Наука и Образование
МГТУ им. Н.Э. Баумана
Сетевое научное издание
ISSN 1994-0408

Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 02. С. 1–23.

DOI: **10.7463/0215.0758817**

Представлена в редакцию: 01.02.2015
Исправлена: 15.02.2015

© МГТУ им. Н.Э. Баумана

УДК 543.8 + 541.13

Особенности истечения жидкости через отверстия некруглой формы

Пильгунов В. Н.[1,*], **Ефремова К. Д.**[1]

*vnp41@yandex.ru

[1]МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Исследованы особенности процесса истечения вязкой жидкости через отверстия некруглой формы. Получены значения коэффициентов объёмного расхода воды, вытекающей через квадратное, прямоугольное, треугольное и крестообразное отверстия с острой входной кромкой при совершенном сжатии струи. Представлены конструкции внешних цилиндрических насадков с некруглыми входными отверстиями и исследованы расходно – перепадные характеристики этих насадков. Показано, что исследованные типы отверстий некруглой формы обладают большей, по сравнению с круглым отверстием, пропускной способностью, а внешние цилиндрические насадки с входными отверстиями некруглой формы устойчиво работают без срыва при повышенных значениях напора истечения. Управление абсолютным давлением в кавитационной камере внешнего цилиндрического насадка открытого типа посредством её регламентированного подключения к атмосфере позволяет в определённом диапазоне изменять расход истечения и обеспечить его стабилизацию при колебаниях напора истечения. Приведённые экспериментальные данные могут быть использованы при проектировании водопропускных сооружений, систем орошения, аппаратов химического производства и элементов гидроавтоматики.

Ключевые слова: отверстие некруглой формы, внешние цилиндрические насадки открытого и закрытого типов, коэффициент объёмного расхода, пропускная способность, к.п.д. процесса истечения

Введение

Знание особенностей истечения вязкой жидкости через отверстия с острой входной кромкой и насадки необходимо при расчёте водопропускных сооружений, систем подачи топлива в тепловые двигатели, аппаратов химического производства, фильер, а также при проектировании элементов гидроприводов и гидравлических систем управления.

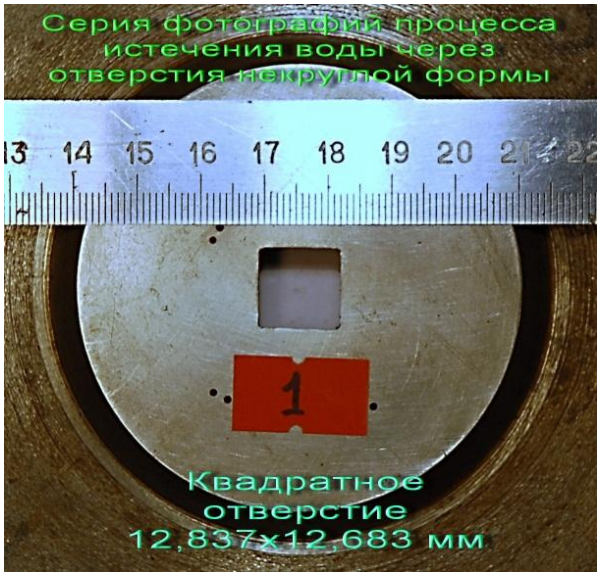
Процесс истечения жидкости через отверстия круглой формы достаточно хорошо изучен: в технической литературе широко представлены экспериментальные значения коэффициентов истечения и их зависимость от числа Рейнольдса [1…5]. Процесс истечения жидкости через отверстия *некруглой* формы мало изучен и представляет

определённый интерес при решении задач повышения пропускной способности отверстий, выполненных в тонких стенках [6,7,8]. В работе [9] отмечается, что «...введённые в рассмотрение коэффициенты сжатия ε, сопротивления ξ, скорости φ и расхода μ зависят в первую очередь от типа отверстия и насадка…», однако сам процесс истечения жидкости через отверстия некруглой формы не рассматривается и количественная оценка влияние формы отверстия на коэффициенты истечения не приводится. В работах, непосредственно связанных с рассмотрением процесса движения жидкости в отверстиях в тонкой стенке и во внешних цилиндрических насадках с входными некруглыми отверстиями [11], отсутствует количественная оценка влияния формы отверстия на коэффициенты истечения.

Целью предлагаемой работы является восполнение нехватки информации по рассматриваемому вопросу. Размерность всех физических величин, приводимых в формулах статьи, предполагается в системе СИ.

Экспериментальное исследование процесса истечения жидкости через отверстия некруглой формы с острой входной кромкой

В качестве объекта исследования были выбраны равностороннее треугольное, квадратное, прямоугольное и крестообразное отверстия с условно острой кромкой, пропускающие через свои сечения техническую воду при сравнительно больших напорах истечения (рис. 1а, б, в, г).



а) отверстие квадратного сечения с острой кромкой;

б) отверстие треугольного сечения с острой кромкой;

в) отверстие прямоугольного сечения с острой кромкой;

г) крестообразное отверстие с острой кромкой.

Рис 1. Форма и размеры проходных сечений некруглых отверстий.

Исследование процессов истечения проводилось на экспериментальной установке,принципиальная схема которой представлена на рис.2.

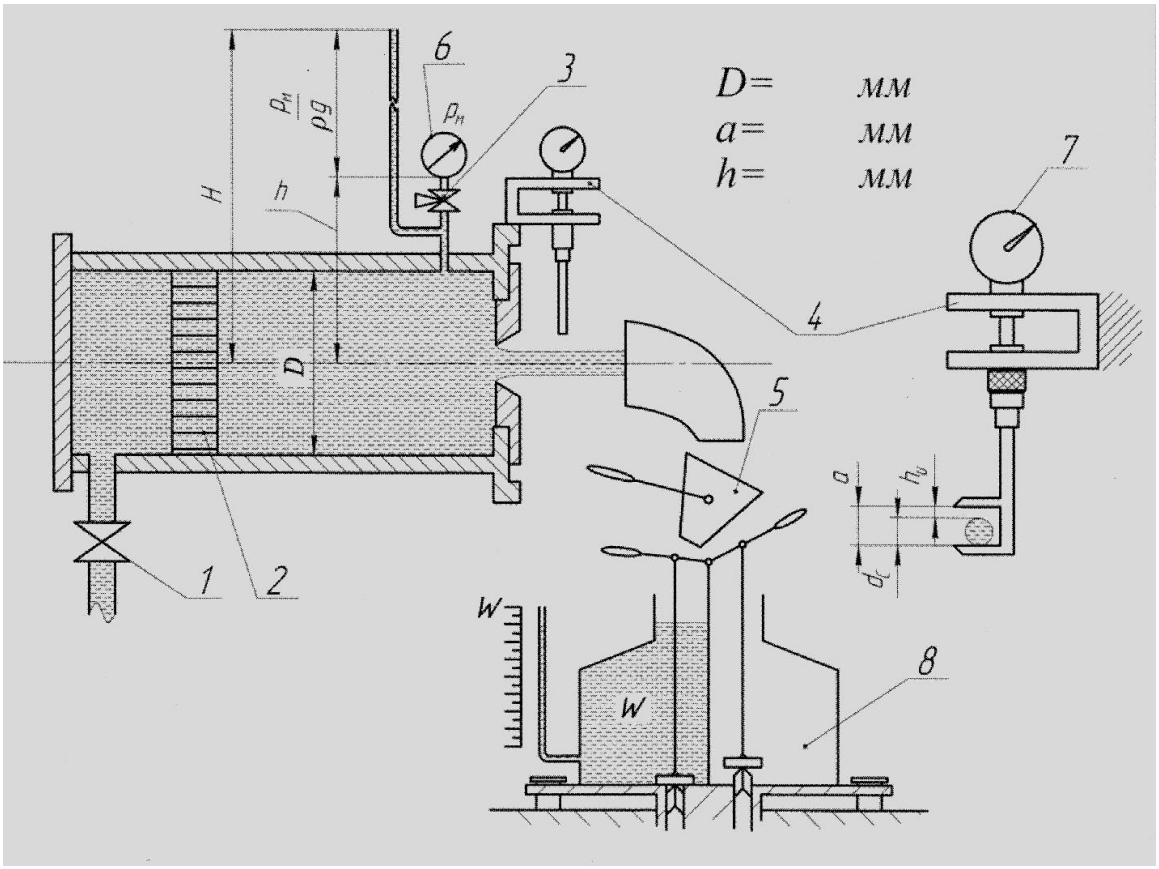


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментальной установки.

