АКАДЕМИЯ СТАНДАРТИЗАЦИИ МЕТРОЛОГИИ И СЕРТИФИКАЦИИ

А.П. Лепявко

РАСХОДОМЕРЫ ПЕРЕМЕННОГО ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ

Учебное пособие

Москва
2004

УДК 531. 7.87

Лепявко А.П. Расходомеры переменного перепада давления: Учебное пособие. — М.: АСМС, 2004.

В учебном пособии рассматриваются различные типы расходомеров, основанных на методе переменного перепада давления. Описаны конструкции преобразователей расхода, требования к геометрическим параметрам, приведены основные характеристики измерительных приборов. Рассмотрены составляющие погрешности измерения расхода.

Учебное пособие соответствует программе дисциплины «Поверка и калибровка средств теплотехнических измерений» (раздел «Поверка и калибровка средств измерения расхода и количества»).

Учебное пособие предназначено для слушателей Академии стандартизации, метрологии и сертификации по специализации «Поверка и калибровка средств теплотехнических измерений». Учебное пособие может быть полезно также специалистам в области измерений расхода и количества.

Учебное пособие рассмотрено на заседании кафедры «Теплотехнические измерения» и рекомендовано к использованию в учебном процессе.

© АСМС, 2004

ВВЕДЕНИЕ

Принцип действия расходомеров переменного перепада давления основан на зависимости от расхода перепада давления, создаваемого каким-либо устройством, установленным в трубопроводе.

При классификации расходомеров их обычно подразделяют на объемные и массовые. Расходомеры переменного перепада давления нельзя отнести ни к объемным, ни к массовым. Они занимают промежуточное положение между этими двумя группами. Выходной сигнал преобразователя расхода (перепад давления) пропорционален квадратному корню из произведения объемного и массового расходов. Таким образом, для измерения как массового, так и объемного расхода необходимо определять плотность.

В состав расходомера входят:

преобразователь расхода, создающий перепад давления;

дифференциальный манометр, измеряющий перепад давления;

средства измерения плотности измеряемой среды прямым или косвенным методом;

соединительные трубки между преобразователем расхода и дифманометром;

вычислительное устройство (механическое, электрическое аналоговое или цифровое).

Если в состав вычислительного устройства входит интегратор, то прибор является не только расходомером, но и счетчиком количества.

В зависимости от принципа преобразования расхода в перепад давления, а также от конструкции преобразователя расхода расходомеры переменного перепада давления подразделяются на несколько типов. В основном применяются следующие типы:

расходомеры с сужающими устройствами;

расходомеры с напорными трубками;

расходомеры с гидравлическими сопротивлениями.

Метод переменного перепада давления — один из наиболее старых, изученных и применяемых методов измерения расхода. Наиболее распространены расходомеры с сужающими устройствами. В последнее время все чаще используются расходомеры с напорными трубками, что в значительной степени вызвано повышением точности дифманометров, предназначенных для измерения небольших перепадов давления. Расходомеры с гидравлическими сопротивлениями применяются редко — в основном для измерения малых расходов.

Широкое применение расходомеров переменного перепада давления определяется их важными достоинствами, к числу которых относятся:

простота преобразователя расхода;

высокая надежность;

простота массового производства (индивидуально изготавливается только сужающее устройство, остальные элементы выпускаются большими сериями);

возможность измерения практически любых однофазных потоков (в некоторых случаях и двухфазных) различных веществ в широком диапазоне расходов, давлений и температур;

возможность контроля метрологических характеристик при поверке и калибровке расходомеров с сужающими и напорными устройствами без применения эталонных расходомерных установок;

наличие международных и национальных стандартов по измерению расхода методом переменного перепада давления.

Несмотря на быстрое развитие в последние десятилетия других типов расходомеров и счетчиков, повышение их точности

и надежности расходомеры переменного перепада давления по-прежнему применяются наиболее часто. Примерно половина всех используемых в настоящее время расходомеров — это расходомеры переменного перепада давления.

Применение цифровых вычислительных устройств и повышение точности измерения перепада давления позволили практически полностью устранить присущие расходомерам переменного перепада давления недостатки (или существенно их уменьшить) — такие, как нелинейность зависимости выходного сигнала от расхода и относительно узкий диапазон измерения.

1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ГИДРАВЛИКИ И ТЕРМОДИНАМИКИ

Уравнение неразрывности

Уравнение неразрывности представляет собой запись закона сохранения массы для потока жидкости в трубопроводе:

$$\rho v F = \text{const},$$

где ρ — плотность жидкости;

v — скорость жидкости;

F — сечение канала.

Рассмотрим два сечения трубопровода I и II (рис. 1). Масса жидкости в участке трубопровода между этими сечениями остается неизменной. Масса втекающей жидкости равна массе вытекающей жидкости.

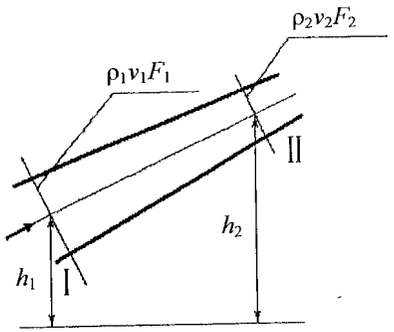


Рис. 1. Течение жидкости в трубопроводе:
I и II — сечения потока

Массовые расходы жидкости в сечениях I ($Q_{м1}$) и II ($Q_{м2}$) равны между собой:

$$Q_{м1} = Q_{м2},$$

$$\rho_1 v_1 F_1 = \rho_2 v_2 F_2.$$

У несжимаемых жидкостей $\rho = \text{const}$. Уравнение неразрывности упрощается:

$$v_1 F_1 = v_2 F_2$$

и

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{F_1}{F_2}.$$

Скорость обратно пропорциональна сечению потока.

Уравнение Бернулли

Уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии для потока жидкости:

$$\rho g h + p + \rho \frac{v^2}{2} + \Delta p_{пот} = \text{const},$$

где $\rho g h$ — потенциальная энергия положения;

g — ускорение свободного падения;

h — высота сечения;

p — давление;

$\rho \frac{v^2}{2}$ — кинетическая энергия потока;

$\Delta p_{пот}$ — потери давления на трение.

Без учета потерь энергии уравнение Бернулли для сечений потока I и II принимает вид:

$$\rho_1 g h_1 + p_1 + \rho_1 \frac{v_1^2}{2} = \rho_2 g h_2 + p_2 + \rho_2 \frac{v_2^2}{2}.$$

Для несжимаемой жидкости при равенстве высот $h_1 = h_2$ уравнение Бернулли принимает вид:

$$p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2},$$

откуда

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \rho\left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}\right).$$

При изменении скорости происходит переход кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления. Изменение скорости приводит к изменению давления.

