

Посвящается памяти  
д.т.н., проф. Владимира Георгиевича Патрикеева

# Расчет интегральных гидродинамических показателей трубопроводных сужающих устройств

Э.Е. Благов, канд. техн. наук, ЗАО «Фирма «Союз 01»

**Предложена расширенная методика расчета интегральных гидродинамических показателей трубопроводных сужающих устройств (СУ) на основе ограниченной информации, получаемой при проведении стандартных гидравлических испытаний СУ в бескризисных режимах течения испытательной среды (воды).**

Гидравлические сужающие устройства (СУ), к которым относятся диафрагмы, сопла, насадки, трубопроводная арматура, широко применяются в трубопроводных системах и во многом определяют надежность и эффективность работы установок, в состав которых они входят. С точки зрения гидравлики эти элементы представляют собой местные сопротивления, встраиваемые в трубопроводы. Применительно к арматуре, т.е. устройствам с изменяемой геометрией проточной части, под СУ понимается канал, образованный корпусом и затвором при дискретном фиксированном открытии проходного сечения в седле. Особенностью любого СУ является наличие в канале местного сужения прохода постоянного или переменного сечения, что обуславливает дросселирование потока среды при его ускорении и последующем торможении. По потерям энергии в устройствах судят об их эффективности.

Сужающие устройства гидросистем характеризуются рядом интегральных гидродинамических показателей, называемых также гидравлическими характеристиками. К ним в первую очередь относятся коэффициенты гидравлического сопротивления  $\zeta$  и расхода  $\mu$ , величина пропускной способности  $K_v$ , а также коэффициенты кажущегося начала кавитации  $K_c$  и критического расхода  $K_m$ .

Гидравлические характеристики, в том числе указанные выше, давно применяются в повседневной практике расчетов СУ в самых различных отраслях техники (энергетике, нефтехимии, авиации, ракетной технике и т.д.), однако интерес к их изучению не исчезает. Одной из причин продолжающегося стремления расширить наши знания об особенностях гидродинамики различных видов сред в СУ является многообразие их конструкций и условий, в которых они работают, что требует подведения под все это теоретической базы.

Основным источником получения информации о гидравлических свойствах СУ с любой, самой сложной геометрией проточной части до сих пор остаются их испытания, проводимые на специальных установках (стендах) с использованием воды комнатной температуры в качестве испытательной среды. Так, РД 24.207.13 – 90 [1] регламентирует порядок проведения стандартных испытаний трубопроводной арматуры в квадратичной области течения при отсутствии кавитации, а также устанавливает методику обработки результатов измерений.

Недостатком стендовых испытаний является ограниченность получаемых данных, которая усугубляется пробелами в теории. Согласно общепринятой методологии, при испытании СУ с известной геометрией проточной части измеряют давление и температуру воды перед СУ, перепад давления на СУ (или давление на выходе) и расход среды. На основе этих измерений обычно определяют только значения коэффициентов  $\zeta$ ,  $\mu$ , а также пропускной способности  $K_v$ , относящиеся к СУ в целом, т.е. такие испытания обладают низкой информативностью. С учетом того, что сами стенды, как правило, требуют значительных капитальных вложений на изготовление, монтаж и обслуживание, их использование нельзя признать рентабельным. При этом значения коэффициентов кажущегося начала кавитации  $K_c$  и критического расхода  $K_m$  могут быть определены только при возможности реализации на стенде критических режимов течения (как правило, соответствующих газовой кавитации), когда достигнутая величина расхода не зависит от противодавления. Это требует применения для стенда источника давления (насоса) повышенных параметров.

Коэффициенты  $\zeta$ ,  $\mu$ ,  $K_c$ ,  $K_m$  и пропускную способность  $K_v$  можно отнести к первичным показателям, рассчитываемым непосредственно по результатам измерений на испытательном стенде. По причинам, приведенным в работе [2], коэффициенты  $K_c$  и  $K_m$  исключены из рассмотрения. Например, так называемый коэффициент начала кавитации  $K_c$  определяется по экспериментальной гидравлической характеристике вида  $Q = f(\sqrt{\Delta p})$  в точке начала ее отклонения от линейности, которое соотносено с достижением в сжатом

сечении давления насыщения  $p_s(t_1)$ , что якобы является причиной начала кавитации.