Техническая вода от центробежного насоса поступает через дросселирующее устройство 1 в направляющий аппарат, выполненный в виде толстостенной трубы диаметром D = 250 мм. Входной конический рассекатель (на схеме не показан) и сотовый успокоитель 2 выравнивают поперечную структуру потока и направляют его к исследуемому отверстию. Напор истечения H, приведённый к оси отверстия, определяется по показаниям $p_н$ образцового манометра 6 с учётом поправки h на его расположение относительно оси отверстия

$$\mathbf{H = \frac{p_н}{\rho g} + h.}$$

Расход воды через отверстие определяется объёмным способом посредством мерного бака 8 объёмом W = 120литров (цена деления мерного стекла 0,2 литра) и перекидной воронки 5. Время наполнения мерного бака регистрируется электронным хронометром. Установка предусматривает возможность измерения диаметра струи $\mathbf{d_c}$ в её сжатом сечении посредством измерительной рамки 4 с индикатором 7. Связь объёмного расхода Q с напором истечения воды в атмосферу H определяется зависимостью:

$$\mathbf{Q = \mu_{отв} A_{отв} \sqrt{2gH}}, \qquad (1)$$

где $\mu_{отв}$ – коэффициент расхода, приведённый к площади проходного сечения отверстия $A_{отв}$.

На форму струи, вытекающей из отверстия некруглой формы, влияет процесс инверсии. Этот процесс обусловлен взаимодействием силы поверхностного натяжения,

стремящейся свести к минимуму площадь наружной поверхности струи, и силы инерции, которая направлена на сохранение количества движения массы частицы жидкости, находящейся на траектории элементарной струйки [12]. Форму струи на выходе из отверстия определяют элементарные струйки, подтекающие к отверстию в радиальном направлении.

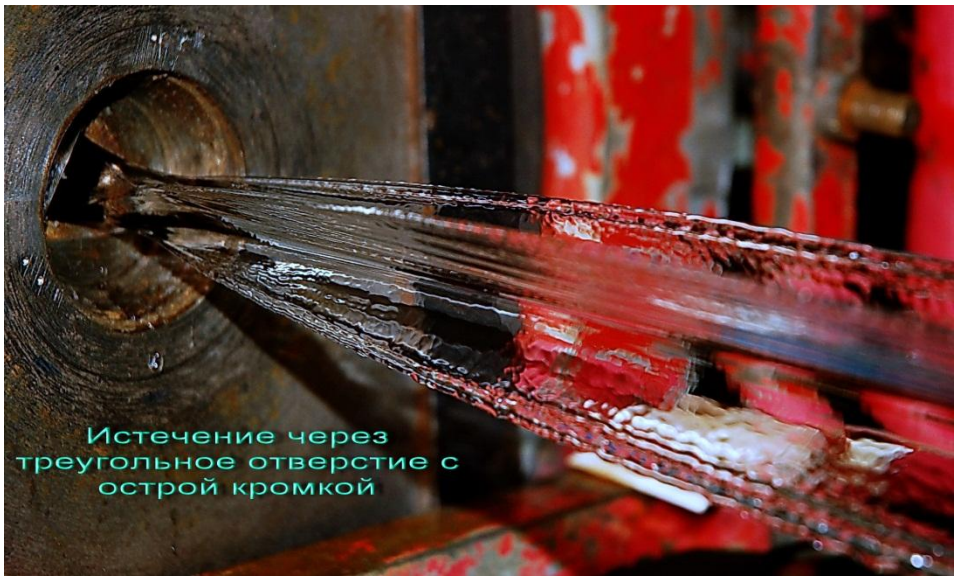
На фотографиях рис. 3 представлены следы ржавчины на стенке, оставленные элементарными струйками, подтекающими в радиальном направлении к отверстиям треугольной (рис. 3а) и квадратной (рис. 3б) формы, и вызывающими коррозию поверхности стенки, изготовленной из углеродистой стали.

а)

б)

Рис. 3. Следы элементарных струек, подтекающих к отверстиям некруглой формы в радиальном направлении.

Радиальные струйки оказывают существенное влияние на величину относительной площади сжатого сечения струи $\boldsymbol{\varepsilon = \frac{A_{стр}}{A_{отв}}}$, известной в литературе как «коэффициент сжатия струи», где $A_{стр}$ – наименьшая площадь сжатого сечения струи, расположенного, примерно, на расстоянии диаметра отверстия $d_{отв}$ от его входа. Необходимо отметить, что измерение диаметра струи $\boldsymbol{d_c}$ в её сжатом сечении, а также экспериментальное определение относительной площади струи ε затруднены из-за эффекта инверсии. Фотографии процесса инверсии струй, вытекающих через отверстия некруглой формы, представлены на рис. 4 а, б, в, г.



а)

б)

в)

г)

Рис. 4. Инверсия струй, вытекающих через отверстия некруглой формы.

Формула Торичелли устанавливает теоретическую зависимость между «идеальной» скоростью $V_{ид}$ истечения невязкой жидкости через отверстие произвольной формы с условно острой кромкой и напором истечения H

$$\mathbf{V_{ид}} = \sqrt{\mathbf{2gH}}. \qquad (2)$$

Несоответствие действительного значения осреднённой по площади сечения отверстия скорости движения струи вязкой жидкости и её теоретического значения (2) оценивается коэффициентом скорости φ:

$$\boldsymbol{\varphi} = \frac{\mathbf{V}}{\mathbf{V_{ид}}} < \mathbf{1}\,,$$

который, в свою очередь, зависит от коэффициента кинетической энергии α и гидравлического сопротивления отверстия ξ, определяющего величину потери напора при истечении жидкости в долях скоростного напора струи, подсчитанного по действительному значению осреднённой скорости:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}}. \qquad (3)$$

Непосредственное экспериментальное определение значения коэффициента скорости φ затруднено сложностью измерения действительного значения осреднённой скорости струи.

Связь между коэффициентами истечения $\mu_{отв}$, φ, ε устанавливается соотношением

$$\mu_{отв} = \varphi \cdot \varepsilon. \qquad (4)$$

Таким образом, при исследовании процесса истечения жидкости через отверстие некруглой формы возможна экспериментальная оценка лишь коэффициента расхода $\mu_{отв}$, который становится единственным измеряемым параметром процесса истечения.

Экспериментальные зависимости коэффициента расхода отверстий различной формы

$$\mu_{отв} = \frac{Q}{A_{отв}\sqrt{2gH}}$$

от теоретического значения скорости движения струи (2)

$$\mu_{отв} = \mu_{отв}\left(\sqrt{2gH}\right)$$

представлены на графиках рис. 5.

