрубка и грибка (тарелки) (рис. 2). Отметим, что Татьяна Федоровна, описывая рабочие свойства ПК, использовала термины «характеристика $p = p(h)$ », где p — давление в защищаемом объеме, а h — высота подъема тарелки (грибка), избегая применения таких понятий как гистерезис и статическая характеристика. Зато она ввела понятие коэффициента подъемной силы, действующей на грибок, широко используемое другими авторами. Кстати, в германоязычной литературе [3], так же, как и в нашей, термин «гистерезис» не используют, а вводят свое название этого эффекта — «зависимость высоты подъема грибка над седлом от давления в защища-

¹ Пензенский завод трубопроводной арматуры. URL: <http://www.pzta.ru>

² Emerson. URL: <http://www.emerson.com/ru-ru/catalog/pressure>

³ ГОСТ 24570–81. Клапаны предохранительные паровых и водогрейных котлов. Технические требования. М., 1987.

емом объеме» или коротко «характеристика открытия» (Öffnungscharakteristiken).

Сравнивая результаты опытов, приведенных на рис. 1 и 2, мы вправе задать вопрос: а можно ли привести к одной кривой результаты, приведенные на рис. 2, как это сделано для всего семейства ПК фирмы Emerson (рис. 1)? Т.Ф. Кондратьева, например, опираясь на результаты анализа, в своей книге ответила на этот вопрос отрицательно.

Кстати, характеристика $\beta = \beta(\delta)$, которую можно построить по результатам испытаний, проведенных другой организацией, ARI-Armaturen GmbH [3], совпадает с кривой на рис. 1, что скорее всего не случайно. Эффект гистерезиса экспериментально настолько изучен, что, например, в канадском справочнике по предохранительным клапанам [4], кроме демонстрации гистерезиса на известных ПК фирмы Тусо, показано, каким образом можно «подкрутить нужную гайку», чтобы при этом оперативно изменить форму и размер петли гистерезиса.

В следующей работе Т.Ф. Кондратьевой с соавт. [5] сделана попытка описать динамические свойства ПК в сочетании с защищаемым объемом и трубопроводами «после». Отметим, что приведенное ими уравнение динамики выглядит в самых общих чертах, при этом авторами неоправданно рекомендовано его линеаризовать (для оценки устойчивости по критерию Рауса – Гурвица), что не дает возможность использовать это уравнение для выделения в нем условия равновесия ввиду явной нелинейности зависимости.

Между тем в Европе в исследовательских и практикующих кругах [6] считают, что современное

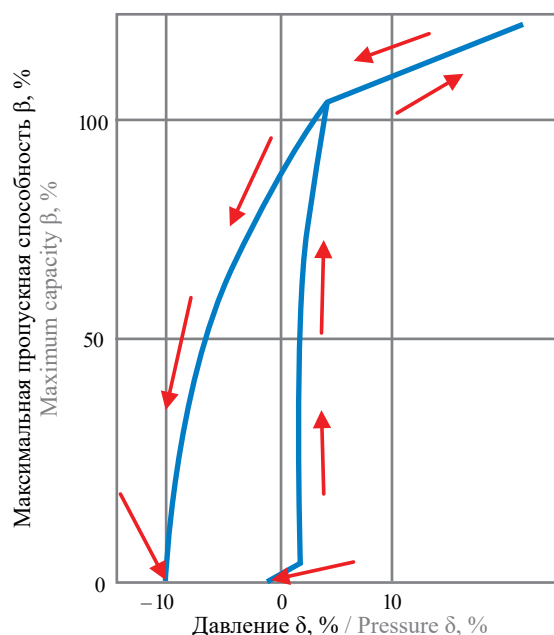


Рис. 1. Статическая характеристика клапанов Emerson
Fig. 1. Static characteristics of Emerson valves

(во всяком случае на 2016 г.) состояние теории и расчетов параметров ПК проблемно, так как даже лучшие инженерные практики (Recognized And Generally Accepted Good Engineering Practices) до сих пор не подтверждены научно. Авторы также считают, что нельзя доверять и некоторым пунктам стандарта API (American Petroleum Institute). Как указывают авторы статьи, тому подтверждением являются, например, результаты исследования Hös et al. [7] и А.А. Aldeeb et al. [8].

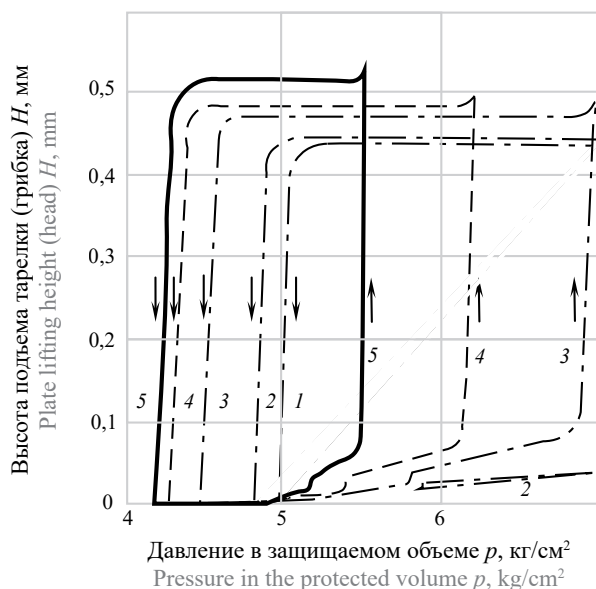
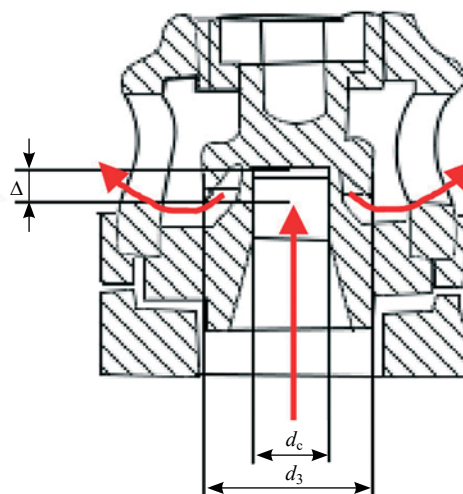


Рис. 2. Экспериментальные кривые $H = f(p_b)$ у ПК с $d_c = 14,4$ мм при $k_s = 15\,500$ Н/м, $d_c/d_3 = 2,0$ и различных значениях Δ/d_c : 1 — $\Delta/d_c = 0,15$; 2 — $\Delta/d_c = 0,20$; 3 — $\Delta/d_c = 0,30$; 4 — $\Delta/d_c = 0,35$; 5 — $\Delta/d_c = 0,40$
Fig. 2. Experimental curves $H = f(p_b)$ at SV with $d_c = 14.4$ mm at $k_s = 15,500$ N/m, $d_c/d_3 = 2.0$ and different values of Δ/d_c : 1 — $\Delta/d_c = 0.15$; 2 — $\Delta/d_c = 0.20$; 3 — $\Delta/d_c = 0.30$; 4 — $\Delta/d_c = 0.35$; 5 — $\Delta/d_c = 0.40$



Согласно публикации А. Borg et al. [9], наличие гистерезиса в работе ПК способствует подавлению акустических колебаний во входном или выходном трубопроводах. Однако в численной модели авторы предположили наличие наперед заданного гистерезиса. Достоинство работы было бы значительно выше, если бы гистерезис появился бы в процессе эволюции расчетов процесса работы ПК. Более простая задача была решена в работе [10], в которой показано, что трение на подвижных частях влияет на размер петли гистерезиса: чем больше сила трения, тем больше петля.

Иногда некоторые авторы, например Н. Верго и Р. Moussou [11], исследуя численными методами участие ПК в акустических колебаниях, возникающих в трубопроводах «до» ПК, обходят вниманием влияние гистерезиса на этот процесс, что весьма ограничило ареал ПК, на которые распространяются их выводы по исследованиям.

Группы исследователей из НИУ МГТУ [12, 13] и из Китая [14] различными методами, экспериментальными и численным моделированием, изучали поведение клапана на отдельных этапах гистерезиса: при подъеме и (или) при посадке на седло, а также при его взаимодействии с трубопроводами.

Интересные работы сделаны исследователями из Самарского государственного аэрокосмического университета [15, 16], в которых с опорой на уравнения газовой динамики получена зависимость «подъемной силы» клапана от высоты подъема грибка (тарели) над седлом. Сравнивая газодинамические силы и усилие пружины графоаналитическим методом, авторами найдено, что в некоторых случаях число точек равновесия при одном и том же давлении на входе в клапан может достигать до трех. Также было высказано предположение, что одна из них неустойчива. К сожалению, численные и графоаналитические методы по своей результативности соразмерны с единичным физическим опытом и потому не обладают общностью настолько, чтобы оценить устойчивость равновесия действующих сил в каждой из точек.

В следующих работах сделано предположение, что, возможно, при сверхкритических отношениях давления газа на входе и выходе из клапана положение скачка уплотнения в проточной части изменяется в зависимости от положения грибка. А это влияет на величину «подъемной силы», что, возможно, является условием, при котором возникает скачкообразное изменение положения грибка (тарели).