Режимы течения. Критерий Рейнольдса

По качественным признакам потоки жидкости подразделяют на установившиеся (стационарные) и неустановившиеся (нестационарные), ламинарные и турбулентные.

Поток называется **установившимся**, если средняя скорость и расход в данном сечении не меняются во времени. Поток, не удовлетворяющий этому требованию, называется **неустановившимся**.

Частным случаем неустановившегося потока является пульсирующий поток, в котором наблюдаются пульсации расхода определенной частоты. При этом необходимо различать **мгновенный расход** и **средний расход** за какой-то промежуток времени.

Полностью установившиеся потоки практически не встречаются. Однако если амплитудно-частотные характеристики существенно не влияют на характер рассматриваемого явления, его считают установившимся или, точнее, квазиустановившимся.

При течении жидкости в трубопроводе за счет трения распределение скорости по сечению неравномерно. На стенках трубы скорость равна нулю (жидкость прилипает к стенке). В центре трубы скорость максимальна.

При малых скоростях в трубопроводе наблюдается слоистое — **ламинарное** течение. Распределение скорости по радиусу трубы соответствует параболе. При увеличении скорости слоистое

течение нарушается. Частицы жидкости начинают перемещаться поперек потока. Режим течения меняется, он становится **турбулентным**. За счет перемешивания частиц жидкости распределение скорости становится более равномерным. Графически распределение скорости по радиусу при ламинарном и турбулентном течении показано на рис. 2.

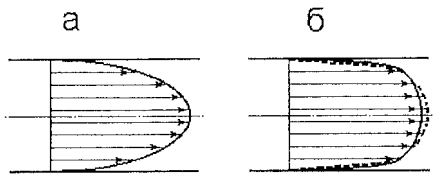


Рис. 2. Распределение скорости в сечении трубопровода:
а — ламинарный режим течения; б — турбулентный режим течения
(— гладкая труба; - - - шероховатая труба)

Режим течения жидкости в трубопроводе характеризуется критерием Рейнольдса Re. Для трубопровода круглого поперечного сечения критерий Re рассчитывается по формуле

$$\mathrm{Re} = \frac{vD}{\upsilon} = \frac{(\rho v)D}{\mu},$$

где v — средняя скорость жидкости;

D — внутренний диаметр трубопровода;

υ — коэффициент кинематической вязкости;

(ρv) — средняя массовая скорость жидкости;

$\mu = \rho\upsilon$ — коэффициент динамической вязкости.

Для трубопровода произвольного поперечного сечения Re вычисляется по формуле

$$\mathrm{Re} = \frac{vD_г}{\upsilon},$$

где $D_г = 4\frac{F}{П}$ — гидравлический диаметр канала;

F — площадь поперечного сечения трубопровода;

П — периметр поперечного сечения трубопровода.

Критерий Рейнольдса определяет соотношение сил инерции и вязкости в потоке жидкости. Чем больше значение Re, тем меньше сказывается влияние сил вязкости и тем более равномерно распределение скорости по сечению. Ламинарный режим течения переходит в турбулентный при критическом числе Рейнольдса $Re_{кр}$, равном 2320. При повышении Re до 10^4–10^5 его дальнейшее увеличение не приводит к существенному изменению распределения скорости и закономерностей течения. Такой режим течения называется автомодельным.

На распределение скорости в сечении влияет также шероховатость внутренней поверхности трубопровода. Шероховатость приводит к торможению слоев жидкости, прилегающих к внутренней поверхности. Поэтому при одинаковой средней скорости скорость в центре трубы выше, а у стенок трубы ниже (см. рис. 2, б).

Различные местные сопротивления в трубопроводе (клапаны, задвижки, колена, тройники и т.д.) вносят возмущения в поток и искажают распределение скорости. Постепенно на некотором участке прямого трубопровода внесенные искажения затухают, и затем формируется нормальное, характерное для данного режима (числа Re) и шероховатости распределение. Местные сопротивления искажают распределение скорости не только после себя по ходу потока, но и до себя. Чтобы установилось распределение скорости, соответствующее критерию Рейнольдса и шероховатости трубопровода, необходимо предусматривать прямые участки до и после рассматриваемого сечения.

Уравнение состояния газа

Уравнение состояния связывает основные термодинамические параметры газа: давление, температуру и плотность.

Для идеального газа

$$Mp = \rho RT,$$

где p — давление;

ρ — плотность;

M — масса одного киломоля газа;

T — термодинамическая температура, К;

R — газовая постоянная.

Для реального газа

$$M\frac{p}{z} = \rho RT,$$

где z — коэффициент, учитывающий отклонение свойств реального газа от свойств идеального (фактор сжимаемости).

Используя уравнение состояния по известной плотности газа при стандартных условиях $\rho_с$, можно найти плотность ρ при конкретных значениях давления p и температуры T:

$$\rho = \rho_с \frac{p}{p_с}\frac{T_с}{T}\frac{1}{K},$$

где $p_с$ = 101,325 кПа и $T_с$ = 293,15 К — давление и температура при стандартных условиях;

$K = \frac{z}{z_с}$ — коэффициент сжимаемости газа;

$z_с$ — фактор сжимаемости газа при стандартных условиях.

2. РАСХОДОМЕРЫ С СУЖАЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ

2.1.Принцип действия

В сужающем устройстве (СУ) расходомера переменного перепада давления происходит увеличение скорости, снижается давление. Изменение давления при течении через СУ зависит от расхода.

Картина течения через СУ — диафрагму представлена на рис. 3.

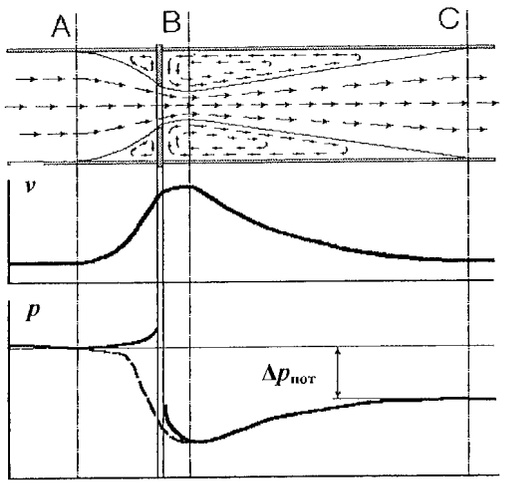


Рис. 3. Картина течения жидкости через диафрагму:
v — скорость жидкости; p — давление жидкости
(– – – на оси трубы; —— на стенке трубы)

В основе принципа действия расходомера с СУ лежат два закона сохранения для потока жидкости: закон сохранения энергии (уравнение Бернулли) и закон сохранения массы (уравнение неразрывности).

