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

Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана.
Электрон. журн. 2016. № 12. С. 72–84.

DOI: **10.7463/1216.0852605**

Представлена в редакцию: 11.11.2016
Исправлена: 25.11.2016

© МГТУ им. Н.Э. Баумана

УДК 621.5

Исследование влияния скорости потока перед нерегулируемым дросселем на массовый расход газа

Тимофеев Ю. М.[1,*], Арзуманов Ю. Л.[1], Халатов Е. М.[1]

*timasp@inbox.ru

[1]КБ "Арматура" - филиал "ГКНПЦ им. М.В. Хруничева", Ковров. Россия

В статье рассматривается вопрос расчета массового расхода газа через нерегулируемый дроссель с учетом скорости потока на его входе. Приведены существующие зависимости для расчета массового расхода газа через дроссель и перечислены принятые при их выводе допущения. На основе результатов теоретического исследования показано, что в реальных пневматических системах и системах газоснабжения, когда дроссели устанавливаются в штуцерно-ниппельных соединениях трубопроводов, скорость потока газа на входе дросселя может оказывать значительное влияние на массовый расход. Представлены предлагаемые зависимости для расчета расхода с учетом скорости потока на входе дросселя.

Ключевые слова: дроссель, массовый расход, скорость на входе, газ

Введение

Рассматриваемые в рамках настоящей работы дроссели, согласно классификации Л.А. Залманзона [1, стр. 9], относятся к турбулентному типу, для которого эффект дросселирования обусловлен только наличием местных сопротивлений на входе и выходе. Подобные дроссели, которые также называют дроссельными или расходными шайбами, находят широкое применение в системах газоснабжения (СГС) различного назначения. Например, в СГС ракетно-космических комплексов дроссельные шайбы используются для ограничения расхода газа и устанавливаются в штуцерно-ниппельных соединениях (рис. 1).

Для определения массового расхода газа при проектировании и анализе процессов в пневмосистемах и системах газоснабжения принято пользоваться известной зависимостью [1-9]

$$G = \mu \cdot f_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \frac{1}{R}} \cdot \frac{p_{\text{вх}}}{\sqrt{T_{\text{вх}}}} \cdot \begin{cases} \sqrt{\left(p_{\text{вых}}/p_{\text{вх}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(p_{\text{вых}}/p_{\text{вх}}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, \text{при } \dfrac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} > \sigma_{\text{кр}} \\ \sqrt{\sigma_{\text{кр}}^{\frac{2}{k}} - \sigma_{\text{кр}}^{\frac{k+1}{k}}}, \text{при } \dfrac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} \le \sigma_{\text{кр}} \end{cases}, \quad (1)$$

где G – массовый расход газа через дроссель; μ – коэффициент расхода дросселя; $f_{\text{др}}$ – площадь проходного сечения дросселя; k – показатель адиабаты газа; R – удельная газовая постоянная; $p_{\text{вх}}$, $p_{\text{вых}}$ – абсолютное давление газа на входе и выходе дросселя соответственно; $T_{\text{вх}}$ – термодинамическая температура газа на входе дросселя; $\sigma_{\text{кр}}$ – критическое отношение давлений.

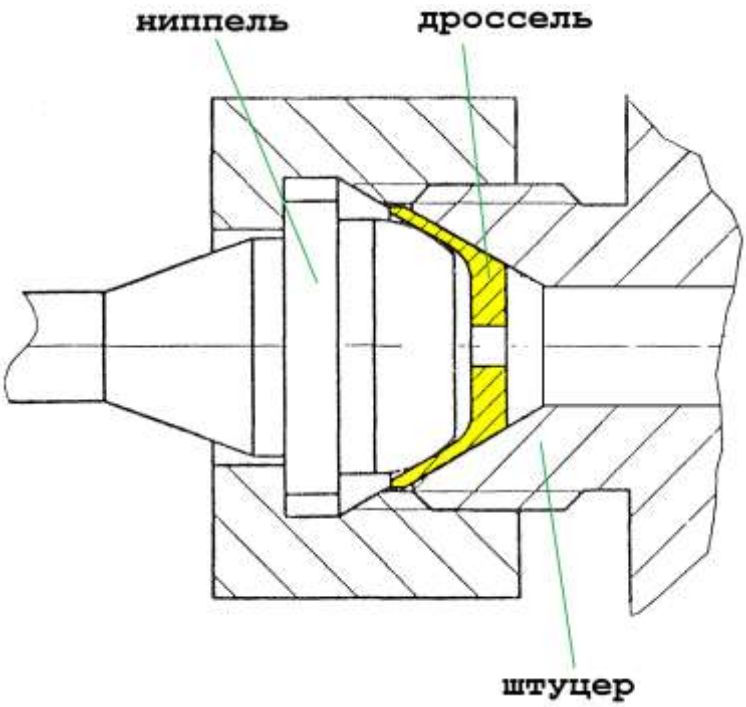

Рис. 1. Установка дросселя в штуцерно-ниппельном соединении

Критическое отношение давлений, под которым понимается отношение критического давления в потоке к давлению в потоке при скорости равной нулю [10, стр. 17], определяется как

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

Зависимость (1), в основе которой лежит формула Сен-Венана-Ванцеля для адиабатического истечения идеального газа через сопло из резервуара неограниченно большой емкости [1, стр. 235], справедлива при следующих допущениях:

- дроссель установлен между двумя большими резервуарами, что позволяет считать (при докритическом режиме течения) давления на входе и выходе дросселя равными давлениям в соответствующих резервуарах;

