

# Газодинамический расчет предохранительного клапана и выпускного трубопровода

**В.И. Черноштан, д.т.н., Э.Е. Благов, к.т.н.,**

ЗАО «Центральный конструкторско-технологический институт арматуростроения» (ЦКТИА)

**П**редложена методика газодинамического расчета предохранительного клапана и выпускного трубопровода на основе аналогии с гидравлическими сужающими устройствами типа сопла. Методика включает в себя определение рациональной величины диаметров выходного патрубка клапана и выпускного трубопровода. Получены новые расчетные соотношения. Методика рекомендуется также для расчета сбросных линий клапанов БРУ-А и БРУ-Д на АЭС.

## Часть 1

Предохранительные устройства технологических линий (предохранительные клапаны, клапаны БРУ-А и БРУ-Д) при срабатывании, как правило, выпускают газобразную среду (пар, газ) в атмосферу или в какую-либо емкость системы низкого давления, например, в конденсатор или деаэратор. При этом предохранительные клапаны устанавливаются как можно ближе к объекту, для защиты которого от аварийного повышения давления они предназначены, т.е. или на самом трубопроводе или на сосуде под давлением. Поэтому участок подвода пара (газа) редко бывает длинным и чаще представляет собой короткий патрубок, на котором устанавливается предохранительный клапан. В отличие от него, выпускной (сбросной) трубопровод иногда достигает большой длины, обуславливающей его значительное сопротивление. Это может сказаться на снижении необходимой по условиям безопасной эксплуатации объекта пропускной способности системы с клапаном, что недопустимо. Такое неблагоприятное положение может усугубляться в случае некорректного назначения величины номинального диаметра DN выпускного трубопровода.

При критическом режиме истечения газа из предохранительного клапана, к которому пристроен выпускной трубопровод, течение до затвора клапана — дозвуковое, в самом затворе — звуковое (критическое), а в выходном патрубке вследствие резкого

расширения прохода происходит торможение потока. Поэтому только на некотором расстоянии от затвора — в выходном патрубке или начальном участке трубы — устанавливается дозвуковой режим течения по всему сечению. При дальнейшем течении в цилиндрической трубе с трением дозвуковой поток ускоряется, причем предельно возможным состоянием в этом случае при непрерывном изменении параметров является критический режим, т.е. достижение потоком скорости звука в выходном сечении трубы.

Практика расчетов предохранительных клапанов показывает, что расчету выпускного трубопровода, включая обоснованное определение рационального размера трубопровода, несмотря на важность этого этапа, уделено недостаточное внимание. В частности, методика расчета предохранительных клапанов согласно ГОСТ 12.2.085-2002 [1] не предусматривает оценку влияния выпускного трубопровода на работу предохранительного устройства. Такая попытка (неудачная, по нашему мнению) сделана в ГОСТ 31294-2005 [2]. Приведенная в нем методика расчета ПК при отсутствии или наличии отводящего трубопровода некорректна в теоретическом плане с точки зрения положений газодинамики. Так, по величине критического отношения давлений сопротивление ПК принимается равным нулю. Такие искомые величины, как давление и температура пара на выходе отводящего трубопровода, считаются известными. Критическая скорость рассчитывается по температуре на входе в ПК, а не по величине критической температуры, что не одно и то же. К неправильно расставленным приоритетам следует отнести величину суммарного сопротивления отводящего трубопровода  $\zeta_2$ . В целом методика не соответствует современному подходу к расчету трубопроводных сужающих устройств, к которым относятся и предохранительные клапаны. Такой подход нашел, например, свое выражение в международных стандартах серии ИЕС 534 [3].