В сечении А поток жидкости начинает сужаться, его поперечное сечение уменьшается. Согласно уравнению неразрывности скорость потока на оси трубы увеличивается и, в соответствии с уравнением Бернулли, его давление уменьшается. На стенке

трубы перед диафрагмой поток тормозится и давление повышается.

После диафрагмы до сечения В сечение потока продолжает уменьшаться, скорость увеличивается, давление падает. Причем давление на стенке трубы отличается от давления на оси из-за возникновения вторичных потоков.

После сечения В поток расширяется, скорость уменьшается, давление возрастает. В сечении С поток занимает все сечение трубопровода. Однако давление в этом сечении меньше, чем давление в сечении А до диафрагмы, на значение $\Delta p_{пот}$ за счет потерь энергии на трение.

Рассмотрим два сечения потока несжимаемой жидкости: в трубопроводе до СУ и непосредственно в СУ. Разница высот этих сечений пренебрежимо мала. Без учета потерь энергии для этих двух сечений:

уравнение Бернулли

$$p_{тр}+\rho\frac{v_{тр}^2}{2}=p_{су}+\rho\frac{v_{су}^2}{2},$$

уравнение неразрывности

$$v_{тр}F_{тр}=v_{су}F_{су},$$

где $p_{тр}$ и $p_{су}$ — давление в трубопроводе и СУ;

ρ — плотность жидкости;

$v_{тр}$ и $v_{су}$ — скорость жидкости в трубопроводе и СУ;

$F_{тр}$ и $F_{су}$ — площадь проходного сечения трубопровода и СУ.

Из уравнения Бернулли следует:

$$\Delta p = p_{тр}-p_{су}=\rho\left(\frac{v_{су}^2-v_{тр}^2}{2}\right),$$

из уравнения неразрывности:

$$v_{\text{тр}} = v_{\text{су}}\left(\frac{F_{\text{су}}}{F_{\text{тр}}}\right) = v_{\text{су}} m,$$

где $m = \dfrac{F_{\text{су}}}{F_{\text{тр}}}$ — относительная площадь проходного сечения СУ.

Для трубопроводов и СУ круглого сечения

$$m = \left(\frac{d}{D}\right)^2 = \beta^2,$$

где d — диаметр отверстия СУ;

D — внутренний диаметр трубопровода до СУ;

$\beta = \dfrac{d}{D}$ — относительный диаметр отверстия СУ.

Отсюда

$$\Delta p = \rho v_{\text{су}}^2\left(\frac{1-\beta^4}{2}\right)$$

и

$$v_{\text{су}} = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}\sqrt{2\frac{\Delta p}{\rho}}.$$

Объемный расход $Q_{\text{о}}$

$$Q_{\text{о}} = v_{\text{су}} F_{\text{су}} = E F_{\text{су}}\sqrt{2\frac{\Delta p}{\rho}},$$

массовый расход $Q_{\text{м}}$

$$Q_{\text{м}} = \rho v_{\text{су}} F_{\text{су}} = E F_{\text{су}}\sqrt{2\rho\Delta p},$$

где $E = \dfrac{1}{\sqrt{1-m^2}} = \dfrac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$ — коэффициент скорости входа.

Сжимаемость измеряемой среды учитывается коэффициентом расширения ε. Отличия реальной картины течения от течения идеальной жидкости учитываются коэффициентом истечения C.

Уравнения для объемного и массового расхода имеют следующий вид:

$$Q_{\text{о}} = CE\varepsilon F_{\text{су}}\sqrt{2\frac{\Delta p}{\rho}},$$

$$Q_{\text{м}} = CE\varepsilon F_{\text{су}}\sqrt{2\rho\Delta p}.$$

Произведение $CE = \alpha$ — коэффициент расхода.

Чтобы определить расход по измеренному значению перепада давления, необходимо знать площадь проходного сечения СУ, плотность жидкости и коэффициент истечения.

Коэффициент истечения C — это отношение действительного значения расхода жидкости к его теоретическому значению. Коэффициент истечения зависит от геометрии СУ (типа СУ, относительного диаметра отверстия, расположения мест отбора давления), режима течения, характеризуемого числом Рейнольдса, шероховатости трубопровода. Кроме того, на значение коэффициента истечения оказывают влияние искажения распределения скорости в сечении трубопровода, которые вызываются различными местными сопротивлениями, расположенными до и после СУ.

Характер зависимости коэффициента истечения от числа Рейнольдса для стандартной диафрагмы и сопла показан на рис. 4.

В определенном диапазоне режимов течения (числа $\text{Re} > 10^4$–10^5) коэффициент истечения изменяется незначительно. Этот диапазон режимов используется для измерения расхода.

Принципиально можно измерить расход и при меньших значениях чисел Рейнольдса. Однако при этом незначительная ошибка в определении режима течения, вызванная неточностью опреде-

ления коэффициента кинематической вязкости, приведет к погрешности определения расхода.

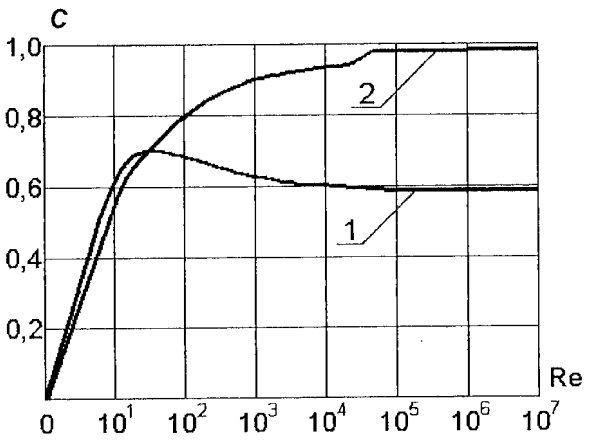


Рис. 4. Характер зависимости коэффициента истечения *C* от числа Рейнольдса Re:
1 — диафрагма с угловым отбором давления;
2 — сопло ИСА 1932

У некоторых специальных СУ коэффициент истечения остается постоянным в диапазоне значительно меньших чисел Рейнольдса. Причем диапазон, в котором коэффициент истечения остается постоянным, ограничен как со стороны меньших, так и со стороны больших чисел Re. Такие СУ используются для измерения расхода при малых числах Рейнольдса, т.е. при малых расходах и вязких жидкостях.

