

Уточнен физический смысл коэффициента расхода (КР) применительно к простым и сложным сужающим устройствам гидросистем, включая регулирующие органы. Показана зависимость КР от степени восстановления давления в проточной части на участке за сужением прохода. Произведена оценка возможной предельной величины КР, соответствующей оптимальной проточной части сужающего устройства типа трубы Вентури. Приведены значения КР в зависимости от типа арматуры.

# Предельный максимальный коэффициент расхода сужающих устройств гидросистем

Э.Е. Благоев, к. т. н., ЗАО «Фирма «Союз-01»

При конструктивном расчете регулирующих органов (РО) и других трубопроводных сужающих устройств (СУ) в качестве расчетного параметра широко используется коэффициент расхода  $\mu$ , величина которого зависит от типа конструкции СУ и степени открытия проходного сечения (для арматуры), а также режима течения. Он необходим для определения площади проходного сечения в арматуре и в нерегулируемых СУ (соплах, насадках, диафрагмах). Поэтому коэффициент расхода относится к важнейшим интегральным характеристикам СУ [1]. Практика показала, что в ряде случаев использование величины  $\mu$  вызывает у разработчиков арматуры определенные трудности, особенно в восприятии значений коэффициента расхода, близких к единице и больше единицы, тем более – больше двух. При недостатке

соответствующей информации по данному вопросу такие данные становятся непонятными и вызывают сомнение. Тем более, что и основание для этого вроде бы имеется: в классических курсах гидравлики при рассмотрении простых СУ, как правило, указывается, что величина  $\mu$  насадок, сопел, диафрагм не может быть больше единицы.

Целью настоящей статьи является пояснение физического смысла коэффициента расхода, раскрытие его структуры, установление связи с другими гидродинамическими показателями, диапазона возможного численного изменения, а также выдача достоверных значений  $\mu$  для дроссельно-регулирующей арматуры различных типов (клеточной, шиберной, игольчатой и т.д.) в положении полного открытия. В этой связи представляется также актуальным вопрос о предельном максимальном значении коэффициента расхода, а, следовательно, о теоретически оптимальном с гидравлической точки зрения канале.

Для понимания физического смысла и происхождения коэффициента расхода целесообразно дать его развернутое аналитическое определение. Применительно к каналу с сужением прохода (рис.1) уравнение Бернулли для участка между входным сечением 1-1 и выходным 2-2 будет иметь вид:

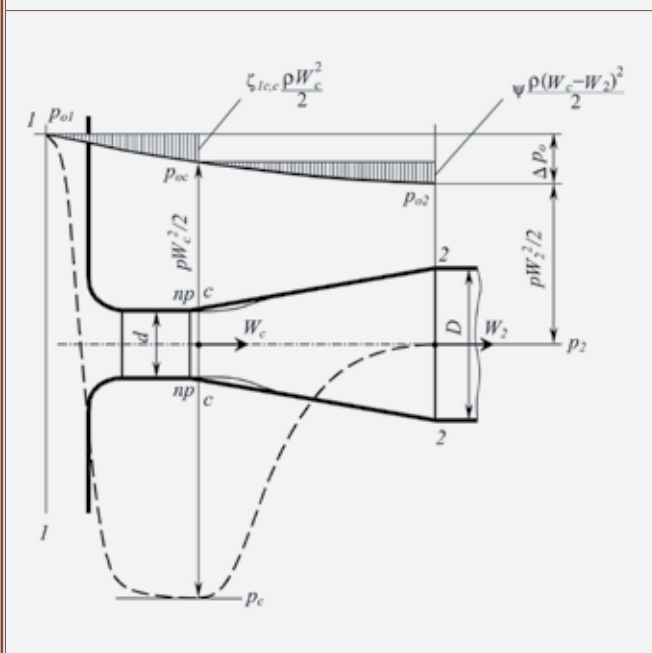
$$p_{01} = p_2 + (1 + \zeta_{12,2})\rho W_2^2 / 2, \quad (1)$$

где  $\zeta_{12,2}$  – коэффициент гидравлического сопротивления участка 1-2, отнесенный к скорости среды на выходе. Тогда скорость в выходном сечении 2-2 определяется как:

$$W_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{12,2}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{01} - p_2)} = \varphi_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{01} - p_2)}, \quad (2)$$

где  $\varphi_2 = (1 + \zeta_{12,2})^{-0.5}$  – коэффициент скорости потока в сечении 2-2. По аналогии для участка с перепадом давлений между входным сечением 1-1 и сжатым сечением с-с выражение для скорости в сжатом сечении будет иметь вид:

Рис. 1. Изменение полного и статического давлений по длине диффузорной насадки типа трубы Вентури



$$W_c = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_{1,c}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{01}-p_c)} = \varphi_c \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{01}-p_c)}, \quad (3)$$

