

Александр Анатольевич ВАКУЛИН¹

Александр Борисович ШАБАРОВ²

Александр Александрович ВАКУЛИН³

УДК 532.575.2

ТЕЧЕНИЕ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ДРОССЕЛЬНЫЙ КАНАЛ (ШТУЦЕР). РЕЗУЛЬТАТЫ

¹ доктор технических наук, профессор
кафедры прикладной и технической физики,
Тюменский государственный университет
aavakulin@mail.ru

² доктор технических наук, профессор
кафедры прикладной и технической физики,
Тюменский государственный университет
kaf_mms@utmn.ru

³ магистрант, Политехническая школа,
Тюменский государственный университет
glock100@gmail.com

Аннотация

Статья представляет собой вторую часть экспериментального исследования, посвященного изучению течения влажного воздуха через дроссельные каналы. Приведены некоторые результаты экспериментальных исследований течения однофазной и двухфазной среды через цилиндрические дроссельные каналы (штуцеры) с различными геометрическими характеристиками. Получены расходные и расходно-перепадные характеристики при ламинарном и турбулентном режимах течения газа через штуцер. Обсуждается влияние на коэффициент расхода значений внутреннего диаметра и относительной длины штуцера в широком диапазоне чисел Рейнольдса. Приводится сравнение экспериментальных значений коэффициента расхода с теоретическими,

Цитирование: Вакулин А. А. Течение влажного воздуха через дроссельный канал (штуцер). Результаты / А. А. Вакулин, А. Б. Шабаров, А. А. Вакулин // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2018. Том 4. № 4. С. 48-63.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-4-48-63

рассчитанными по методике Л. А. Залманзона. Проведена аппроксимация экспериментальных зависимостей набором линейной и квадратичной функций. Показано, что эту зависимость можно использовать при создании расходомера переменного перепада, предназначенного для измерения расхода газа.

Для двухфазной среды, протекающей через штуцер, получены зависимости массового расхода от перепада давления на штуцере. Установлено наличие высокой чувствительности массового расхода от газосодержания при значениях отношения давлений после и до штуцера, меньших критического. Показано, что штуцер может быть использован в качестве элемента многофазного расходомера, предназначенного для измерений расхода потока среды дисперсной структуры. Проведено качественное сравнение полученных результатов с результатами Фортунати и др. Получены численные характеристики критического течения воздуховодяной смеси в штуцере.

Ключевые слова

Многофазные потоки, многофазные расходомеры, ламинарное и турбулентное течение, цилиндрические дроссели, расходно-перепадная характеристика, коэффициент расхода, критическое течение, скорость звука.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-4-48-63

Введение

Предыдущая наша статья о течении газового и газожидкостного потоков в трубе, содержащей сужающее устройство (СУ) в виде цилиндрического дроссельного канала (штуцера), в основном была посвящена методическим вопросам получения экспериментальных данных [5]. В частности, в ней содержалось описание модернизированного измерительного многофазного стенда, приводились фотографии текущих по трубопроводу воздушно-водяных потоков разной структуры, определялись геометрические и теплофизические характеристики форсунок для создания дисперсной структуры газожидкостного потока, а также давались параметры цилиндрического дросселя (штуцера). В данной статье последовательно представлены результаты экспериментального изучения движения сквозь различные штуцеры сначала однофазной среды — воздуха, а затем двухфазной среды — влажного воздуха. Необходимость подобных исследований заключается не только в получении конкретных данных для их применения в бессепарационном многофазном расходомере, но и имеет чисто научную составляющую фундаментального характера — изучение течения многофазного потока в трубе, содержащей сужающее устройство.

Движение воздуха сквозь дроссельный цилиндрический канал

С целью изучения движения воздуха через дроссельный цилиндрический канал на установке [4, 5] были получены данные о массовом расходе воздуха для

дросселей диаметром отверстия $d = 2-4$ мм с их относительной длиной в пределах $\frac{l}{d} = 1,5$. Здесь l — длина канала в мм. При этом основным источником информации о физике процессов, происходящих в проточной части цилиндрических каналов, являлись расходная $G = f(P_2/P_1)$ и расходно-перепадная $G = f(P_1 - P_2)$ характеристики. На рис. 1 и 2 изображены соответствующие графические зависимости для дросселя с характеристиками $d = 2$ мм, $l = 12$ мм. Различные перепады давления достигались за счет изменения давления на выходе дросселя.

Расходная характеристика, приведенная на рис. 1, качественно соответствует графику (рис. 3) зависимости дебита газа от соотношения давлений на концах штуцера $y = P_2/P_1$ [1].