Для ряда СУ значения коэффициентов истечения на основе большого числа экспериментов определены с достаточной для целей измерения расхода точностью. Такими СУ являются:

стандартные СУ в соответствии с ГОСТ 8.563.1–97;

специальные СУ в соответствии с РД 50-411–83.

2.2. Расходомеры переменного перепада давления со стандартными сужающими устройствами

Коэффициенты истечения стандартных СУ определены с достаточной для целей измерения точностью на основе экспериментов, проведенных в 20-е годы XX века. Результаты этих экспериментов обобщены Техническим комитетом при Международной организации по стандартизации (ИСО).

В соответствии с международными рекомендациями в нашей стране были последовательно выпущены следующие нормативные документы:

Правила № 169 в 1938 г.;

Правила 27–54 в 1954 г.;

Правила 28–64 в 1964 г.;

Правила РД 50-213–80 в 1982 г.;

ГОСТ 8.563–97, введенный в 1999 г.

ГОСТ 8.563–97 соответствует с небольшими отклонениями международному стандарту ИСО 5167–1:1991.

Дополнительно к ГОСТ 8.563–97 выпущены указания МИ 2588–2000, в которых учтена практика применения расходомеров переменного перепада давления в нашей стране.

В соответствии с ГОСТ 8.563–97 измерение расхода и количества жидкостей и газов осуществляется с помощью **измерительных комплексов (ИК).** ИК включают в себя следующие элементы:

стандартное сужающее устройство;

измерительные трубопроводы (ИТ);

соединительные линии и вспомогательные устройства;

средства измерения перепада давления и параметров измеряемой среды;

средства обработки результатов измерений.

К стандартным СУ (см. рис. 5) относятся:

стандартные диафрагмы с угловым фланцевым и трехрадиус-

ным способами отбора давления;

сопла ИСА 1932;

сопла Вентури;

классические трубы Вентури.

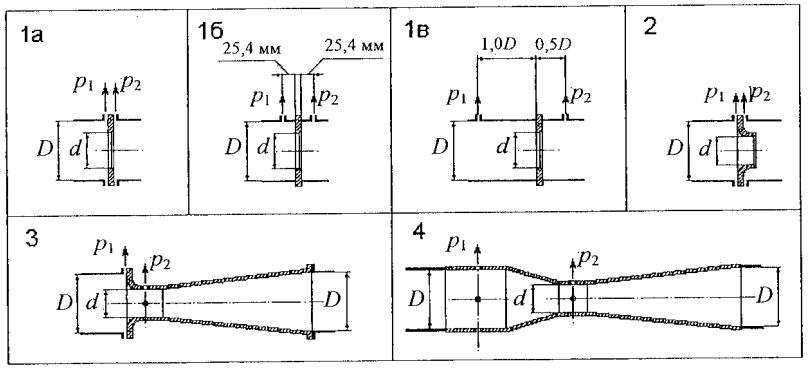


Рис. 5. Стандартные сужающие устройства:
1а — диафрагма с угловым отбором давления; 1б — диафрагма с фланцевым отбором давления; 1в — диафрагма с трехрадиусным отбором давления; 2 — сопло ИСА 1932; 3 — сопло Вентури; 4 — классическая труба Вентури

Сопла Вентури и трубы Вентури могут иметь диффузор, укороченный на 35 %. Выходной диаметр диффузора при этом меньше диаметра трубопровода. За счет уменьшения длины диффузора несколько увеличиваются потери давления.

2.2.1. Условия применения стандартных СУ

1. Измеряемая среда должна быть однофазной и однородной по физическим свойствам. Коллоидные растворы с высокой степенью дисперсности допускается считать однофазными.

2. Фазовое состояние потока не должно изменяться при его течении через СУ.

3. Поток должен быть стационарным или медленно изменяющимся во времени.

4. Скорость потока в отверстии СУ должна быть меньше скорости звука.

5. Для сжимаемой среды отношение перепада давления к абсолютному давлению на входе должно быть не более 0,25.

6. Поток должен быть турбулентным при числах Re в пределах от $3{,}2 \cdot 10^3$ до 10^8.

7. СУ должно устанавливаться в трубы круглого сечения с внутренним диаметром не менее 50 мм.

В соответствии с ГОСТ 8.563.1–97 применение стандартных СУ ограничено следующими условиями.

Стандартные диафрагмы

Диафрагмы с угловым отбором давления:

$$d \geq 12{,}5 \text{ мм};$$
$$50 \text{ мм} \leq D \leq 1000 \text{ мм};$$
$$0{,}2 \leq \beta \leq 0{,}75;$$
$$5000 \leq \mathrm{Re} \leq 10^8 \text{ при } 0{,}2 \leq \beta \leq 0{,}45;$$
$$10000 \leq \mathrm{Re} \leq 10^8 \text{ при } \beta > 0{,}45.$$

Диафрагмы с фланцевым и трехрадиусным отбором давления:

$$d \geq 12{,}5 \text{ мм};$$
$$50 \text{ мм} \leq D \leq 1000 \text{ мм};$$
$$0{,}2 \leq \beta \leq 0{,}75;$$
$$1260\,\beta^2 D \leq \mathrm{Re} \leq 10^8.$$

В соответствии с МИ 2588–2000 область применения стандартных диафрагм с угловым отбором давления расширена:

$$d \geq 12{,}5 \text{ мм};$$
$$D \geq 50 \text{ мм};$$
$$0{,}2 \leq \beta \leq 0{,}8;$$
$$5000 \leq \mathrm{Re} \leq 10^8 \text{ при } 0{,}2 \leq \beta \leq 0{,}45;$$

$10000 \le \mathrm{Re} \le 10^8$ при $0,45 \le \beta \le 0,75$;

$20000 \le \mathrm{Re} \le 10^8$ при $0,75 \le \beta \le 0,8$.

Сопла ИСА 1932

$50 \text{ мм} \le D \le 500 \text{ мм}$;

$0,3 \le \beta \le 0,8$;

$7 \cdot 10^4 \le \mathrm{Re} \le 10^7$ при $0,3 \le \beta < 0,44$;

$2 \cdot 10^4 \le \mathrm{Re} \le 10^7$ при $0,44 \le \beta \le 0,8$.

Сопла Вентури

$d \ge 50$ мм;

$65 \text{ мм} \le D \le 500 \text{ мм}$;

$0,316 \le \beta \le 0,775$;

$1,5 \cdot 10^5 \le \mathrm{Re} \le 2 \cdot 10^6$.