где  $\zeta_{1,c}$  – коэффициент гидравлического сопротивления участка **1-с**, отнесенный к скорости среды  $W_c$ ;  $\varphi_c = (1+\zeta_{1,c})^{-0,5}$  – коэффициент скорости в сжатом сечении. Обозначим коэффициент сжатия струи  $\varepsilon = \omega_c/\omega_{np}$  и коэффициент сужения проходного сечения (модуль СУ)  $n = \omega_{np}/\omega_2$ , где  $\omega_c$ ,  $\omega_{np}$ ,  $\omega_2$  – соответственно площади сжатого сечения потока, проходного сечения и сечения на выходе. Из уравнения неразрывности потока несжимаемой жидкости  $Q = \omega W = const$  следует:

$$Q = \omega_c W_c = \varepsilon \varphi_c \omega_{np} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{01}-p_c)} = \mu_{1,c,np} \omega_{np} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{01}-p_c)}. \quad (4)$$

Таким образом, коэффициент расхода участка СУ от входа **1-1** до сжатого сечения **с-с** равен произведению коэффициента сжатия струи  $\varepsilon$  на коэффициент скорости  $\varphi_c$ , т.е.  $\mu_{1,c} = \varepsilon \varphi_c$ . Если исходить из того, что расход рабочей среды ( $G$  – массовый, кг/с;  $Q$  – объемный, м<sup>3</sup>/с) определяется, например, параметрами в сжатом сечении струи, то можно получить следующую связь:

$$G = \rho Q = \rho W_c \omega_c = \varepsilon \varphi_c \rho W_t \omega_{np} = \mu_{1,c} \rho W_t \omega_{np} = \mu_{1,c} G_t. \quad (5)$$

Здесь  $W_t$  и  $G_t$  – соответственно значения теоретической скорости в проходном сечении и теоретического массового расхода, которые вычисляются при условии отсутствия потерь ( $\zeta = 0$ ) и сжатия струи ( $\varepsilon = 1$ ) [2]. Уместно отметить, что это условие выполнимо лишь применительно к идеальному коноидальному соплу, профиль канала которого соответствует оптимальным траекториям движения частиц жидкости, текущей без трения. Естественно, предельное значение коэффициента расхода такого сопла будет равно единице.

В качестве примера СУ, для которого упомянутое выше условие не может быть выполнено, можно указать диафрагму (отверстие в тонкой стенке). Под термином «тонкая стенка» понимается канал длиной  $L \approx 0$ , у которого края отверстия имеют острую кромку. Согласно [3] при течении через такое отверстие идеальной жидкости без трения ( $\zeta = 0$ ) будет иметь место сжатие струи, т.е.  $\varepsilon \neq 1$ . Это обусловлено особой картиной течения жидкости, когда линии тока в плоскости самого отверстия становятся непараллельными. Благодаря криволинейному движению частиц жидкости при подходе к отверстию поток на выходе сужается по сравнению с сечением отверстия диаметра  $d$  и на расстоянии  $(0,4 \div 0,5)d$  достигает минимума сечения (коэффициент сужения струи  $\varepsilon \approx 0,6$ ). Поэтому для отверстия в тонкой стенке при истечении идеальной жидкости из большого объема ( $\zeta = 0$ ) коэффициент расхода всегда будет меньше единицы.

В наиболее общей форме выражение для коэффициента скорости  $\varphi_c$  при истечении из отверстий имеет следующий вид:

$$\varphi_c = (\alpha + \zeta_{1,c})^{-1/2}, \quad (6)$$

где  $\alpha$  – коэффициент кинетической энергии струи или коэффициент Кориолиса. Таким образом,  $\varphi_c$  зависит как от неравномерности распределения скоростей по сжатому сечению, так и от потерь энергии до сжатого сечения. Согласно распространенной точке зрения, отличие коэффициента скорости от единицы определяется потерями энергии при истечении, что отражено в коэффициенте гидравлического сопротивления  $\zeta_{1,c}$ , т.е. принимается  $\alpha \approx 1$ . Согласно другой точке зрения считается, что основную роль в величине  $\varphi_c$  играет неравномерность распределения скорости в плоскости сжатого сечения, т.е. значение коэффициента Кориолиса  $\alpha$ , а потери играют второстепенную роль [3].