Для полноты перечня показателей, которые необходимы для описания гидравлических свойств СУ, в него следует включить еще ряд показателей. Так, вместо нескольких коэффициентов восстановления давления  $K_c$  и  $K_m$ , что является отражением несовершенства теории, предложен один [2] –  $K_{R,c}$ . Он определяется как  $K_{R,c} = (p_{01} - p_2) / (p_{01} - p_c)$ , т.е. для его вычисления необходимо знать значение давления  $p_c$  в сжатом сечении струи. К другим значимым гидродинамическим показателям, оцениваемым пока по эмпирическим формулам, следует отнести коэффициенты гидравлического сопротивления входного участка СУ до сжатого сечения  $\zeta_{I,c}$  и сжатия струи  $\epsilon$ . Может также представить практический интерес определение значения коэффициента восстановления давления в проходном сечении  $K_{R,np}$ , а также уровней давлений в проходном и сжатом сечениях, особенно при проведении натурных испытаний. Все перечисленные показатели являются латентными, т.е. они не устанавливаются на основе прямых замеров.

Использование компьютерных гидрогазодинамических программ типа STAR-CD, ANSIS и др., несмотря на существенные достоинства этих методов, не решают полностью проблемы, т.к. для практических расчетов СУ в составе трубопроводов необходимы достоверные значения именно интегральных показателей, характеризующих особенности проточной части СУ.

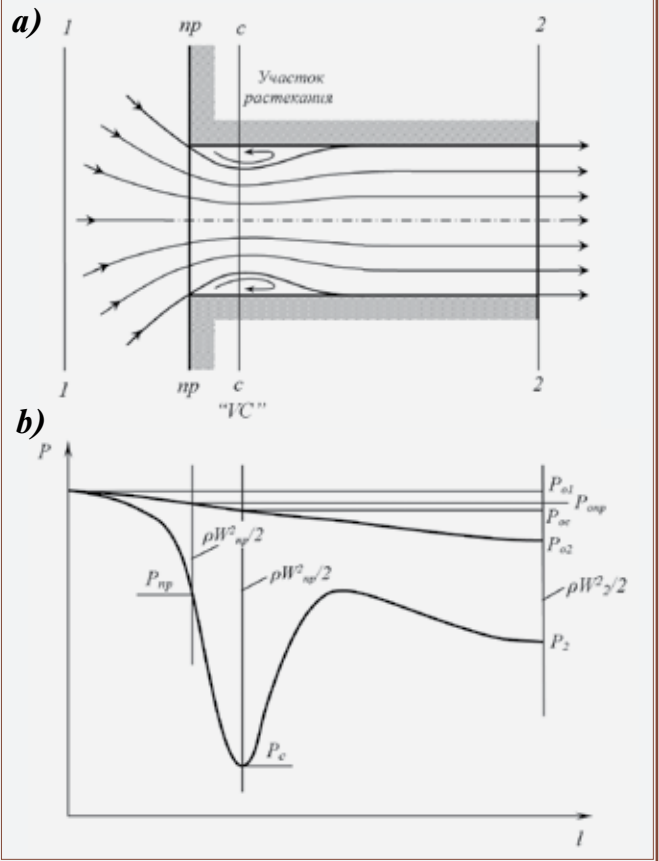
Целью настоящей работы является обоснование возможности получения более широкого спектра информации на основе проведения тех же стандартных испытаний. Предлагаемая расширенная методика обработки экспериментальных данных, как будет показано ниже, позволит определять величины всех известных для СУ интегральных гидродинамических показателей и получать другую дополнительную информацию.

Рассмотрим показанный на **рис. 1** типичный дроссельный канал СУ с участками сужения и расширения и схему изменения полного и статического давлений в нем вниз по потоку в бескризисном турбулентном режиме течения жидкости. Поскольку, за редким исключением, основные особенности течения жидкости в каналах различной геометрии остаются общими, для простоты анализа течения в канале СУ выбрана цилиндрическая насадка с острыми входными кромками (насадка Вентури).

При течении жидкости через СУ часть энергии потока теряется, в связи с чем происходит понижение давления среды на выходе  $p_2$  по сравнению с давлением на входе –  $p_{01}$  (полным) или  $p_1$  (статическим). Таким образом, потеря энергии проявляется в виде перепада (разности) давлений на СУ  $\Delta p_{01,2} = p_{01} - p_2$  или  $\Delta p_{1,2} = p_1 - p_2$ . При этом давление  $p_2$  не является наименьшим в изменении давления по длине канала. Самое низкое давление  $p_c$  достигается в минимальном (сжатом) сечении струи **с-с**, называемом в литературе «vena contracta» (vc), где согласно эффекту Бернулли скорость потока наибольшая. Именно это

**Рис. 1. Насадка Вентури.**

**а) особенности течения с характерными сечениями; б) изменение полного и статического давлений в канале вниз по потоку**



сечение в большинстве случаев является потенциально кризисным для реализации в нем критических условий, характеризуемых запираемостью потока по расходу и давлению, например, при возникновении кавитации. После прохождения потоком лимитирующего проходного сечения **np-np**, как правило, происходит его отрыв от кромок с образованием гидравлического пережима потока в сечении **с-с** (происходит сжатие струи до минимума). Затем струя расширяется с примыканием к стенкам. Сжатие потока и последующее расширение сопровождается образованием изолированной кольцевой полости, в которой давление  $p_c$  соответствует сечению **с-с**.