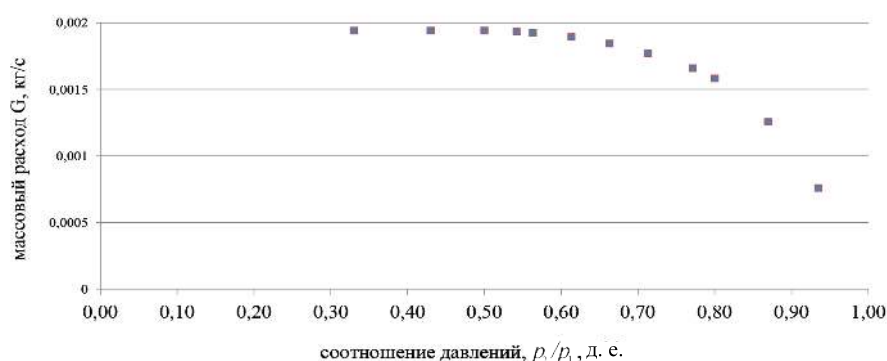


Рис. 1. Расходная характеристика дросселя с параметрами $d = 2$ мм, $l = 12$ мм при $p_1 = 300$ кПа [2]

Fig. 1. The flow characteristics of a throttle with parameters $d = 2$ mm, $l = 12$ mm at $p_1 = 300$ kPa [2]

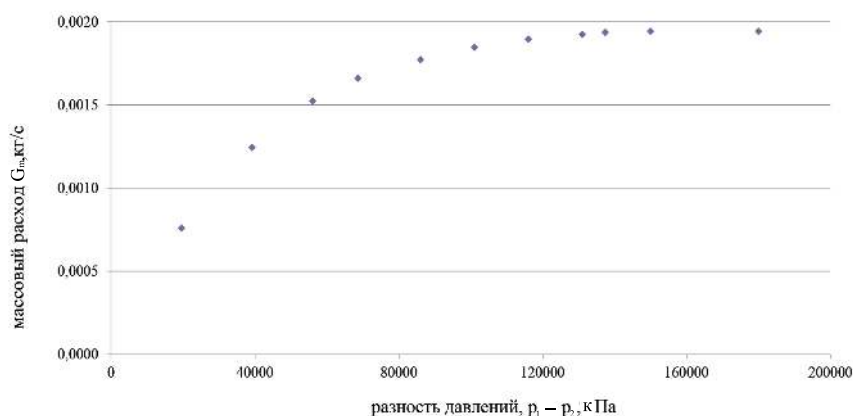
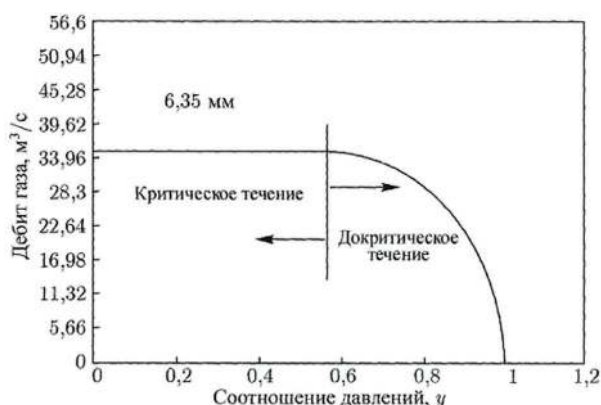


Рис. 2. Расходно-перепадная характеристика дросселя с параметрами $d = 2$ мм, $l = 12$ мм при $p_1 = 300$ кПа [2]

Fig. 2. The flow-pressure characteristics of a throttle with parameters $d = 2$ mm, $l = 12$ mm at $p_1 = 300$ kPa [2]

Рис. 3. Зависимость дебита газа от y [1]Fig. 3. The dependence of the gas production rate on y [1]

Из рис. 1-3 следует, что чем больше разница давлений P_1 и P_2 , тем выше расход (дебит). При этом соотношение давлений $y = P_2/P_1$, при котором происходит переход от докритического течения к критическому, примерно равен 0,5. Это значение соотношений давлений принимают на практике в качестве критического для углеводородных газов при низких давлениях. У них показатель адиабаты k принимает значение от $k \approx 1,25$ до $k \approx 1,3$. Для воздуха и других двухатомных газов ($k \approx 1,4$) $y = 0,53$. Это теоретическое значение рассчитывается по формуле (1) [12]:

$$y = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (1)$$

Далее, из рис. 1 и 2 видно, что нелинейные графики зависимости массового расхода от перепада давления можно условно разбить на три участка. На первом участке, при малых расходах, наблюдается практически линейная зависимость расхода (и скорости потока) от перепада давления, что характерно для ламинарного потока. Действительно, массовый расход воздуха через рабочий канал круглого проходного сечения ламинарных дросселей можно рассчитать по формуле [10, 11]:

$$G = k_d \Delta p, \quad (2)$$

где k_d — постоянная ламинарного дросселя, зависящая от формы канала дросселя, его диаметра d , длины l , вязкости ν и плотности ρ рабочей жидкости:

$$k_d = (\pi d^4) / (128 \nu \rho l). \quad (3)$$

Разность давлений до и после дросселя, при которой происходит переход от ламинарного течения к турбулентному, определяют для цилиндрического канала круглого сечения по формуле:

$$\Delta p_{\text{пр}} = 32 \text{Re}_{\text{пр}} \frac{l}{d^3} \frac{\mu^2}{\rho}. \quad (4)$$

В нашем случае, практически линейная зависимость расхода наблюдается до точки $\frac{p_2}{p_1} \approx 0,80$ на рис. 1 и точки $\Delta P \approx 60$ кПа на рис. 2. При $\frac{p_2}{p_1} > 0,80$ газ ве-

дет себя как несжимаемая жидкость. Экспериментальное значение перепада давления, при котором происходит переход от ламинарного режима течения к турбулентному, согласуется со значением, рассчитанным по формуле (4).