Из зарубежных материалов по расчету выпускного трубопровода, знакомых отечественным специалистам, можно указать, например, методику фирмы Bopp & Reuther (ФРГ) [4]. В качестве исходных данных должны быть известны значения коэффициента расхода предварительно выбранного клапана, площади минимального проходного сечения в затворе клапана с диаметром сопла  $d_c$  и площади сечения выпускной трубы, т.е. ее диаметр DN. Величина диаметра трубопровода, алгоритм определения которого не указан, используется также при расчете величины приведенного коэффициента гидравлического сопротивления трубопровода. Возможно, что в качестве критерия выбора рациональной величины диаметра в неявном виде выступает допустимая величина соотношения избыточных давлений в выходном патрубке и перед клапаном при полном открытии:

$$\frac{p_n - p_a}{p_0 - p_a} \leq \delta. \quad (1)$$

Здесь  $p_0$  – абсолютное давление перед клапаном (давление торможения) при полном открытии;  $p_n$  – абсолютное давление в выходном патрубке клапана;  $p_a$  – давление в пространстве, в которое происходит истечение газообразной среды (при истечении в атмосферу  $p_a = 0,1$  МПа);  $\delta = 0,15$  – опытный коэффициент для пружинных предохранительных клапанов без сильфонов и  $\delta = 0,30$  – опытный коэффициент для клапанов с сильфонами. Приведены примеры расчетов.

В отечественной практике для решения упомянутой выше задачи наряду с некоторыми ведомственными методиками обычно применяется, например, алгоритм, изложенный в работе [5] и позднее – в [6, 7]. Считаются известными параметры торможения перед клапаном и опять же – величина диаметра трубопровода DN. В основу методики положена работа [8], которая построена на зависимостях газовой динамики, справедливых для идеального газа, т.е. связанных с уравнением состояния идеального газа  $p/(\rho \cdot R \cdot T) = 1$ .

Однако, поведение паров в состоянии, близком к насыщению, и газов, особенно при высоком давлении, отличается от поведения идеальных газов. Уравнения газовой динамики и таблицы газодинамических функций идеального газа обеспечивают достаточную точность расчетов лишь в области невысоких давлений и относительно высоких температур. В широком диапазоне давлений и температур однофазной области газов уравнение состояния идеального газа становится неточным. Согласно механико-статистической теории, общее уравнение состояния реальных газов имеет вид  $p/\rho = R \cdot T \cdot z$ , где  $z$  – коэффициент сжимаемости, который во всей однофазной области газов претерпевает значительные изменения. Большие изменения коэффициентов  $z$  и  $k = c_p/c_v$  в широком диапазоне давлений и температур не позволяют применять без необходимой коррекции уравнения газовой динамики и таблицы газодинамических функций идеального газа для точных расчетов течений реального газа. Та-

ким образом, для реального газа (пара) в общем случае  $R \cdot T_0 \neq p_0/\rho_0$ . В этой связи предлагаемый алгоритм расчета должен исключать необходимость коррекции, усложняющей расчет, путем использования альтернативных решений.

В газодинамике принято считать, что при адиабатическом течении газа, в том числе с гидравлическими потерями, температура торможения вдоль тракта  $T_0$  и энтальпия торможения  $h_0$  остаются постоянными. Однако, при этом величина давления торможения  $p_0$  в связи с гидравлическими потерями будет уменьшаться вниз по потоку. Поскольку величина критической скорости, равной скорости звука в критическом режиме, определяется только его температурой торможения  $T_0$ , то вследствие постоянства указанных параметров величина критической скорости вдоль трубы  $W_{кр}$  также не изменяется. В данном случае рассматривается не количественная, а физическая сторона вопроса. Таким образом, одна и та же величина критической скорости будет достигнута только в критических сечениях, а именно – в затворе ПК ( $W_{кр} = W_{к.л.кр}$ ) и на срезе выходного сечения патрубка ПК или выпускной трубы ( $W_{кр} = W_n^* = W^*$ ).

Согласно [9] значение критической скорости рекомендуется определять по формуле, в которую входит температура торможения  $T_0$ , K:

$$W'_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_0}, \text{ м/с}, \quad (2)$$

где  $R$  – газовая постоянная (для водяного пара  $R = 461,52$  Дж/(кг·К)). Согласно же [10] наряду с формулой (2) в качестве эквивалента указано соотношение:

$$W''_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot \frac{p_0 \cdot 10^6}{\rho_0}}, \text{ м/с}, \quad (3)$$

где  $p_0$  – в МПа. В работе [5] в качестве расчетных с учетом их различия рекомендуются оба выражения, причем (без обоснования) с множителем  $(R \cdot T_0)$  – для идеальных газов и с множителем  $(p_0/\rho_0)$  – для реальных газов.