В работе [17] при проведении численного эксперимента смещение скачка уплотнения нашло подтверждение. В работе [18] эффект смещения скачка уплотнения в проточной части клапана был использован в математической модели, в которой было

продемонстрировано, что смещение скачка может быть причиной гистерезиса в характеристике ПК, работающем на сверхзвуковых режимах.

Экспериментальная работа У. Рочека [19], процитированная Т.Ф. Кондратьевой [2], по своим результатам уникальна. В ней доказано, что состояние равновесия сил, действующих на подвижные части ПК, достигается в значительно большем числе положений грибка над седлом, чем наблюдается реально при работе ПК. Точки равновесия составляют единую непрерывную линию, имеющую устойчивую и неустойчивую ветви (рис. 3). Полученную линию вполне обосновано можно назвать линией равновесия, часть которой имеет отрицательную производную dh/dp_k и не реализуется на практике. На графике $h/d = f(p)$ точками и аппроксимационной сплошной линией обозначена вся траектория равновесия. В рабочем процессе (пунктирная линия) при нарастании давления, начиная с момента отрыва от седла, грибок несколько приподнимается в соответствии с линией равновесия, затем, дойдя до точки перегиба кривой, резко поднимается вверх до упора в ограничитель. При спаде давления в защищаемом объеме грибок находится в верхнем положении до достижения давлением значения равновесия, затем резко устремляется на седло. Таким образом формируется реальный гистерезис.

Видно также, что чем жестче пружина, тем правее находится график, тем меньше размер гистерезиса.

Отметим, что этот результат, как и все рассмотренные, относятся к ПК, которые работают на сверх-



Рис. 3. Зависимость положения грибка клапана от давления в защищаемом объеме (p_k — давление; h — высота подъема грибка; d — диаметр входного патрубка): 1 — при жесткости пружины $k_n = 7,29$ кг/см; 2 — при $k_n = 17,4$ кг/см

Fig. 3. Dependence of the valve head on pressure in the protected volume (p_b — pressure; h — head lift height; d — inlet nozzle diameter): 1 — at spring stiffness $k_s = 7.29$ kg/cm; 2 — at $k_s = 17.4$ kg/cm

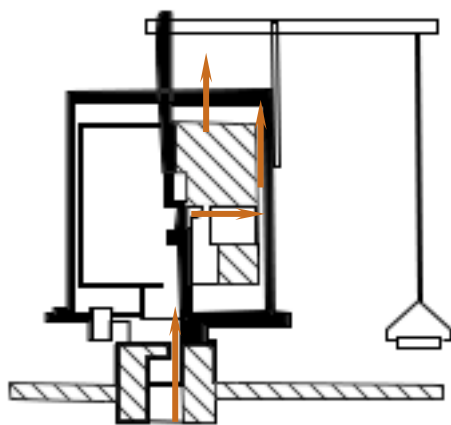


Рис. 4. Схема грузового ПК КПС-07-350: диаметр входного патрубка $d_y = 32$ мм, $m = 5,6$ кг

Fig. 4. Scheme of load SV KPS-07-350: inlet nozzle diameter $d_y = 32$ mm, $m = 5.6$ kg

критических режимах. Автором [20] экспериментально установлено, что на докритических режимах работы ПК также имеют гистерезис. Результат был получен при испытаниях ПК типа КПС-07-350 (производство завода им. Войкова (Москва), автор изобретения В.Д. Шеренцис) грузового типа (рис. 4) и клапана «Сержант» пружинного типа⁴ (рис. 5), установленных на паровом котле ВКВ-300М (производство мехзавода п. Возы Курской обл.), рабочее давление которого не выше 0,07 МПа. Результаты испытаний ПК приведены на рис. 6, а на рис. 7 — итог их пересчета применительно к зависимо-

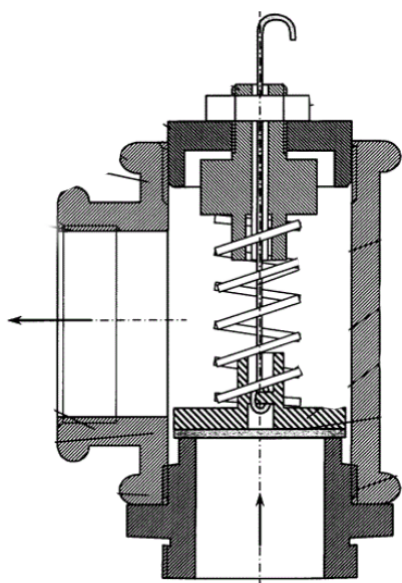


Рис. 5. Схема и фото пружинного ПК «Сержант»: $d_y = 32$ мм, жесткость пружины $k_n = 2800$ Н/м

Fig. 5. Scheme and photo of spring SV “Sergeant”: $d_y = 32$ mm, spring stiffness $k_s = 2,800$ N/m

⁴ Патент № 69953 Российская Федерация, МПК F16K 17/04 (2006 01). Клапан предохранительный: 2007136515/22; заявл. 02.10.2007; опубл. 10.01.2008 / Поландов Ю.Х., Власенко С.А., Пахомов С.Д.; заявитель ОрелГТУ. 4 с.

сти $h = f(p_k)$. Видно, что размер петли гистерезиса у КПС-0,7 составляет около 50 % от давления срабатывания, что намного больше нормативного.

Из этого эксперимента вытекает еще одно важное следствие, которое заключается в том, что роль скачка уплотнения в формировании петли гистерезиса, возможно, переоценена, если петля существует и без него. Следовательно, есть нечто общее в смысле влияния на образование петли гистерезиса при докритическом и сверхкритическом режимах течения потока через ПК. В связи с этим и ввиду того, что аналитически перемещение места положения скачка уплотнения в процессе движения грибка описать проблемно, имеет смысл рассматривать докритические течения через ПК, которые можно аналитически достаточно адекватно описать и распространить выводы и на сверхкритические режимы.

Среди работ, направленных на аналитическое описание петли гистерезиса, известна только одна работа [20], в которой рассмотрены процессы в ПК, работающих при давлениях не выше 0,07 МПа избыточных. В работе исследована линия равновесия сил и после применения признака устойчивости в малом, показано, что на ней есть устойчивые

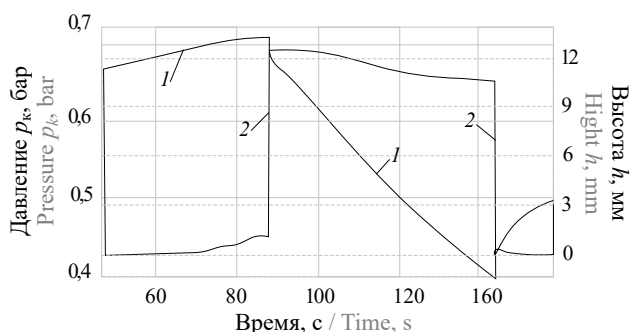


Рис. 6. Испытания ПК «Сержант» на паровом котле ВКВ-300М ($k_n = 2800$ Н/м): 1 — давление; 2 — высота грибка над седлом

Fig. 6. Tests of SV “Sergeant” at steam boiler VKV-300M ($k_s = 2,800$ N/m): 1 — pressure; 2 — height of the head above the seat

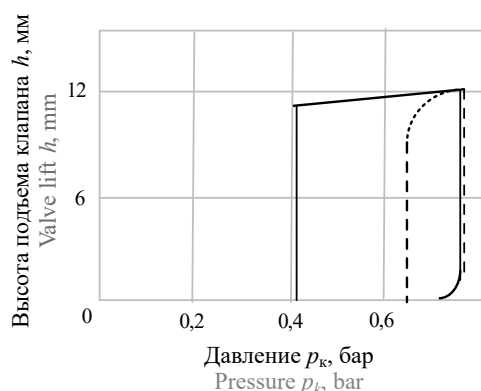


Рис. 7. Результаты пересчета данных испытаний рис. 6 ПК КПС 0,7 (сплошная линия) и ПК «Сержант» (пунктирная)

Fig. 7. The results of recalculation of the test data of Fig. 6 SV KPS 0.7 (solid line) and SV “Sergeant” (dotted line)

и неустойчивые участки. Компонуя устойчивые участки, сформирована петля гистерезиса. В плане описания петли гистерезиса принятый способ анализа оказался результативным и показательным, однако в данной работе при составлении баланса действующих сил не были учтены несколько важных факторов, например изменение угла натекания потока на грибок при его подъеме, что снизило уровень адекватности примененной модели.

Таким образом, существование гистерезиса известно давно, хотя название этого эффекта различно на разных языках. Гистерезис знаком практически только по результатам экспериментальных исследований. Изучены факторы, влияющие на размер его петли, даны даже рекомендации по изменению ее формы и размеров. Объяснена также причина возникновения гистерезиса путем сравнения газодинамических сил и усилия пружины. Сравнение сделано графоаналитическим методом, не обладающим общностью суждений. Опытным путем найдены условия подобия, хотя теоретически они не обоснованы. Установлено, что петля гистерезиса характерна для всех ПК, работающих в диапазоне давлений в защищаемом объеме от докритических до сверхкритических.

Проведенная ранее автором попытка математического описания гистерезиса на основе анализа уравнения равновесия сил $h = f(p_k)$ с оценкой устойчивости на отдельных характерных ее участках показала перспективность такого подхода, хотя приведенное уравнение равновесия не совсем точно отражало условие равновесия сил, действующих на подвижные части клапана.