Рассмотрим характер изменения давления в проточной части СУ. С одной стороны, из рисунка следует, что на участке  $c \rightarrow 2$ , начиная с сечения **с-с** и по мере перемещения вдоль тракта СУ вниз по потоку к выходному сечению, статическое давление возрастает («восстанавливается») от  $p_c$  до  $p_2$ . Поэтому на практике различают регулирующие органы с низким или высоким восстановлением давления. В этом случае для сечения **с-с** коэффициент  $K_{R,c}$  действительно имеет физический смысл степени восстановления давления.

С другой стороны, возникает вопрос, как физически характеризовать сечения на входном участке проточной части  $1 \rightarrow c$ , например **np-np**, где очевидно падение давления, но никак не его восстановление. В этой связи

физическую общность характера изменения давления в тракте СУ можно усмотреть в относительной глубине падения (понижения) статического давления  $p_i$  в каждом сечении тракта по сравнению с измеряемой (видимой) величиной падения давления  $p_2$  в выходном сечении. При этом верхней планкой, относительно которой происходит сравнение, является величина полного давления среды  $p_{01}$  на входе в СУ. Глубина падения давления в сжатом сечении обуславливает подсосывающий эффект, который нивелируется степенью восстановления давления на участке канала за сужением. Однако при сложившемся терминологическом подходе к оценке СУ по степени восстановления давления можно пока оставить прежним название и даже общепринятое обозначение характеризующего этот феномен параметра как коэффициента восстановления давления, но с новой индексацией –  $K_{R,c}$ .

Нетрудно получить для него выражение общего вида, пригодное для вычисления его значения для любого  $i$ -того сечения канала СУ от входного сечения **1-1** до выходного **2-2**:

$$K_{R,i} = \frac{p_{01} - p_2}{p_{01} - p_i} = \frac{(\omega_i / \omega_2)^2 + \zeta_{12,i}}{1 + \zeta_{1i,i}}, \quad (1)$$

Для частного, но важного случая – сечения **c-c**, в котором реализуется максимальная скорость потока  $W_c$ , могут быть получены следующие выражения для определения величины коэффициента  $K_{R,c}$  /2/:

$$K_{R,c} = \frac{p_{01} - p_2}{p_{01} - p_c} = \frac{(\varepsilon n)^2 (1 + \zeta_{12,2})}{1 + \zeta_{1c,c}} = \frac{(\varepsilon n)^2 \varphi_c^2}{\varphi_2^2} = \left( \frac{\varphi_c}{a \cdot \varphi_2} \right)^2 = \left( \frac{\mu_{1c,np}}{\mu_{12,np}} \right)^2, \quad (2)$$

Здесь (См. рис. 1):

$\zeta_{12,2}$  – коэффициент гидравлического сопротивления СУ между сечениями **1-1** и **2-2**, отнесенный к скорости  $W_2$  в сечении **2-2**;

$\zeta_{1c,c}$  – коэффициент гидравлического сопротивления участка СУ от входа (сечение **1-1**) до сечения **c-c**, отнесенный к скорости  $W_c$  в сечении **c-c**;

$\varphi_2 = (1 + \zeta_{12,2})^{-0,5}$  – коэффициент скорости в выходном сечении **2-2**;

$\varphi_c = (1 + \zeta_{1c,c})^{-0,5}$  – коэффициент скорости в сжатом сечении **c-c**;

$\varepsilon = \omega_c / \omega_{np}$  – коэффициент сжатия струи, равный отношению площади минимального сечения струи  $\omega_c$  к площади лимитирующего проходного сечения в канале СУ  $\omega_{np}$ ;

$n = \omega_{np} / \omega_2$  – коэффициент сужения проходного сечения  $\omega_{np}$  относительно площади выходного сечения  $\omega_2$  (модуль СУ);

$a = (\varepsilon n)^{-1}$  – расчетный комплексный параметр;

$\mu_{1c,np} = \varepsilon \varphi_c$  – коэффициент расхода участка СУ от входа (**1-1**) до сечения **c-c**, отнесенный к площади проходного сечения  $\omega_{np}$ .