Классические трубы Вентури

Классическая труба Вентури с литой (без обработки) входной конической частью

$100 \text{ мм} \le D \le 800 \text{ мм}$;

$0,3 \le \beta \le 0,75$;

$4 \cdot 10^4 \le \mathrm{Re} \le 2 \cdot 10^6$.

Классическая труба Вентури с обработанной входной конической частью

$50 \text{ мм} \le D \le 250 \text{ мм}$;

$0,4 \le \beta \le 0,75$;

$5 \cdot 10^3 \le \mathrm{Re} \le 1 \cdot 10^6$.

Классическая труба Вентури со сварной входной конической частью

$200 \text{ мм} \le D \le 1200 \text{ мм}$;

$0,4 \le \beta \le 0,75$;

$4 \cdot 10^4 \le \mathrm{Re} \le 2 \cdot 10^6$.

2.2.2. Краткая сравнительная характеристика стандартных СУ

Среди сужающих устройств наибольшее применение нашли диафрагмы. Их достоинствами являются простота изготовления, монтажа и осмотра при поверке. Диафрагмы имеют наиболее широкий диапазон допускаемых чисел Re. Они обеспечивают наиболее высокую точность измерения, так как погрешность исходного коэффициента истечения диафрагмы у них меньше, чем у других СУ (см. раздел 2.2.5). Недостатком диафрагм является притупление входной кромки и изменение за счет этого коэффициента при эксплуатации.

Достоинством сопел является меньшее влияние шероховатости трубопровода, чем у диафрагм. Кроме того, коэффициент истечения сопел при эксплуатации изменяется меньше, чем у диафрагм.

Достоинства классических труб Вентури и сопел Вентури — меньшие, в сравнении с диафрагмами и соплами, потери давления. Потери давления измеряемой среды в стандартных СУ показаны на рис. 6. Приведены зависимости отношения потерь давления $\Delta p_{\text{пот}}$ к измеряемому перепаду давления на СУ Δp от относительного диаметра отверстия β.

Классические трубы Вентури имеют одно существенное преимущество перед другими стандартными СУ. При их установке требуются прямые участки измерительных трубопроводов, длина которых в несколько раз меньше, чем для других СУ. При этом даже с учетом того, что сама труба Вентури имеет значительную длину, требуемая общая длина значительно меньше, чем у других СУ.

Труба Вентури малочувствительна к деформации поля скоростей, вызываемой местными сопротивлениями. Это объясняется наличием на входе в трубу Вентури конфузора, который обеспечивает выравнивание скорости по сечению. По этой причине

шероховатость измерительных трубопроводов (ИТ) практически не влияет на коэффициент истечения. Относительная шероховатость нормируется только на длине $2D$ до трубы Вентури.

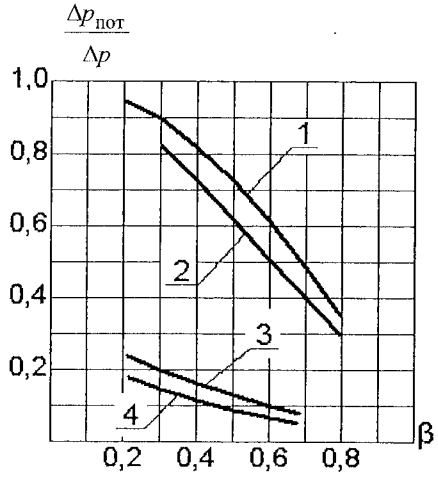


Рис. 6. Потери давления на сужающих устройствах:
1 — диафрагма; 2 — сопло ИСА 1932;
3 — укороченное сопло или труба Вентури;
4 — сопло или труба Вентури

Достоинство классических труб Вентури — также хорошая износоустойчивость и возможность измерения загрязненных сред.

Особенностью труб Вентури является то, что у них коэффициент истечения зависит не от относительного диаметра отверстия, а только от режима течения, т.е. от числа Re.

2.2.3. Требования к геометрическим параметрам измерительных трубопроводов и установке сужающих устройств

Значения коэффициентов истечения СУ определены экспериментально. Чтобы использовать экспериментальные значения коэффициента истечения при расчете расхода по перепаду давления, необходимо обеспечить такой же характер течения измеряемой среды через СУ, как при экспериментальном определении коэффициента истечения.

С этой целью нормируют геометрические параметры как собственно СУ, так и ИТ. Среди расходомеров переменного перепада давления наиболее широко применяются расходомеры со стандартными диафрагмами. Поэтому в пособии приведены требования только к геометрическим параметрам стандартных диафрагм.

Требования, предъявляемые к геометрическим параметрам ИТ и установке СУ для стандартных диафрагм, сопел ИСА 1932 и сопел Вентури, одинаковы.

Диафрагмы, сопла ИСА 1932, сопла Вентури

Форма измерительных трубопроводов. ИТ должны быть прямыми и круглыми. Допускается применение сварных труб при условии, что внутренний сварной шов параллелен оси трубы. Шов должен располагаться в секторе с углом ±30° поперечного сечения трубы от отдельного отверстия для отбора давления. Наличие выступающей части сварного шва на длине $2D$ от места отбора давления на внутренней поверхности ИТ не допускается.

Особые требования к форме ИТ предъявляются только на длине $2D$ перед СУ (или корпусом кольцевой камеры) и после СУ на длине $2D$ от его входного торца.

На длине $2D$ перед СУ ИТ считается цилиндрическим, если любой внутренний диаметр в любой плоскости отличается от среднего значения не более чем на 0,3 %.

После СУ на длине $2D$ от его входного торца внутренний диаметр ИТ не должен отличаться от среднего внутреннего диаметра ИТ перед СУ более чем на 3 %.

ИТ перед СУ на расстоянии более $2D$ от него может быть составным (одна или несколько секций). Секции могут соединяться

между собой сваркой или фланцами. Высота уступа h между секциями ИТ должна удовлетворять двум условиям:

$$\frac{h}{D} \le 0{,}005 \text{ и } \frac{h}{D} \le 0{,}002\,\frac{\frac{l_h}{D}}{0{,}1 + 2{,}3\beta^4},$$

где l_h — расстояние от уступа до отверстия для отбора давления перед СУ или переднего торца кольцевой камеры.

Если высота уступа в месте стыка двух секций ИТ не соответствует требованиям цилиндричности на длине $2D$ перед СУ, но удовлетворяет указанным условиям, то к погрешности коэффициента истечения арифметически прибавляют дополнительную погрешность $\overline{\delta}_h = \pm 0{,}2\%$.