- скорость потока на входе в дроссель пренебрежимо мала по сравнению со скоростью потока на выходе;
- давление газа в выходном сечении дросселя при докритическом режиме течения равно давлению в выходном резервуаре, а при критическом режиме течения – давлению, при котором скорость потока в рассматриваемом сечении равна местной скорости звука;
- массовый расход газа определяется через скорость потока в выходном сечении дросселя;
- теплообмен между газом и стенками, ограничивающими канал дросселя, отсутствует;
- трение на стенках канала дросселя отсутствует;
- режим течения газа – турбулентный;
- газ является идеальным;
- изменение давления и температуры газа от входных до выходных значений происходит в соответствии с уравнением адиабаты Пуассона;
- в качестве коэффициента согласования расчетного и фактического значений расхода газа выступает коэффициент расхода, определяемый экспериментально.

В случае установки дросселя в трубопроводе (например, как на рис. 1), когда диаметр трубы соизмерим с диаметром дросселя, правомерность пренебрежения входной скоростью и использования зависимостей (1), (2) при расчете массового расхода ставится под сомнение. Это обусловлено тем, что в данной ситуации неправомерны некоторые допущения, принятые при выводе выражений (1) и (2), а коэффициент расхода, входящий в зависимость (1), уже нельзя считать константной, т.к. его значение будет в той или иной степени зависеть от скорости потока газа на входе дросселя.

Очевидно, что можно провести экспериментальное исследование и получить зависимость коэффициента расхода дросселя заданной конструкции от входной скорости потока (от отношения диаметров или площадей дросселя и трубы). Однако с научной точки зрения целесообразнее получить зависимости для расчета массового расхода газа с учетом входной скорости на основе теории.

1. Зависимости для определения массового расхода газа с учетом скорости потока на входе дросселя

При установке дросселя в трубе, поток на его входе будет иметь конечную скорость, и статическое давление будет отличаться от полного давления (давления торможения). В этом случае неправомерно использовать в зависимости (1) критическое отношение давлений $\sigma_{кр}$, и вместо него должно фигурировать критическое отношение статических давлений $\sigma_{кр.ст}$. Под критическим отношением статических давлений будем понимать отношение статического давления в потоке в наиболее узком сечении дросселя, при скорости в

этом сечении, равной местной скорости звука, к статическому давлению в сечении потока на входе дросселя.

В результате теоретического исследования получена зависимость для критического отношения статических давлений и уточнена зависимость (1) для определения массового расхода газа в части учета скорости потока на входе дросселя. Выявлено, что от скорости потока на входе дросселя зависят значения двух параметров: скорости потока на выходе и критического отношения статических давлений, которые в свою очередь определяют значение массового расхода газа.

Для расчета массового расхода с учетом входной скорости в правую часть зависимости (1) необходимо добавить сомножитель $K_{вх}$ – коэффициент учета входной скорости, который определяется по следующему уравнению

$$K_{\text{вх}} = \begin{cases} \sqrt{\dfrac{1}{1-\left(\dfrac{f_{\text{др}}}{f_{\text{вх}}}\right)^2 \cdot \left(\dfrac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}}\right)^{\frac{2}{k}}}}, \text{при } \dfrac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} > \sigma_{\text{кр.ст}} \\ \sqrt{\dfrac{1}{1-\left(\dfrac{f_{\text{др}}}{f_{\text{вх}}}\right)^2 \cdot \sigma_{\text{кр.ст}}^{\frac{2}{k}}}}, \text{при } \dfrac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} \le \sigma_{\text{кр.ст}} \end{cases}, \tag{3}$$

где $f_{\text{вх}}$ – площадь проходного сечения трубы (канала перед дросселем); $\sigma_{\text{кр.ст}}$ – критическое отношение статических давлений.

Критическое отношение статических давлений следует рассчитывать по зависимости

$$\sigma_{\text{кр.ст}} = \left[\frac{\dfrac{2}{k-1}\cdot\left(1-\sigma_{\text{кр.ст}}^{\frac{k-1}{k}}\right)}{1-\left(\dfrac{f_{\text{др}}}{f_{\text{вх}}}\right)^2 \cdot \sigma_{\text{кр.ст}}^{\frac{2}{k}}}\right]^{\frac{k}{k-1}}. \tag{4}$$

Зависимость (4) является неявной и для практических расчетов удобнее пользоваться зависимостями, полученными в ходе численного исследования на основе выражения (4)

$$\sigma_{\text{кр.ст}} = \sigma_{\text{кр}} \cdot K_{\sigma}, \tag{5}$$

$$K_{\sigma} = \frac{a + b\cdot\left(\dfrac{f_{\text{др}}}{f_{\text{вх}}}\right)^2}{1 + c\cdot\left(\dfrac{f_{\text{др}}}{f_{\text{вх}}}\right)^2 + d\cdot\left(\dfrac{f_{\text{др}}}{f_{\text{вх}}}\right)^4}, \tag{6}$$

где K_{σ} – поправочный коэффициент; *a, b, c, d* – коэффициенты, зависящие от значения показателя адиабаты газа (табл. 1).