Возвращаясь к уравнению неразрывности потока жидкости через СУ, можно также выразить его через условия в выходном сечении **2-2** в виде:

$$Q = \omega_2 W_2 = \varphi_2 \omega_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{01}-p_2)} = \frac{\omega_{np} \varphi_2}{n} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{01}-p_2)} = \mu_{12,np} \omega_{np} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{01}-p_2)}, \quad (7)$$

т.е. коэффициент расхода СУ в целом (от сечения на входе **1-1** до выходного сечения **2-2**) равен  $\mu_{12,np} = \varphi_2/n$ . Из равенства выражений (4) и (7) следует:

$$\mu_{1,c,np} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{01}-p_c)} = \mu_{12,np} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{01}-p_2)}. \quad (8)$$

С учетом определения коэффициента восстановления давления [1] (или коэффициента падения давления)  $K_{R,c} = (p_{01}-p_2)/(p_{01}-p_c)$  из соотношения (8) следует искомая зависимость:

$$\mu_{12,np} = \frac{\mu_{1,c,np}}{\sqrt{K_{R,c}}}. \quad (9)$$

Таким образом, величина общего коэффициента расхода СУ определяется как величина коэффициента расхода входного участка СУ до сжатого сечения, деленная на корень квадратный из величины коэффициента восстановления давления.

На основании выполненных выкладок можно сделать следующие выводы. Если в величине перепада давления на участке  $(p_{01}-p_i)$  меньшее давление вниз по потоку  $p_i$  соотнесено с тем же сечением  $\omega_i$ , в котором оно измеряется, то коэффициент расхода этого участка  $\mu_{1,i}$  не может быть больше единицы. Это относится к любому сечению любого СУ, для которого выполняется указанное условие. Очевидно, что это условие относится также к простым СУ типа конфузорного сопла, для которых минимальное давление  $p_c$  совпадает с противодавлением  $p_2$ , т.е.  $p_c = p_2$  и, следовательно,  $K_{R,c} = 1$ . Это положение справедливо также по отношению к сложным СУ типа трубы Вентури или регулирующего органа, если давление  $p_2$  в величине перепада давления  $p_{01}-p_2$  соответствует выходному сечению  $\omega_2$ . Иная картина будет, если перепад давления на СУ  $p_{01}-p_2$  соот-

несен не с выходным сечением  $\omega_2$  с измеряемым давлением  $p_2$ , а с минимальным проходным сечением  $\omega_{пр}$ . В этом случае с учетом эффекта восстановления давления коэффициент  $K_{R,c}$ , и, соответственно, коэффициент расхода СУ  $\mu_{12,пр}$  может быть меньше, равным и больше единицы. При этом коэффициент  $K_{R,c}$  не может быть равным нулю, и тогда представляет интерес минимальная достижимая величина.

Несмотря на конструктивное многообразие сужающих устройств, практика показала, что наиболее высоким значением коэффициента расхода обладают СУ типа трубы Вентури, которая структурно представляет собой коноидальное сопло, к которому присоединен диффузор (см. рис. 1). Иногда место их соединения выполняется в виде короткого цилиндрического участка длиной около  $(1 \div 2)d$ . Так, согласно справочнику [4] среднее значение коэффициента расхода трубы Вентури с закругленным входом, углом раскрытия диффузора  $\beta = 6 \div 8^\circ$  и модулем  $n \leq 0,143$ , где  $n = \omega_{пр}/\omega_2$ , составляет около 2,4. Таким образом, путем присоединения диффузора к соплу, коэффициент расхода которого не может быть больше единицы, удалось увеличить пропуск среды более чем в два раза.

Профили трубы Вентури и сопла Лавала очень похожи, но функционально оба СУ принципиально различаются. Сопло Лавала предназначено для работы на сжимаемых средах (пар, газы). При сверхкритическом перепаде давления на сопле Лавала, при котором устанавливается критический режим течения газообразной среды с запирианием по расходу и давлению в горле сопла, поток газа при расширении в диффузоре достигает сверхзвуковых скоростей. Расход при этом остается постоянным (критическим). Поэтому сопла Лавала используются там, где требуется высокий уровень скоростей среды, например, в паровых и газовых турбинах, в ракетной технике и т.п. Труба Вентури предназначена для значительного увеличения расхода несжимаемой жидкости (воды) через сопло при обеспечении минимальных потерь напора. Недостатком труб Вентури, связанным, как это не парадоксально, с высокой степенью восстановления давления, является низкий порог кавитации, т.е. уже при относительно небольшом перепаде давления они могут достичь кавитационного режима работы, приводящего к ограничению (запирианию) расхода. Поэтому применение регулирующего органа с проточной частью в виде трубы Вентури, работающего в узком диапазоне перепадов давлений с незначительным дросселирующим эффектом, будет нерациональным. Однако при использовании материалов проточной части, стойких к кавитационной эрозии, можно указанный недостаток трансформировать в его достоинство. При относительном перепаде давления  $\Delta p/p_{01} \geq 0,08 \div 0,1$  расход через тот же регулирующий орган с достаточной для практики точностью будет пропорционален только изменению площади регулируемого проходного сече-

ния, обеспечивая тем самым в любом положении его открытия постоянный пропуск предельного максимального расхода жидкости. При этом расход через СУ не зависит от изменения величины противодействия, и в этом смысле труба Вентури функционально приближается к соплу Лавала.