Цель исследования — аналитическим путем решить задачу построения петли гистерезиса в работе предохранительного клапана прямого действия, уточнив уравнение равновесия сил, действующих на подвижные части клапана.

Рабочая гипотеза — резкое движение грибка клапана вверх с седла до упора в ограничители при достижении в защищаемом объеме расчетного давления и резкое движение грибка вниз на седло при снижении давления есть результат перескока грибка с одного устойчивого положения на другое, минуя неустойчивый участок характеристики клапана.

Метод исследования — теоретический, с использованием законов газовой динамики, механики, теории устойчивости и теории подобия, в том числе с уточнением условий равновесия сил, действующих на подвижные части предохранительного клапана. Затем при использовании первого признака устойчивости М.А. Ляпунова произведен отбор участков устойчивости на линии равновесия и построена статическая характеристика клапана, имеющего в своем составе петлю гистерезиса.

Условия равновесия сил, действующих на подвижные части ПК

Задача решалась в плоском варианте. Течение через ПК принято дозвуковым (докритическим). Для ее решения составлено уравнение баланса сил, действующих на подвижные части ПК. Решим задачу с получением зависимости положения грибка над седлом от давления в котле, $h = h(p_k)$, где h — высота подъема грибка над седлом, а p_k — давление в котле, т.е. построим статическую характеристику ПК. Чтобы учесть наиболее полно действующие силы, была использована некоторая обобщенная конструкция предохранительного клапана (рис. 8), которая сочетает в себе элементы пружинного и грузового типов. Ось координат совмещена с осью симметрии клапана и направлена вверх, а начало расположено в плоскости верха входного патрубка.

При составлении уравнений отмечено, что взаимодействие потока газа и подвижных частей характерно двумя режимами. Первый из них — режим, при котором узким сечением является пространство между грибком и седлом, и давление под грибком зависит от его положения над седлом. И другой — течение в патрубке не зависит от положения грибка, а из патрубка истекает свободная струя, статическое давление в которой равно или почти равно атмосферному. Это суждение подтверждается результатами продувки клапана КПС-0,7 (рис. 9, [20]), во время которых определялась зависимость коэффициента расхода A от высоты поднятия грибка h (точнее: $h' = h/d$ или $h^* = h \cdot \sin\varphi/d$) в пересчете на его проходное сечение, где d — диаметр патрубка, м; φ — половина угла конусности контактной поверхности грибка, $\varphi = 45^\circ$.

Абсцисса выбрана безразмерной, чтобы обеспечить подобие этой группы ПК. Видно, что для таких клапанов на участке h^* от 0 до 0,35 значение

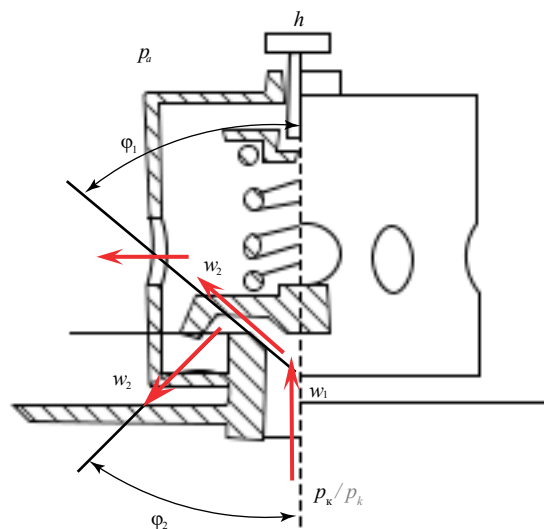


Рис. 8. Обобщенная конструкция предохранительного клапана
Fig. 8. Generalized design of the safety valve

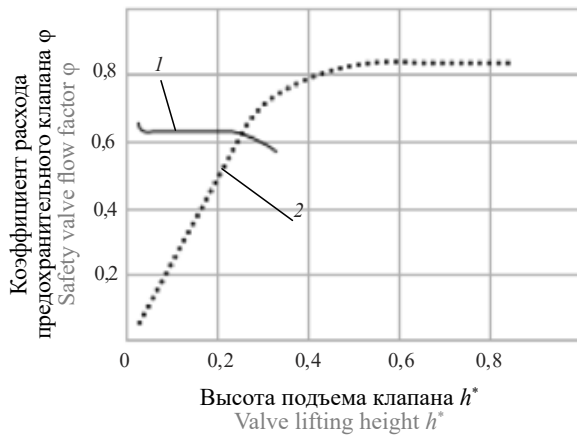


Рис. 9. Зависимость коэффициента расхода предохранительного клапана от высоты подъема клапана

Fig. 9. Dependence of safety valve flow coefficient on valve lifting height

коэффициента расхода имеет практически линейную зависимость от h^* :

$$A = 2,4h^*. \quad (1)$$

На участке по $h^* > 0,35$ коэффициент расхода не зависит от положения грибка, что означает, что гидросопротивление клапана в этих условиях практически состоит только из сопротивления патрубка, из которого истекает свободная струя. У испытанного образца в положении полного подъема грибка $A_{\max} = 0,82$. Без большого ущерба для решения поставленной задачи влияние давления, действующего на грибок или груз, со стороны пространства кожуха, так называемого противодействия, не было принято во внимание.

Область под грибком была разбита на три зоны: зона под грибком с площадью, равной сечению входного патрубка; вторая зона представлена узким местом проточной части клапана между седлом и грибком; третья зона — часть площади грибка, по которой действует свободная струя потока. Поток втекает в первую зону со скоростью $\vec{w}_1$ и вытекает из нее с этой же скоростью, но под углом φ к оси; во вторую зону поток втекает под углом φ и скоростью $\vec{w}_2$ и вытекает с этими же параметрами; в третью зону поток поступает под углом φ и скоростью $\vec{w}_2$ и вытекает в атмосферу под углом φ_2 со скоростью $\vec{w}_2$.

Тогда равновесие сил, действующих на грибок, в пределах изменения высоты подъема грибка $h^* < 0,35$ может быть представлено уравнением, составленным по проекциям векторов на ось h . При этом учтено, что сумма количеств движения, рассчитанных по проекциям векторов потока в узком месте из-за равенства векторов на входе и выходе из этой зоны, равна 0:

$$(p_1 - p_a)F + mw_1 - mw_1k_1 + mw_2k_1 - (-mw_2)(-k_2) - Mg - R - k_n h = 0; \quad (2)$$

а на участке $h^* > 0,35$, где $p_1 = p_a$, $k_1 = 1$, $w_1 = w_2$ (модули векторов) и $k_1 = 1$, уравнение вырождается:

$$mw_1(1 + k_2) - Mg - R - k_n h = 0, \quad (3)$$

где p_1, p_a — статическое давление пара под грибком до узкого сечения и атмосферное, соответственно, Па;

F — площадь проходного сечения патрубка, m^2 ;

m — расход пара, кг/с;

w_1 — модуль скорости пара во входном патрубке, на входе в первую зону, м/с;

w_2 — модули скоростей в узком месте, а также при натекании на грибок под углом φ_1 и истока из-под него под углом φ_2 , м/с;

$k_1 = \cos\varphi_1$;

φ_1 — угол между вектором потока в узком сечении и осью;

$k_2 = \cos\varphi_2$;

φ_2 — угол между вектором потока на выходе из-под грибка и осью;

k_n — жесткость пружины, Н/м;

M — масса подвижных частей клапана, кг;

g — ускорение земного тяготения, м/с²;

R — усилие предварительного сжатия пружины, Н.

В (2) первое слагаемое представляет усилие, производимое на грибок за счет перепада на нем давления в первой зоне; второе — количество движения потока в патрубке, вносимое в первую зону; третье — количество движения, уносимое потоком из первой зоны; четвертое — количество движения потока, воздействующее на грибок во второй зоне; пятое — количество движения, уносимое из второй зоны; шестое, седьмое и восьмое — вес груза и усилие сжатия пружины. Заметим, что пятое слагаемое дважды отрицательно: первый раз за счет уноса количества движения из третьей зоны, а во второй раз — за счет того, что вектор количества движения направлен в отрицательную сторону оси. В (3) первое слагаемое представляет количество движения, натекающее в первую зону на грибок и вытекающее из-под него, остальные — *see above*.

В дальнейшем будем различать направление вектора потока (угол φ) и направление образующей границы (угол α), в которые заключен поток, направления могут совпадать или не совпадать. В первом случае это типично для ПК, у которых посадочное место на седле конусообразное ($k_1 = \text{const} \neq 0$), а во втором — плоское (соответственно, $k_1 = 0$ и $k_2 = 0$). При этом допущено, что вектор скорости потока в узком месте и вектор потока, истекающего из-под грибка, хоть и разнонаправлены, но имеют одинаковые модули.

Уравнение (3) известно и широко используется в публикациях, а потому его решение не представляет интереса.

Решение уравнения равновесия для случая $h^* < 0,35$ и $k_1 = \text{const} \neq 0$

Рассмотрим сначала случай, когда вектор движения потока в узком месте параллелен границам ($\varphi = \alpha$), что характерно для ПК, у которых место посадки грибка на седло имеет не плоскую, а коническую форму.