Второй участок графика расходной характеристики (рис. 1) расположен в интервале значений с абсциссами от $\frac{p_2}{p_1} \approx 0,80$ до $\frac{p_2}{p_1} \approx 0,52$. На этом участке полученные значения массового расхода достаточно точно (величина достоверности аппроксимации $R^2 = 0,9995$) ложатся на параболу. Здесь расход и перепад давления связаны известной зависимостью для турбулентного потока $G \sim \sqrt{\Delta p}$ [6].

Третий участок, с $\frac{p_2}{p_1} \approx 0,52$ и ниже, представляет собой прямую с постоянным расходом, не зависящим от соотношения давлений (горизонтальный участок расходной характеристики), что соответствует области критического истечения воздуха. Значение $\frac{p_2}{p_1} \approx 0,52$ соответствует рассчитанному по формуле (1) теоретическому значению для критического расширения воздуха, равному 0,53.

На рис. 4 представлена аппроксимация двух участков экспериментальной расходной характеристики дросселя с помощью линейной и квадратичной функций. Аналитические выражения этих функций также приведены на рисунке.

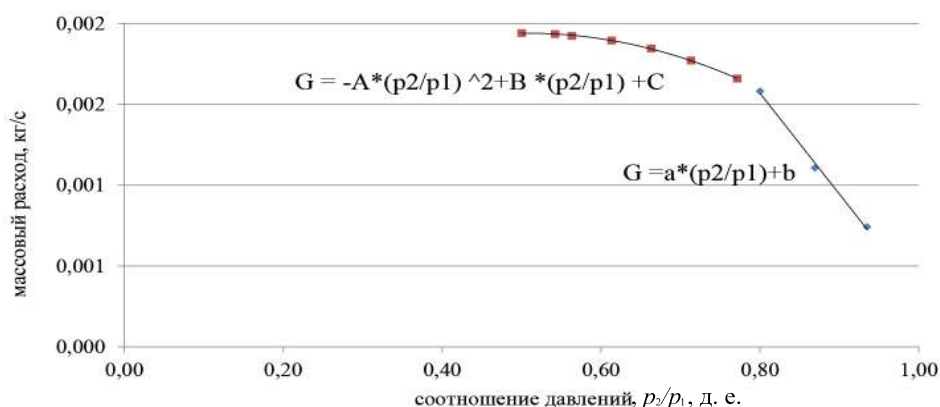


Рис. 4. Аппроксимация расходной характеристики дросселя с параметрами $d = 2$ мм, $l = 12$ мм при $p_1 = 300$ кПа

Fig. 4. Approximation of the flow characteristic of a throttle with parameters $d = 2$ mm, $l = 12$ mm at $p_1 = 300$ kPa

Полученные зависимости можно использовать для создания расходомера переменного перепада с сужающим устройством в виде цилиндрического дросселя, предназначенного для измерения расхода ламинарного и турбулентного течения газа.

Важной характеристикой таких расходомеров является коэффициент расхода α . Он учитывает неравномерное распределение скоростей по сечению потока, обусловленное влиянием вязкости реальной жидкости и трением ее о трубопровод и сужающее устройство. На коэффициент расхода влияет и тот факт, что перепад давления измеряют непосредственно у торцов сужающего устройства, а вместо площади сечения потока используют площадь отверстия

сужающего устройства. Экспериментальное значение коэффициента расхода находится как отношение действительного расхода жидкости (газа) к его теоретическому значению G_T и вычисляется по формуле:

$$\alpha = \frac{G}{G_T}. \quad (5)$$

Влияние отношения $\frac{l}{d}$ на коэффициент расхода α при $d = \text{const}$

По полученным данным о массовом расходе G и G_T были найдены экспериментальные значения коэффициента расхода α для цилиндрических дросселей с диаметром отверстия $d = 2$ мм и относительной длиной в пределах $\frac{l}{d} = 1,5-7$. Опытов с большей относительной длиной не проводилось, так как в таких цилиндрических дросселях на характеристики течения потоков воздуха накладываются дополнительные сопротивления.

При этом теоретические значения коэффициентов расхода были получены по методике Л. А. Залмансона [8], по формуле:

$$\alpha_T = \frac{E}{\sqrt{\xi}}. \quad (6)$$

Полное сопротивление находится по формуле:

$$\xi = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{вых}}, \quad (7)$$

где $\xi = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{вых}}$ — соответственно коэффициенты трения на входе и выходе и потери на трение при течении воздуха по каналу. Для дросселя с острой входной кромкой $\xi_{\text{вх}} = 0,5$. Величина $\xi_{\text{вх}}$ уменьшается при закруглении входной кромки, а также при выполнении фаски на входе в дроссель. Коэффициент на выходе принимается равным 1. Для ламинарных дросселей превалирует величина $\xi_{\text{тр}}$, а для турбулентных — $\xi_{\text{вх}}$ [9].