Коэффициент расхода СУ  $\mu_{12,np}$  связан с коэффициентом его гидравлического сопротивления следующими соотношениями /2,3/:

$$\mu_{12,np} = 1/n(1 + \zeta_{12,2})^{0,5} = \varphi_2/n, \quad (3)$$

Выражение для коэффициента гидравлического сопротивления СУ в расширенном виде с использованием формулы Борда может быть записано в следующей форме /2/:

$$\zeta_{12,2} = \zeta_{1c,2} + \zeta_{c,2,2} = \zeta_{1c,c} a^2 + \psi(a-1)^2 \quad (4)$$

Здесь сомножитель  $(a-1)^2 = [(1/\varepsilon n) - 1]^2$  представляет собой коэффициент потерь при резком (внезапном) расширении. Известно [4], что вывод формулы Борда основан на определении потерь полного давления в результате только геометрического воздействия на поток при резком расширении сечения канала. Потери на трение не учитывались в предположении не слишком большой длины участка растекания до заполненного сечения тракта СУ. Получение теоретической формулы для резкого сужения потока, аналогичной формуле Борда, пока не удается, так как природа потерь в этом случае принципиально отличается от потерь при внезапном расширении, а сама величина потерь большей частью значительно меньше, чем таковые при расширении. Приемлемыми для расчета были бы двухпараметрические зависимости вида  $\zeta_{12,2} = f(a)$ ,  $\zeta_{1c,c} = f(\varepsilon)$  и т.д. Получение таких зависимостей возможно для отдельных геометрий каналов СУ, но в общем виде проблема остается нерешенной.

Отличительной особенностью формулы (4) является то, что потеря на резкое расширение взята в качестве единичной меры для количественной характеристики сопротивления участка СУ за сужением, измеряемой числом  $\psi$ . Так, для насадки Вентури можно считать  $\psi$  близкой к единице. Для канала с конфигурацией выходного участка, смягчающей эффект резкого расширения за сужением (труба Вентури, сопло Лаваля), значение  $\psi$  может быть существенно ниже единицы. Для каналов значительной протяженности с превалирующей долей потерь на трение коэффициент потерь  $\psi$  может быть существенно больше единицы. Другими словами, в зависимости от геометрии СУ значения  $\psi$  могут быть меньше единицы, равны единице и больше единицы.

При подстановке зависимости (4) в формулу (3) для коэффициента расхода СУ  $\mu_{12,np}$  последняя приобретает следующий вид:

$$\mu_{12,np} = \left[ n \sqrt{1 + \zeta_{1c,c} a^2 + \psi (a-1)^2} \right]^{-1}, \quad (5)$$

Видно, что величина  $\mu_{12,np}$  является функцией трех неизвестных –  $\zeta_{1c,c}$ ,  $a$ ,  $\psi$ . Для сокращения числа неизвестных применим принцип максимального расхода, использованный Г.Н. Абрамовичем при разработке теории идеальной центробежной форсунки [4]. Согласно этому принципу можно предположить, что величины, входящие в

выражение для коэффициента расхода, находясь в таком соотношении, что коэффициент расхода при данном напоре будет по величине максимальным. Распространим это положение на уравнение (5). После дифференцирования его по  $a$ , полагая  $d\mu_{12,np}/da = 0$ , получим соотношение

$$\psi = (a - 1)^{-1}. \quad (6)$$

Тогда из (4) следует зависимость

$$\zeta_{c2,2} = a - 1. \quad (7)$$

Подстановка (6) в (4) и (5) дает более простые выражения для коэффициентов гидравлического сопротивления  $\zeta_{12,np}$  и расхода  $\mu_{12,np}$  (уже в функции двух неизвестных  $\zeta_{1c,c}$  и  $a$ ):

$$\zeta_{12,2} = \zeta_{1c,2} + \zeta_{c2,2} = \zeta_{1c,c} a^2 + (a - 1), \quad (8)$$

$$\mu_{12,np} = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\zeta_{1c,c} + (\varepsilon n)}} = \frac{1}{n\sqrt{a + \zeta_{1c,2}}}, \quad (9)$$

Для диафрагм с острыми кромками и коноидальных сопел выходное сечение совпадает с сечением «vc», т.е. для них  $a = (\varepsilon n)^{-1} = 1,0$  [2]. Таким образом, при  $a = 1$  уравнение (8) удовлетворяет условию  $\zeta_{12,2} = \zeta_{1c,c}$ . Далее, подстановка выражения (7) в уравнение (2) дает видоизмененные зависимости для коэффициента  $K_{R,c}$ :

$$K_{R,c} = \frac{(\varepsilon n) + \zeta_{1c,c}}{1 + \zeta_{1c,c}} = \frac{a + \zeta_{1c,2}}{a^2 + \zeta_{1c,2}}, \quad (10)$$