Произведем преобразование (2), заменив все параметры, изменяющиеся в процессе работы клапана (конструктивные и гидравлические данные клапана считаются известными), через два основных: давление в котле p_k и высоту подъема клапана над седлом h^* .

Использование для расчета расхода через клапан формулы, приведенной в стандарте⁵, приведет к ошибке, так как она предназначена для котлов повышенного давления, у которых отношение атмосферного давления к давлению в котле ($\beta = p_a/p_k$) менее 0,577, что характерно для области для звуковых и сверхзвуковых течений через ПК. При давлении в котле до 0,7 бар отношение β принимает значения 0,588 и более, что означает, что течение через клапан для малых котлов находится в дозвуковой области. Обратим внимание также на то, что граница изменения течений между сверхзвуковым и дозвуковым близка признаку, по которому малые котлы выделены в особую группу. Такое совпадение скорее всего неслучайно.

В дозвуковой области расход газа рассчитывается по формуле:

$$m = \alpha K q F (p_k \cdot \rho)^{0,5}, \quad (4)$$

где K — постоянная, для насыщенного пара $K = 0,667$; q — функция, удачно аппроксимируемая уравнением:

$$q = \left[1 - \left(\frac{e - e^*}{1 - e^*} \right)^2 \right]^{0,5}; \quad e = \frac{p_a}{p_k};$$

e^* — второе критическое отношение давлений для конструкции типа входного патрубка $e^* = 0,22$;

ρ — плотность пара в котле, кг/м^3 .

При пользовании (4) для полноподъемных клапанов в режиме срабатывания, как правило, все параметры, входящие в нее, в том числе и коэффициент расхода, известны, и расчет пропускной способности не представляет трудностей. В общем случае значения этого коэффициента при промежуточном положении грибка клапана можно воспользоваться (1).

Значение плотности пара однозначно определяется по кривой насыщения (на малых паропро-

вых котлах через предохранительный клапан течет насыщенный пар) по заданному давлению в котле, $\rho \approx 1 \text{ кг/м}^3$ в исследуемой области.

Скорость потока в узком сечении можно выразить через уже известные параметры:

$$w_2 = Kq \left(\frac{p_k}{\rho} \right)^{0,5} e^{-(1/\gamma)}, \quad (5)$$

где $\rho = 1,3$ — показатель адиабаты для насыщенного пара.

Количество движения $m w_2$ получим перемножив (4) и (5), с учетом (1):

$$m w_2 = 2,4 B F h^*,$$

где $B = K^2 q^2 \cdot p_k \cdot e^{-0,77}$.

Значение B с ошибкой не более 2 % аппроксимируется менее сложно во всем исследуемом диапазоне рассматриваемых значений давления в котле, $\rho \approx 1 \text{ кг/м}^3$:

$$B = 3(p_k - p_a). \quad (6)$$

В итоге количество движения в узком сечении в простой записи выглядит так:

$$m w_2 = 7,2 F \cdot (p_k - p_a) h^*. \quad (7)$$

Для расчета количества движения в патрубке применим условие неразрывности потока для несжимаемой жидкости:

$$w_1 = \frac{w_2 F_2}{F} = \frac{4\pi w_2 d_1 h \cos \varphi}{\pi d_1^2} = 4 w_2 h^* \quad (8)$$

и

$$m w_1 = 28,8 F (p_k - p_a) h^{*2}. \quad (9)$$

Неизвестное значение давления под грибком p_1 найдем через p_k , используя закон Бернулли:

$$p_1 = p_k - \frac{1 + \xi}{2} \rho_1 w_1^2, \quad (10)$$

где 1 и ξ — коэффициенты потерь давления на ускорение потока и сопротивление во входном патрубке;
 $\xi = 0,49$.

Перед постановкой (10) в (2) учтем некоторые соотношения:

$$(p_{k0} - p_a) F = M g + R$$

и

$$0,5 \rho w_1^2 (1 + \xi) F = 0,75 m w_1,$$

а в выражение $(p_1 - p_a) F$ в скобки добавим и вычтем член p_{k0} , равный давлению в котле, при котором

⁵ ГОСТ 24570–81. Клапаны предохранительные паровых и водогрейных котлов. Технические требования.

срабатывает предохранительный клапан. Тогда получим:

$$\begin{aligned}(p_1 - p_a)F &= (p_k - p_{k0} + p_{k0} - p_a - 0,5\rho w_1^2(1 + \xi))F = \\ &= (p_{k0} - p_a)F - (p_{k0} - p_k)F - 0,75mw_1 = \\ &= Mg + R + (p_k - p_{k0})F - 0,75mw_1.\end{aligned}\quad (11)$$

Соберем все полученные выражения и подставим их в исходное (2):

$$\begin{aligned}Mg + R + (p_k - p_{k0})F - 0,75mw_1 + \\ + mw_1 - mw_1k_1 + mw_2k_1 + mw_2k_2 - \\ - Mg - R - k_n h = 0,\end{aligned}$$

приведем подобные члены и заменим mw_1 и mw_2 через их выражения (7) и (9):

$$\begin{aligned}(p_k - p_{k0})F + 28,8(0,25 - k_1) \times \\ \times F(p_k - p_a)h^{*2} + 7,2 \cdot F(p_k - p_a) \times \\ \times h^*(k_1 + k_2) - k_n h = 0.\end{aligned}$$

Разделим все члены уравнения на F и расставим их в порядке убывания степени h^* :

$$\begin{aligned}28,8 \cdot (0,25 - k_1)(p_k - p_a)h^{*2} + \\ + 7,2 \cdot (p_k - p_a)(k_1 + k_2)h^* + \\ + p_k - p_{k0} - \frac{k_n dh^*}{F \sin \varphi} = 0,\end{aligned}\quad (12)$$

где $h = h^*d/\sin \varphi$.

Решением (12), согласно поставленной задаче, является зависимость в виде $h^* = f(p_k)$, но для этого воспользоваться прямыми аналитическими методами затруднительно, особенно в случаях переменного направления вектора w_2 , когда в уравнении окажется h^{*3} . Решение уравнения удобно вести относительно p_k и затем преобразовать его в ожидаемом виде. Преобразование возможно аналитическим способом, но это громоздко, а если воспользоваться современными программными приложениями, например *Paint*, то графики $p_k = f(h^*)$ достаточно просто преобразовать в $h^* = f(p_k)$.

Для решения (12) раскроем скобки, содержащие p_k , затем прибавим и вычтем в уравнении p_a , и вынесем за скобки p_k и p_a :

$$\begin{aligned}p_k [28,8(0,25 - k_1)h^{*2} + 7,2 \cdot (k_1 + k_2)h^* + 1] - \\ - p_a [28,8(0,25 - k_1)h^{*2} + 7,2(k_1 + k_2)h^* + 1] - \\ - \frac{k_n dh^*}{F \sin \varphi} - p_{k0} + p_a = 0.\end{aligned}$$

Так как $\sin \varphi = \sqrt{1 - k_1^2}$, то:

$$p_k = p_a + \frac{p_{k0} - p_a + \frac{4k_n h^*}{\pi d \sqrt{1 - k_1^2}}}{28,8(0,25 - k_1)h^{*2} + 7,2(k_1 + k_2)h^* + 1}.\quad (13)$$

Полученное уравнение является общим для предохранительных клапанов прямого действия, у которых посадочные поверхности (узкое место) имеют конусообразную форму.

Решение уравнения равновесия для случая $h^* < 0,35$ и $k_1 = \text{var}$

При плоском днище грибка ($k_1 = \text{var} = k_0, k_2 = 0$) (var — под знаком радикала $k_1 = 0$) линии тока на выходе из патрубка не повторяют линии границ, а на повороте закрутятся плавно, поджимаясь под действием центробежных сил к грибку, как показано на численном эксперименте A. Gastberg et al. [3] (рис. 10) и на рис. 11. Это объясняет взаимодействие потока с грибком на скорости, равной скорости в узком сечении, под некоторым углом α_1 к оси. Если учесть, что при очень малой высоте подъема грибка, $h^* \rightarrow 0$, вектор скорости потока совпадает с границей поверхности седла ($\cos \alpha_1 = 1$), а при $h_{\text{max}}^* = 0,35$ вектор скорости параллелен оси (поток — свободная струя), соответственно $\cos \alpha_1 = 1$, то в качестве первого приближения можно принять зависимость $\cos \alpha_1$ от h^* линейной:

$$k_0 = \cos \alpha_1 = h^*/h_{\text{max}}^*.$$

В этом случае в (13) вместо k_1 подставим k_0 ,

$$p_k = p_a + \frac{p_{k0} - p_a + \frac{4k_n h^*}{\pi d}}{28,8(0,25 - k_0)h^{*2} + 7,2(k_0 + k_2)h^* + 1}.\quad (14)$$

Зависимость равновесия сил от конструктивных особенностей клапана

С целью удобства систематизации полученных данных выделена так называемая базовая кривая для того, чтобы путем сравнения с ней определять влияние конструктивных особенностей клапана. Отметим, что область изменения кривых равно-