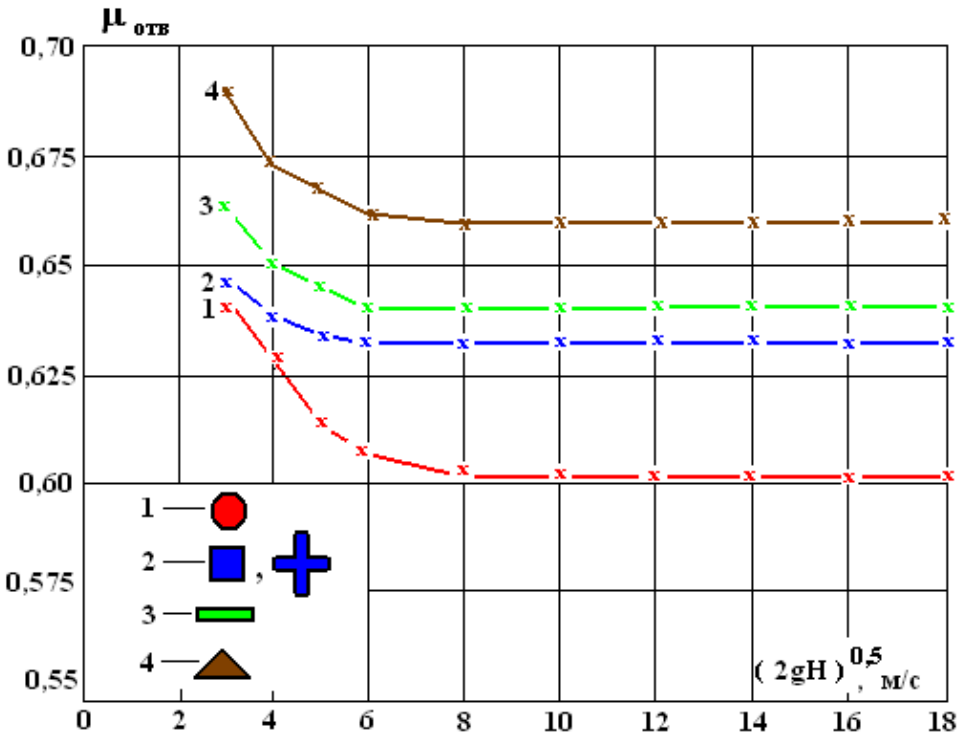


Рис. 5. Зависимость коэффициента расхода отверстий от теоретической скорости истечения жидкости.

Для проверки адекватности результатов, получаемых на экспериментальной установке, на рис. 5 представлено измеренное значение коэффициента расхода круглого отверстия, который хорошо согласуется с данными, приводимыми в работе [9].

Из графиков рис. 5 следует, что значение коэффициента расхода $\mu_{отв}$ существенно зависит от типа отверстия и принимает наибольшее значение равное $\mu_{отв}$ = 0,66 у отверстия треугольной формы, на 10% превышающее значение коэффициента расхода круглого отверстия $\mu_{отв}$ = 0,60. Если принять равными значения коэффициента скорости φ = 0,976 для треугольного и круглого отверстий, то можно предположить, что повышенное значение коэффициента расхода у треугольного отверстия связано с увеличенным значением относительной площади струи

$$\boldsymbol{\varepsilon = \frac{\mu_{отв}}{\varphi} = \frac{0,66}{0,976} = 0,68,}$$

определяемого полем скоростей единичных струек, подтекающих к отверстию в радиальном направлении (фотографии рис. 3а).

В соответствии с полученными экспериментальными данными для круглого отверстия $\mu_{отв}$ = 0,60 и ε = 0,615. Наиболее близким к круглому отверстию по параметрам истечения является отверстие квадратной формы $\mu_{отв}$ = 0,63.

Пропускную способность отверстия с острой входной кромкой удобно оценивать величиной осреднённой скорости движения жидкости во входном сечении отверстия площадью $A_{отв}$

$$\boldsymbol{V = \frac{Q}{A_{отв}} = \frac{\mu_{отв}}{\sqrt{2gH}}}. \qquad (5)$$

Графики зависимостей пропускной способности отверстий от теоретической скорости истечения представлены на рис. 6. Линейность зависимостей $\boldsymbol{V = V(\sqrt{2gH})}$ следует из соотношения (5).

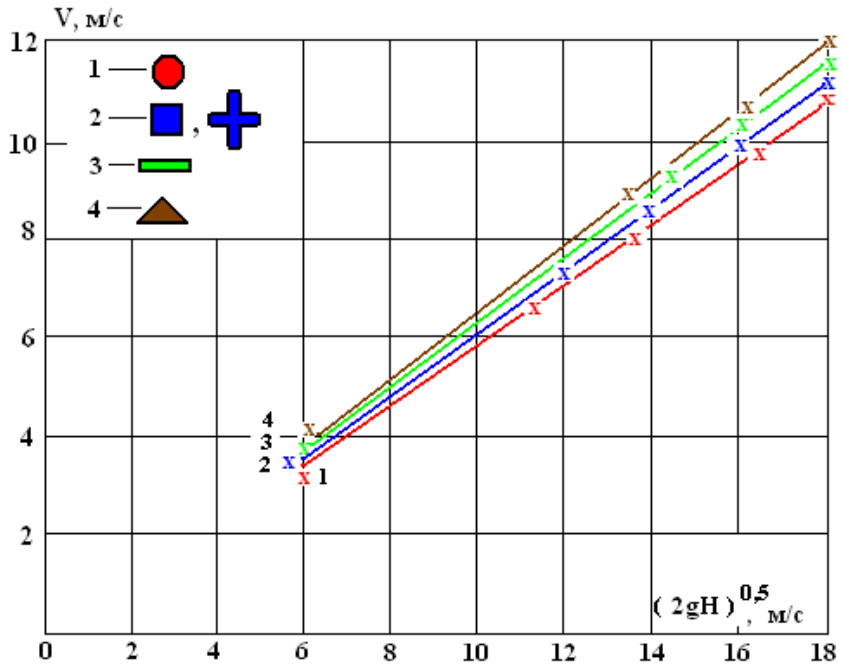


Рис.6. Графики зависимостей пропускной способности отверстий от теоретической скорости истечения.

Зависимости пропускной способности отверстий круглой и некруглой форм от числа Рейнольдса Re представлены на графиках рис. 7, при этом

$$\mathbf{Re} = \frac{\mathbf{4\,Q}}{\boldsymbol{\pi} \boldsymbol{d}_{\Gamma}\, \boldsymbol{\nu}},$$

где $\mathbf{d}_{\Gamma} = \frac{\mathbf{4A}_{\text{отв}}}{\mathbf{П}}$ – гидравлический диаметр, $\mathbf{П}$ - смоченный периметр отверстия;

$\boldsymbol{\nu}$ – кинематическая вязкость жидкости.

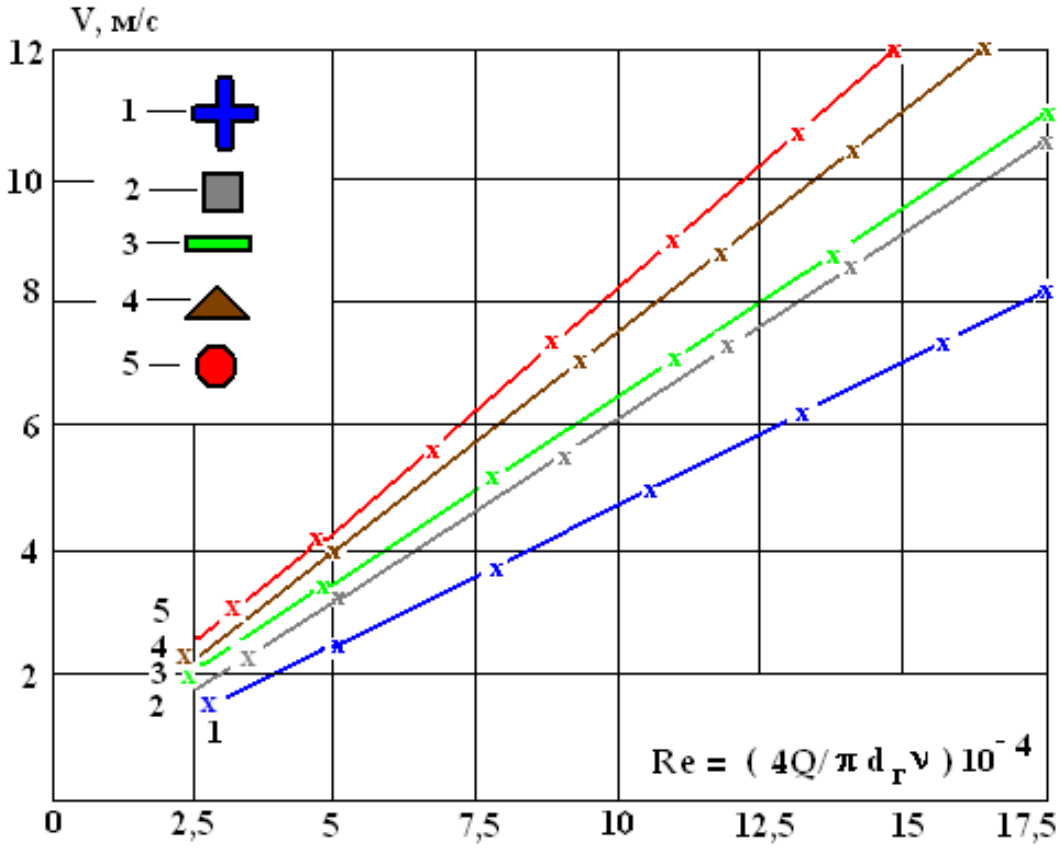


Рис.7. Графики зависимостей пропускной способности отверстий от числа Рейнольдса.