Из уравнения (8), если его решать как квадратное уравнение относительно  $a = (\varepsilon n)^{-1}$ , следует выражение для определения  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = \frac{2\zeta_{1c,c}}{n \left[ \sqrt{1 + 4\zeta_{1c,c}(1 + \zeta_{12,2})} - 1 \right]}, \quad (11)$$

Таким образом, получена двухпараметрическая зависимость  $\varepsilon = f(\zeta_{1c,c})$ , упомянутая выше. Возможность расчетного определения  $\zeta_{1c,c}$  и, следовательно, величины коэффициента скорости  $\varphi_c$ , позволяет оценить величину критического отношения давлений в критическом сечении СУ при достижении критического режима течения сред, например, при течении вскипающей жидкости [5].

Ниже будет показано, что проблема определения латентных интегральных показателей СУ приемлемой точности может быть решена достаточно строго на основе известных положений гидравлики. Определение этих показателей с использованием данных гидравлических испытаний рекомендуется производить в следующей последовательности.

Для испытываемого СУ, геометрия которого известна, находят значения площади минимального проходного сечения  $\omega_{np}$ , площади входного  $\omega_1$  и выходного сечения  $\omega_2$  и определяют коэффициент сужения проходного сечения (модуль СУ)  $n = \omega_{np}/\omega_2$ . После установления СУ на рабо-

чем участке гидростенда в соответствии с требованиями стандартных методик испытаний выполняется настройка нормального (бескавитационного) режима пропуска среды через СУ. После выхода на режим и его стабилизации по возможности синхронно фиксируют расход воды через СУ  $Q$ , м<sup>3</sup>/ч, избыточное (манометрическое) давление на входе  $p_{1(изб)}$ , перепад давления на СУ  $\Delta p_{1-2}$  или противодавление  $p_{2(изб)}$ , температуру воды на входе  $t_1$ . При этом желательно контролировать барометрическое давление  $B$ , но вполне допустимо принимать постоянное значение  $B = 0,101325$  МПа. Полное абсолютное давление на входе в СУ определяется как  $p_{01(абс)} = p_{1(изб)} + B + \rho W_1^2/2$ , где  $W_1$  – скорость воды перед СУ, м/с. В принципе достаточно одного замера указанных выше величин в установленном режиме, не считая контрольного, чтобы определить гидравлические показатели СУ и параметры потока в характерных сечениях проточной части – **np-np, c-c, 2-2**.

Типовую обработку исходных (первичных) данных удобно выполнять с использованием таблиц, например, [6], представленных в электронном виде в функции различных входных переменных. В функции  $(p_{01} - t_1)$  определяется значение плотности испытательной среды (воды)  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>. Сначала рассчитываются параметры и характеристики потока в сечениях СУ **np-np** и **2-2**, определяемые прямым расчетом:

- скорости воды  $W_{np}$  и  $W_2$ , м/с, скоростные напоры  $\Delta p_{ск} = W^2/(2 \cdot 10^6)$ , МПа;
- полное абсолютное давление в выходном сечении  $p_{02} = p_2 + \Delta p_{ск,2} + B$ ;
- коэффициент гидравлического сопротивления СУ  $\zeta_{12,2} = (p_{01} - p_{02})/\Delta p_{ск,2}$  (для арматуры – в дискретном положении затвора);
- коэффициент скорости в выходном сечении  $\varphi_2 = (1 + \zeta_{12,2})^{-0,5}$ ;
- коэффициент расхода СУ  $\mu_{12,np} = 1/n(1 + \zeta_{12,2})^{0,5} = \varphi_2/n$ ;
- пропускная способность СУ  $Kv = 5,04 \mu_{12,np} \omega_{np}$ .

Согласно формуле общего вида (1) коэффициент падения давления в сечении **2-2**  $K_{R,2} = 1,0$ . Найденные выше характеристики в основном относятся к данным, которые, например, приводят в каталогах трубопроводной дроссельно-регулирующей арматуры.