Заметную часть общих потерь давления составляют потери на трение по длине проточных каналов дросселирующих цилиндрических устройств. Коэффициент сопротивления трения по длине таких дросселей постоянного сечения выражается через линейный коэффициент сопротивления λ в виде:

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{l}{d} \lambda. \quad (8)$$

Переход ламинарного режима течения в турбулентный сопровождается резким изменением закона сопротивления; потери значительно возрастают и становятся пропорциональными примерно квадрату скорости, а не первой степени, как при ламинарном режиме.

В отличие от ламинарного, при турбулентном режиме течения величина коэффициента сопротивления зависит не только от числа Рейнольдса, но и от относительной шероховатости стенок дросселя. Когда шероховатость трубы не влияет на ее сопротивление, трубу называют гидравлически гладкой. Для этих случаев коэффициент λ является функцией лишь числа Рейнольдса, т. е. зависит от режима течения жидкости или газа. Существует ряд эмпирических и полу-

эмпирических формул для нахождения λ . При ламинарном режиме течения ($Re < 2 \cdot 10^3$) значение линейного коэффициента сопротивления λ определяется формулой Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (9)$$

В диапазоне чисел Рейнольдса 10^3 - 10^5 для гидравлически гладких труб коэффициент λ может быть с достаточной степенью точности выражен формулой Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (10)$$

На рис. 5 представлены экспериментальные и расчетные зависимости коэффициентов расхода α и α_t от относительной длины ($\frac{l}{d}$).

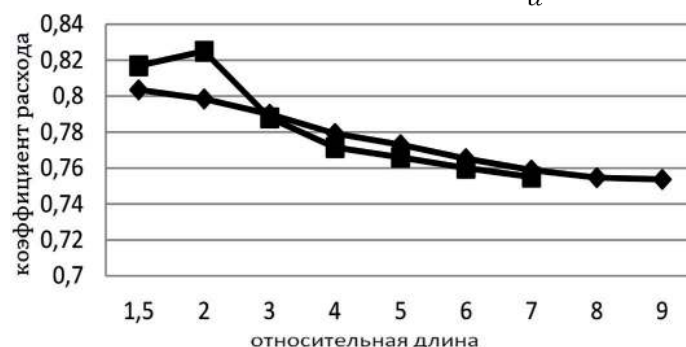


Рис. 5. Средние значения коэффициентов расхода для дросселей с различными относительными длинами ($d = 2$ мм, $0,52 < \frac{p_2}{p_1} < 0,88$).

■ — Экспериментальные значения α ;
◆ — Расчетные значения α_t

Fig. 5. The average values of the flow coefficients for the throttles with different relative lengths ($d = 2$ mm, $0,52 < \frac{p_2}{p_1} < 0,88$).

■ — Experimental values α ;
◆ — Calculated values α_t

Из рис. 5 видно, что коэффициенты расхода α и α_t сначала зависят от относительной длины дросселя, особенно при малых значениях последней, а затем практически не зависят от нее. При этом для значений $\frac{l}{d} > 3$ экспериментальные значения коэффициента расхода хорошо согласуются с теоретическими, рассчитанными по методике Л. А. Залманзона. Наибольшая пропускная способность с коэффициентом расхода $\alpha = 0,82$ наблюдается для цилиндрического дросселя с относительной длиной канала $\frac{l}{d} = 2$.

Коэффициенты расхода α при $\frac{l}{d} = \text{const}$

В таблице 1 приведены значения коэффициентов расхода α для цилиндрических дросселей при увеличении диаметра отверстия от 2 до 4 мм при неизменной относительной длине $\frac{l}{d} = 6$.

Таблица 1

Коэффициенты расхода
цилиндрических каналов при $\frac{l}{d} = 6$

Table 1

Coefficients of flow of cylindrical
channels at $\frac{l}{d} = 6$

d	$\frac{l}{d}$	α	Re
2	6	$\approx 0,762$	5 000
3	6	$\approx 0,766$	12 000
4	6	$\approx 0,768$	20 000

Из таблицы 1 видно, что изменения диаметра практически не сказываются на коэффициенте расхода. Это дополняет экспериментальные данные, приведенные в работе [7]. В частности, коэффициенты расхода цилиндрических дросселей в диапазоне диаметров от 0,37 до 2,40 мм и с максимальным отношением $\frac{l}{d} = 1,7$ при течении воздуха в диапазоне чисел Рейнольдса от 25 000 до 40 000 не зависели ни от диаметра сечения канала, ни от относительных длин. Коэффициенты расхода оставались практически постоянными и группировались около значения $\alpha = 0,8$. Наши данные согласуются с этим значением α в пределах 4%.