Таблица 1. Значения коэффициентов уравнения (6)

Коэффициент уравнения (6)	Значение для показателя адиабаты	
	***k* = 1,4** (воздух, азот, кислород)	***k* = 1,67** (гелий)
a	1	1
b	-0,8447	-0,8431
c	-1,100	-1,126
d	0,1875	0,2087

Таким образом, массовый расход газа через дроссель с учетом входной скорости потока следует определять по зависимости

$$G = \mu \cdot K_{\text{вх}} \cdot f_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \frac{1}{R}} \cdot \frac{p_{\text{вх}}}{\sqrt{T_{\text{вх}}}} \times$$

$$\times \begin{cases} \sqrt{\left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, \text{при } \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} > \sigma_{\text{кр.ст}} \\ \sqrt{\sigma_{\text{кр.ст}}^{\frac{2}{k}} - \sigma_{\text{кр.ст}}^{\frac{k+1}{k}}}, \text{при } \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} \le \sigma_{\text{кр.ст}} \end{cases}. \quad (7)$$

При этом коэффициент учета входной скорости определяется по зависимости (3), а критическое отношение статических давлений – по зависимости (4) или зависимостям (5), (6).

Следует отметить, что зависимость (7) справедлива только в рамках допущений, указанных во введении, исключая первое и второе допущения.

2. Результаты исследования влияния скорости потока перед дросселем на массовый расход газа

Как видно из уравнений (3) и (4) степень влияния входной скорости потока определяется двумя параметрами: отношением давлений на дросселе и отношением площадей проходных сечений каналов дросселя и трубы. Для оценки степени влияния входной скорости потока на массовый расход газа через дроссель авторами было проведено аналитическое исследование на основе расчетов по зависимостям (3)-(7).

На рис. 2 приведены графики зависимости критического отношения статических давлений от отношения площадей дросселя и трубы, построенные для двух значений показателя адиабаты: 1,40 (воздух, азот, кислород) и 1,67 (гелий). Анализ графиков показы-

вает, что критическое отношение статических давлений на дросселе увеличивается с ростом отношения площадей дросселя и трубы (с ростом входной скорости потока). Увеличение критического отношения статических давлений с ростом входной скорости можно объяснить тем, что чем сильнее разогнан поток газа на входе в дроссель, тем меньше потенциальной энергии давления необходимо преобразовать в кинетическую энергию потока, чтобы разогнать последний до скорости звука.

На рис. 3 и 4 приведены графики зависимости относительной ошибки определения расхода по зависимостям (1), (2) при разных значениях отношения площадей дросселя и трубы.

Относительная ошибка определялась по следующему выражению

$$\Delta = \frac{G_{(1),(2)} - G_{(3),(4),(7)}}{G_{(3),(4),(7)}} \cdot 100\,\%, \qquad (8)$$

где Δ – относительная ошибка определения массового расхода газа через дроссель; $G_{(1),(2)}$ – массовый расход, рассчитанный по зависимостям (1), (2); $G_{(3),(4),(7)}$ – массовый расход, рассчитанный по зависимостям (3), (4), (7).

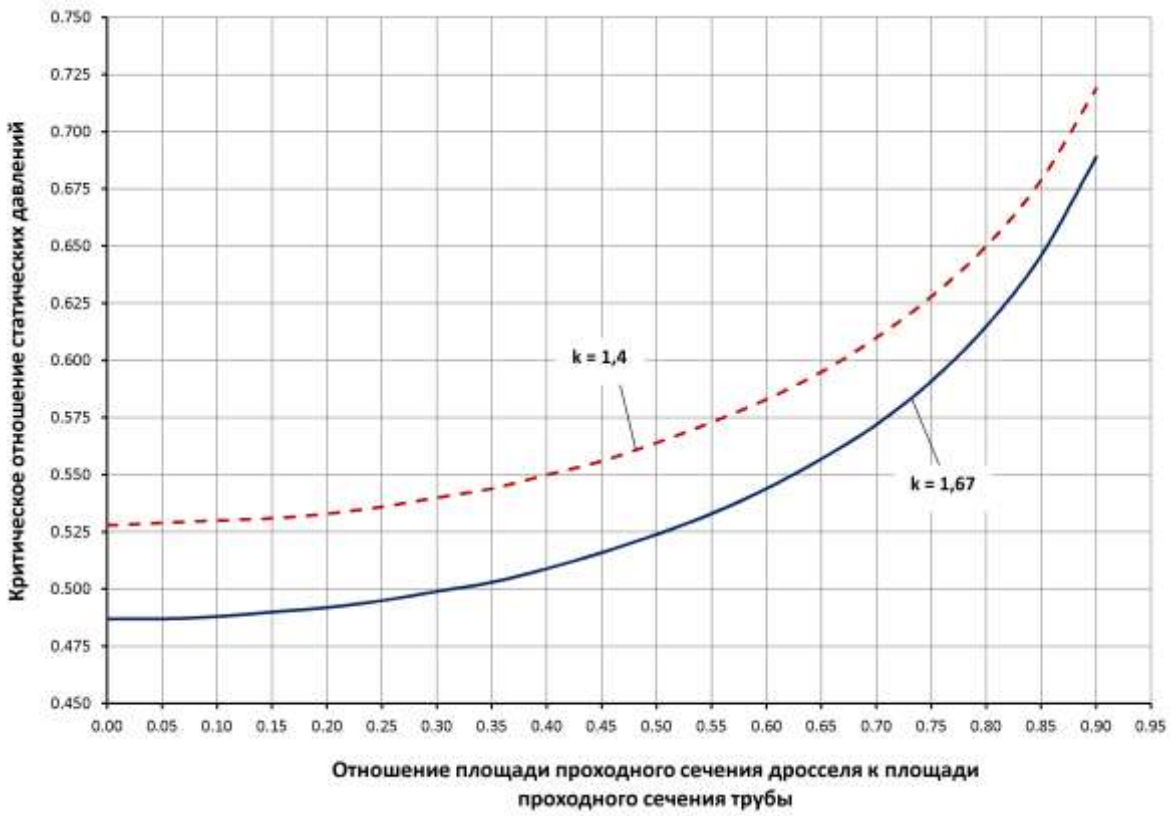

Рис. 2. Графики зависимости критического отношения статических давлений от отношения площадей проходных сечений каналов дросселя и трубы