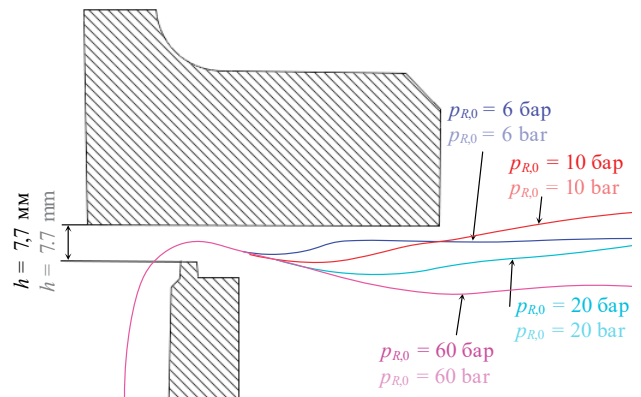


Рис. 10. Средняя линия тока в узком сечении клапана по A. Gastberg et al. [3] (численный эксперимент)
Fig. 10. Mean current line in a narrow valve cross-section according to A. Gastberg et al. [3] (numerical experiment)

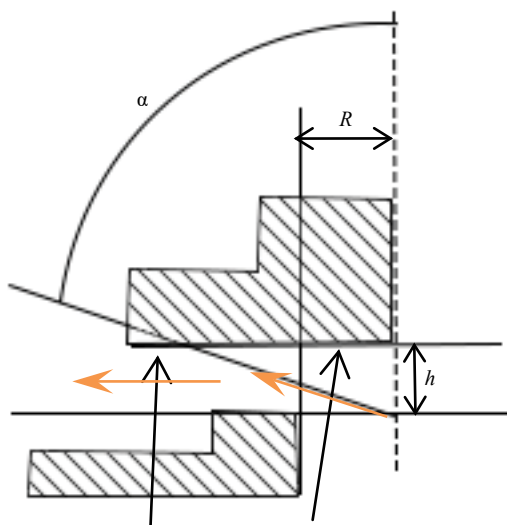


Рис. 11. К расчету отклонений вектора скорости под грибком при его подъеме

Fig. 11. Calculation of deviations of the velocity vector under the head during its lifting

весия заполнена реальным содержанием только при значениях h^* от 0 до 0,35, так как, с одной стороны, грибок не опускается ниже седла, $h^* \geq 0$, и, во-вторых, при $h^* > 0,35$ — клапан полностью раскрывается и потому на практике, как правило, на этой высоте или около этого располагаются упоры — верхние ограничители.

Базовая кривая равновесия при $k_1 = \text{var} = k_0$, $k_2 = 0$ и $k_n = 0$. Этим значениям конструктивных элементов соответствуют грузовые ПК с плоской поверхностью контакта между грибком и седлом. Базовая кривая равновесия рассчитана по (14) и представлена кривой 1 на рис. 12, которая лежит в области, расположенной слева от $p_{к0}$ и поднима-

ется выше $h^* = 0,35$ и при давлении в защищаемом объеме 1,85 бара.

Влияние конусности поверхности между грибком и седлом. На рис. 12 показана рассчитанная по (13) кривая равновесия при $k_n = 0$ (кривая 2). Видно, что конусность приводит к сдвигу кривой равновесия влево по сравнению с базовой, при этом значение $h^* = 0,35$ достигается при $p_k = 1,5$ бара. При расчете подразумевается постоянство угла ϕ в процессе подъема грибка и, соответственно, $k_1 = \text{const}$.

Влияние отбортовки. На том же рисунке этому соответствует кривая 3, угол отклонения потока при отбортовке принят 45° , $k_2 = 0,7$, при плоской поверхности узкого места $k_1 = \text{var}$. Отбортовка заметно сильнее сдвигает линию равновесия влево, чем конусность. Равновесие при высоте $h^* = 0,35$ сохраняется при снижении давления в защищаемом объеме вплоть до 1,2 бара.

Влияние пружины. Это влияние показано на рис. 13, кривые 1 и 2. Пружины сдвигают линию равновесия в отличие от изменения формы проточной части от плоского контакта грибка и седла вправо. И чем больше жесткость пружины, тем правее смещается линия равновесия.

Совместное влияние пружины и отбортовки. Результаты расчетов приведены на рис. 13, кривая 3. Видно, что отбортовка сильно влияет на условие равновесия, она сдвигает линию равновесия далеко влево. В приведенном случае практически нивелируется влияние пружины.

Сравнивая влияние рассмотренных факторов на условие равновесия, можно сделать вывод, что форма узкого сечения мало влияет на условие равновесия, а отбортовка грибка и пружина, напротив, влияют существенно.

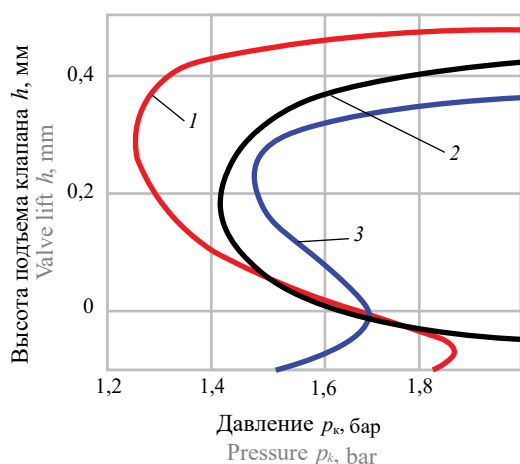


Рис. 12. Линия равновесия сил для грузовых ПК ($k_n = 0$): 1 — базовая, $k_1 = \text{var}$ и $k_2 = 0$; 2 — $k_1 = 0,7$ и $k_2 = 0$; 3 — $k_1 = 0$ и при $k_2 = 0,7$

Fig. 12. Line of equilibrium of forces for load SV ($k_s = 0$): 1 — baseline, $k_1 = \text{var}$ and $k_2 = 0$; 2 — $k_1 = 0.7$ and $k_2 = 0$; 3 — $k_1 = 0$ and at $k_2 = 0.7$

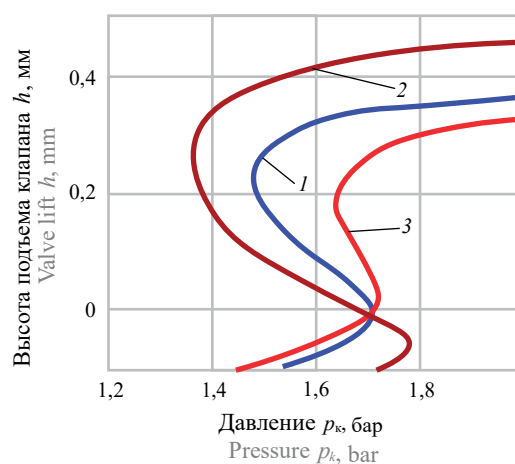


Рис. 13. Линия равновесия сил для пружинных ПК: 1 — базовая кривая; 2 — $k_1 = \text{var}$, $k_2 = 0,7$, $k_n = 2800$ Н/м; 3 — $k_1 = \text{var}$, $k_2 = 0$ и $k_n = 2800$ Н/м

Fig. 13. Force equilibrium line for spring SV: 1 — base curve; 2 — $k_1 = \text{var}$, $k_2 = 0.7$, $k_s = 2,800$ N/m; 3 — $k_1 = \text{var}$, $k_2 = 0$ and $k_s = 2,800$ N/m

Анализ устойчивости равновесия сил на линии $h^*(p_k)$

Согласно линиям равновесия, приведенным на рис. 12 и 13, одному и тому же давлению p_k может соответствовать не одно значение h^* , а 2 или даже 3. Такая неоднозначность объясняется наличием участков характеристик, которые на практике не могут реализоваться из-за неустойчивости на отдельных участках линии равновесия. Проведем анализ устойчивости равновесия, используя первый признак А.М. Ляпунова, усматривающий устойчивость в их отдельных точках (участках) при малых отклонениях от положения равновесия.

При дисбалансе сил, действующих на подвижные части, грибок должен придти в движение. По характеру поведения грибка можно судить об устойчивости поведения в исследуемой точке кривой $h^* = h(p_k)$: если заданное приращение Δh^* (положительное или отрицательное) приводит к дальнейшему росту дисбаланса сил, то равновесие неустойчиво; если же грибок при заданном отклонении старается вернуться к линии равновесия, то в данной точке равновесие устойчиво.

Устойчивость на базовой линии. В этом случае ($k_1 = \text{var}$, $k_2 = 0$ и $k_{\text{ц}} = 0$) (12) перепишется так:

$$28,8 \left(0,25 - \frac{h^*}{h_{\text{max}}} \right) h^{*2} + \frac{7,2 h^{*2}}{h_{\text{max}}} + \frac{p_k - p_{k0}}{p_k - p_a} = 0. \quad (15)$$

А в возмущенном состоянии при конкретной точке линии при $p_k = \text{const}$ система приходит в движение и ее состояние опишется уравнением динамики:

$$M \frac{d^2 \Delta h^*}{dt^2} = 28,8 \left[0,25 - \frac{h^* + \Delta h}{h_{\text{max}}} \right] \times \\ \times (h^{*2} + 2h^* \Delta h + \Delta h^2) + \\ + 7,2 \frac{h^{*2} + 2h^* \Delta h + \Delta h^2}{h_{\text{max}}} + \frac{p_k - p_{k0}}{p_k - p_a}, \quad (16)$$

где M — положительная величина, пропорциональная массе подвижных частей клапана.