Таким образом, цилиндрический дроссель с $\frac{l}{d} = 5-7$ можно рекомендовать в качестве регулятора расхода, поскольку для него характерна стабильность коэффициента расхода в широком диапазоне чисел Рейнольдса и существует достоверная методика для теоретической оценки этого коэффициента.

Движение влажного воздуха сквозь дроссельный цилиндрический канал

Для экспериментов с двухфазным потоком использовался цилиндрический дроссель с параметрами $d = 2$ мм, $l = 12$ мм, расходная характеристика которого для однофазного потока приведена выше, на рис. 1.

Логично предположить, что характер течения многофазного потока (влажного воздуха) через сужающее устройство (штуцер) в общем сходен с таковым для однофазного потока, но имеет особенности. Действительно, здесь также существует некое значение отношения давлений на выходе и входе штуцера, ниже которого массовый расход остается практически постоянным. В качестве доказательства на рис. 6 приведена расходная характеристика штуцера для потока влажного газа с газосодержанием $\beta_g = 0,98; 0,95; 0,92$. $\beta_g = V_g / (V_g + V_l)$, V_g , V_l — объемы газа и жидкости соответственно.

Из рис. 6 видно, что, как и для однофазного потока, расходная характеристика штуцера (сквозь который течет многофазный поток) содержит участок, соответствующий практически постоянному расходу при значениях y , меньших 0,5. При больших значениях y наблюдается уменьшение массового расхода. Далее анализ экспериментальных данных позволяет сделать вывод, что с ростом

количества тяжелой фазы в смеси и, как следствие, увеличением плотности происходит увеличение массового расхода при одинаковых значениях перепада давления на штуцере. При этом даже незначительное уменьшение газосодержания приводит к резкому увеличению массового расхода. Другими словами, массовый расход влажного газа, протекающего через штуцер, чувствителен к газосодержанию. Соответствующий график приведен на рис. 7.

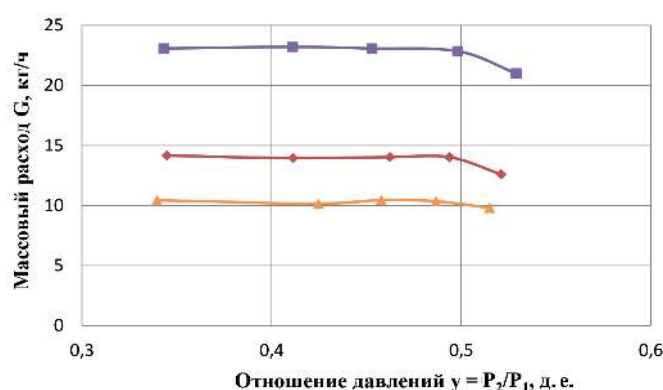


Рис. 6. Зависимость массового расхода влажного газа от отношения давлений на концах штуцера при различных значениях газосодержания:

■ — $\beta_g = 0,92$;
 ◆ — $\beta_g = 0,95$;
 ▲ — $\beta_g = 0,98$.

Значения постоянного массового расхода при значениях y , меньших 0,5 с учетом оценки расширенной неопределенности соответственно равны $(23,1 \pm 3,5)$ кг/ч; $(14,1 \pm 2,4)$ кг/ч; $(10,4 \pm 1,9)$ кг/ч.

Fig. 6. The dependence of the mass flow of wet gas on the ratio of pressures at the ends of the nozzle for different values of gas content:

■ — $\beta_g = 0,92$;
 ◆ — $\beta_g = 0,95$;
 ▲ — $\beta_g = 0,98$.

The values of constant mass flow at values of “ y ” less than 0.5, taking into account the estimate of the expanded uncertainty, are respectively $(23,1 \pm 3,5)$ kg/h; $(14,1 \pm 2,4)$ kg/h; $(10,4 \pm 1,9)$ kg/h.

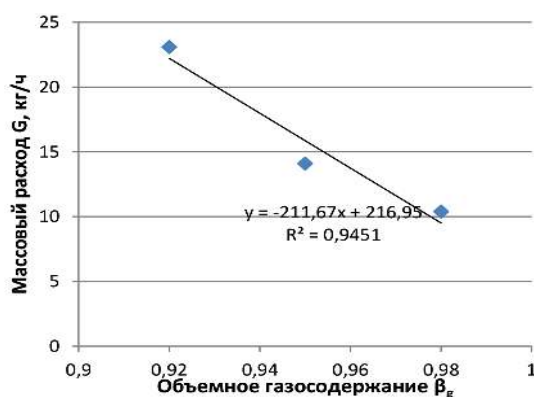


Рис. 7. Зависимость массового расхода от газосодержания

Fig. 7. Dependence of mass flow rate on gas content

Данный факт позволяет, в принципе, определять значение газосодержания влажного газа, измеряя его массовый расход.