На практике наиболее часто применяются прямые диффузоры круглого поперечного сечения, которым посвящено много экспериментальных и теоретических работ и которые считаются хорошо изученными. Конические диффузоры относятся к наиболее распространенным и весьма простым диффузорным элементам, образованным поверхностью усеченного конуса. Эффективность диффузорных каналов зависит от геометрических и режимных параметров, среди которых основными являются степень расширения  $m = (D/d)^2$  и угол раскрытия  $\beta$ . Зная эти два характерных параметра, можно рассчитать, например, относительную длину диффузорного участка  $(L/d)$ :

$$(L/d) = \frac{\sqrt{m}-1}{2\operatorname{tg}(\beta/2)}, \quad (10)$$

Задача о течении в диффузоре – одна из наиболее сложных задач в гидродинамике. Основное назначение диффузора – постепенное уменьшение скорости потока и, следовательно, восстановление давления с возможно большей эффективностью, т.е. при наименьших потерях. Структура потока в диффузорных элементах и процессы, сопровождающие течение жидкости, достаточно сложны, что существенно затрудняет их аналитический расчет. В этой связи эксперимент, по-видимому, будет продолжать играть значительную роль в получении надежных расчетных характеристик диффузоров.

Одним из определяющих условий эффективной работы диффузора является безотрывный характер движения рабочей среды в его проточной части. В диффузорах нет участка стабилизированного движения, и поэтому плавное сопряжение диффузора с входным участком даже при небольшом радиусе существенно уменьшает потери. Уровень потерь энергии определяет степень совершенства диффузора, т.е. чем их меньше, тем диффузор совершеннее. Потери энергии в диффузоре складываются из потерь на трение жидкости о стенки и на расширение потока. Попытка отдельного расчета потерь на трение и расширение в диффузоре оказалась некорректной, так как подтвердилось ожидаемое значительное расхождение с экспериментом [5].

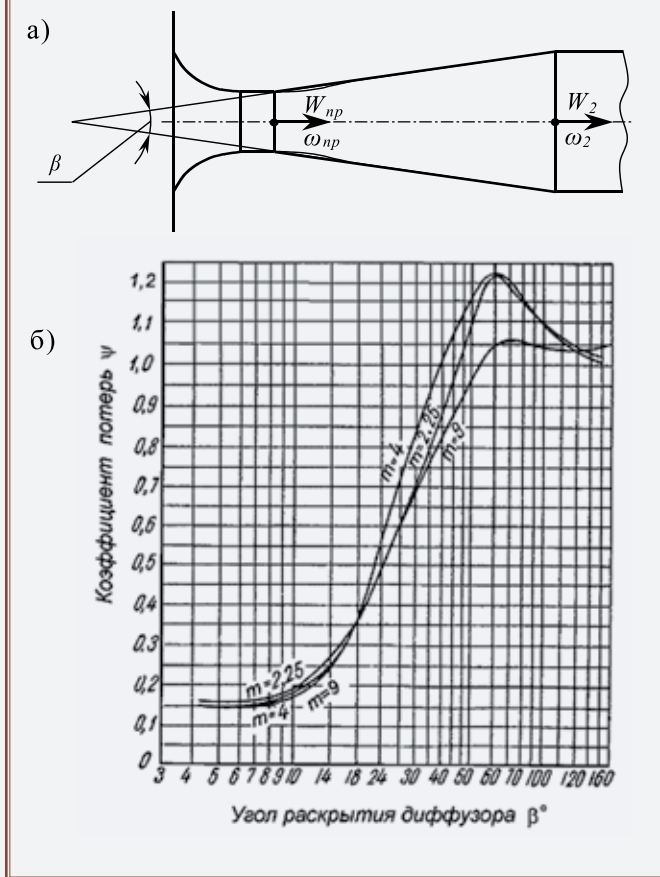
На практике степень совершенства диффузора характеризуется коэффициентом потерь в диффузоре (также – смягчения удара, полноты удара)  $\psi$ . С помощью этого коэффициента пропорциональности принято оценивать общие потери в диффузоре как долю потерь при внезапном расширении, рассчитываемые по формуле Борда:

$$\zeta_d = \psi(1-n)^2, \quad (11)$$

где  $\zeta$  отнесено к скорости в сечении диаметра  $d$  и  $n = l/m$ . Величины входящего в формулу [11] коэффициента  $\psi$  определяются экспериментально и включают в себя эффект всех потерь давления, и прежде всего – потерь на расширение и на трение. Формула является достаточно общей и удобной для использования, так как она позволяет рассчитывать величину потерь как в отрывных, так и в безотрывных диффузорах.