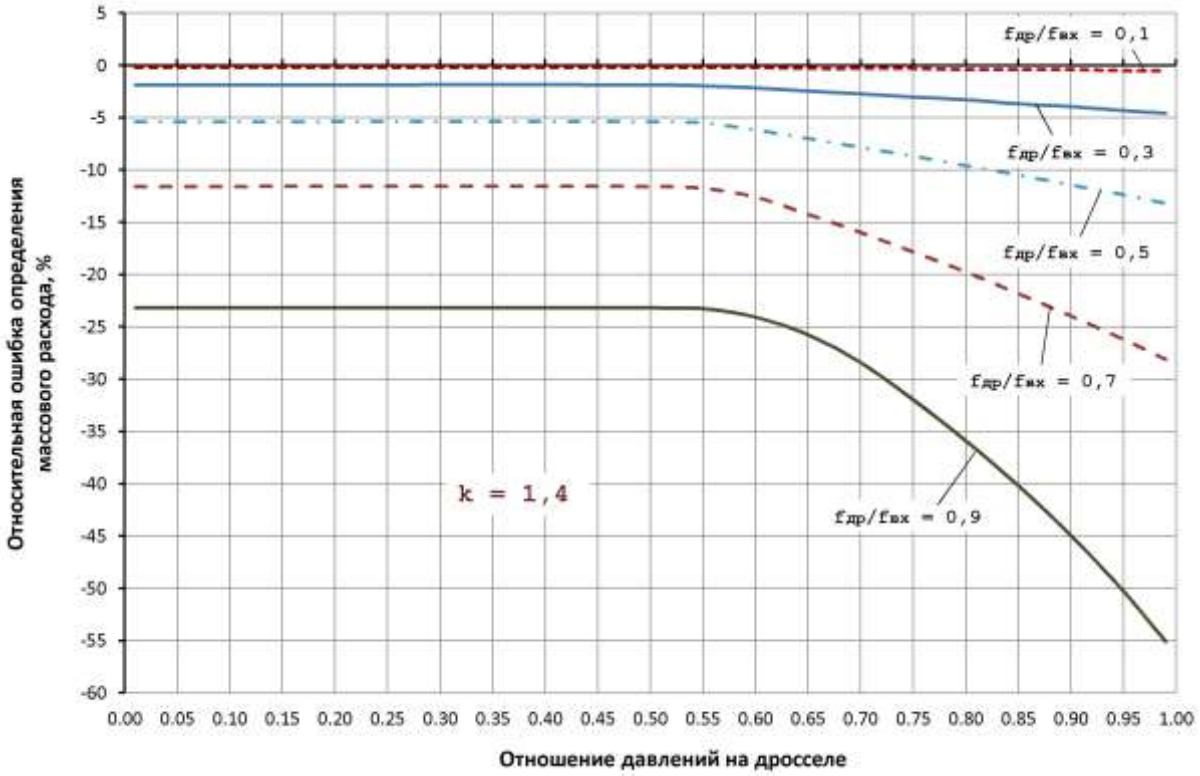

Рис. 3. Графики зависимости относительной ошибки определения расхода по уравнениям (1), (2) от отношения давлений на дросселе, при k = 1,4