Экспериментальное исследование процесса истечения жидкости через внешний цилиндрический насадок с входным отверстием треугольной формы

Для повышения пропускной способности отверстия применяют внешний цилиндрический насадок [13], представляющий собой короткий участок трубы длиной L = (3…4) $d_{г}$. Конструкция внешнего цилиндрического насадка с входным отверстием некруглой формы показана на рис. 8.

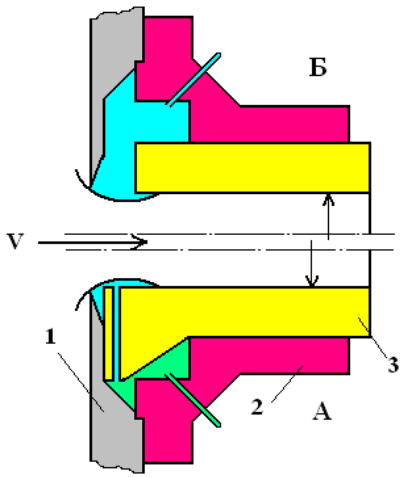


Рис.8. Конструкция внешнего цилиндрического насадка.

Нижняя половина А конструкции соответствует *закрытому* внешнему цилиндрическому насадку: цилиндрическая гильза насадка 3 непосредственно без зазора насажена на отверстие некруглой формы в стенке 1. Абсолютное давление в пространстве, ограниченном цилиндрической поверхностью гильзы и наружной поверхностью сжатой струи, определяется через показания вакуумметра, подключаемого через капилляр. Конструкция *открытого* внешнего цилиндрического насадка представлена на верхней половине Б (рис. 8): в этом случае цилиндрическая гильза насажена на отверстие с зазором, в результате чего образуется замкнутая камера, объём которой ограничен цилиндрической поверхностью гильзы, корпусом насадка 2 и плоскостью стенки 1.

ПРИМЕЧАНИЕ: Далее в тексте под понятием *открытый* или *закрытый насадок* подразумевается насадок, работающий по соответствующей конструктивной схеме согласно рис. 8 .

Основным критерием выбора внутреннего диаметра гильзы и величины зазора является создание условий, при которых сжатому сечению струи предоставляется возможность свободно проникать в цилиндрическую гильзу насадка.

Для равностороннего треугольного отверстия с длиной стороны 14,7 мм зазор между торцем гильзы и стенкой составил 10,5 мм, при этом исследованные насадки имели внутренний диаметр гильзы равный 10,85 мм, 12,15 мм и 14,2 мм. Диаметр равный 10,85 мм ненамного превышал значение гидравлического диаметра треугольного отверстия $d_г$ = 9 мм, а диаметр 12,15 мм соответствовал диаметру круглого отверстия. Значение диаметра гильзы 14,2 мм было выбрано произвольно.

В камере внешнего цилиндрического насадка устанавливается абсолютное давление $p_к = p_{ат} + \rho g h_в - p_{вак}$, где $p_{ат}$ – атмосферное давление, измеряемое прецизионным барометром; $h_в$ – высота установки вакуумметра относительно оси отверстия; $p_{вак}$ – величина вакуума в камере, измеряемая вакуумметром класса точности 0,25. Можно предположить, что на величину вакуума в камере оказывает существенное влияние

процесс эжекции струи, как и в водоструйном насосе. Детали конструкции комбинированного внешнего цилиндрического насадка показаны на рис. 9.

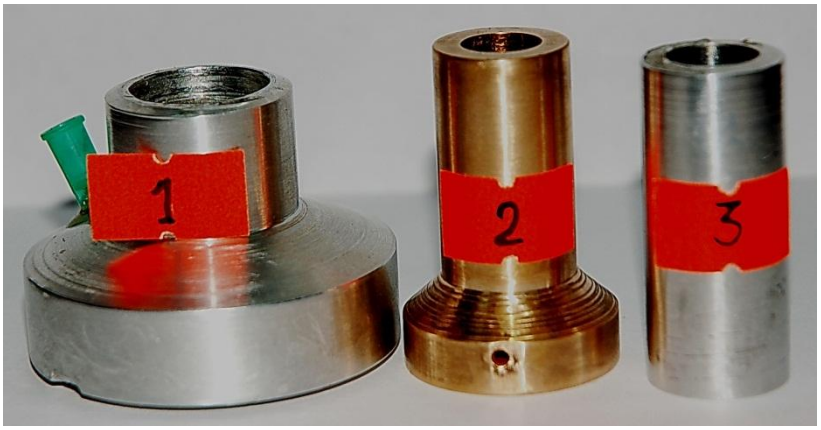


Рис. 9. Детали конструкции комбинированного внешнего цилиндрического насадка.

Закрытая 2 или открытая 3 гильзы вставляются в корпус внешнего цилиндрического насадка 1. Соединение камеры насадка с вакуумметром и подключение камеры к атмосфере, в случае управления абсолютным давлением в камере, осуществляется посредством иглы для шприца и капилляра в нижней части закрытой гильзы. В штатном режиме работы открытого насадка сжатая струя входит в цилиндрическую гильзу и затем расширяется до внутреннего диаметра гильзы, полностью заполняя её сечение и препятствуя проникновению атмосферного воздуха внутрь камеры, при этом торец гильзы не препятствует расширению струи и формированию потока в её цилиндрическом канале.

Работа закрытого насадка аналогична функционированию внешнего цилиндрического насадка с круглым входным отверстием.

Уравнение Бернулли, записанное в абсолютной системе единиц измерения давления для сечения по входу в отверстие и сжатого сечения струи, имеет вид

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \xi^*_{\text{отв}} \frac{V_2^2}{2g}, \qquad (6)$$

где $p_1 = p_н + \rho g h + p_{ат}$ – абсолютное давление во входном сечении отверстия, определяемое по показаниям манометра и барометра; $p_2 = p_{ат} + \rho g h_в - p_{вак}$ – абсолютное давление в сжатом сечении струи, принимаемое равным абсолютному давлению в камере насадка; $\xi_{отв}^*$ – гидравлическое сопротивление отверстия, работающего в составе насадка. С учётом соотношения площадей сечения трубы, направляющего аппарата D = 250 мм и наибольшего гидравлического диаметра некруглого отверстия $d_г$ = 13 мм

$$\left(\frac{d_г}{D}\right)^2 = 0,0027,$$

скоростью потока на выходе направляющего аппарата можно пренебречь, принимая $V_1 = 0$, а процесс сжатия струи рассматривать как совершенный.