Следует отметить, что полученные в рамках настоящей работы экспериментальные граничные значения γ , указывающие на изменение характера течения двухфазной дисперсной смеси, близкие к 0,5, меньше таковых для однофазного газового потока и качественно не противоречат значениям, полученным Фортунати и др. в области критических расходов [1]. Соответствующий график зависимости скорости двухфазного потока от отношения давлений приведен на рис. 8.

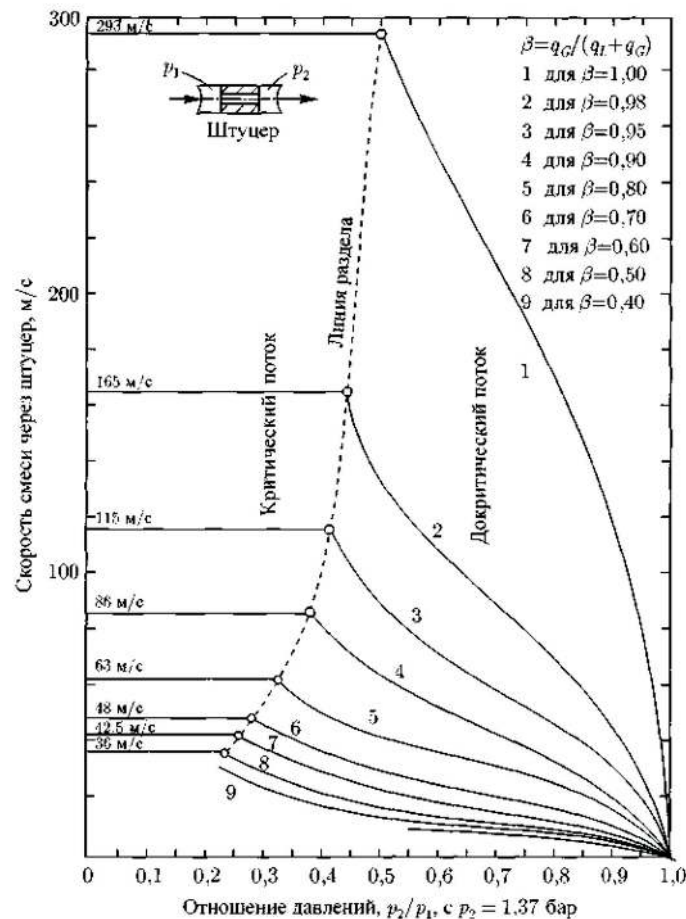


Рис. 8. Скорость смеси для критического и докритического потока по Фортунати [1]

Fig. 8. Mixture velocity for a critical and subcritical flow (after Fortunati) [1]

Приведенные на графике 8 значения скорости смеси в критическом потоке при различных значениях газосодержания удовлетворяют формуле Уоллиса для расчета скорости звука в однородной смеси, если принять давление $P_1 = 4,84$ бар. Тогда $P_2/P_1 = 1,37/4,84 = 0,283$.

Действительно, скорость звука по Уоллису равна [1]:

$$v_m = \left[(\rho_g \lambda_g + \rho_l \lambda_l) \left(\frac{\lambda_g}{\rho_g v_g^2} + \frac{\lambda_l}{\rho_l v_l^2} \right) \right]^{-0,5}, \quad (11)$$

где $\lambda_g = \beta_g$, $\lambda_l = \beta_l$ — содержание газа и жидкости в потоке влажного газа соответственно; ρ_g , ρ_l — плотности газовой и жидкой фазы; v_g , v_l — скорости звука в газовой и жидкой фазе. Скорость звука в воздухе при комнатной температуре $v_g = 343,6$ м/с; скорость звука в чистой воде $v_l = 1485$ м/с. Значение плотности газа — воздуха берется при $P = 4,84$ бар.

Результаты вычислений по формуле (11) сведены в таблицу 2.

Таблица 2

Численные характеристики критического течения воздуховодяной смеси по Уоллису в штуцере Фортунати

Table 2

Numerical characteristics of a critical current of airwater mix after Wallis in the Choke Fortunati

$\lambda_g = \beta_g$	$\rho_{см}$ (кг/м ³)	V_m (м/с) По Уоллису	V_m (м/с) По Фортунати
0,9	105,2	85	86
0,95	55,5	114	115
0,98	25,7	165	165

Из таблицы 2 видно, что значение скоростей звука в однородной гомогенной двухфазной смеси, равное скоростям движения этой смеси в штуцере, рассчитанное по Уоллису, и данные Фортунати удовлетворительно согласуются между собой и гораздо ниже звуковой скорости любой из фаз.

Интересно также отметить, что если взять скорость смеси $V_m = 165$ м/с ($\beta_g = 0,98$), а абсолютное давление $P_1 = 4,84$ бар (как на рис. 8), то массовый расход газа в такой смеси, протекающей через штуцер с внутренним диаметром 2 мм, будет равен $G_g = 10,6$ кг/ч, что практически совпадает с нашими данными массового расхода, равными 10,4 кг/ч.

Поскольку размер капель воды оценивается нами в 20-200 мкм, то более реалистичные теоретические оценки параметров критического течения влажного воздуха требуют учета влияния эффекта скольжения фаз.