В теоретическом плане, если исходить из уравнения состояния  $p/(\rho \cdot R \cdot T) = 1$ , такая тождественность вполне допустима. Однако в силу неравенства  $R \cdot T_0 \neq p_0/\rho_0$  расчеты показывают неприемлемое для практики расхождение значений  $W'_{кр}$ , при котором обычно  $W'_{кр} > W''_{кр}$ . С учетом того, что критической скоростью пара становится лишь при достижении звуковой скорости течения  $a$ , ее оценка показывает  $a > W'_{кр} > W''_{кр}$ . При этом величина скорости звука  $a$  вдоль трубы вниз по потоку, рассчитываемая по формуле Лапласа:

$$a = \sqrt{k \cdot p \cdot 10^6 / \rho}, \text{ м/с}, \quad (4)$$

где  $p$  – локальное давление в МПа, остается почти постоянной. Объясняется это тем, что при постоянной энтальпии полного торможения, которая может иметь только одно вполне определенное значение, давление  $p$  и плотность  $\rho$  могут иметь любые значения, но такие, при которых отношение  $p/\rho$  остается постоянным [10]. В этой связи представляется целесообразным основ-

ной упор сделать на использование формулы (4) для скорости звука, чтобы обойти отмеченную выше несовместимость расчетных зависимостей (2), (3) и необходимость коррекции посредством  $z$ .

Поскольку расчетная формула для определения критического давления на срезе выходного сечения выпускной трубы, приведенная в работе [8], нашла применение в технической литературе и нормативных документах типа РД, РТМ и т.п., имеет смысл в качестве предварительного этапа провести более глубокий анализ условий вывода этой формулы. Итак, исходили из того, что критическая скорость может быть рассчитана по формуле (2) или (3). С другой стороны, скорость потока  $W$  в любом сечении тракта диаметра  $D$  (труба), в том числе, критическая на выходном срезе трубы  $W^*$ , может быть определена по формуле, приведенной в [11] в следующем виде:

$$W = \frac{354 \cdot G \cdot 10^3}{\rho \cdot D^2}, \quad (5)$$

Здесь  $G$  – расход среды, т/ч;  $D$  – внутренний диаметр выпускной трубы, мм;  $\rho$  – плотность среды в рассматриваемом сечении, кг/м<sup>3</sup>. Критическая скорость  $W^* = W_{кр}$  может быть вычислена также через локальные параметры по формуле (4) для скорости звука  $a$  в том же сечении трубы, где  $p = p^*$  – локальное критическое давление, МПа.

В критическом режиме истечения пара (газа) критическое давление в выходном сечении трубы  $p^*$  не зависит от давления  $p_a$  в том объеме, в который происходит истечение. Это является следствием того, что скорость распространения волны давления равна звуковой скорости, и поэтому при критическом течении является характерным скачок давления  $p^* - p_a$ . Таким образом, по известному давлению  $p_a$  нельзя определить давление в выходном сечении трубы.

Из уравнения (4) следует выражение для определения давления  $p^*$  в виде:

$$p^* = \frac{W^* \cdot (\rho^* \cdot W^*)}{k \cdot 10^6}. \quad (6)$$

При подстановке в (6) приведенных выше зависимостей (3) и (5) получаем идентичное приведенному в [8] расчетное выражение, которое для определения  $p^*$  в единицах СИ приобретает следующий вид:

$$p^* = \frac{354 \cdot G \cdot 10^3}{D^2} \cdot \sqrt{\frac{2}{k \cdot (k+1)} \cdot \frac{p_0}{\rho_0}}. \quad (7)$$

Покажем далее, что формула (7) является частным случаем другого уравнения общего вида. Исходя из терминологической сути числа Маха  $M = W/a$  и приведенной скорости  $\lambda = W/a_{кр}$ , получим при равенстве скоростей  $W$  с привлечением выражений вида (2) и (4) следующее соотношение:

$$\frac{p}{\rho} = \left(\frac{\lambda}{M}\right)^2 \cdot \frac{2}{k+1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0}. \quad (8)$$