На **рис.2.** приведены построенные по опытным данным графики изменения общего коэффициента потерь  $\psi$  в зависимости от угла раскрытия  $\beta$  и параметра  $m$ . По данным [4,6,7] коэффициент  $\psi$  слабо зависит от степени расширения  $m$ , почти не зависит от режимных параметров и является функцией только угла  $\beta$

**Рис. 2.** Зависимость (б) коэффициента потерь от угла раскрытия и степени расширения  $m$  прямого круглого диффузора (а) [6, 7]



(**рис.2,а**). Согласно рисунку, в некотором диапазоне  $\beta \approx 5 \div 10^\circ$  просматривается экстремум (минимум) функции  $\psi=f(\beta,m)$ , после чего с увеличением угла  $\beta > 8 \div 10^\circ$  потери резко возрастают и при  $\beta \approx 50 \div 60^\circ$  достигают максимума. Очевидно, чем больше величина  $\psi$ , тем больше угол расширения диффузора, и при внезапном расширении  $\psi \approx 1$ . От степени расширения  $m$  диффузора коэффициент  $\psi$  почти не зависит, т.к. при любом боль-

шом  $m$  теоретически всегда можно выбрать сколь угодно малый угол расширения. Таким образом, оптимальными гидродинамическими характеристиками обладают конические диффузоры с узким диапазоном углов раскрытия проточной части  $\beta_{opt} = 5 \div 10^\circ$  (иногда указывается  $6...8^\circ$ ). В указанном диапазоне значение коэффициента  $\psi \approx 0,15$  [6, 7]. Однако в справочнике [8] согласно графикам зависимости  $\psi = f(\beta)$  при тех же самых значениях степени расширения  $m = 2.25; 4$  и  $9$  значения  $\psi$  в диапазоне изменения  $\beta = 5 \div 8^\circ$  составляют от  $0,05$  до  $0,1$ , т.е. в  $3...1,5$  раза ниже, чем показано на **рис.2.** Такого рода расхождения вызывают сомнения в корректности их применения.

По мере уменьшения  $\beta$  составляющая потерь на расширение уменьшается, а на трение – возрастает. Предположительно в экстремальном диапазоне доля потерь на трение начинает превалировать над потерями на расширение, поскольку с уменьшением  $\beta$  диффузор имеет тенденцию трансформироваться в трубу, для которой остаются лишь потери на трение.

Видно также, что при сохранении характера изменения кривых  $\psi = f(\beta, m)$  имеет место их расслоение, обусловленное, по-видимому, дифференцированным влиянием различных условий течения и характеристик проточной части, из которых самыми важными следует считать  $\beta, \zeta$  или  $\lambda, m, Re$ . Не исключено, что недооцениваются также такие размерные характеристики диффузора как его длина  $L$  и диаметр входа в него  $d$ . Анализ опытных данных [2] позволяет говорить об индивидуальных особенностях проявления гидродинамических свойств диффузоров для разных углов раскрытия проточной части.

Исследованиями [9] установлено, что для случая резкого расширения потоков несжимаемой и сжимаемой сред максимальное восстановление давления для каждого потока происходит при примерно одинаковом отношении диаметров труб  $d/D \approx 0,72$  (**рис.3**). Такой канал можно рассматривать как частный случай прямого круглого диффузора с углом раскрытия  $180^\circ$ . В свою очередь, из **рис.2** следует, что в случае резкого расширения ( $\beta = 180^\circ$ ) расслаивающиеся значения  $\psi$  располагаются выше единицы. Оказывается, что этот факт можно подтвердить расчетом с использованием соотношений, приведенных в [1]. Так, коэффициент гидравлического сопротивления выходного участка СУ после сжатого сечения  $\zeta_{c,2}$  (**см. рис.1**) согласно [1] определяется по формуле Борда в форме:

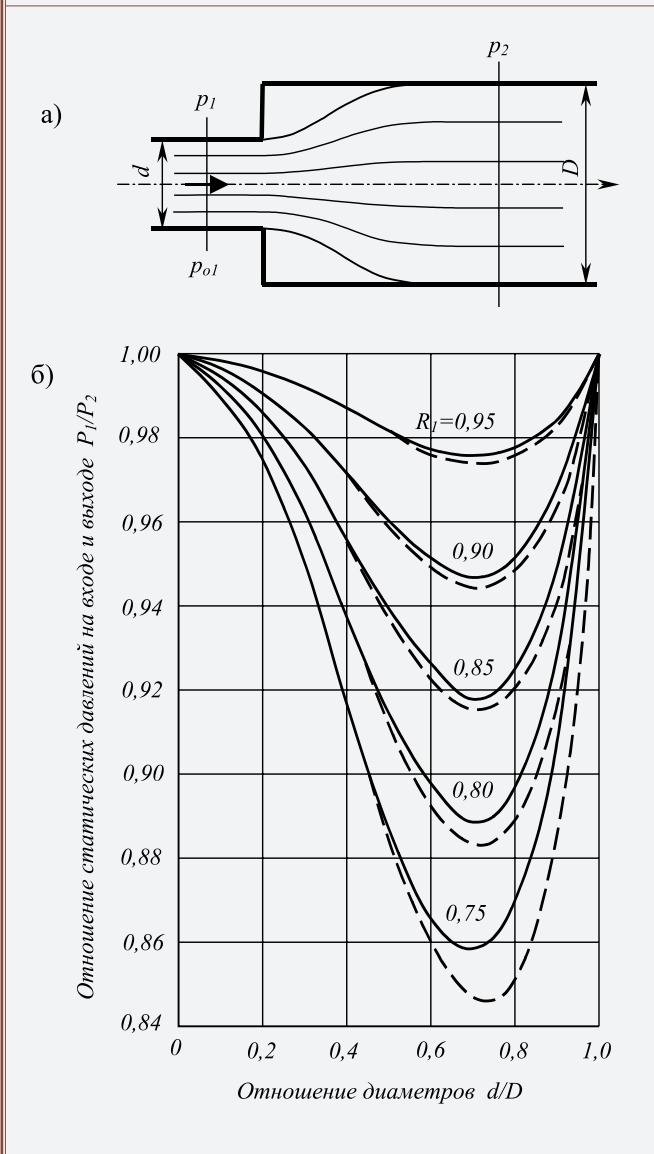
$$\zeta_{c,2} = \psi(a-1)^2, \quad (12)$$

где  $a = (\epsilon n)^{-1}$  – геометрическая характеристика СУ. Здесь необходимо подчеркнуть, что потеря давления при резком расширении в чистом виде, т.е. рассчитанная по формуле Борда без учета потерь на трение, соответствует точно  $\psi = 1$ . Установлено также [1], что:

$$\psi = (a-1)^{-1} = 1/\zeta_{c,2}. \quad (13)$$

**Рис. 3. Восстановление статического давления для сжимаемого и несжимаемого потоков среды (б) при резком расширении (а) /9/:**

$R_1 = p_1/p_{01}$  – отношение давлений на входе  
 ————— несжимаемый поток;  
 - - - - - сжимаемый поток ( $\kappa=1,4$ )



При  $d/D \approx 0,72$  значение  $m = (1/0,72)^2 = 1,929$ . Тогда величина общего коэффициента потерь (смягчения удара) с учетом суммарных гидравлических потерь согласно [13] составит  $\Psi = 1/(1,929-1) = 1,076$ , т.е. расчет подтверждает эксперимент.

Полученное с учетом [13] упрощенное выражение для величины общего сопротивления СУ имеет вид:

$$\zeta_{12,2} = \zeta_{1c,2} + \zeta_{c2,2} = \zeta_{1c,2} a^2 + (a-1), \quad (14)$$

В [1] приведено также выражение для коэффициента восстановления давления  $K_{R,c}$ :

$$K_{R,c} = \frac{1 + \zeta_{12,2}}{a^2 (1 + \zeta_{1c,c})}, \quad (15)$$

Решая оба уравнения (14) и (15) относительно  $K_{R,c}$  исключением  $\zeta_{1c,c}$ , после несложных выкладок получим еще одно выражение для определения величины  $K_{R,c}$ :

$$K_{R,c} = [\varphi_2^2 (a^2 - a) + 1]^{-1}, \quad (16)$$

Условие  $\varepsilon = 1$ , которое предположительно реализуется при  $a = m$ , дает расчетную зависимость вида

$$K_{R,c} = [\varphi_2^2 (m^2 - m) + 1]^{-1}, \quad (17)$$

Как уже отмечалось выше, отдельное коноидальное сопло с гидравлическим сопротивлением  $\zeta \rightarrow 0$  и  $\varepsilon = 1$  будет иметь максимальную выходную скорость. Подсоединение к такому соплу диффузорного участка приведет к тому, что скорость на входе в диффузор будет чрезмерно высока. Это может повлечь за собой отрыв потока от стенки с образованием кольцевой полости за проходным сечением ( $\varepsilon \neq 1$ ). В частности, из соотношения (14) следует, что для обеспечения безотрывного заполнения сечения диффузора, т.е. для реализации  $\varepsilon = 1$ , необходимо подтормаживание потока, втекающего из конфузора в диффузор. Другими словами, получается, что для эффективной работы диффузора коноидальная насадка как входной участок, который формирует условия на входе в диффузор, должен обладать некоторой величиной гидравлического сопротивления, составляющей вполне определенную часть общего сопротивления СУ. Таким образом, в составе канала типа трубы Вентури коэффициент расхода входного конфузорного участка  $\mu_{1c,c}$ , равный по величине коэффициенту скорости  $\varphi_c$  при  $\varepsilon = 1$ , будет меньше единицы. Из (13) также следует, что коэффициент потерь  $\Psi$  есть величина, обратная коэффициенту гидравлического сопротивления диффузорного участка  $\zeta_{c2,2}$ , т.е. для уменьшения  $\Psi$  сопротивление диффузора должно возрастать до некоторой граничной величины.