Следующим этапом обработки результатов эксперимента является определение параметров потока и показателей СУ во входном сечении **np-np**. Для этого используем уравнение неразрывности в безразмерной форме. Согласно работе [7], произвольный поток однофазной среды, проходящий между двумя любыми положениями **1** и **2** с соответствующими термодинамическими состояниями, может быть описан выражением следующего вида:

$$\left( \frac{p_{01}}{p_{02}} \right) \left( \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \left( \frac{T_{02}}{T_{01}} \right) \left( 1 - \frac{p_1}{p_{01}} \right) = \left( 1 - \frac{p_2}{p_{02}} \right), \quad (12)$$

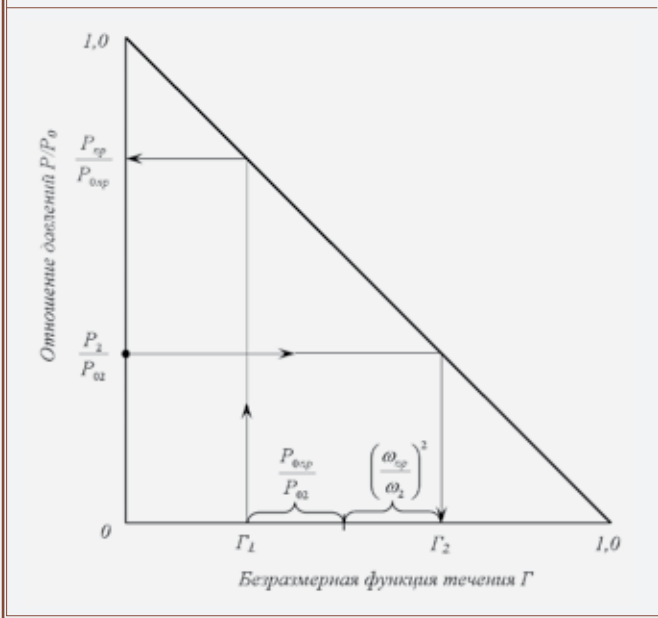
где  $1 - p_1/p_{01} = \Gamma_1$  и  $1 - p_2/p_{02} = \Gamma_2$  – обозначения безразмерных функций течения несжимаемой жидкости;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – площади соответствующих сечений. Полагая, что в

пределах однорежимных замеров параметров потока воды через СУ температура воды практически остается постоянной, считаем течение изотермическим, т.е.  $T_{01} = T_{02}$ . Тогда применительно к сечениям **np-np** и **2-2** тракта СУ получим следующее выражение:

$$\left(\frac{P_{0np}}{P_{02}}\right) \left(\frac{\omega_{np}}{\omega_2}\right)^2 \left(1 - \frac{P_{np}}{P_{0np}}\right) = \left(1 - \frac{P_2}{P_{02}}\right), \quad (13)$$

На диаграмме **рис.2** наглядно представлен возможный графический способ решения уравнения (13), где  $\omega_{np}/\omega_2 = n$ . Считая известными величины  $p_2/p_{02}$  и  $n$ , принимают три значения полного давления  $p_{0np}$  и для них в последовательности, показанной на **рис.2**, вычисляют значения отношения давлений  $p_{np}/p_{0np}$  и далее соответственно три значения  $p_{np}$ . Затем находят значения ско-

**Рис. 2.** Диаграмма определения параметров потока жидкости в проходном сечении СУ **np-np** при изотермическом течении



ростных напоров в сечении прохода  $\Delta p_{0np} = p_{0np} - p_{np}$ . При известном значении скоростного напора  $\Delta p_{0np} = \rho W_{np}^2 / 2$  аналитическим или графическим путем, например, по графику  $\Delta p_{0np} = f(p_{np})$ , определяют фактическое значение давления  $p_{np}$ . Полное абсолютное давление в проходном сечении будет равно  $p_{0np} = p_{np} + \Delta p_{0np}$ . Коэффициент гидравлического сопротивления участка от сечения **1-1** до проходного сечения, отнесенный к сечению **np-np**, рассчитывается как

$$\zeta_{Inp,np} = (p_{01} - p_{0np}) / \Delta p_{0np}, \quad (14)$$

и, соответственно, коэффициент скорости определяется как

$$\varphi_{np} = (1 + \zeta_{Inp,np})^{-0.5} \quad (15)$$

Согласно формуле (1) выражение для коэффициента  $K_{R,np} = (p_{01} - p_2) / (p_{01} - p_{np})$  в том же сечении будет иметь вид

$$K_{R,np} = [n^2(1 + \zeta_{I2,2}) / (1 + \zeta_{Inp,np})] = n^2 \varphi_{np}^2 / \varphi_2^2 \quad (16)$$

Самым важным этапом в предлагаемой методике является определение параметров течения в сжатом сечении **с-с**. К решению проблемы можно подойти несколькими путями.