Согласно, например, [9] величины  $\lambda$  и  $M$  связаны соотношением:

$$\left(\frac{\lambda}{M}\right)^2 = \frac{k+1}{2+(k-1) \cdot M^2}. \quad (9)$$

Подстановка выражения (9) в уравнение (8) дает зависимость:

$$\frac{p}{\rho} = \frac{2+(k-1) \cdot M^2}{2} \cdot \frac{p_0}{\rho_0}. \quad (10)$$

Далее, подставив в соотношение для числа Маха  $M = W/a$  соответствующие величины по формулам (3), (5), (10) и решая уравнение относительно локального давления  $p$  в пределах трубы, получим следующее выражение общего вида:

$$p = \frac{354 \cdot G \cdot 10^3}{M \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{2}{k \cdot [2+(k-1) \cdot M^2]} \cdot \frac{p_0}{\rho_0}}. \quad (11)$$

Очевидно, что при  $M = 1$  уравнение (11) сводится к выражению (7) для условий на выходном срезе трубы. Таким образом, при постоянных параметрах торможения на входе в ПК давление в любом сечении трубы диаметра  $D$  зависит также от числа Маха. Использование формулы (7), естественно, упрощает расчет, так как вроде бы позволяет согласно [8, 5] сразу оценить величину критического давления  $p^*$  в выходном сечении выпускного трубопровода, размер которого  $D$ , однако, должен быть известен. Обычно его значение выбирают равным значению диаметра выходного патрубка клапана  $DN_{пр}$ , величину которого также предстоит обосновать.

Формуле (11) соответствует тракт от сечения перед ПК до выходного сечения выпускной трубы. Процесс течения газообразной среды в тракте можно представить как истечение газа из сосуда с давлением  $p_0$  в среду с давлением  $p_a$  через канал с заданным сопротивлением. Однако, кроме трубы, еще одной частью тракта становится клапан, работающий в критическом режиме. Поток среды, выходящий из затвора ПК со скоростью звука, тормозится до дозвукового потока ( $M < 1$ ), что обусловлено подпорным эффектом выпускной трубы.

Диаметр трубопровода  $DN$  должен удовлетворять условию  $DN \geq DN_n > d_{зг}$ , где  $d_{зг}$  – минимальный допустимый размер патрубка. Основными локальными источниками звукового давления в тракте при сбросном течении среды являются затвор ПК в открытом положении и сечение среза трубы при выходе потока во внешнюю среду. При наличии присоединенной выпускной трубы критическая скорость на срезе выходного патрубка реализуется при соотношении площадей трубы и патрубка  $\Omega/\omega \geq 2$ . При одинаковых диаметрах патрубка и трубы ( $\omega = \Omega$ ) звуковая скорость в выходном патрубке в силу тормозящего воздействия гидравлических потерь в трубе не может быть достигнута, поскольку скорость звука может устанавливаться только на выходном срезе трубы.

Практика проектирования клапанов такова, что их расчет, включающий определение рационального размера клапана, производится обычно в отрыве от выпускной линии, и для этого есть основания. В таком случае следует рассматривать клапан как устрой-

ство, работающее условно выходным сечением патрубка непосредственно в атмосферу. Естественно, что в этом сечении достигается критический режим истечения, при котором  $M = 1$ .

Итак, рассматривается случай течения газа в энергетически изолированном канале при наличии трения, т.е. адиабатический процесс течения с потерями. При этом под «каналом» понимается тракт, включающий клапан и выпускную трубу. Оба элемента характеризуются наличием критических сечений, что позволяет представить их в виде двух последовательно установленных сужающих устройств, например, типа сопла, разделенных промежуточной полостью, имитирующей выходной патрубком (рис. 1). Давления в критических сечениях обозначены соответственно  $p_{кл.кр}$  и  $p^*$ , а давление в выходном патрубке клапана (или на входе в трубу) – как  $p_n$ .