Выводы

В заключение приведем основные результаты настоящей работы:

1. Проведены экспериментальные исследования течения однофазной и двухфазной сред через цилиндрические дроссельные каналы (штуцеры) с различными геометрическими характеристиками.
2. Получены расходные и расходно-перепадные характеристики при ламинарном и турбулентном режимах течения газа сквозь штуцер. Показано, что расходную характеристику штуцера с параметрами $d = 2$ мм, $l = 12$ мм

можно аппроксимировать набором линейной и квадратичной функций в широком диапазоне чисел Рейнольдса и использовать эту зависимость при создании расходомера переменного перепада с сужающим устройством в виде цилиндрического дросселя, предназначенного для измерения расхода газа в докритической области.

3. Экспериментальные значения коэффициентов расхода α являются функцией относительной длины штуцера при $\frac{l}{d} > 2$. При $\frac{l}{d} > 3$ экспериментальные значения коэффициента расхода хорошо согласуются с теоретическими, рассчитанными по методике Л. А. Залманзона.
4. Экспериментальные значения коэффициентов расхода α при $\frac{l}{d} = 6$ не зависят от диаметра штуцера в широком диапазоне чисел Рейнольдса.
5. Цилиндрический дроссель с $\frac{l}{d} = 5-7$ можно рекомендовать в качестве регулятора расхода, поскольку для него характерна стабильность коэффициента расхода в широком диапазоне чисел Рейнольдса и существует достоверная методика для теоретической оценки этого коэффициента.
6. Результаты экспериментальных исследований зависимости массового расхода двухфазной среды, текущей через штуцер, от перепада давления на нем показали, что имеет место высокая чувствительность значения массового расхода от газосодержания при значениях отношения давлений после и до штуцера, меньших критического.
7. Показано, что штуцер может быть использован в качестве элемента многофазного расходомера для определения концентрации фаз.
8. Экспериментально полученные граничные значения отношения давлений после и до штуцера, указывающие на изменение характера течения дисперсной смеси, меньше таковых для однофазного газового потока и качественно соответствуют значениям, полученным Фортунати и др.
9. Получены численные характеристики критического течения воздуховодяной смеси в штуцере по Уоллису и по Фортунати.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Брилл Дж. П. Многофазный поток в скважинах / Дж. П. Брилл, Х. Мукерджи // М. — Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2006. 384 с.
2. Брянцев А. А. Экспериментальные исследования расходных характеристик турбулентных и ламинарных потоков воздуха в цилиндрических дроссельных каналах: дис. ... магистра физики / А. А. Брянцев. Тюменский государственный университет. Тюмень, 2016.
3. Будев П. Б. Исследование многофазного потока дисперсной структуры в сужающем устройстве: дис. ... магистра технической физики / П. Б. Будев. Тюменский государственный университет. Тюмень, 2017.

4. Вакулин А. А. Экспериментальный стенд для изучения течения многофазных потоков при различных температурах / А. А. Вакулин, Е. А. Хамов // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2010. № 6. С. 75-79.
5. Вакулин А. А. Течение влажного воздуха через дроссельный канал (штуцер). Экспериментальная часть / А. А. Вакулин, А. А. Вакулин, Л. А. Пульдас // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2018. Том 4. № 2. С. 67-82.
DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-2-67-82
6. Вакулин А. А. Измерение расхода многофазного потока дисперсной структуры / А. А. Вакулин, Б. Г. Аксенов, А. В. Татосов, А. А. Вакулин // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2012. № 4. С. 42-46.
7. Дмитриев В. Н. Расчет статистической характеристики пневматического реле / В. Н. Дмитриев // Автоматика и телемеханика. 1956. Том 17. Вып. 9. С. 761-774.
8. Залманзон Л. А. Проточные элементы пневматических приборов контроля и управления / Л. А. Залманзон. М.: Изд-во Академии наук СССР, 1961. 240 с.
9. Залманзон Л. А. Теория элементов пневмоники / Л. А. Залманзон. М.: Наука, 1969. 508 с.
10. Ибрагимов И. А. Элементы и системы пневмоавтоматики / И. А. Ибрагимов, Н. Г. Фарзане, Л. В. Илясов. М.: Высшая школа, 1985. 544 с.
11. Ионайтис Р. Р. Особенности проточной части дроссельно-регулирующей арматуры / Р. Р. Ионайтис // ТПА и оборудование. 2008. № 4 (37). С. 45-51.
12. Луканин В. Н. Теплотехника: учеб. для вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер и др.; под ред. В. Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2000. 671 с.