Расход жидкости, истекающей через отверстие в камеру в условиях турбулентного потока $\alpha_2 = 1$ будет определяться выражением

$$\mathbf{Q} = \mathbf{V_2}\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}}\mathbf{A}_{\text{отв}} = \frac{\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}}\mathbf{A}_{\text{отв}}\sqrt{\frac{2(\mathbf{p_1}-\mathbf{p_2})}{\rho}}}{\sqrt{1+\boldsymbol{\xi}^*_{\text{отв}}}} = \boldsymbol{\mu}^*_{\text{отв}}\mathbf{A}_{\text{отв}}\sqrt{\frac{2(\mathbf{p_1}-\mathbf{p_2})}{\rho}}, \qquad (7)$$

где $\varepsilon_{\text{отв}}^* = \frac{\mathbf{A}_{\text{стр}}}{\mathbf{A}_{\text{отв}}}$ – относительная площадь струи в сжатом сечении, а коэффициент расхода отверстия $\mu_{\text{отв}}^*$, работающего в составе внешнего цилиндрического насадка, определяется выражением:

$$\boldsymbol{\mu}^*_{\text{в}} = \frac{\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}}}{\sqrt{1 + \boldsymbol{\xi}^*_{\text{отв}}}}.$$

Необходимо отметить, что в литературе [14,15] постулируется равенство значений коэффициентов истечения жидкости через отверстие в атмосферу (свободная струя) и под уровень (затопленная струя).

Уравнение Бернулли, записанное для сечения по входу в отверстие и сечения струи на выходе из насадка в абсолютной системе единиц измерения давления, принимает вид

$$\frac{\mathbf{p_1}}{\rho\mathbf{g}} + \frac{\alpha_1\mathbf{V_1^2}}{2\mathbf{g}} = \frac{\mathbf{p}_{\text{атм}}}{\rho\mathbf{g}} + \frac{\alpha_3\mathbf{V_3^2}}{2\mathbf{g}} + \frac{\boldsymbol{\xi}^*_{\text{отв}}\mathbf{V_2^2}}{2\mathbf{g}} + \frac{\boldsymbol{\beta}\left(\mathbf{V_2} - \mathbf{V_3}\right)^2}{2\mathbf{g}}, \qquad (8)$$

где $\mathbf{V_1} = \mathbf{V}$ – скорость во входном сечении отверстия; $\mathbf{V_2}$ - скорость в сжатом сечении струи; V_3 – осреднённая по сечению скорость струи на выходе из насадка; β - коэффициент потерь в формуле Борда при расширении струи в гильзе насадка. Выразим скорости V_2 и V_3 в уравнении (8) через осреднённую скорость потока V в сечении отверстия в соответствии с равенством (5)

$$\mathbf{V_2} = \frac{\mathbf{V}}{\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}}}; \ \mathbf{V_3} = \frac{\mathbf{V}\,\mathbf{A}_{\text{отв}}}{\mathbf{A}_{\text{нас}}} = \mathbf{mV},$$

где коэффициент $\mathrm{m} = \frac{\mathbf{A}_{\text{отв}}}{\mathbf{A}_{\text{нас}}}$ соответствует площади проходного сечения отверстия $A_{\text{отв}}$, приведённой к площади сечения струи на выходе из насадка $A_{\text{нас}}$ при условии полного заполнения сечения гильзы потоком жидкости. Уравнение (8) принимает вид

$$\frac{\mathbf{p_1}-\mathbf{p}_{\text{атм}}}{\rho\mathbf{g}} = \left\{\mathbf{m^2} + \frac{\boldsymbol{\xi}^*_{\text{отв}}}{(\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}})^2} + \boldsymbol{\beta}\left[\frac{1}{(\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}})^2} - \frac{2\mathbf{m}}{\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}}} + \mathbf{m^2}\right]\right\}\frac{\mathbf{Q^2}}{2\mathbf{g}\mathbf{A}^2_{\text{отв}}}. \qquad (9)$$

Из уравнения (9) установим связь между объёмным расходом и избыточным давлением во входном сечении отверстия:

$$\mathbf{Q} = \boldsymbol{\mu}_{\text{нас}}\mathbf{A}_{\text{отв}}\sqrt{\frac{\mathbf{2(p_н+\rho gh)}}{\boldsymbol{\rho}}}, \tag{10}$$

где $\boldsymbol{\mu}_{\text{нас}}$ – коэффициент расхода насадка, приведённый к осреднённой по входному сечению отверстия скорости потока:

$$\boldsymbol{\mu}_{\text{нас}} = \sqrt{\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{m^2}} + \frac{\boldsymbol{\xi}^*_{\text{отв}}}{(\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}})^2}} + \boldsymbol{\beta}\left[\frac{\mathbf{1}}{(\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}})^2} - \frac{\boldsymbol{2m}}{\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}}} + \mathbf{m^2}\right]. \tag{11}$$

Для внешнего цилиндрического насадка с круглым отверстием на входе m = 1 и коэффициент расхода насадка будет определяться выражением

$$\boldsymbol{\mu}_{\text{нас}} = \sqrt{\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{1}+\frac{\boldsymbol{\xi}^*_{\text{отв}}}{(\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}})^2}}} + \boldsymbol{\beta}\left[\frac{\mathbf{1}}{(\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}})^2} - \frac{\mathbf{2}}{\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}}} + \mathbf{1}\right]. \tag{12}$$

Если принять значения коэффициентов истечения жидкости через круглое отверстие, работающее в составе внешнего цилиндрического насадка, равными значениям коэффициентов истечения через круглое отверстие в атмосферу (свободная струя) [9] $\xi_{\text{отв}}^* = \xi_{\text{отв}} = 0{,}05$; $\varepsilon_{\text{отв}}^* = \varepsilon_{\text{отв}} = 0{,}62$, а гидравлические потери при расширении струи в гильзе насадка рассматривать как гидравлические потери при внезапном расширении потока [15] $\beta = 1$, то коэффициент расхода внешнего цилиндрического насадка с круглым входным отверстием, определяемый в соответствии с равенство (12), принимает значение $\mu_{\text{нас}} = 0{,}815$, близкое к значению, полученному на экспериментальной установке $\mu_{\text{нас эксп}} = 0{,}82$.

Проведём оценку адекватности математической зависимости (11) экспериментальному значению коэффициента расхода внешнего цилиндрического насадка с треугольным входным отверстием для разных значений диаметра насадка $\mathbf{d}_{\text{н}}$. Допустим, что коэффициенты скорости и гидравлические сопротивления для круглого и треугольного отверстий одинаковы и для больших значений числа Рейнольдса принимают значения $\boldsymbol{\varphi} = 0{,}976$ и $\boldsymbol{\xi} = \boldsymbol{\xi}^*_{\text{отв}} = \mathbf{0,05}$. В этом случае относительная площадь поперечного сечения струи, истекающей через отверстие треугольной формы, равна

$$\boldsymbol{\varepsilon}^*_{\text{отв}} = \frac{\boldsymbol{\mu}_{\text{отв}}}{\boldsymbol{\varphi}} = \frac{\mathbf{0{,}66}}{\mathbf{0{,}976}} = \mathbf{0,676},$$

а расчётные величины коэффициентов расхода открытых внешних цилиндрических насадков для разных значений диаметров гильзы $\mathbf{d}_{\text{н}}$ принимают значения, представленные в табл. 1. На графиках рис.10 представлены экспериментальные зависимости коэффициента объёмного расхода $\boldsymbol{\mu}_{\text{нас.эксп}}$ от теоретической скорости истечения (2) для

внешних цилиндрических насадков с треугольным входным отверстием открытого и закрытого типов.

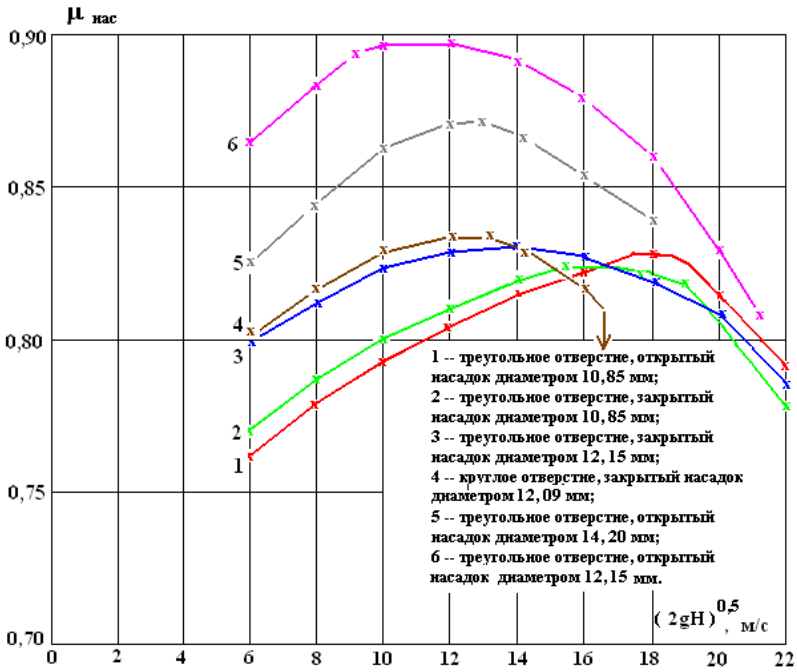


Рис. 10. Зависимость коэффициента расхода насадков от теоретической скорости истечения.