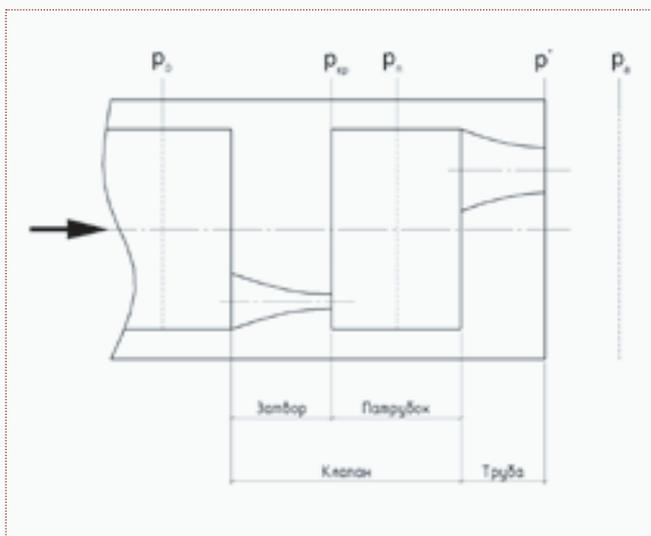


Рис. 1. Условная расчетная схема газодинамического тракта «клапан – выпускной трубопровод»

Полагаем, что полная энтальпия невозмущенного потока газообразной среды при ее полном энергетически изолированном торможении (энтальпия торможения)  $h_0 = const$  определяется номинальными (рабочими) параметрами среды  $p_p/t_p$  перед клапаном в закрытом положении, т.е. в безрасходном состоянии (скорость потока равна нулю). При открытом ПК текущее значение энтальпии пара  $h$  в любом сечении тракта, строго говоря, меньше энтальпии торможения  $h_0$  на величину скоростной составляющей  $\Delta h = W^2/2$ . Однако без внесения заметной погрешности величиной этой составляющей можно пренебречь. При практически мгновенном срабатывании клапана, происходящем при более высоком давлении полного открытия  $p_{но}$ , изменяются (возрастают) значения плотности и температуры пара перед клапаном. Поэтому в качестве давления торможения  $p_0$  принимаем величину давления полного открытия  $p_{но}$ .

По параметрам торможения  $p_{но} = p_0$  и  $h_0$  определяем плотность заторможенного потока  $\rho_0$  и показатель энтропии  $k$ . Для перегретого пара при значениях  $k$ , близ-

ких к 1,3, допустимо принять в качестве постоянной расчетной величины значение 1,3. Оцениваем значение критического перепада давлений на клапане [11]:

$$\Delta p_{кл.кр} = 0,6 \cdot k \cdot K_m \cdot p_0, \quad (12)$$

где  $K_m$  – коэффициент критического перепада давления для клапана.

По результатам экспериментальных исследований различных конструкций предохранительных клапанов на воздухе ( $k = 1,4$ ) было установлено [5], что они характеризуются практически постоянной величиной критического отношения давлений  $\beta_{кр} = p_{кл.кр}/p_0 \approx 0,3$ . Тогда применительно к предохранительным клапанам по величине относительного перепада давления  $\Delta p_{кл.кр}/p_0 \approx 0,7$  можно оценить посредством формулы (12) среднее значение коэффициента  $K_m = 0,83$ . Согласно [12] для предохранительных клапанов, работающих на перегретом паре ( $k = 1,3$ ), среднее значение критического отношения давлений составляет  $\beta_{кр} \approx 0,35$ , что дает то же значение коэффициента  $K_m = 0,83$ . Величина этого параметра определяется только геометрией проточной части клапана и не зависит от вида среды, пропускаемой через клапан, будь то газ (пар) или жидкость. Таким образом, определив для клапана значение  $\Delta p_{кл.кр}/p_0$ , можно найти для него значения критического отношения давлений  $\beta_{кр} = p_{кл.кр}/p_0$  и критического давления  $p_{кр}$ . Соответственно критическое давление в затворе определяется как  $p_{кл.кр} = p_0 - \Delta p_{кл.кр}$ .