Даже если предположить диффузор, близкий к идеальному, у которого отсутствуют потери на трение, то потери на расширение, характеризующиеся уравнением Борда и отражающие уровень потерь на вихреобразование в связи с переменным сечением канала, пусть небольшие, предположительно будут иметь место. В [1] уже отмечалось, что уравнение Борда базируется на гидравлических потерях при геометрическом воздействии на поток, т.е. при его торможении в результате расширения канала, и не учитывает потери на трение. Реально последние всегда будут иметь место, и это учитывалось опытным значением коэффициента потерь  $\Psi$ . Этот коэффициент является общей характеристикой, поскольку он учитывает суммарные потери на трение и от расширения потока, сопровождаемого вихреобразованием. Можно ожидать, что даже при геометрическом и гидродинамическом подобию диффузоров последние будут иметь обусловленные масштабным эффектом различные значения коэффициентов гидравлического сопротивления.

Даже с учетом полученных результатов оказывается, что имеющейся информации недостаточно для однозначного определения максимального предельного значения коэффициента расхода СУ типа трубы Вентури, которое можно было бы считать гидравлически оптимальным. В приводимых данных по испытанию СУ типа трубы Вентури, как правило, не указываются особенности их геометрии и размеры каналов, что позво-

лило бы получить дополнительную информацию для их оценки. Для анализа качеств СУ должны быть известны опытные значения общего гидравлического сопротивления СУ или их коэффициентов расхода. Но даже знание этих величин с учетом возможностей расчетного аппарата, включающих даже новые расчетные зависимости, делает определение характеристик оптимального канала процессом случайным.

Таблица

Значения коэффициентов расхода регулирующих органов различных типов при полном открытии				
Тип РО	Тип затвора	Направление пропускa среды*	Коэффициент расхода $\mu$	Источник
Проходной односедельный клапан	Профилированный (пробочный, игольчатый) плунжер	ПО	0,70	16,17
		ПЗ	0,80	16,17
	Цилиндрический плунжер с окнами (юбочный)	Любое	0,60	
	Профилированная клетка	ПО	0,55	
ПЗ		0,60	15	
Проходной двухседельный клапан	Юбочный плунжер	Любое	0,60	
	Пробочный плунжер	Любое	0,70	
Угловой односедельный клапан	Пробочный плунжер	ПО	0,70	14,16,17
		ПЗ	0,75	
	Профилированная клетка	ПО	0,60	
		ПЗ	0,65	/2
	Пробочный плунжер с кольцевым каналом типа трубы Вентури	ПО	0,70	14,16,17
		ПЗ	1,25	
Задвижка регулирующая	Шиберный	-	0,95-1,00	16,17
Кран проходной	Цилиндрический («стакан в стакане»)	Любое	0,6	
Кран проходной	Дисковый односедельный	-	0,55-0,60	
	Дисковый двухседельный	-	0,60-0,65	
Кран угловой	Дисковый односедельный	-	0,60-0,65	
Шаровой кран	Профилированный сегментный	ПО	0,90	
	Обычный ( $d_0=0,8DN$ )	-	1,00	
Поворотная заслонка (затвор)	Угол открытия 60°	-	0,80	
	Угол открытия 90°	-	0,90	

\*ПО – поток открывает; ПЗ – поток закрывает

Поэтому затруднительно вывести на основе известных данных какой-либо однозначный параметр для определения максимальной предельной величины коэффициента расхода  $\mu_{пред}$ . Реально в настоящее время можно говорить лишь о некотором приближении к искомой величине предельного значения коэффициента расхода.

На основе известных данных и с использованием полученных расчетных зависимостей проведем расчетный анализ характеристик СУ в виде трубы Вентури с углом раскрытия  $\beta = 5^\circ 30'$  и модулем  $n = 0,115$  (степень расширения  $m = \omega_2/\omega_{np} = 8,70$ ) [6, 7]. Опытное значение коэффициента расхода  $\mu_{12,np} = 2,45$ , т.е. довольно высокое. Сведения о размерах и особенностях геометрии трубы, особенно конфузорного участка, не приведены. Рассчитанная по формуле (10) относительная длина диффузора равна  $L/d = 20,3$ . Значению коэффициента расхода соответствует коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta_{12,2} = (\mu_{12,np} n)^{-2} - 1 = 11,6$ . Коэффициент полезного действия (КПД) такой трубы равен  $\eta = \varphi_2^2 = (1 + \zeta_{12,2})^{-1} = 0,079$ , т.е. составляет всего около 8%. Предположим, что величина коэффициента сжатия струи  $\varepsilon = 1$ , т.е.  $a = m = 8,7$ . Тогда согласно [13] общий коэффициент потерь (смягчения удара) составит  $\Psi = 1/(a-1) = 1/7,7 = 0,13$ . Определяем значения коэффициентов гидравлического сопротивления диффузорного участка  $\zeta_{c2,2} = a-1 = 7,7$  и входного участка  $\zeta_{1c,2} = \zeta_{12,2} - \zeta_{c2,2} = 11,6 - 7,7 = 3,91$ , т.е.  $\zeta_{1c,c} = \zeta_{1c,2}/a^2 = 3,91/75,69 = 0,0516$  и, соответственно, коэффициент скорости входного участка  $\varphi_c = \mu_{1c,np} = (1 + 0,0516)^{-1/2} = 0,975$ . Кстати, величина со-