Таблица 1.

$d_н$, мм	$A_{отв}$, мм^2	$A_{нас}$, мм^2	m	$\mu_{нас\ расч}$	$\mu_{нас\ эксп}$
10,85	94,08	92,41	1,018	0,85	0,83
12,15	94,08	115,88	0,812	0,91	0,91
14,20	94,08	158,30	0,594	0,83	0,87

У внешнего цилиндрического насадка, с *круглым* входным отверстием $d_{отв} = 12{,}09$ мм (кривая 4, рис.10), значение коэффициента расхода близко к значению коэффициента расхода закрытого цилиндрического насадка с диаметром $d_н = 12{,}15$ мм и с входным отверстием *треугольной* формы, однако срыв работы внешнего цилиндрического насадка с круглым входным отверстием наступает при значительно меньшем значении напора H ($V_{ид\ max} = \sqrt{2\ gH} = 16{,}3$ мм).

Среди исследованных внешних цилиндрических насадков с треугольным входным отверстием, открытый насадок с диаметром гильзы $d_н = 12{,}15$ мм имеет наибольшее

значение коэффициента расхода. Приведённые на графиках рис.10 кривые имеют явно выраженный максимум.

Влияние типа и геометрии внешнего цилиндрического насадка с треугольным входным отверстием на его пропускную способность (5) представлено на графиках рис. 11.

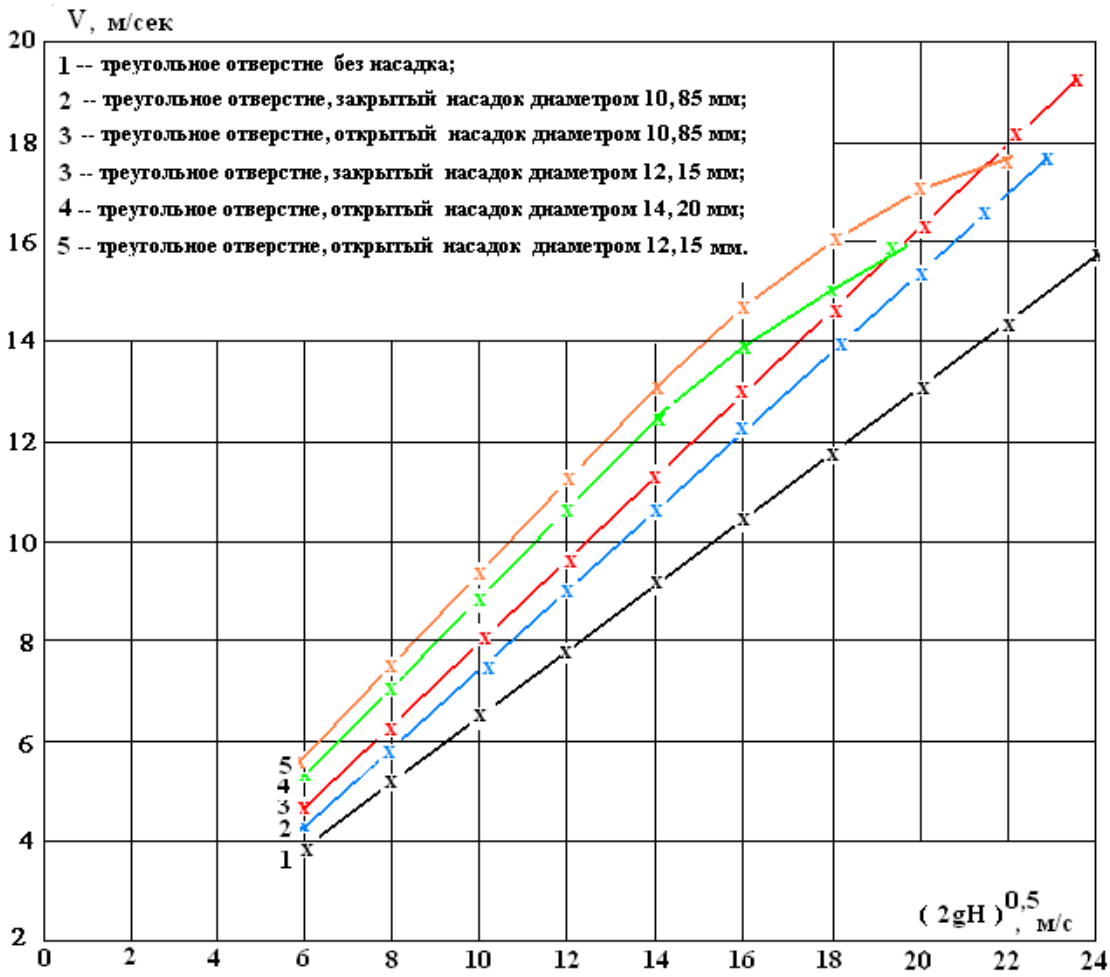


Рис. 11. Влияние типа и геометрии внешнего цилиндрического насадка на его пропускную способность.

Из анализа графиков рис. 11 следует, что наибольшей пропускной способностью, среди исследованных конструктивных размеров, обладает открытый внешний цилиндрический насадок с диаметром гильзы $d_н$ = 12,15 мм.

Эффективность процесса истечения жидкости через отверстия и насадки можно оценивать посредством к.п.д. устройства, равного отношению удельной кинетической энергии струи к располагаемому напору истечения H, а именно:

$$\eta = \frac{\alpha V_{стр}^2}{2gH} = \alpha\varphi^2 . \qquad (13)$$

В силу влияния инверсии струи и неопределённости значения относительной площади ε, оценка значения коэффициента скорости φ затруднена, поэтому эффективность процесса истечения жидкости через отверстия некруглой формы удобно оценивать к.п.д., определяемым как отношение квадратов пропускной способности насадка и теоретической скорости струи, приняв для турбулентного режима α = 1

$$\eta = \frac{V^2}{2gH}.$$

Кривые зависимости $\eta = \eta\left(\sqrt{2gH}\right)$ для разных типов и размеров внешних цилиндрических насадков представлены на графиках рис. 12.