Пропускную способность  $K_{Vкл}$  клапана как сужающего устройства можно определить при критическом перепаде давления (коэффициент расширения  $Y_{кр} = 0,667$ ) согласно [11] по формуле:

$$K_{Vкл} = \frac{10 \cdot G}{Y_{кр} \cdot \sqrt{\Delta p_{кл.кр} \cdot \rho_0}}, \quad (13)$$

что, кстати, гораздо проще и удобнее вычислений по формулам ГОСТ 12.2.085-2002 [1]

Традиционный подход заключается в предварительном определении площади критического проходного сечения в затворе по формуле:

$$F_{кл.кр.} = K_{Vкл.} / (5,04 \cdot \mu_{кл.}), \text{ см}^2, \quad (14)$$

где  $\mu_{кл.}$  – коэффициент расхода клапана. Например, согласно [13] для полноподъемного клапана рекомендуется значение  $\mu_{кл.} \approx 0,8$ . С другой стороны, согласно [12] для большой группы клапанов характерными являются значения  $\mu_{кл.} \approx 0,50 \div 0,55$ . Другими словами, использование оторванных от конструкции значений  $\mu_{кл.}$  не гарантирует корректного определения диаметра соплового отверстия клапана, который рассчитывается по формуле:

$$d_c = 1,13 \cdot \sqrt{F_{кл.кр.}}, \text{ см}. \quad (15)$$

Критическая скорость в затворе и на срезе выходного патрубка (или трубопровода) согласно (4) рассчитывается по формуле:

$$W_{кл.кр.} = W_n^* = W^* = \sqrt{k \cdot p_{кл.кр.} \cdot 10^6 / \rho_{кл.кр.}}, \text{ м/с}, \quad (16)$$

где значение плотности в критическом сечении  $\rho_{кл.кр}$  определяется при аргументах  $p_{кл.кр}$  и  $h_0$  по таблицам [14] или их электронной версии.

Для известной величины давления  $p$  можно оценить значение диаметра канала  $D = d_{зв}$  при  $M = 1$ , соответствующее достижению в его сечении звуковой (критической) скорости  $W^*$ . Это можно выполнить, используя следующие формулы [15, 16]:

для газа:

$$D = 0,079 \cdot \sqrt{\frac{Q_n \cdot \sqrt{\bar{\rho}} \cdot T}{M \cdot p}} = 2,29 \cdot \sqrt{\frac{G}{M \cdot p} \sqrt{\frac{T}{\bar{\rho}}}}, \text{ мм}, \quad (17)$$

для водяного пара:

$$D = \sqrt{\frac{138 \cdot G \cdot (1 + 0,00126 \cdot \Delta t_{не})}{M \cdot p}}, \text{ мм}, \quad (18)$$

где  $Q_n$  — объемный расход газа,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , приведенный к нормальным условиям  $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $p_n = 0,10132 \text{ МПа}$  [17];  $G$  — массовый расход среды,  $\text{т/ч}$ ;  $p$  — абсолютное давление в сечении,  $\text{МПа}$ ;  $T$  — абсолютная температура газа в сечении,  $\text{К}$ ;  $\Delta t_{не} = t - t_s$  — перегрев пара выше температуры насыщения,  $^\circ\text{C}$  (при  $t = t_s$  поправочный коэффициент в скобках равен единице);  $\bar{\rho}$  — плотность газа относительно плотности воздуха (для воздуха  $\bar{\rho} = 1$ ). Здесь значение перегрева пара относительно температуры насыщения  $\Delta t_{не}$  также определяются по аргументам  $p^*$  и  $h_0$ . Значение диаметра соплового отверстия в седле клапана  $D = d_c = d_{зв}$  определяется по формулам (17), (18) при  $M = 1$ .

Другая формула, являющаяся модификацией формулы (5), для определения  $d_c = d_{зв}$  имеет следующий вид:

$$d_{зв} = \sqrt{\frac{354 \cdot G \cdot 10^3}{\rho_{кл.кр} \cdot W_{кл.кр}}}. \quad (19)$$

Обе формулы (18) и (19) имеют удовлетворительную сходимость, что позволяет использовать любую из них одновременно с другой формулой в качестве контрольной. Кроме того, они более объективны, поскольку не содержат величину коэффициента расхода. Фактическое значение диаметра выходного патрубка  $DN_n$  должно быть больше величины  $d_{зв}$ . Хотя разработка конструкции ПК, как правило, не связана с проектированием сбросной линии, однако желательно, чтобы диаметр трубопровода соответствовал диаметру патрубка ПК. В конечном счете, от обоснованного выбора значения диаметра выходного патрубка зависит выбор диаметра трубопровода.