Первый – наиболее простой подход, но с более высоким уровнем погрешности. Он основан на использовании уравнения Бернулли при допущении приблизительного равенства полных давлений в проходном и сжатом сечениях, т.е. при  $p_{0np} \approx p_{0c}$  (См. **рис.1**). Другими словами, если пренебречь потерями давления на участке **np-с**, то из выполнения условия следует выражение для величины статического давления в сжатом сечении

$$p_c = p_{np} - (\rho W_{np}^2 / 2) [(1/\varepsilon^2) - 1] \quad (17)$$

В свою очередь, из условия равенства потерь давления от входного сечения **1-1** до сечений **np-np** и **с-с** в виде  $\zeta_{Inp,np} \rho W_{np}^2 / 2 = (\zeta_{Ic,c} - \delta\zeta_c) \rho W_c^2 / 2$  следует, что реально  $\zeta_{Ic,c} = \zeta_{Inp,np} \varepsilon^2 + \delta\zeta_c$ . При  $\delta\zeta_c = 0$  последнее выражение приобретает вид:

$$\zeta_{Ic,c} \approx \zeta_{Inp,np} \varepsilon^2 \quad (18)$$

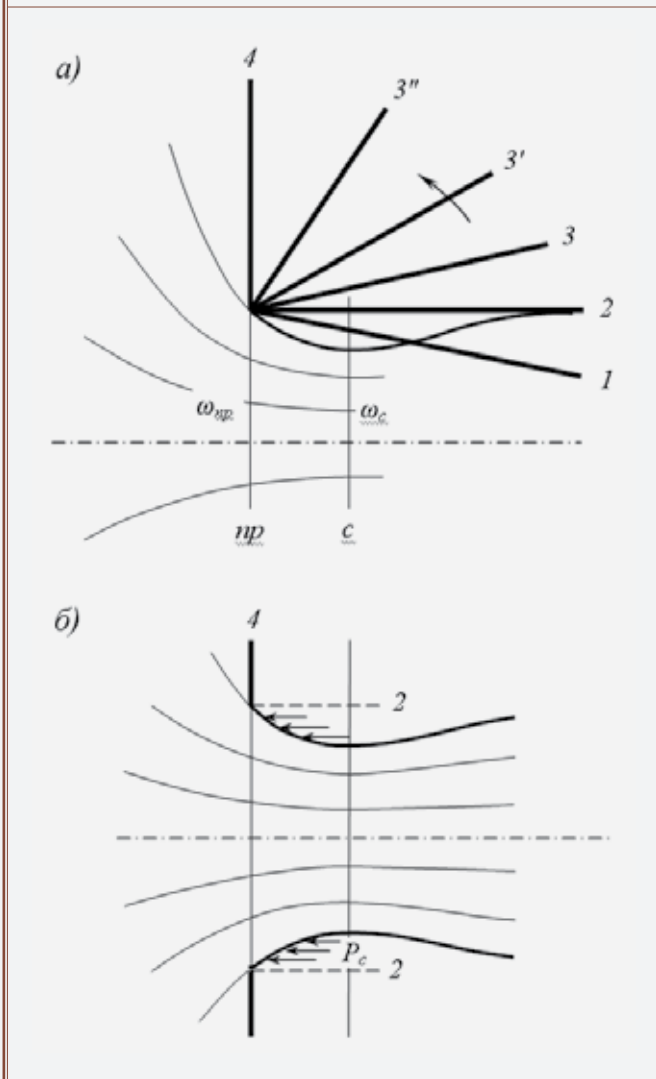
Полагая, что значение  $\zeta_{Inp,np}$  уже определено, дальнейший ход расчета показателей включает в себя следующие операции:

- в достоверных пределах (от 0,5 до 1,0) задают не менее трех значений  $\varepsilon_1$  и по соотношению (18) рассчитывают соответствующие три значения  $\zeta_{Ic,c}$ ;
- подставляют значения  $\zeta_{Ic,c}$  в формулу (11) и вычисляют новые значения  $\varepsilon_2$ ;
- находят искомое значение  $\varepsilon$ , например, как точку пересечения графической зависимости  $\varepsilon_2 = f(\varepsilon_1)$  с биссектрисой прямого угла.

Далее производят расчеты по определению других интегральных показателей потока.