Вычтем из (16) (15) и пренебрежем величинами Δh^{*2} и Δh^{*3} как величинами высшего порядка малости:

$$M \frac{d^2 \Delta h^*}{dt^2} = 14,4 h^* \Delta h^* - 86,4 \frac{h^{*2}}{h_{\text{max}}} \Delta h^* + 14,4 \frac{h^*}{h_{\text{max}}} \Delta h^* = \\ = (14,4 h_{\text{max}}^* - 86,4 h^* + 14,4) \frac{h^*}{h_{\text{max}}} \Delta h^*.$$

При положительных значениях h^* и h_{max}^* устойчивость положения будет обеспечена при противо-

положных знаках левой и правой части уравнения. Так, при положительном значении Δh^* ускорение $M(d^2 \Delta h^*/dt^2)$ должно быть отрицательным и — наоборот. Этого можно достичь, если выражение в скобках будет меньше 0:

$$14,4 h_{\text{max}}^* - 86,4 h^* + 14,4 < 0.$$

Упрощая это неравенство, получим условие устойчивости $h^* > 0,225$. При меньших значениях h^* равновесие на линии равновесия неустойчиво.

Обратимся к рис. 12 к линии 1. Значению $h^* = 0,225$ на кривой соответствует точка перегиба кривой, в которой она меняет знак производной dh^*/dp_k . При $h^* > 2,25$ производная положительна, а при меньших значениях h^* — отрицательная. Это соответствует известному наглядному правилу анализа устойчивости при равновесии сил: при положительной производной положение устойчивое, а при отрицательной — неустойчивое.

Устойчивость грибка на седле. В малой окрестности седла уравнение динамики описывается (16) при $h^* = 0$:

$$\frac{p_k - p_{k0}}{p_k - p_a} = M \frac{d^2 \Delta h^*}{dt^2}. \quad (17)$$

Давление в котле p_k всегда больше p_a , поэтому знаменатель положителен. Числитель же при $p_k < p_{k0}$ отрицателен, поэтому при этих значениях p_k положение клапана на седле устойчиво. При приращениях Δh^* , которые могут быть только положительными, на участке $p_k - p_{k0} < 0$ знак производной будет всегда отрицательным. Это означает, что грибок непременно будет стремиться к седлу, клапан будет закрытым.

На практике этот эффект можно наблюдать принудительно открывая клапан при давлениях меньше давления открытия, $p_k < p_{k0}$, скажем, при $p_k = 1,5$ бар. Если приподнять грибок немного и отпустить, то клапан двинется обратно и закроется с резким звуком. Но если приподнять его достаточно высоко (за линию равновесия), то клапан энергично откроется сам с переходом на устойчивую ветку равновесия или к ограничителю.

Анализ оперативного определения устойчивых участков линии равновесия у других вариантов ПК можно делать используя правило знака производной.

Статические характеристики предохранительных клапанов. Петля гистерезиса

Определив устойчивые и неустойчивые участки линий равновесия сил, действующих на грибок, можно описать движение грибка клапана в координатах p_k и h^* . Траектория, которая составлена только

из устойчивых ветвей линии равновесия, образует статическую характеристику ПК.

Статическая характеристика базового варианта ПК, $k_1 = \text{var}$, $k_2 = 0$ и $k_n = 0$. Характеристика для базовой кривой 1 приведена на рис. 14 (часть координатного поля, где грибок не может появиться из-за механических ограничений, затемнена). Характеристику удобно описывать, двигаясь вдоль линии $h^* = 0$ по мере увеличения давления в котле от p_a до p_{k0} . На этом участке линии грибок прижат к седлу. Если давление перевалит за точку $p_{k0} = 1,7$ бара, то грибок пересекает линию равновесия, и силы, действующие на него, направлены вверх, куда он устремляется (ПК открывается) до упора в огра-

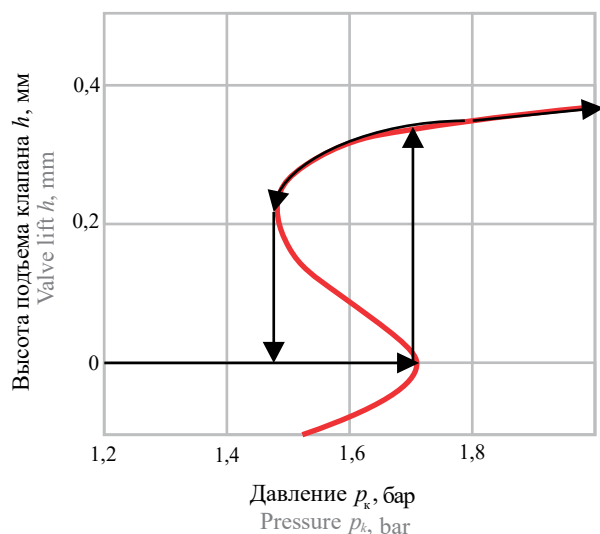


Рис. 14. Статическая характеристика грузового ПК при $k_1 = \text{var}$, $k_n = 0$ и $k_2 = 0$

Fig. 14. Static characteristic of load SV, at $k_1 = \text{var}$, $k_s = 0$ and $k_2 = 0$

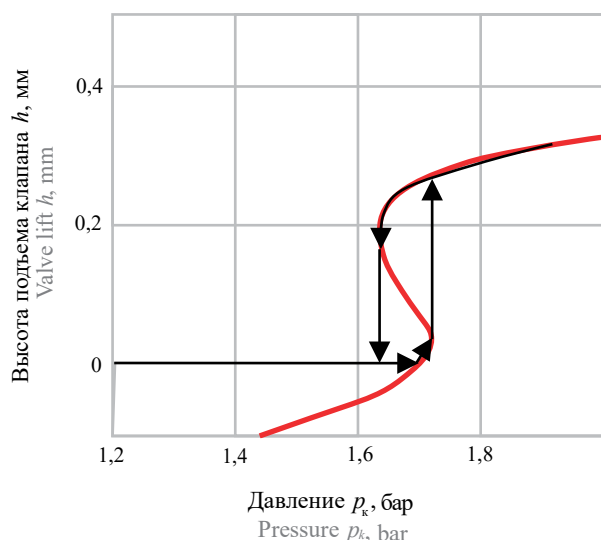


Рис. 17. Статическая характеристика пружинного ПК при $k_1 = \text{var}$, $k_n = 2800 \text{ Н/м}$ и $k_2 = 0$

Fig. 17. Static characteristic of spring SV, at $k_1 = \text{var}$, $k_s = 2,800 \text{ N/m}$ and $k_2 = 0$

ничители (принято $h^* = 0,4$). Грибок устойчиво остается вверх на ограничителях, пока давление в котле не упадет до значения, которое соответствует точке пересечения с линией равновесия. После пересечения линии вектор сил, действующих на грибок, меняет направление, и грибок устремляется к седлу. Таким образом, замкнутая линия образует статическую характеристику ПК, а образованный прямоугольник составляет петлю гистерезиса по давлению.

Размер петли гистерезиса по давлению Δp_r определяется разницей значений давления в точках, в которых грибок, с одной стороны, устремляется вверх к упорам и, с другой, устремляется вниз к седлу, т.е. $\Delta p_r = p_{k0} - p_c = 1,7 - 1,48 = 0,22 \text{ бар}$.

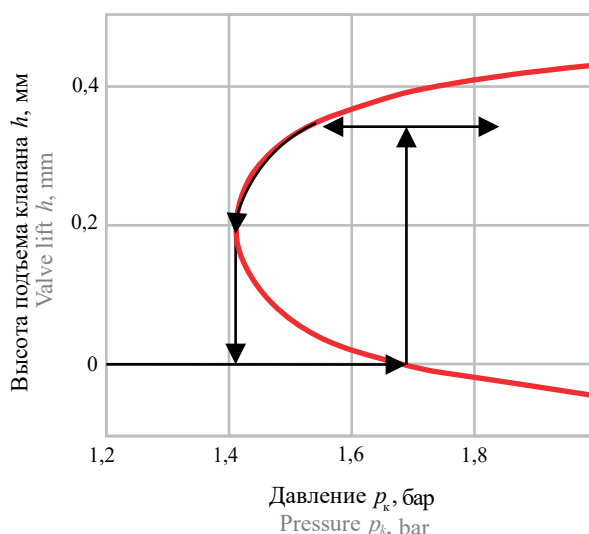


Рис. 15. Статическая характеристика грузового ПК типа КПС-07, $k_1 = 0,7$, $k_n = 0$ и $k_2 = 0$

Fig. 15. Static characteristic of load SV of KPS-07 type, $k_1 = 0,7$, $k_s = 0$ and $k_2 = 0$