Высота уступа на расстоянии более $2D$ за СУ не должна превышать $0{,}01D$.

На внутренней поверхности ИТ на длине не менее $10D$ до СУ и не менее $4D$ после СУ не должны скапливаться осадки в виде пыли, песка, металлических предметов или другие загрязнения. Для удаления твердых осадков и жидкостей могут предусматриваться дренажные и продувочные отверстия. Диаметр этих отверстий должен быть не более $0{,}08D$, а расстояние от центра одного из этих отверстий до центра отверстия для отбора давления должно быть не более $0{,}5D$. Угол между осями продувочных отверстий и отверстий для отбора давления должен быть не менее 30°.

Шероховатость внутренней поверхности ИТ перед СУ. Шероховатость внутренней поверхности ИТ приводит к изменению распределения скорости в сечении (см. раздел 1.3). При том же среднем ее значении скорость периферийных слоев уменьшается, а в центре трубы увеличивается. За счет этого значение коэффициента истечения повышается.

Шероховатость трубопровода нормируется на длине $10D$ перед СУ.

Если значения относительной эквивалентной шероховатости удовлетворяют условиям:

перед диафрагмой $\frac{R_ш}{D}\cdot 10^4 \le 10^{\frac{\frac{1}{10\beta^4}+8}{14}}$,

перед соплом и соплом Вентури $\frac{R_ш}{D}\cdot 10^4 \le 10^{\frac{\frac{1}{10\beta^4}+5}{9}}$,

значения коэффициента истечения определяются по уравнениям для гладких труб.

Если значения относительной шероховатости не удовлетворяют указанным условиям, рассчитывается поправочный коэффициент к коэффициенту истечения $K_ш$, учитывающий влияние шероховатости, и учитывается погрешность определения этого поправочного коэффициента. Значение $K_ш$ рассчитывается в зависимости от относительной шероховатости трубопровода $R_ш/D$, типа СУ, β и числа Re.

В соответствии с ГОСТ 8.563.1–97 шероховатость трубопровода ограничена условием

$$\left(\frac{R_ш}{D}\cdot 10^4\right) \le 30.$$

В МИ 2588–2000 приведены зависимости для расчета коэффициента $K_ш$ для диафрагм и сопел ИСА 1932 при больших значениях относительной шероховатости.

При $\mathrm{Re} \le 10^4$, а также в тех случаях, если при расчете получено значение $K_ш \le 1{,}0005$, принимают $K_ш = 1$.

Не допускается проводить измерения при значении $K_ш > 1{,}03$, при этом измерительный комплекс бракуется.

На рис. 8 приведены зависимости коэффициента $K_{ш}$ от относительной шероховатости трубопровода для диафрагмы и сопла.

Шероховатость внутренней поверхности ИТ зависит от материала, способа производства, свойств измеряемой среды и продолжительности эксплуатации. Значения шероховатости могут быть определены по таблицам, приведенным в ГОСТ 8.563.1–97 (приложение Б) и МИ 2588–2000, или экспериментально по результатам определения коэффициента гидравлического трения.

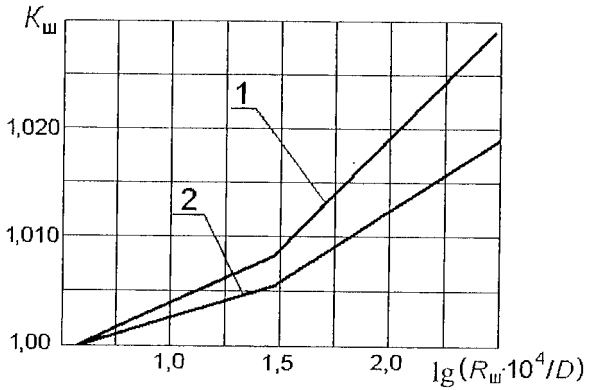


Рис. 8. Зависимость поправочного коэффициента на шероховатость ИТ $K_{ш}$ от относительной шероховатости $R_{ш} / D$:
$\beta = 0{,}6$; $\mathrm{Re} = 1\cdot 10^6$; 1 — диафрагма; 2 — сопло

Измеряется перепад давления в ИТ $\Delta p_{т}$ на длине $l_{\Delta p}$ и рассчитывается коэффициент гидравлического трения

$$\lambda = \frac{2\Delta p_{т} D}{l_{\Delta p}\rho v^2},$$

где v — скорость движения измеряемой среды в ИТ.

Эквивалентная относительная шероховатость

$$\frac{R_{ш}}{D} = 3{,}71\cdot 10^{-\frac{1}{2\sqrt{\lambda}}} - \frac{9{,}34}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}}.$$

Если шероховатость определяется по таблицам, погрешность поправочного коэффициента на шероховатость ИТ $\overline{\delta}_{ш}$ рассчитывают по формуле

$$\overline{\delta}_{ш} = (K_{ш} - 1)\cdot 100.$$

При экспериментальном определении шероховатости, если погрешность определения коэффициента гидравлического трения не превышает 10 %, погрешность поправочного коэффициента на шероховатость рассчитывают по формуле

$$\overline{\delta}_{ш} = 0{,}5(K_{ш} - 1)\cdot 100.$$

Длины измерительных трубопроводов. Местные сопротивления (МС), установленные в ИТ, искажают кинематическую структуру потока. Чтобы в ИТ перед СУ и в самом СУ сформировалось течение, характерное для режима течения, которое характеризуется числом Re, следует предусматривать необходимую длину прямых участков ИТ. Нормируются длины следующих участков ИТ:

L_1 между СУ и ближайшим перед ним местным сопротивлением МС1;

L_2 между двумя ближайшими к СУ местными сопротивлениями, расположенными перед СУ по ходу потока МС1 и МС2;

L_3 между СУ и ближайшим за ним местным сопротивлением МС3.

Схема ИТ представлена на рис. 9.

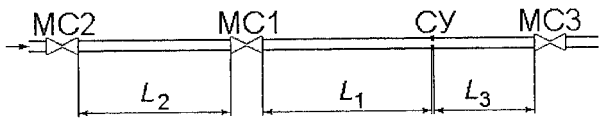


Рис. 9. Нормируемые длины прямых участков измерительных трубопроводов

Наименьшие длины $L_{к1}$, при которых не учитывается дополнительная погрешность коэффициента истечения, рассчитываются по формуле

$$L_{к1} = \frac{l_1}{D} = a + b\beta^c,$$

где l_1 и D — длина и внутренний диаметр рассчитываемого участка ИТ;

a, b, c — постоянные коэффициенты, зависящие от типа МС.