Если пренебречь потерей полного давления на участке от критического сечения в затворе клапана до критического сечения на срезе выходного патрубка с одинаковыми скоростями в них, то согласно [9] площади этих сечений должны быть одинаковы ( $F_{кл.кр} = F_n^*$ ). Таким образом, при изоэнтропическом течении пара в корпусе клапана минимальный размер диаметра патрубка, соответствующий звуковому диаметру  $d_{зв}$ , равен минимальному диаметру сопла в затворе  $d_c$ . Соответственно, значения критического давления в затворе и на срезе будут одинаковы. Принятое конструктивно значение

диаметра выходного патрубка  $DN_n = DN_2$  должно быть выше минимальной граничной величины диаметра  $d_{зв}$  выходного патрубка клапана, соответствующей достижению на выходе из него звуковой скорости.

Исследование зависимости коэффициента сопротивления клапана  $\zeta_c$ , отнесенного к сечению седла (сопла), от соотношения диаметров  $DN_2/d_c$  показывает [5], что  $\zeta_c$  падает с увеличением этого соотношения и при  $DN_2/d_c \geq 2$  остается почти неизменным. Увеличение диаметра выходного патрубка  $DN_2$  свыше  $2 \cdot d_c$  приводит к увеличению габаритов клапана без повышения его пропускной способности. Поэтому конструктивно нецелесообразно превышать предельное соотношение  $DN_2/d_c = 2,5$ . Выполнение этих рекомендаций рассмотрим, например, применительно к номенклатуре предохранительных клапанов Благовещенского арматурного завода. Установлено, что если для входного патрубка пределы соотношения  $DN_1/d_c = 1,38 \div 2,16$  (среднее значение 1,77), то для выходного патрубка пределы соотношения  $DN_2/d_c = 1,84 \div 3,33$  (среднее значение 2,56). Из анализа, в частности, следует, что площадь входного патрубка  $F_1$  принимается не менее 50% от площади выходного патрубка  $F_2$ .

(Продолжение в следующем номере.)

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- ГОСТ 12.2.085-2002. Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные. Требования безопасности.
- ГОСТ 31294-2005. Клапаны предохранительные прямого действия. Общие технические условия.
- IEC 534-2-2. Section Two — Sizing equations for compressible fluid flow under installed conditions.
- Sicherheitsventile. Das Handbuch für Planer und Anwender. Bopp & Reuther Sicherheits- und Regelarmaturen GmbH. 1994.
- Кондратьева Т.Ф. Предохранительные клапаны. — Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние). 1976. — 232 с.
- Гуревич Д.Ф., Шпаков О.Н., Заринский О.Н. Защитно-предохранительные устройства нефтегазового оборудования. Справочное пособие. — Л.: Недра. 1991. — 576 с.
- Миркин А.З., Усинь В.В. Трубопроводные системы: Справочное издание. — М.: Химия. 1991. — 256 с.
- Залкинд Е.М. Определение реакций при работе предохранительных клапанов // Электрические станции. 1966. №4. С.35-38.
- Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Изд-е 4-е, исправл. и доп. — М.: Наука. 1976. — 888 с.
- Дейч М.Е. Техническая газодинамика. Изд. 2-ое, перераб. — М.-Л.: Госэнергоиздат. 1961. — 670 с.
- РТМ 108. 711. 02 - 79. Арматура энергетическая. Методы определения пропускной способности регулирующих органов и выбор оптимальной расходной характеристики.
- Сулис П.Л. Предохранительные и обратные клапаны паротурбинных установок. — М.: Энергоиздат. 1982. — 192 с.
- ГОСТ 12532-88. Клапаны предохранительные прямого действия. Основные параметры.
- Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. — М.: Издательство МЭИ. 1999. — 168 с.
- Masoneilan. Noise control manual. 1977. — 24 pp.
- Благов Э.Е., Варламов Г.В. Допустимые скорости и оптимальные направления пропуска рабочей среды в дроссельно-регулирующей арматуре // Промышленные АСУ и контроллеры. 1999. №12. С.51-56.
- ГОСТ 2939-63. Газы. Условия для определения объема.