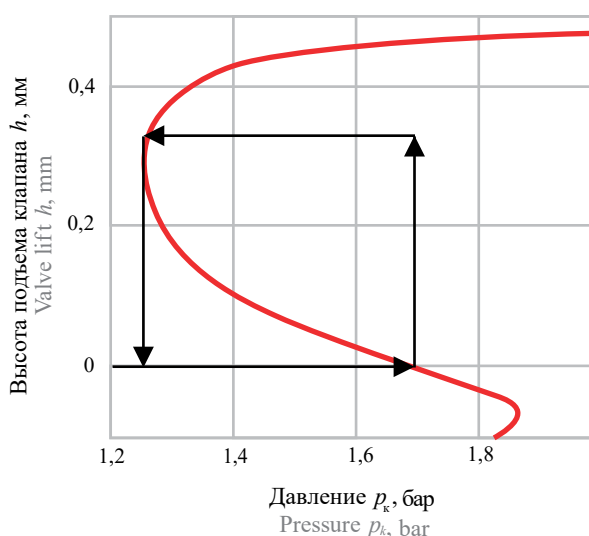


Рис. 16. Статическая характеристика грузового ПК с отбортовкой при $k_1 = \text{var}$, $k_n = 0$ и $k_2 = 0,7$

Fig. 16. Static characteristic of load SV with flanging, at $k_1 = \text{var}$, $k_s = 0$ and $k_2 = 0,7$

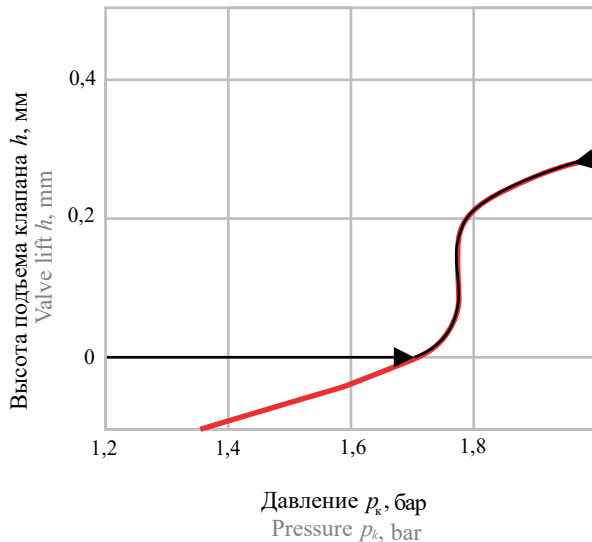


Рис. 18. Статическая характеристика пружинного ПК при $k_1 = \text{var}$, $k_n = 5600$ Н/м и $k_2 = 0$

Fig. 18. Static characteristic of spring SV, at $k_1 = \text{var}$, $k_s = 5,600$ N/m and $k_2 = 0$

Статическая характеристика ПК при $k_1 = 0,7$, $k_2 = 0$ и $k_n = 0$ приведена на рис. 15, на которой показано влияние конусности места посадки грибка с $\varphi = 45^\circ$. Исходные данные типичны для ПК типа КПС — 0,7. Видно, что в сравнении с характеристикой при $k_1 = \text{var}$ петля гистерезиса больше, $\Delta p_r = 0,28$ бар.

Статическая характеристика ПК при $k_1 = \text{var}$, $k_2 = 0,7$ и $k_n = 0$ (рис. 16). Расчет отражает влияние отбортовки на грирке. Влияние этого конструктивного элемента заметно сильнее влияния угла конусности. В этом случае размах петли гистерезиса достигает 0,45 бар.

Статическая характеристика пружинных ПК при $k_1 = \text{var}$, $k_2 = 0$ и $k_n = 2800$ Н/м (рис. 17) и $k_n = 5600$ (рис. 18). На этих статических характеристиках в состав петли гистерезиса входит устойчивый участок линии равновесия. Видно, что наличие поджимающей пружины заметно уменьшает петлю гистерезиса, а при определенных значениях жесткости пружины можно добиться ее исключения. Для оценки достоверности результатов расчета (рис. 17) можно сравнить их с результатом испытаний клапана «Сержант» (рис. 7).

Статическая характеристика ПК при $k_1 = \text{var}$, $k_2 = 0,7$ и $k_n = 4000$ Н/м приведена на рис. 19. В расчете демонстрируется комбинированное влияние отбортовки и пружины. Видно, что размер петли гистерезиса можно задать и рассчитать.

Подобие предохранительных клапанов

Встает вопрос, на самом ли деле ПК с различными геометрическими и иными параметрами могут иметь одинаковую статическую характеристику в безразмерных координатах, как показано

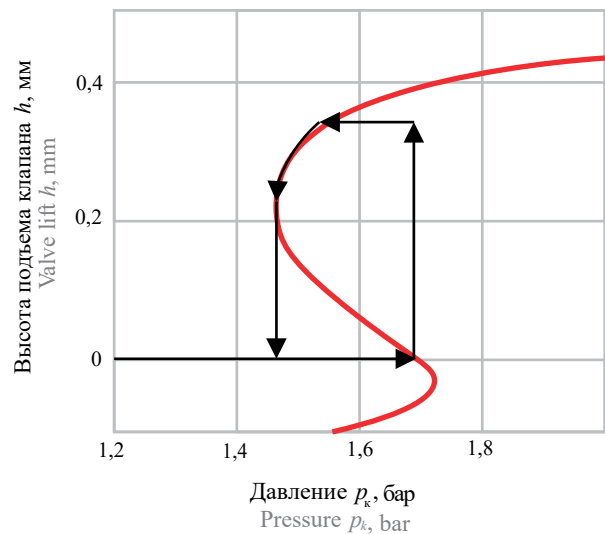


Рис. 19. Статическая характеристика пружинного ПК при $k_1 = \text{var}$, $k_n = 5600$ Н/м и $k_2 = 0,7$

Fig. 19. Static characteristic of spring SV, at $k_1 = \text{var}$, $k_s = 5,600$ N/m and $k_2 = 0,7$

фирмой *Emerson* (рис. 1)? Такие ПК можно назвать подобными. Для решения вопроса обратимся к (14).

Перенесем влево член p_a , затем разделим обе части уравнения на $(p_{k0} - p_a)$:

$$\frac{p_k - p_a}{p_{k0} - p_a} = \frac{4k_n h^*}{(p_{k0} - p_a) \pi d \sqrt{1 - k^2}} \cdot (18)$$

$$p_{k0} - p_a \quad 28,8(0,25 - h^*) h^{*2} + 7,2 h^{*2} + 1$$

Используем обозначение, подобное приведенному на рис. 1:

$$\delta = \frac{p_k - p_a}{p_{k0} - p_a}. \quad (19)$$

И обозначим безразмерный комплекс через K , т.е.:

$$K = \frac{k_n}{(p_{k0} - p_a) d}. \quad (20)$$

Получим зависимость в безразмерных координатах

$$\delta = f(k, h^*, K) \quad (21)$$

или в другой форме

$$h^* = F(\delta, k, K). \quad (22)$$

Если проточные части у разных ПК геометрически подобны, т.е. $k_1, k_2 = \text{idem}$, и, если упругость пружины подобрана таким образом, что и $K = \text{idem}$, то статические характеристики в безразмерных координатах у ПК можно ожидать одинаковыми. Из этого следует, что весь каталог ПК, предложенный фирмой *Emerson*, должен удовлетворять (21)

или (22). В противном случае характеристика, данная на рис. 1, не является общей для приведенного каталога клапанов.

Выводы

1. Гистерезис по давлению у ПК при их срабатывании давно известен по результатам испытаний. Ввиду его влияния на качество регулирования давления в защищаемом объеме и на энергопотери размер его петли нормативно ограничен в России и за рубежом.
2. Экспериментально выяснены факторы, влияющие на размер петли гистерезиса, а также причины проявления этого эффекта. Существующие графоаналитические и численные варианты описания процессов, приводящих к появлению гистерезиса, не обладают общностью и достаточно громоздки при попытках их использования на практике.
3. Поставленная задача описания петли гистерезиса решена аналитически в плоском варианте и некоторых других упрощениях. Решение представлено в сравнительно простом виде. Оно основано на описании взаимодействия газодинамического потока и грибка клапана, веса груза и пружины. Составлено уравнение баланса сил, действующих на подвижные части клапана, выделены участки линии равновесия, в которых исследована устойчивость положения. По устойчивым участкам построены статические характеристики ПК, выражающие зависимость высоты подъема грибка клапана от давления в защищаемом объеме, и петля гистерезиса.
4. Выявлено, что грузовым ПК органически присущ гистерезис, а способов его исключения нет. Влияние проточной части клапан, включающей патрубок и седло, весьма ограничено. Наибольший вклад в размер петли вносит отбортовка грибка.
5. Петля гистерезиса у пружинных ПК регулируется жесткостью пружины, чем жестче пружина, тем меньше размер петли. В принципе, петля может быть полностью исключена.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Вейнберг Я.И. Паровые котлы. Причины взрывов паровиков. Меры к их предупреждению. М. : Тип. Потапова, 1888. 393 с.
2. Кондратьева Т.Ф. Предохранительные клапаны (2-е изд., перераб. и доп.). Л. : Машиностроение, 1976. 230 с.
3. Gastberg A., Richter A. Betriebsverhalten von Sicherheitsventilen mit konstantem Fremdgedrueck. ARI-Armaturen GmbH & Co., KG. April 2015. URL: www.ari-armaturen.com
4. Greenwood A. Tyco pressure relief valve engineering handbook, Crosby and Varel Products. Preliminary Edition, March 2012. Fire Science Centre, University of New Brunswick, P.O. Box 4400, Fredericton, N.B. E3B 5A3 Canada.
5. Кондратьева Т.Ф., Исаков В.П., Петрова Ф.П. Динамическая устойчивость работы предохранительного клапана // Химическое и нефтяное машиностроение. 1978. № 12. С. 14–17.
6. Dannenmaier T., Schmidt J., Denecke J., Odenwald O. European program on evaluation of safety valve stability. Engineering // Chemical Engineering Transactions. 2016. Vol. 48. Pp. 625–630. DOI: 10.3303/CET1648105
7. Hõs C.J., Champneys A.R., Paul K., McNeely M. Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves connected to inlet piping: IV review and recommendations // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. 2017. Vol. 48. Pp. 270–288. DOI: 10.1016/j.jlp.2017.04.005
8. Aldeeb A.A., Darby R., Arndt S. The dynamic response of pressure relief valves in vapor or gas service. Part II: Experimental investigation // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. 2014. Vol. 31. Pp. 127–132. DOI: 10.1016/j.jlp.2014.06.002
9. Borg A., Jakobsson S. On the stability of pressure relief valve a numerical study using CFD department of chemical and biological engineering division of chemical engineering. Gothenburg, Sweden. 2014.
10. Стадник М.И., Шаргородський С.А., Руткевич В.С. Забезпечення постійного гістерезису золотникових запобіжних клапанів прямої дії // Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2020. № 4 (111). С. 100–107. DOI: 10.37128/2520-6168-2020-4-11
11. Berro H., Moussou P. Electricité de France research and development analysis in mechanics and acoustics dept mechanisms of instability of safety relief valves in water systems // 10th International Conference on Flow-Induced Vibration Trinity College, Dublin, Ireland July 5th 2012.
12. Плюгин Б.С. Исследование процесса закрытия пневматического тарельчатого клапана и путей снижения скорости посадки запорного органа на седло : автореф. дис. ... канд. техн. наук. М. : МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1978. 16 с.