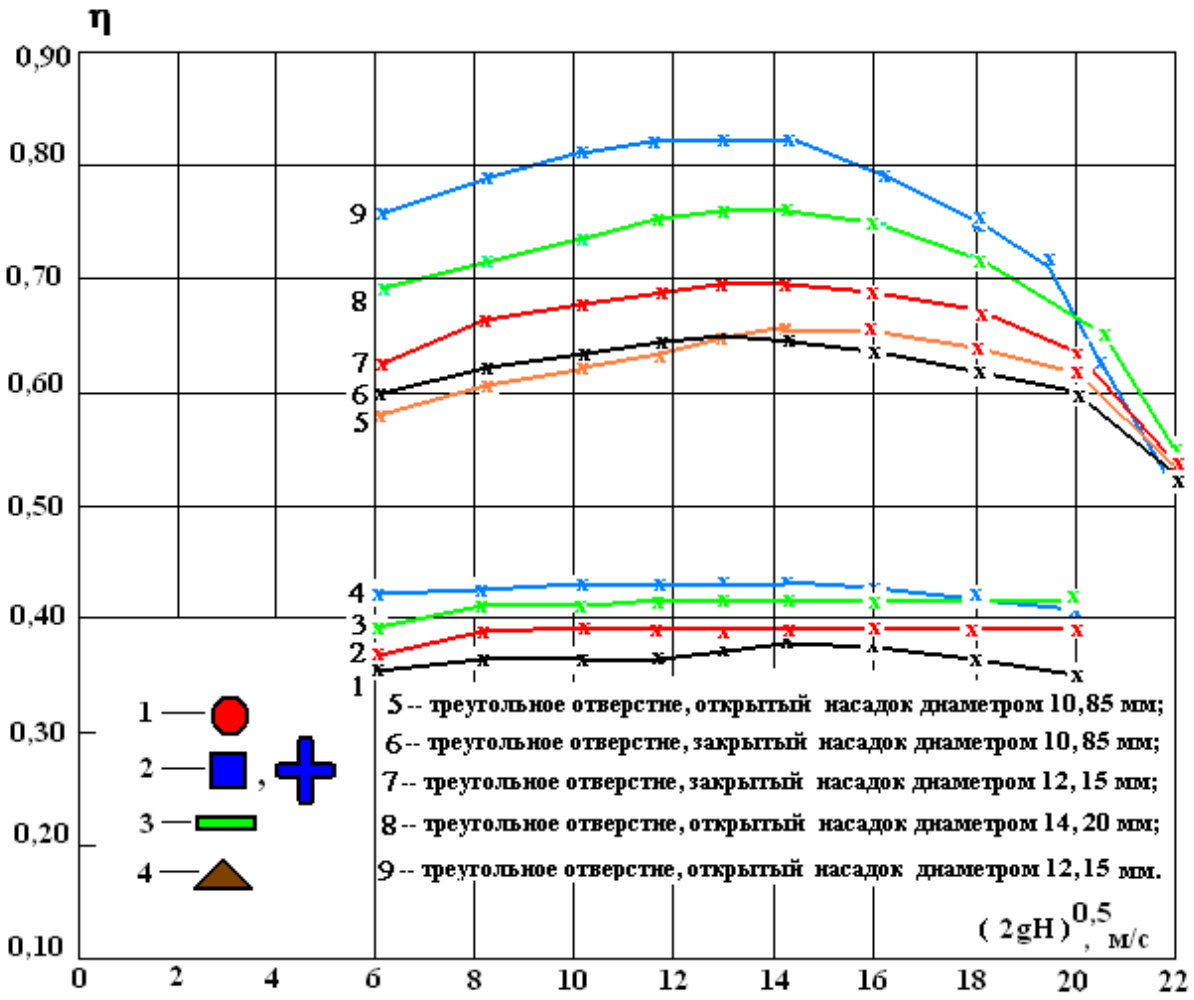


Рис. 12. Зависимость к.п.д. процесса истечения жидкости через насадки от теоретической скорости истечения.

Управление величиной абсолютного давления в камере открытого внешнего цилиндрического насадка с треугольным входным отверстием позволяет в определённом, достаточно узком диапазоне, изменять его пропускную способность. Изменение давления

в камере внешнего цилиндрического насадка осуществляется путём её регламентированного открытия в атмосферу посредством регулируемого прецизионного дросселя. Результаты испытаний приведены в табл. 2, в которой представлены значения пропускной способности V отверстия , работающего в составе внешнего цилиндрического насадка, коэффициенты расхода насадка $\mu_{нас}$ и отверстия $\mu_{отв}$, глубины регулирования насадка по скорости K_v, а также к.п.д. η процесса истечения, при этом

$$K_v = \frac{V_{max} - V_{min}}{V_{min}}.$$

Таблица 2.

H, м..в.ст.	**$p_{2абс}$, min кПа**	**$p_{2абс}$ max кПа**	**V max м/с**	**V min м/с**	**$\mu_{нас}$ max**	**$\mu_{нас}$ min**	**$\mu_{отв}$ max**	**$\mu_{отв}$ min**	**K_v**	**η max**	**η min**
3,5	74,65	97,41	7,2	7,0	0,87	0,85	0,75	0,65	0,03	0,76	0,72
6,75	47,8	95,45	10,14	9,13	0,88	0,79	0,75	0,65	0,11	0,78	0,63
10,1	18,24	102,3	12,5	11,06	0,89	0,79	0,79	0,66	0,13	0,80	0,62
13,3	5,7	102,3	14,2	12,6	0,88	0,78	0,78	0,67	0,13	0,77	0,61
16,5	4,5	102,3	15,2	14,1	0,84	0,78	0,77	0,67	0,08	0,71	0,61
19,8	4,5	80	16,2	15,4	0,82	0,78	0,74	0,67	0,05	0,67	0,61

Анализ данных табл. 2 показывает, что регламентированное подключение камеры открытого внешнего цилиндрического насадка к атмосфере уменьшает к.п.д η процесса истечения и коэффициент расхода насадка $\mu_{нас}$ при одновременном увеличении коэффициента расхода отверстия $\mu_{отв}$. При наибольшем вакууме в камере насадка значения коэффициента расхода отверстия приближаются к значениям коэффициента расхода треугольного отверстия при свободном истечении струи в атмосферу ($\mu_{отв}$ = 0,66).

Возможность управления процессом истечения жидкости через открытый внешний цилиндрический насадок, посредством регламентированного подключения его камеры к атмосфере, может быть использована для стабилизации осреднённой скорости струи при колебаниях напора истечения H, а также для уменьшения взаимного влияния насадков в многоструйных гидравлических системах, работающих от централизованного источника питания ограниченной мощности (системы орошения, автономные системы пожаротушения, фонтанные установки и т.д.).

Выводы по результатам работы.

1. Пропускная способность исследованных отверстий некруглой формы при истечении жидкости в атмосферу больше пропускной способности круглого отверстия.
2. Значение коэффициента расхода равностороннего треугольного отверстия на 10% превышает значение коэффициента расхода круглого отверстия.
3. Практический интерес представляет использование отверстий некруглой формы в составе внешних цилиндрических насадков для повышения их пропускной способности.
4. Физика гидродинамических процессов в открытых и закрытых внешних цилиндрических насадках не идентична.
5. Управляемое абсолютное давление в камере открытого внешнего цилиндрического насадка обеспечивает глубину регулирования по скорости струи до 13 %.
6. Расчётные значения коэффициента расхода внешнего цилиндрического насадка с некруглым входным отверстием, хорошо согласуются с экспериментальными данными.
7. Величину потери напора при расширении струи в гильзе внешнего цилиндрического насадка можно принять равной потери напора при внезапном увеличении диаметра канала в соответствии с формулой Борда, принимая $\beta = 1$.
8. Сравнение расчётных и экспериментальных значений коэффициентов расхода внешних цилиндрических насадков позволяет принять значения коэффициента гидравлического сопротивления ξ входного отверстия и коэффициента скорости φ для свободной и затопленной струй равными и независящими от формы входного отверстия.
9. Причину повышения пропускной способности отверстий некруглой формы можно рассматривать как обусловленную особенностями поля скоростей радиальных струй, подтекающих к входному отверстию и определяющих увеличение относительной площади струи ε.

Список литературы

1. Давыдова М.А. Лекции по гидродинамике: учеб. пособие. М.: Физматгиз, 2011. 216 с.
2. Кудинов А.А. Техническая гидромеханика: учеб. пособие для студентов вузов. М.: ЭКСМО, 2010. 368 с.
3. Гусев А.А. Гидравлика: учебник для студентов вузов. М.: ЮРАЙТ, 2013. 285 с.
4. Иванов В.И., Сазанов И.И., Схиртладзе А.Г. и др. Гидравлика. В 2 т. М.: Академия, 2012.
5. Лапшев Н.Н. Гидравлика. М.: Академия, 2010. 272 с.
6. Charru F. Hydrodynamic Instabilities. Cambridge University Press, 2011. 391 p.