Второй подход связан с использованием уравнения количества движения (импульсов). Это уравнение позволяет находить характеристики движения на границах рассматриваемой массы жидкости в условиях, когда физические процессы, происходящие внутри этой массы, не являются предметом исследования. Для упрощения использования уравнения, как правило, пренебрегают такими внешними силами, приложенными к выделенному объему жидкости, как его вес и сила реакции стенок канала. Из внутренних сил пренебрегают потерями на трение, как это было сделано при выводе известной формулы Борда. Упрощенное выражение уравнения количества движения имеет вид  $mW + p\omega = const$ , где соответственно  $m$  – масса объема жидкости между двумя рассматриваемыми сечениями,  $W$  – скорость потока жидкости,  $p$  – дав-

**Рис. 3.** Расчетная схема к выводу зависимости (19):  
 а) формы каналов;  
 б) схема действия противодействия



ление,  $\omega$  – площадь сечения струи. В обоснование вывода формулы (19), выполненного ниже, предлагается следующая гипотеза. На схеме (рис.3а) под номерами позиций обозначены границы каналов различной геометрии, в которых после прохождения потоком проходного сечения с площадью  $\omega_{np}$  происходит сжатие струи до сечения  $\omega_c$ . Так, сжатие струи будет иметь место в конфузоре (поз.1), цилиндрической насадке (поз.2), диффузоре (поз.3) и диафрагме (отверстии в тонкой стенке) (поз.4). При даль-

нейшем расширении струи для позиций 1, 2, 3 характерно примыкание потока к стенкам канала с образованием изолированной кольцевой полости. Однако, начиная где-то с поз.3' (условно), будет иметь место отрыв потока от стенки с разрушением кольцевой полости или невозможностью ее возникновения. В этом случае давление в сжатом сечении  $p_c$  и давление, действующее на поверхность расчетного объема и препятствующее течению среды в осевом направлении, равны давлению окружающей канал среды  $p_a$ , в которую происходит истечение жидкости (рис.3б). Из этого следует, что сила давления  $p_{np}$  на сечение  $\omega_{np}$  уменьшается на величину противодействующей силы, равной произведению давления  $p_c$  на величину проекции площади  $(\omega_{np} - \omega_c)$ . Указанное положение полностью справедливо для каналов с отрывным течением. Допустим, что давление внутри изолированной полости по величине будет близким к давлению  $p_c$ . Тогда уравнение импульсов для сечений  $np-np$  и  $c-c$  записывается в следующем виде:

$$mW_{np} + p_{np}\omega_{np} - p_c(\omega_{np} - \omega_c) = mW_c + p_c\omega_c \text{ или}$$

$$mW_{np} + p_{np}\omega_{np} = mW_c + p_c\omega_{np},$$

где масса объема жидкости равна  $m = \rho\omega_{np}W_{np}$ . После несложных выкладок, где  $\varepsilon = \omega_c/\omega_{np}$ , получим новое расчетное уравнение на основе теоремы импульсов для определения давления  $p_c$  в сжатом сечении  $c-c$ :

$$p_c = p_{np} - \rho W_{np}^2 [(1/\varepsilon) - 1] \quad (19)$$

Сравнение этого уравнения с полученным ранее выражением (17) показывает, что они структурно похожи, но не идентичны. Полагая, что значение давления  $p_{np}$  уже определено, дальнейший ход расчета показателей включает в себя операции, описанные выше. При этом, используя соотношение  $W_c = W_{np}/\varepsilon$ , значения  $\zeta_{1c,c}$  вычисляются по формуле:

$$\zeta_{1c,c} = \frac{p_{01} - p_c}{\rho W_c^2 / 2} - 1 \quad (20)$$

Можно также определить значения  $\zeta_{1c,c}$ , используя выражения для  $K_{R,c}$  (2) или (10). Далее производят расчеты по определению остальных интегральных показателей потока, что уже не представляет трудностей.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. РД 24.207.13–90. Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения коэффициентов сопротивления и пропускной способности.
2. Э.Е. Благов. Определение гидродинамических показателей сужающих устройств // Теплоэнергетика. 2002. №4. С.30–35.
3. Э.Е. Благов, Б.Я. Ивницкий. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. М.: Энергоатомиздат. 1990. 288с.
4. Распыливание жидкостей /Авторы: Ю.Ф. Дитякин, Л.А. Клячко, Б.В. Новиков, В.И. Ягодкин. М.: Машиностроение. 1977. 208с.

5. Благов Э.Е. Критическое отношение давлений и критическая скорость при течении однокомпонентной вскипающей жидкости через сужающие устройства // Теплоэнергетика. 2005. №6. С.56–66.
6. А.А. Александров, Б.А. Григорьев. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник // М.: Издательство МЭИ. 1999. 168с.
7. Стельи, Бенедикт. Некоторые обобщения в динамике одномерных течений несжимаемой жидкости // Труды ASME. Серия «Энергетическое машиностроение». М: Мир. 1962. №1. С.59–64.