Aleksandr A. VAKULIN¹

Aleksandr B. SHABAROV²

Aleksandr A. VAKULIN³

UDC 532.575.2

CURRENT OF HUMID AIR VIA THE CYLINDRICAL CHANNEL. RESULTS

¹ Dr. Sci. (Tech.), Professor, Department of Applied and Technical Physics,
University of Tyumen
aavakulin@mail.ru

² Dr. Sci. (Tech.), Professor, Department of Applied and Technical Physics,
University of Tyumen
kaf_mms@utmn.ru

³ Master Student, Polytechnic School,
University of Tyumen
glock100@gmail.com

Abstract

This article presents the second part of the research on a humid air current via cylindrical channels. The authors provide the results of experimental studies of a stream of the single-phase and two-phase medium via cylindrical channels with various geometrical characteristics. Consumable and flow-differential characteristics are obtained for the laminar and turbulent modes of gas flow through the nozzle. The influence on coefficient of internal diameter and influence on coefficient of relative length of the cylindrical channels in the wide range of numbers of Reynolds is discussed. The experimental values of the coefficient of an expense are compared with theoretical values, calculated by L. A. Zalmanzon's method. The experimental dependences are approximated by a set of linear and square functions in the wide range of Reynolds' numbers. The results show that this dependence can be used at creation of a flowmeter of the variable difference intended for measurement of a of gas streams.

Citation: Vakulin A. A., Shabarov A. B., Vakulin A. A. 2018. "Current of Humid Air via the Cylindrical Channel. Results". Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 4, no 4, pp. 48-63.
DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-4-48-63

For a two-phase medium flowing through the nozzle, the dependences of the mass flow rate on the pressure drop across the nozzle are obtained. The presence of high sensitivity of mass flow from gas content is established at the values of pressure ratios after and before the choke, which is less than critical. The authors show that the nozzle can be used as an element of a multiphase flow meter intended for measuring the flow rate of a dispersed structure. The results compared with the data of Fortunatti and others. Numerical characteristics of the critical flow of the air-water mixture in the choke were obtained.

Keywords

Multiphase flows, multiphase flowmeters, laminar and turbulent flow, cylindrical chokes, flow-differential characteristic, flow coefficient, critical flow, sound velocity.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-4-48-63

REFERENCES

1. Brill J. P., Mukherjee H. 2006. *Mnogofaznyy potok v skvazhinakh* [Multiphase Flow in Wells]. Moscow-Izhevsk. Institut komp'yuternykh issledovaniy.
2. Bryancev A. A. 2016. "Eksperimental'nye issledovaniya raskhodnykh kharakteristik turbulentnykh i laminarnykh potokov vozdukha v cilindricheskikh drossel'nykh kanalakh" [Experimental Studies of the Flow Characteristics of Turbulent and Laminar Air Flows in Cylindrical Throttle Channels]. M. Sci. (Phys.) diss. Tyumen: University of Tyumen.
3. Budev P. B. 2017. "Issledovanie mnogofaznogo potoka dispersnoy struktury v suzhayushchem ustroystve" [Investigation of a Multiphase Flow of a Dispersed Structure in a Narrowing Device]. M. Sci. (Phys.) diss. Tyumen: University of Tyumen.
4. Vakulin A. A., Khamov E. A. 2010. "Eksperimental'nyy stend dlya izucheniya techeniya mnogofaznykh potokov pri razlichnykh temperaturakh" [Experimental Stand for Studying of the Multiphase Streams Current at Various Temperatures]. Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, no 6, pp. 75-79.
5. Vakulin A. A., Vakulin A. A., Poldas L. A. 2018. "The Current of Humid Air via the Cylindrical Channel (Throttle). Experimental Part". Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 4, no 2, pp. 67-82. DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-2-67-82
6. Vakulin A. A., Aksenov B. G., Tatosov A. V., Vakulin A. A. 2012. "Izmerenie raskhoda mnogofaznogo potoka dispersnoy struktury" [Measuring Flowrate of Dispersion Structure Multiphase Flow]. Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, no 4, pp. 42-46.
7. Dmitriev V. N. 1956. "Raschet statisticheskoy kharakteristiki pnevmaticheskogo rele" [Calculation of the Statistical Characteristics of the Pneumatic Relay]. *Avtomatika i telemekhanika*, vol. 17, no 9, pp. 761-774.

8. Zalmanzon L. A. 1961. Protochnye elementy pnevmaticheskikh priborov kontrolya i upravleniya [Flowing Elements of Pneumatic Control and Monitoring Devices]. Moscow: Izdatel'stvo akademiya nauk SSSR
9. Zalmanzon L. A. 1969. Teoriya elementov pnevmoniki [The Theory of Pneumonic Elements]. Moscow: Nauka.
10. Ibragimov I. A., Farzane N. G., Ilyasov L. V. 1985. Elementy i sistemy pnevmoavtomatiki [Elements and Systems of Pneumatic Automation]. Moscow: Vysshaya shkola.
11. Ionaytis P. P. 2008. "Osobennosti protochnoy chasti drossel'no-reguliruyushchey armatury" [Features of the Flow Part of the Throttle-Regulating Valves]. TPA i oborudovanie, no 4 (37), pp. 45-51.
12. Lukanin V. N., Shatrov M. G., Kamfer G. M. et al. 2000. Teplotekhnika: Ucheb. dlya vuzov [Heat Engineering: University Handbook]. Moscow: Vysshaya shkola.