Полученные по уравнению значения L_1 округляют в большую сторону до целого числа. Коэффициенты a, b, c для различных местных сопротивлений и результаты расчета наименьших длин $L_{к1}$ при разных β приведены в табл. 1.

Таблица 1

Местное сопротивление МС1	Коэффициенты			$L_{к1}$ при β						
	a	b	c	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75
Задвижка, равнопроходной шаровой кран	11,5	82,0	6,7	12	12	12	13	15	19	24
Пробковый кран	14,5	30,5	2,0	16	18	20	23	26	30	32
Запорный клапан, вентиль	17,5	64,5	4,1	18	18	19	22	26	33	38
Затвор (заслонка)	21,0	38,5	1,4	25	29	32	36	40	45	47
Конфузор	5,0	114	6,8	5	5	6	6	9	16	22
Симметричное резкое сужение	30,0	0,0	0,0	30	30	30	30	30	30	30
Диффузор	16,0	185	7,2	16	16	17	18	21	31	40
Симметричное резкое расширение	47,5	54,5	1,8	51	54	58	64	70	77	80
Одиночное колено, тройник с заглушкой	10,0	113	5,2	10	11	11	14	18	28	36

Группа колен в одной плоскости, разветвляющиеся потоки	13,5	82,5	3,7	14	15	17	20	26	36	42
Группа колен в разных плоскостях, смешивающиеся потоки	33,5	115	4,0	34	35	37	41	49	62	70
Местное сопротивление неопределенного типа	54,5	65,0	1,6	60	64	70	76	84	92	96
Гильза термометра, плотномера или карман диаметром: $\leq 0{,}03D$	0,0	0,0	0,0	5	5	5	5	5	5	5
$\leq 0{,}13D$	20,0	0,0	0,0	20	20	20	20	20	20	20
Струевыпрямитель	22,0	0,0	0,0	22	22	22	22	22	22	22
Любое местное сопротивление				$L_{к3}$						
	0,00	8,55	0,55	4	5	6	6	7	7	8

Если L_1 меньше длин, определенных по этому уравнению, то учитывают дополнительную погрешность коэффициента истечения $\overline{\delta}_L$, которую арифметически суммируют с основной погрешностью коэффициента истечения. Дополнительную погрешность $\overline{\delta}_L$ определяют по уравнению

$$\overline{\delta}_L = \left[0{,}8 + 19{,}2\left(\frac{L_1}{L_{к1}}\right)^4\right]^{-1},$$

где L_1 —действительное значение длины L_1;

$L_{к1}$ — наименьшее значение L_1, при котором не учитывается дополнительная погрешность коэффициента истечения ($\overline{\delta}_L = 0$).

Не допускается сокращение длины L_1 до значений менее $5D$.

Минимальное значение длины L_2 ($L_{к2}$) равно половине значения $L_{к1}$, определенного для МС2 при $\beta = 0{,}7$ независимо от фактического значения β. Это правило не относится к случаям, когда МС1 — это большая емкость (симметричное резкое сужение) или струевыпрямитель, а также к МС2, расположенным на расстоянии более $100D$ перед СУ. МС2, установленные перед большой емкостью или на расстоянии более $100D$ перед СУ, не учитывают.

Значения $L_{к2}$ приведены в табл. 2.

Таблица 2

Местное сопротивление МС2	$L_{к2}$
Задвижка, равнопроходной шаровой кран	10
Пробковый кран	15
Запорный клапан, вентиль	17
Затвор (заслонка)	23
Конфузор	8
Симметричное резкое сужение	15
Диффузор	16
Симметричное резкое расширение	39
Одиночное колено, тройник с заглушкой	14
Группа колен в одной плоскости, разветвляющиеся потоки	18
Группа колен в разных плоскостях, смешивающиеся потоки	31
Местное сопротивление неопределенного типа	46

Длина участка L_2 может быть сокращена за счет увеличения на то же значение длины участка L_1. В этом случае для определения дополнительной погрешности δ_L учитывают длину L_1, определенную по уравнению

$$L_1 = L_{1р} - (L_{к2} - L_{2р}),$$

где $L_{1р}$ и $L_{2р}$ — реальные длины участков L_1 и L_2;

$L_{к1}$ и $L_{к2}$ — нормируемые значения L_1 и L_2.

Длина участка L_3 за СУ может быть сокращена, но не более чем до половины расчетных значений, округленных в большую сторону до значений, составляющих половину диаметра ИТ. При любом сокращении участка L_3 учитывается дополнительная погрешность коэффициента истечения $\delta_L = 0{,}5$.

Значения $L_{к3}$ при разных β приведены в табл. 1.

При одновременном сокращении длин ИТ, расположенных перед и после СУ, дополнительные погрешности коэффициента истечения арифметически суммируются. Сумма дополнительных погрешностей не должна превышать 1 %, а для вновь создаваемых и реконструируемых измерительных комплексов 0,5 %.

При суммарной длине участков и $L_{к1}$ и $L_{к2}$ более $44D$ рекомендуется устанавливать струевыпрямители, конструкция которых приведена в ГОСТ 8.563. Струевыпрямитель устанавливают между СУ и ближайшим к нему МС (на участке L_1). Длина прямого участка между любым МС и струевыпрямителем должна быть не менее $20D$, между струевыпрямителем и СУ — не менее $22D$.

Анализ требований к длинам ИТ показывает, что этот вопрос до настоящего времени изучен недостаточно. Например, если ближайшим к СУ (стандартной диафрагме) местным сопротивлением МС1 является группа колен в разных плоскостях, то при значении $\beta = 0{,}7$ требуемая длина $L_{к1} = 62D$. При этом необходимо предусмотреть, в зависимости от вида местного сопротивления МС2, участок длиной $L_{к2}$. Если между группой колен и СУ на расстоянии $19D$ разместить задвижку или равнопроходной шаровой кран, который при этом становится местным сопротивлением МС1, то группу колен, которая становится в этом случае

МС2, можно разместить на расстоянии от задвижки L_2=31D. МС, расположенное перед группой колен, можно не учитывать. Суммарная требуемая длина $L_{к1} + L_{к2} = 50D$ при дополнительной погрешности $\overline{\delta}_L = 0$ становится даже меньше, чем длина L_1 (62D) в исходном случае (см. табл. 1 и 2 ГОСТ 8.563.1–97).