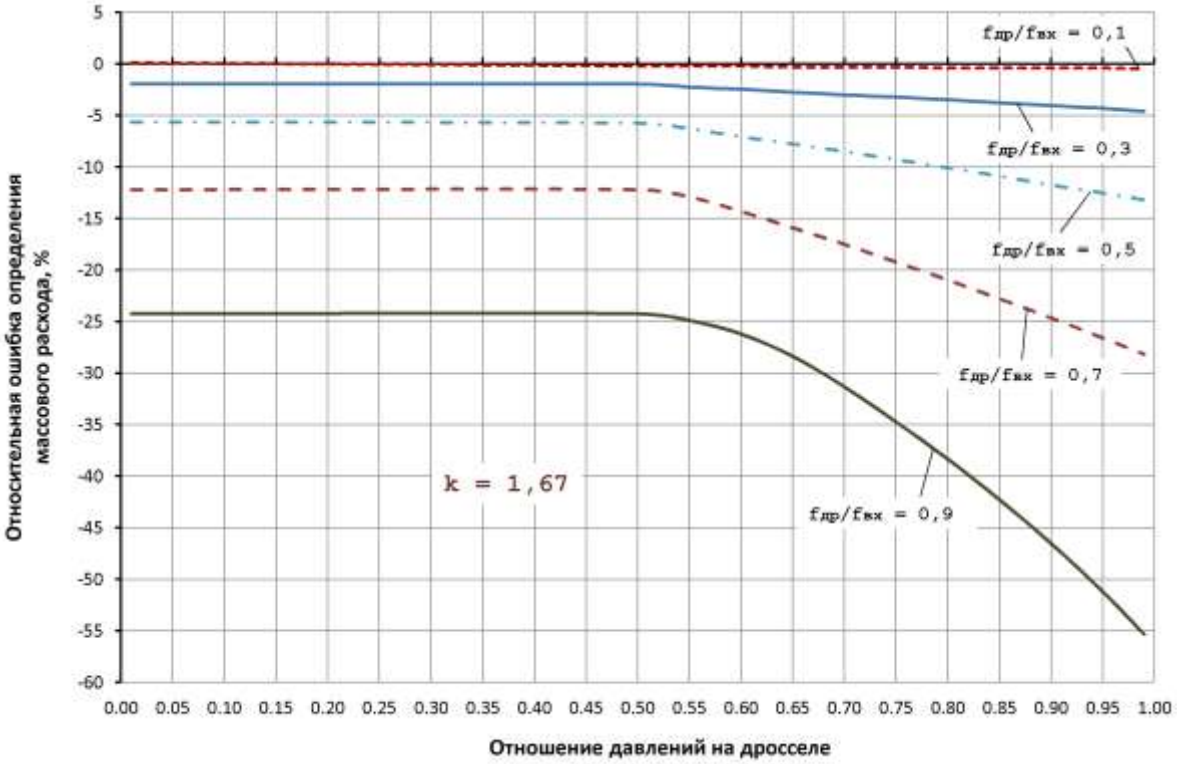

Рис. 4. Графики зависимости относительной ошибки определения расхода по уравнениям (1), (2) от отношения давлений на дросселе, при k = 1,67

Анализ результатов определения относительной ошибки показывает:

- расчет массового расхода без учета входной скорости потока по уравнениям (1), (2) дает заниженные результаты; это объясняется тем, что по факту поток на входе уже имеет кинетическую энергию и при том же срабатывании потенциальной энергии давления на дросселе разгонится сильнее, по сравнению с потоком, заторможенном на входе;
- ошибка определения массового расхода по уравнениям (1), (2) растет с увеличением отношения площадей дросселя и трубы и отношения давлений на дросселе;
- если отношение давлений на дросселе не превышает 0,5, то ошибка определения массового расхода по уравнениям (1), (2) зависит только от отношения площадей дросселя и трубы; это объясняется тем, что в данном диапазоне отношения давлений течение является критическим, и поправочный коэффициент Kвх, как видно из уравнения (3), зависит только от отношения площадей;
- если отношение площадей дросселя и трубы не превышает 0,3 (отношение диаметров не превышает 0,55), то во всем диапазоне отношения давлений ошибка определения расхода по уравнениям (1), (2) не превышает 5 %;
- если отношение площадей дросселя и трубы не превышает 0,4 (диаметр дросселя составляет не более 63 % диаметра трубы), а отношение давлений не превышает 0,5, то ошибка определения расхода по уравнениям (1), (2) не превышает 3,5 %; этот результат близок к данным работы [7, стр. 31-32], где указано, что если диаметр дросселя составляет не более 70 % от диаметра трубы, то ошибка определения скорости потока в выходном сечении дросселя и, соответственно, ошибка определения массового расхода не превышает 3,5 %.

3. Результаты сравнения расчета расхода по зависимостям (1), (2) и (3)-(7) с экспериментальными данными

Для оценки адекватности классических (1), (2) и предложенных (3)-(7) зависимостей было проведено сравнение результатов расчета массового расхода с данными эксперимента.

В качестве экспериментальных данных были использованы результаты расчета расхода по ГОСТ 8.596.2-2005 [11]. Данный стандарт содержит экспериментальные зависимости для расчета массового расхода газа через стандартную диафрагму (дроссель).

Использование указанных зависимостей ограничено следующими условиями:

- отношение давлений на дросселе (диафрагме) должно составлять не менее 0,75;
- диаметр отверстия в дросселе (диафрагме) должен составлять не менее 0,0125 м;
- внутренний диаметр трубопровода должен лежать в диапазоне значений от 0,05 до 1 м;
- отношение диаметра отверстия в дросселе (диафрагме) и внутреннего диаметра трубы должно лежать в диапазоне значений от 0,1 до 0,75.

Для оценки адекватности уравнений (1), (2) и уравнений (3)-(7) была решена следующая задача.

Исходные данные:

Имеются экспериментальные данные о расходе воздуха через дроссель в диапазоне отношений давлений на дросселе от 0,750 до 0,975, полученные:

- при малом отношении площадей дросселя и трубы;
- при большом отношении площадей дросселя и трубы.

Необходимо определить:

- значение коэффициента расхода, согласующее данные эксперимента при малом отношении площадей и расчета по зависимостям (1), (2);
- среднее значение относительной ошибки расчета расхода по зависимостям (1), (2) и зависимостям (3)-(7) при определенном ранее значении коэффициента расхода и большом отношении площадей дросселя и трубы.

Экспериментальные значения расхода были рассчитаны по зависимостям ГОСТ 8.596.2-2005 при следующих параметрах воздуха на входе дросселя: абсолютное давление 1 МПа, температура 293 К.

Коэффициент расхода, входящий в зависимости (1) и (7), определялся по экспериментальным данным при малом отношении давлений, исходя из условия обеспечения минимальности суммы квадратов разностей расчетных и экспериментальных значений расхода при малом отношении площадей. Значение коэффициента составило 0,624.

Графики экспериментальной и расчетных (полученных при $\mu = 0{,}624$) зависимостей расхода от отношения давлений на дросселе при малом отношении площадей приведены на рис. 5. Как видно, кривые зависимостей расхода от отношения давлений, построенные по уравнениям (1), (2) и уравнениям (3)-(7), в данном случае практически совпадают.