7. Dey S. Fluvial Hydrodynamics. Hydrodynamic and Sediment Transport Phenomena. Springer Berlin Heidelberg, 2014. 687 p. DOI: 10.1007/978-3-642-19062-9
8. Hibbeler Russell C. Fluid Mechanics. Part 2. Pearson Prentice Hall, 2015. 904 p.
9. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. М.: Стройиздат, 1982. 224 с.
10. Daschiel G., Frohnapfel B., Jovanović J. Numerical investigation of flow through a triangular duct: The coexistence of laminar and turbulent flow // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2013. Vol. 41. P. 27-33. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2013.03.016
11. Franc J.-P., Michel J.-M., eds. Fundamental of Cavitation. Springer, Berlin, 2010. 328 p.
12. Deo R.C. Comparative Analysis of Turbulent Plane Jets from a Sharp-Edged Orifice, a Beveled-Edge Orifice and a Radially Contoured Nozzle // Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering. 2013. Vol. 7, no. 12. P. 1496-1505.
13. Spencer P.R. Investigation of Discharge Behaviour from a Sharp-Edged Circular Orifice in Both Weir and Orifice Flow Regimes Using an Unsteady Experimental Procedure // University of Western Ontario, Electronic Thesis and Dissertation Repository, 2013. Paper no. 1565. Available at: http://ir.lib.uwo.ca/etd/1565 , accessed 30.01.2015.
14. Ghahremanian S., Svensson K., Tummers M.J., Moshfegh B. Hear-field mixing of jets issuing from an array of round nozzles // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2014. Vol. 47. P. 84-100. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2014.01.007
15. De Giorgi M.G., Ficarella A., Tarantino M. Evaluating cavitation regimes in an internal orifice at different temperatures using frequency analysis and visualization // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2013. Vol. 39. P. 160-172. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2012.11.002

Science & Education of the Bauman MSTU
Electronic journal
ISSN 1994-0408

Science and Education of the Bauman MSTU, 2015, no. 02, pp. 1–23.

DOI: **10.7463/0215.0758817**

Received: 01.02.2015
Revised: 15.02.2015

© Bauman Moscow State Technical Unversity

Features of the Viscous Fluids Effluent Through Non-round Shape Edge Orifices

V.N. Pil'gunov[1,*], **K.D. Efremova**[1]

*vnp41@yandex.ru

[1]Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: non-round shape orifices, external tubular non-expanding nozzles of the open and closed type, volumetric flow rate coefficient, flow rate capacity, fluid effluent coefficient of performance

The knowledge of features of viscous fluid effluent through the sharp-edged orifices and nozzles is necessary when calculating the heat engine fuel feed systems, device designs of chemical production, as well as in designing the components of hydraulic actuators and hydraulic control systems.

Process of fluid effluent through the *round* shape orifices is rather well studied: in technical publications experimental values of fluid effluent coefficients and their dependence on Reynolds's number are widely presented. The process of fluid effluent through the sharp-edged *non-round* shape orifices is a little studied, and there is no quantitative assessment of the orifice shape influence on the fluid effluent coefficients. This work to some extent fills shortage of information in issue under consideration.

As an object of study, conditionally sharp-edged equilateral, triangular, square, rectangular, and crosswise orifices were chosen. The inversion process effects on the shape of stream outflowing through the non-round orifice: this process is caused by interaction of surface tension force, aiming to minimize the external surface area of a stream, and force of inertia aimed at momentum conservation of the fluid particle mass being on the trajectory of an elementary stream. Unevenness of field of radial stream rates leaking towards the orifice has essential impact on the shape of the inverted stream.

To raise a flow rate capacity of the non-round shape orifices, was used an external tubular non-expanding nozzle representing a short pipe section the length of which is about three - four diameters of the orifice. Control of the absolute pressure value in the camera of open external tubular non-expanding nozzle with a triangular intake orifice allows us to change its flow rate capacity in the certain, rather narrow range. Pressure in the camera of tubular non-expanding nozzle was changed through its regimented opening to atmosphere using an adjustable precision throttle. A controlled absolute pressure in the camera of open external tubular non-expanding nozzle provides a stream rate control depth to 13%.

As a result of the conducted pilot studies it was shown that the flow rate of studied non-round shape orifices with fluid effluent to atmosphere is more than the flow rate capacity of the

round orifice, and a value of the flow rate coefficient of equilateral triangular orifice 10% exceeds the value of the flow rate coefficient of the round orifice.

Use of non-round shape orifices as a part of external tubular non-expanding nozzles to increase their flow rate capacity was of essential interest.

The experiment has shown that the physics of hydrodynamic processes in the tubular non-expanding nozzles of the open and closed type is not identical.

Calculated values of a flow rate coefficient of external tubular non-expanding nozzle with non-round shape intake orifice are well in compliance with experimental data. The amount of pressure loss with expanding stream in the sleeve of external tubular non-expanding nozzle can be assumed to be equal to the loss of pressure with a suddenly increasing channel diameter, according to Bord's formula. Comparison of calculated and experimental values of flow rate coefficients of external tubular non-expanding nozzles allowed to accept values of coefficient of hydraulic resistance of intake orifice and rate coefficient for the free and flooded streams to be equal and independent on the shape intake orifice.

The reason of increasing flow rate capacity of non-round shape orifices can be considered as that of caused by features of a field of the radial stream rates leaking towards the intake orifice and defining increase of the relative area of a stream.

References

1. Davydova M.A. *Lektsii po gidrodinamike* [Lectures on hydrodynamics]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 2011. 216 p. (in Russian).
2. Kudinov A.A. *Tekhnicheskaya gidromekhanika* [Technical Hydromechanics]. Moscow, EKSMO Publ., 2010. 368 p. (in Russian).
3. Gusev A.A. *Gidravlika* [Hydraulic]. Moscow, YuRAIT Publ., 2013. 285 p. (in Russian).
4. Ivanov V.I., Sazanov I.I., Skhirtladze A.G., et al. *Gidravlika. V 2 t* [Hydraulic. In 2 vols.]. Moscow, Akademiya Publ., 2012. (in Russian).
5. Lapshev N.N. *Gidravlika* [Hydraulic]. Moscow, Akademiya Publ., 2010. 272 p. (in Russian).
6. Charru F. *Hydrodynamic Instabilities*. Cambridge University Press, 2011. 391 p.
7. Dey S. *Fluvial Hydrodynamics. Hydrodynamic and Sediment Transport Phenomena*. Springer Berlin Heidelberg, 2014. 687 p. DOI: 10.1007/978-3-642-19062-9
8. Hibbeler Russell C. *Fluid Mechanics. Part 2*. Pearson Prentice Hall, 2015. 904 p.
9. Al'tshul' A.D. *Gidravlicheskie soprotivleniya* [Hydraulics resistance]. Moscow, Stroiizdat Publ., 1982. 224 p. (in Russian).
10. Daschiel G., Frohnapfel B., Jovanović J. Numerical investigation of flow through a triangular duct: The coexistence of laminar and turbulent flow. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2013, vol. 41, pp. 27-33. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2013.03.016
11. Franc J.-P., Michel J.-M., eds. *Fundamental of Cavitation*. Springer, Berlin, 2010. 328 p.
12. Deo R.C. Comparative Analysis of Turbulent Plane Jets from a Sharp-Edged Orifice, a Beveled-Edge Orifice and a Radially Contoured Nozzle. *Engineering and Technology Interna-*

tional Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering, 2013, vol. 7, no. 12, pp. 1496-1505.

13. Spencer P.R. *Investigation of Discharge Behaviour from a Sharp-Edged Circular Orifice in Both Weir and Orifice Flow Regimes Using an Unsteady Experimental Procedure*. University of Western Ontario, Electronic Thesis and Dissertation Repository, 2013, paper no. 1565. Available at: http://ir.lib.uwo.ca/etd/1565 , accessed 30.01.2015.
14. Ghahremanian S., Svensson K., Tummers M.J., Moshfegh B. Hear-field mixing of jets issuing from an array of round nozzles. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2014, vol. 47, pp. 84-100. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2014.01.007
15. De Giorgi M.G., Ficarella A., Tarantino M. Evaluating cavitation regimes in an internal orifice at different temperatures using frequency analysis and visualization. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2013, vol. 39, pp. 160-172. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2012.11.002