отношения  $\zeta_{1c,2}/\zeta_{12,2} = 3,91/11,6 = 0,337$  показывает великую долю сопротивления входного участка в общем сопротивлении СУ. Коэффициент  $K_{R,c} = (\mu_{1c,np}/\mu_{12,np})^2 = (0,975/2,45)^2 = 0,1584$ . В порядке проверки расчет по формуле (17) дает то же значение  $K_{R,c} = 0,1584$ .

Для приближенной оценки величины коэффициента расхода трубы Вентури, близкой к предельной, примем произвольно значение степени расширения диффузора  $m = 10$ , полагая  $\varepsilon = 1$  и  $\zeta_{1c,c} \approx 0,55$  (на основе анализа выше). Тогда расчет с использованием преобразованной формулы (9) [1]

$$\mu_{12,np} = \frac{m}{\sqrt{m^2 \zeta_{1c,c} + m}}, \quad (18)$$

дает значение  $\mu_{12,np} = 2,54$ , что соответствует  $K_{R,c} = 0,147$ . Таким образом, можно предположить, что предельное значение  $\mu_{пред}$  находится на уровне не ниже 2,5.

Проведенный анализ не претендует на строгость и ориентирован в основном на предварительное исследование проблемы.

В заключение ниже приведена таблица, в которую включены собранные из различных источников экспериментально обоснованные значения коэффициентов расхода, характерные для дроссельно-регулирующей арматуры различного типа. Терминология в части обозначения типов регулирующих органов соответствует рекомендациям ГОСТ 14691-69 [12] и ГОСТ 24856-81 [13].

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Э.Е. Благов Расчет интегральных гидродинамических показателей трубопроводных сужающих устройств// Арматуростроение. 2006. №6. С.44-49.
2. В.Ф. Касилов Справочное пособие по гидрогазодинамике для теплотехников. М.: Издательство МЭИ. 2000. 272с.
3. В.В. Ведерников Об истечении из отверстий. В сб. «Труды ВЗЭИ». 1951. Вып.1. С.13-22.
4. И.Е. Идельчик Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.-Л.: Госэнергоиздат. 1960. 464с.
5. М.Е. Дейч, А.Е. Зарянкин Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. М.: Энергия. 1970. 384с.
6. И.Л. Повх Техническая гидромеханика. М.-Л.: Машиностроение. 1964. 508с.
7. В.К. Мигай, Э. И. Гудков Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние. 1981. 272с.
8. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник /Под общ.ред.чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. — 3-е изд., перераб. и доп. (Теплоэнергетика и теплотехника. Кн.2).— М.: Издательство МЭИ.2001. 564с.
9. Бенедикт, Карлуччи, Светц Потери давления в резких сужающихся и расширяющихся потоках. М.: Мир. Труды

- ASME. Серия «Энергетические машины и установки». 1966. №1. С.79-89.
10. Т.М. Баишта Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. М: Машиностроение. 1970. 504с.
11. Б.Б. Некрасов Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. — М.: Машиностроение. 1967. 368с.
12. ГОСТ 14691-69. Устройства исполнительные для систем автоматического регулирования.2 Термины.
13. ГОСТ 24856-81\*. Арматура трубопроводная промышленная. Термины и определения.
14. Э.Е. Благов Исследование гидравлических и кавитационных характеристик угловых игольчатых клапанов //Энергомашиностроение. 1987. №6. С.7-10.
15. Г.А. Чистяков, В.И. Сосиков, В.О. Шендра, Э.Е. Благов, А.Б. Мусвик Конструкция и гидравлические характеристики регулирующего клапана Ду400 //Тяжелое машиностроение. 1999. №6. С.31-35.
16. РТМ 108.711.02-79. Арматура энергетическая. Методы определения пропускной способности регулирующих органов и выбор оптимальной расходной характеристики.
17. Э.Е. Благов, Б.Я. Ивницкий Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. М.: Энергоатомиздат. 1990. 288с.