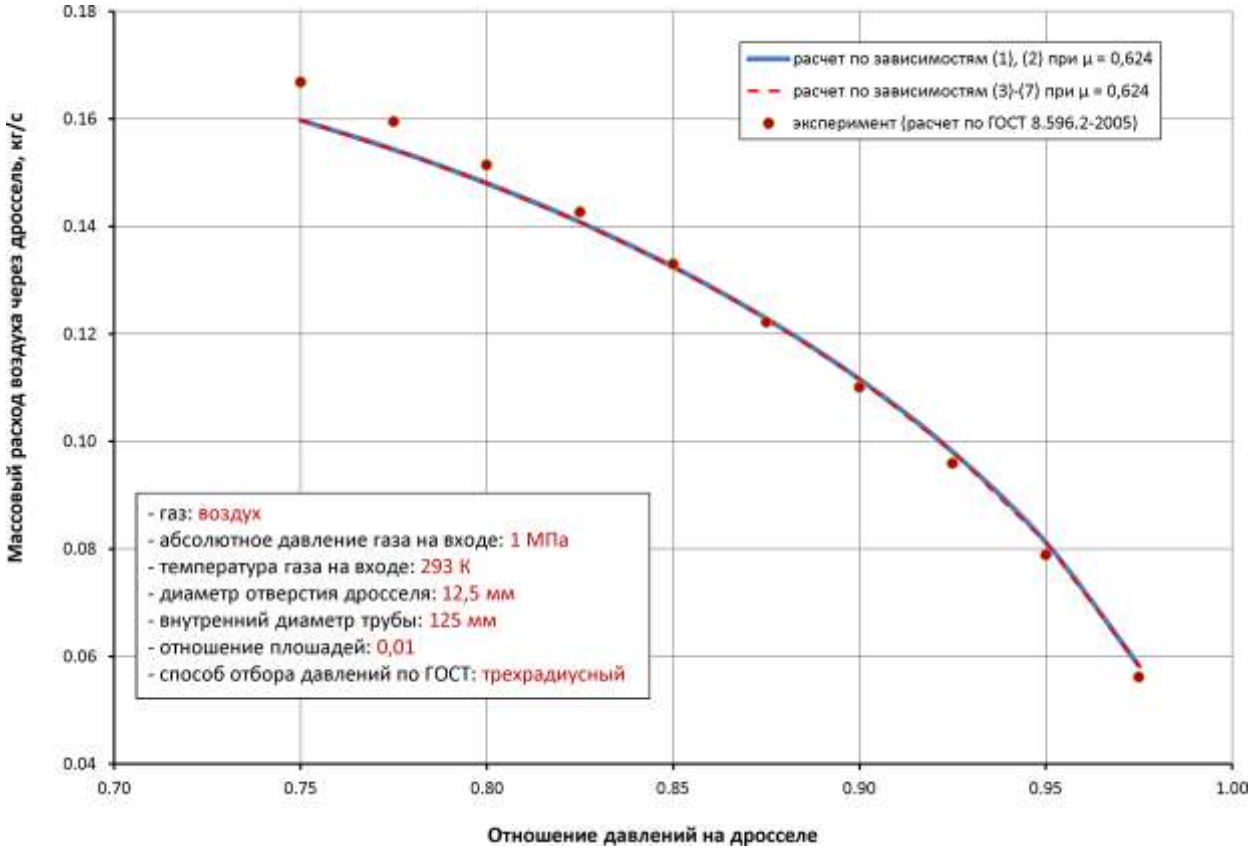

Рис. 5. Графики экспериментальной и расчетных зависимостей массового расхода воздуха от отношения давлений на дросселе при малом отношении площадей

Графики экспериментальной и расчетных (полученных при μ = 0,624) зависимостей расхода от отношения давлений на дросселе при большом отношении площадей приведены на рис. 6. Точечная оценка (при конкретном значении отношения давлений) относительной ошибки расчета расхода определялась по выражению вида (8). Среднее значение относительной ошибки определялось, как среднеарифметическое абсолютных значений точечных оценок. Результаты анализа показали, что в диапазоне отношений давлений от 0,750 до 0,975 среднее значение относительной ошибки определения расхода по зависимостям (3)-(7) составляет 4,3 %, в то время как расчет по зависимостям (1), (2) дает среднюю относительную ошибку 17,4 %.