13. Лубенец В.Д., Романенко Н.Т., Никитин Ю.Ф. и др. Определение времени открытия электропневматических клапанов // Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты : тр. МВТУ. 1971. № 146. С. 56–58.
14. Zong C., Zheng F., Qingye Li, Song X. Experimental analysis of the lift break of a spring loaded relief valve operating in pneumatic mode // Journal of Pressure Vessel Technology. 2020. Vol. 142. Issue 6. DOI: 10.1115/1.4047245
15. Макарьянц Г.М., Свербилов В.Я., Макарьянц М.В., Батракова О.В. Расчет подъемной силы газового потока в плоском предохранительном клапане с использованием численных методов // Известия Самарского научного центра РАН. 2010. Т. 12. № 4. С. 247–251.
16. Свербилов В.Я., Макарьянц Г.М., Макарьянц М.В., Стадник Д.М. Аналитическая модель автоколебаний плоского предохранительного клапана // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2010. Т. 12. № 12 (4-1). С. 252–256. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/raschyot-podyomnoy-sily-gazovogo-potoka-v-ploskom-predohranitelnom-klapane-s-ispolzovaniem-chislennyh-metodov>
17. Gastberg A., Richter A. Betriebsverhalten von Sicherheitsventilen mit konstantem Fremdgedruck. ARI-Armaturen GmbH & Co. KG, 2015. URL: www.ari-armaturen.com
18. Zahariev T. Berechnung der Durchströmung und der Kennwerte von Sicherheitsventilen : Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades Doktoringenieur. Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik der Otto-von-Querike-Universität Magdeburg, m 15.11.2001.
19. Рочек У. Быстроподъемные предохранительные клапаны. Л. : ЦКБА, 1968. 13 с.
20. Поландов Ю.Х. Повышение взрывобезопасности паровых котлов с рабочим давлением до 0,07 МПа в АПК путем инженерно-технических решений : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Орел, 1998. 43 с.

REFERENCES

1. Weinberg Ya.I. *Steam boilers. Causes of explosions of steam engines. Measures to prevent them.* Moscow, Type. Potapova, 1888; 393. (rus).
2. Kondratieva T.F. *Safety valves. 2nd ed., revised and additional.* Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1976; 230. (rus).
3. Gastberg A., Richter A. *Betriebsverhalten von Sicherheitsventilen mit konstantem Fremdgedruck.* ARI-Armaturen GmbH & Co. KG, 2015. URL: www.ari-armaturen.com
4. Greenwood A. *Tyco pressure relief valve engineering handbook. Crosby and Varec Products.* Preliminary Edition. 2012. Fire Science Centre, University of New Brunswick, P.O. Box 4400, Fredericton, N.B. E3B 5A3 Canada.
5. Kondratieva T.F., Isakov V.P., Petrova F.P. Dynamic stability of the safety valve operation. *Chemical and oil engineering.* 1978; 12:14-17. (rus).
6. Dannenmaier T., Schmidt J., Denecke J., Odenwald O. European program on evaluation of safety valve stability. *Engineering. Chemical Engineering Transactions.* 2016; 48:625-630. DOI: 10.3303/CET1648105
7. Hős C.J., Champneys A.R., Paul K., McNeely M. Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves connected to inlet piping: IV review and recommendations. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries.* 2017; 48:270-288. DOI: 10.1016/j.jlp.2017.04.005
8. Aldeeb A.A., Darby R., Arndt S. The dynamic response of pressure relief valves in vapor or gas service. Part II: Experimental investigation. September. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries.* 2014; 31:127-132. DOI: 10.1016/j.jlp.2014.06.002
9. Borg A., Jakobsson S. *On the stability of pressure relief valve. A numerical study using CFD* Department of chemical and biological engineering division of chemical engineering. Gothenburg, Sweden. 2014.
10. Stadnik M.I., Shargorodsky S.A., Rutkevich V.S. *Safeguarding the constant hysteresis of spool valves in the straight line.* 2020; 4(111):100-107. DOI: 10.37128/2520-6168-2020-4-11 (ukr).
11. Berro H., Moussou P. Electricité de France research and development analysis in mechanics and acoustics dept mechanisms of instability of safety relief valves in water systems. *10th International Conference on Flow-Induced Vibration Trinity College, Dublin, Ireland July 5th 2012.*
12. Plugin B.S. *Study of the process of closing a pneumatic poppet valve and ways to reduce the speed of landing of the shut-off body on the saddle : abstract of the dissertation of the Candidate of technical sciences.* Moscow, 1978; 16. (rus).
13. Lubenets V.D., Romanenko N.T., Nikitin Yu.F. et al. Determination of the opening time of electro-pneumatic valves. *Compressor and vacuum machines and pneumatic units : tr. MVTU.* 1971; 146:56-58. (rus).
14. Zong C., Zheng F., Qingye Li, Song X. Experimental analysis of the lift break of a spring loaded relief valve operating in pneumatic mode. *Journal of Pressure Vessel Technology.* 2020; 142(6). DOI: 10.1115/1.4047245
15. Makaryants G.M., Sverbilov V.Ya., Makaryants M.V., Batrakova O.V. Calculation of the lifting force of a gas flow in a flat safety valve using numerical methods. *Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences.* 2010; 12(4):247-251. (rus).

16. Sverbilov V.Ya., Makaryants G.M., Makaryants M.V., Stadnik D.M. Analytical model of self-oscillations of a flat safety valve. *Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*. 2010; 12(4):252-256. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/raschyot-podyomnoy-sily-gazovogo-potoka-v-ploskom-predohranitelnom-klapane-s-ispolzovaniem-chislennyh-metodov> (rus).
17. Gastberg A., Richter A. *Betriebsverhalten von Sicherheitsventilen mit konstantem Fremdgedruck*. ARI-Armaturen GmbH & Co. kg. 2015. URL: www.ari-armaturen.com
18. Zahariev T. *Berechnung der Durchströmung und der Kennwerte von Sicherheitsventilen : Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades Doktoringenieur. Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik der Otto-von Guericke-Universität Magdeburg*, m 15.11.2001. (ger).
19. Rocek J. Schnellschub — Sicherheitsventil. *Technische Information Armaturen*. 1967; 2:23-26. (ger).
20. Polandov Yu.Kh. *Improving the explosion safety of steam boilers with a working pressure of up to 0.07 MPa in the agro-industrial complex by engineering solutions : abstract of the dissertation of the Candidate of technical sciences*. Eagle, 1998; 43. (rus).

Поступила 25.11.2022, после доработки 02.06.2023;

принята к публикации 20.06.2023

Received November 25, 2022; Received in revised form June 2, 2023;

Accepted June 20, 2023

Информация об авторе

ПОЛАНДОВ Юрий Христович, д-р техн. наук, профессор, профессор-консультант кафедры комплексной безопасности в строительстве, Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, Россия, 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, 26; Scopus AuthorID: 55538573200; ORCID: 0000-0003-2983-6023; e-mail: polandov@yandex.ru

Information about the author

Yurii Kh. POLANDOV, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor-Consultant of Department of Integrated Safety in Civil Engineering, Moscow State University of Civil Engineering (National Research University), Yaroslavl'skoe Shosse, 26, Moscow, 129337, Russian Federation; Scopus AuthorID: 55538573200; ORCID: 0000-0003-2983-6023; e-mail: polandov@yandex.ru