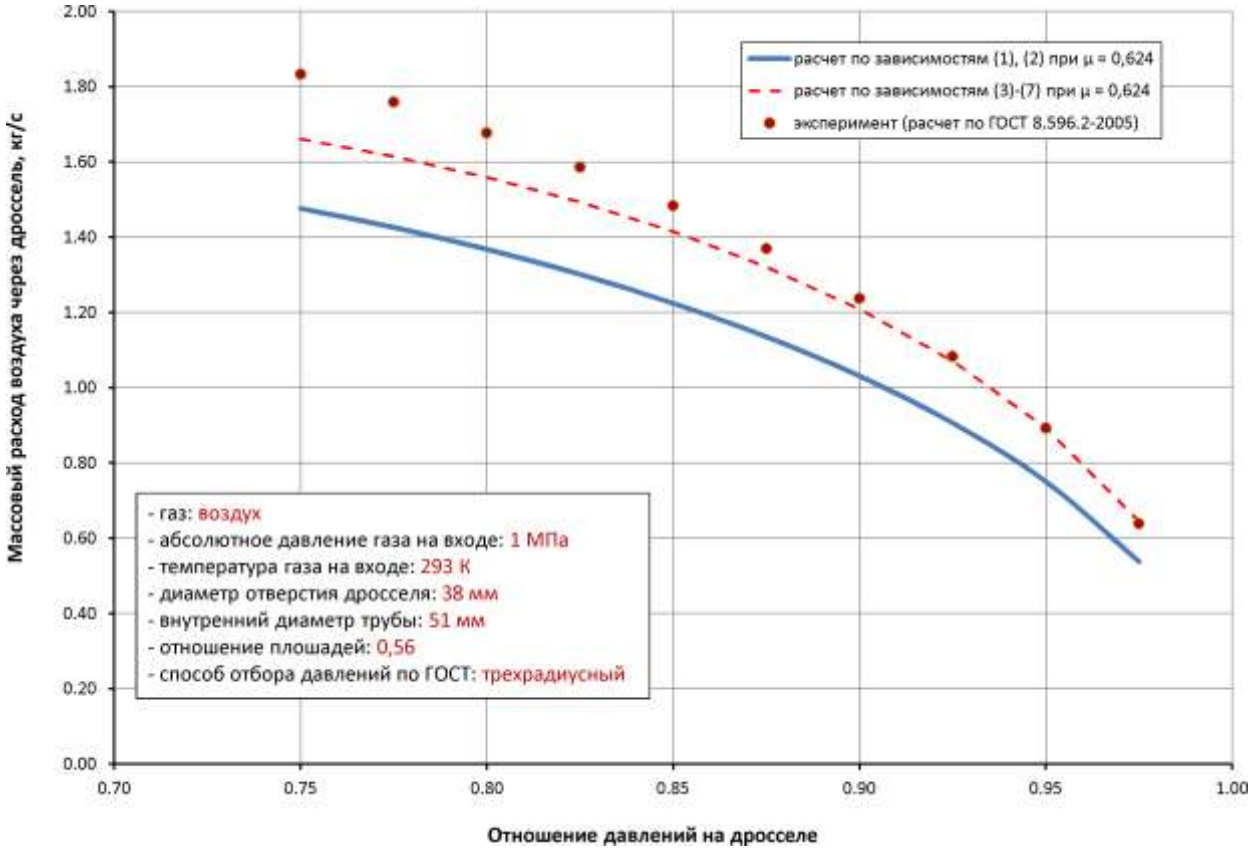

Рис. 6. Графики экспериментальной и расчетных зависимостей массового расхода воздуха от отношения давлений на дросселе при большом отношении площадей

Таким образом, расчет расхода по зависимостям (3)-(7), в отличии от расчета по зависимостям (1), (2), дает приемлемый результат как при малых, так и при больших значениях отношения площадей дросселя и трубы.

Также следует отметить, что предложенные зависимости не имеют ограничений применимости зависимостей ГОСТ 8.596.2-2005 и, в общем случае, пригодны для использования при проектировании и анализе процессов в пневмосистемах и системах газоснабжения.

Заключение

В случаях, когда дроссели устанавливаются в соединениях трубопроводов, что имеет место в пневмосистемах и системах газоснабжения, массовый расход газа может значительно отличаться от расхода при установке дросселя в резервуаре.

Расчет расхода газа через дроссель при проектировании и анализе процессов в пневмосистемах и системах газоснабжения рекомендуется вести по зависимостям (3)-(7).

При экспериментальном определении коэффициента расхода дросселя рекомендуется обрабатывать результаты с учетом зависимостей (3)-(7). В этом случае влияние входной скорости потока на значение коэффициента будет исключено.

Список литературы

1. Залманзон Л.А. Проточные элементы пневматических приборов контроля и управления. М.: Изд-во Акад. наук СССР, 1961. 247 с.
2. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов: справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975. 272 с.
3. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Теория и расчет силовых пневматических устройств. М.: Изд-во Акад. наук СССР, 1960. 178 с.
4. Арзуманов Ю.Л., Халатов Е.М., Чекмазов В.И., Чуканов К.П. Математические модели систем пневмоавтоматики: учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 294 с.
5. Арзуманов Ю.Л., Халатов Е.М., Чекмазов В.И., Чуканов К.П. Основы построения математических моделей функционирования устройств пневмоавтоматики: учебное пособие. М.: Спектр, 2015. 130 с.
6. Богачева А.В. Пневматические элементы систем автоматического управления. Статический расчет проточных элементов. М.: Машиностроение, 1966. 240 с.
7. Beater P. Pneumatic drives: System design, modelling and control. B.; L.: Springer, 2007. 323 p.
8. Ефремова К.Д. 77-30569/310908 Компрессор-дозатор на базе пневматического цилиндра // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журнал. 2012. № 2. С. 7. Режим доступа: http://technomag.bmstu.ru/doc/310908.html (дата обращения 02.11.2015).
9. Непомнящих И.А., Степанов Д.О. Средство измерения расхода газа // Молодежный научно-технический вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 9. С. 4. Режим доступа: http://sntbul.bmstu.ru/doc/478959.html (дата обращения 02.11.2015).
10. Термодинамика. Основные понятия. Терминология. Буквенные обозначения величин / Отв. ред. И.И. Новиков. М.: Наука, 1984. 40 с.
11. ГОСТ 8.596.2-2005 (ИСО 5167-2:2003). Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Ч. 2. Диафрагмы. Технические требования. Введ. 2006-10-31. М.: Стандартинформ, 2007. 38 с.

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

Science and Education of the Bauman MSTU, 2016, no. 10, pp. 72–84.

DOI: **10.7463/1216.0852605**

Received: 11.11.2016
Revised: 25.11.2016

© Bauman Moscow State Technical Unversity

Investigation of the Flow Rate Effect Upstream of the Constant-Geometry Throttle on the Gas Mass Flow

Yu.M. Timofeev[1,*], Yu.L. Arzumanov[1], E.M. Khalatov[1]

*timasp@inbox.ru

[1]Armatura Design Bureau -- Branch of Khrunichev State Research and Production Space Center, Kovrov, Russia

Keywords: throttle, mass flow, inlet velocity, gas

The turbulent-flow throttles are used in pneumatic systems and gas-supply ones to restrict or measure gas mass flow. It is customary to install the throttles in joints of pipelines (in tee-joints and cross tees) or in joints of pipelines with pneumatic automation devices

Presently, in designing the pneumatic systems and gas-supply ones a gas mass flow through a throttle is calculated by a known equation derived from the Saint-Venant-Vantcel formula for the adiabatic flow of ideal gas through a nozzle from an unrestrictedly high capacity tank. Neglect of gas velocity at the throttle inlet is one of the assumptions taken in the development of the above equation. As may be seen in practice, in actual systems the diameters of the throttle and the pipe wherein it is mounted can be commensurable. Neglect of the inlet velocity therewith can result in an error when determining the required throttle diameter in design calculation and a flow rate in checking calculation, as well as when measuring a flow rate in the course of the test.

The theoretical study has revealed that the flow velocity at the throttle inlet is responsible for two parameter values: the outlet flow velocity and the critical pressure ratio, which in turn determine the gas mass flow value.

To calculate the gas mass flow, the dependencies are given in the paper, which allow taking into account the flow rate at the throttle inlet. The analysis of obtained dependencies has revealed that the degree of influence of inlet flow rate upon the mass flow is defined by two parameters: pressure ratio at the throttle and open area ratio of the throttle and the pipe wherein it is mounted.

An analytical investigation has been pursued to evaluate the extent to which the gas mass flow through the throttle is affected by the inlet flow rate. The findings of the investigation and the indications for using the present dependencies are given in this paper.

By and large the investigation allowed the conclusion that the inlet flow rate must be taken into account when calculating the gas mass flow through the throttles of pneumatic systems and gas supply systems.

References

1. Zalmanzon L.A. *Protochnye elementy pnevmaticheskikh priborov kontrolia i upravleniia* [Flowing elements of pneumatic control and management devices]. Moscow: The Academy of Sciences of the USSR Publ., 1961. 250 p. (in Russ.).
2. Gerts E.V., Krejnin G.V. *Raschet pnevmoprivodov: spravochnoe posobie* [Calculation of pneumatic actuators: handbook]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 272 p. (in Russ.).
3. Gerts E.V., Kreinin G.V. *Teoriia i raschet silovykh pnevmaticheskikh ustroistv* [Theory and design of pneumatic power devices]. Moscow: The Academy of Sciences of the USSR Publ., 1960. 178 p. (in Russ.).
4. Arzumanov Yu.L., Khalatov E.M., Chekmazov V.I., Chukanov K.P. *Matematicheskie modeli sistem pnevmoavtomatiki*: uchebnoe posobie [Mathematical models of pneumatic systems: textbook]. Moscow: BMSTU Publ., 2009. 296 p. (in Russ.).
5. Arzumanov Yu.L., Khalatov E.M., Chekmazov V.I., Chukanov K.P. *Osnovy postroeniia matematicheskikh modelej funktsionirovaniia ustroistv pnevmoavtomatiki*: uchebnoe posobie [Basics of development of mathematical models of functioning of pneumatic devices: textbook]. Moscow: Spektr Publ., 2015. 130 p. (in Russ.).
6. Bogacheva A.V. *Pnevmaticheskie elementy sistem avtomaticheskogo upravleniia. Staticheskij raschet protochnykh elementov* [Pneumatic elements of automatic control systems. Static calculation of flow elements]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966. 240 p. (in Russ.).
7. Beater P. Pneumatic drives: System design, modelling and control. B.; L.: Springer, 2007. 323 p.
8. Efremova K.D. 77-30569/310908 Compressor- batcher based on a pneumatic cylinder. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2012, no. 2. Available at: http://technomag.bmstu.ru/doc/310908.html , accessed 02.11.2015.
9. Nepomniaschikh I.A., Stepanov D.O. Installation for gas flow measurement. *Molodezhnyj nauchno-tekhnicheskij vestnik. MGTU im. N.E. Baumana* [Youth Scientific and Technical Bulletin of the Bauman MSTU], 2012, no. 9. Available at: http://sntbul.bmstu.ru/doc/478959.html , accessed 02.11.2015.
10. *Termodinamika. Osnovnye ponyatiia. Terminologiia. Bukvennye oboznacheniia velichin.* [Thermodynamics. The basic concepts. Terminology. Letter designations of sizes]. Moscow: Nauka Publ., 1984. 40 p. (in Russ.).
11. *GOST 8.586.2-2005 (ISO 5167-2:2003). Izmerenie raskhoda i kolichestva zhidkostej i gazov s pomosch'yu standartnykh suzhayuschikh ustrojstv. 2. Diafragmy. Tekhnicheskie trebovaniia* [Measurement of flow rate and volume of liquids and gases by means of orifice devices. Pt. 2. Orifice plates. Technical requirements]. Moscow: Standartinform, 2007. 38 p. (in Russ.).