Примечание. В соответствии с рекомендациями международного стандарта ИСО 5167 следует по возможности предусматривать более длинные прямые участки ИТ, чем указанные в таблицах минимально допустимые для обеспечения $\overline{\delta}_L = 0$. Например, при проведении исследовательских работ необходимо увеличивать длину не менее чем в 2 раза.

Стандарт ИСО 5167 допускает сокращение длин прямых участков ИТ, но не более чем в 2 раза. При любом сокращении длины необходимо учитывать дополнительную погрешность, не превышающую $\overline{\delta}_L = 0{,}5$.

Теплоизоляция ИТ. Если разность температур среды перед и за СУ превышает 1/3 погрешности измерения температуры, ИТ должны иметь теплоизоляцию.

При измерении температуры перед СУ допускается теплоизолировать только участок ИТ от места размещения чувствительного элемента термометра до СУ. При измерении температуры за СУ теплоизолируют прямые участки ИТ перед и за СУ.

Для диафрагм и сопел теплоизолируют участок ИТ на длине 5D перед СУ (для труб Вентури на длине 0,5D). Участок ИТ после СУ теплоизолируют от места размещения чувствительного элемента термометра до СУ.

Классические трубы Вентури

Измерительный трубопровод на длине 2D перед трубой Вентури должен быть цилиндрическим. Результаты отдельных измерений диаметра не должны отличаться от среднего значения более чем на 2 %. Среднее значение диаметра не должно отличаться

более чем на 1 % от диаметра входного цилиндрического участка трубы.

Значение относительной шероховатости ИТ на длине не менее D до трубы Вентури должно быть $R_ш / D \le 10^{-3}$.

Диаметр ИТ непосредственно за трубой Вентури должен быть не менее 90 % от диаметра на срезе его диффузора.

Смещение оси ИТ перед трубой Вентури относительно оси трубы Вентури, измеренное в плоскости стыка ИТ с цилиндрическим входным участком трубы Вентури, должно быть не более 0,005D. Суммарное значение осевого смещения и половины отклонения значения диаметра ИТ от среднего значения должно быть не более 0,0075D.

Взаимный перекос осей трубы Вентури и ИТ должен быть не более 1°.

Минимально допустимые длины прямых участков ИТ перед трубой Вентури приведены в табл. 3.

Таблица 3

Местное сопротивление МС1	Минимально допустимая длина L_1 при $\overline{\delta}_L = 0{,}5$									
	Наименьшая длина $L_{к1}$, при которой $\overline{\delta}_L = 0$									
	β									
	0,30	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
Задвижка, равнопроходной шаровой кран	0,5	0,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	3,5	3,5
	1,5	2,5	2,5	3,5	3,5	4,5	4,5	4,5	5,5	5,5
Конфузор	–	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1,5	2,5	3,5
	0,5	1,5	2,5	4,5	5,5	6,5	8,5	9,5	10,5	11,5
Диффузор	0,5	0,5	0,5	1,0	1,5	1,5	1,5	2,5	3,5	4,5
	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	3,5	3,5	4,5	5,5	6,5
Одиночное колено	–	–	–	0,5	0,5	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0
	0,5	0,5	0,5	1,0	1,5	2,5	3,0	4,0	4,0	4,5

Окончание табл. 3

Группа колен в одной плоскости	0,5	0,5	0,5	0,5	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5	3,5
	1,5	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	3,5	4,5	4,5	4,5
Группа колен в разных плоскостях	0,5	0,5	0,5	0,5	8,5	12,5	17,5	23,5	27,5	29,9
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

При длине L_1 меньше $L_{к1}$ учитывается дополнительная погрешность коэффициента истечения $\overline{\delta}_L = 0{,}5$. Сокращение длины L_1 до значений менее указанных в таблице L_1 при $\overline{\delta}_L = 0{,}5$ не допускается.

Наименьшие длины прямых участков L_1 для МС1, не указанных в табл. 3, определяются так же, как для диафрагм, сопел и сопел Вентури. Длина прямого участка L_1 отсчитывается от плоскости, проходящей через отверстия отбора давления p_1, длина L_3 — от плоскости отверстий для отбора давления p_2.

Минимальная длина $L_{к2}$ между двумя ближайшими к трубе Вентури местными сопротивлениями равна половине значения $L_{к1}$, определенного для МС2 при $\beta = 0{,}7$.

Местные сопротивления МС3, расположенные после трубы Вентури на расстоянии не менее $4d$ от плоскости отбора давления p_2, не оказывают влияния на точность измерения.

Требуемые длины прямых участков ИТ для труб Вентури в несколько раз меньше, чем для других стандартных СУ. Например, между одиночным коленом (МС1) и диафрагмой требуемое значение $L_{к1} = 10–36D$ в зависимости от относительного диаметра отверстия СУ, а между одиночным коленом и трубой Вентури $L_{к1} = 0{,}5–4{,}5D$. Так как длина L_3 отсчитывается от плоскости отверстий для отбора давления p_2 для тех случаев, когда длина диффузора больше $3{,}5d$, фактически можно устанавливать МС3 непосредственно после трубы Вентури.

Требования к установке сужающих устройств

Способ закрепления СУ должен обеспечивать сохранение его правильного положения после установки. При установке СУ между фланцами необходимо обеспечить его свободное тепловое расширение без коробления и поводки.

Уплотнительные прокладки не должны выступать во внутреннюю полость ИТ или отверстия для отбора давления. Уплотнительные прокладки между СУ и корпусом кольцевой камеры не должны выступать во внутреннюю полость камеры. Прокладки должны иметь по возможности минимальную толщину.

Неперпендикулярность входного торца СУ к оси ИТ должна быть в пределах ± 1°.

СУ устанавливают соосно ИТ. Смещение оси СУ относительно оси ИТ (несоосность) e_x не должно превышать $\dfrac{0{,}005D}{0{,}1 + 2{,}3\beta^4}$.

Если несоосность находится в пределах

$$\frac{0{,}0025D}{0{,}1 + 2{,}3\beta^4} < e_x \le \frac{0{,}005D}{0{,}1 + 2{,}3\beta^4},$$

к погрешности коэффициента истечения арифметически прибавляют дополнительную погрешность $\overline{\delta}_e = 0{,}3$.

При $e_x \le \dfrac{0{,}0025D}{0{,}1 + 2{,}3\beta^4}$ дополнительная погрешность коэффициента истечения не учитывается.

2.2.4. Требования к геометрическим параметрам стандартных диафрагм

Поперечное сечение диафрагмы показано на рис. 10. Жесткие требования предъявляются к той части диафрагмы, которая находится внутри трубопровода.

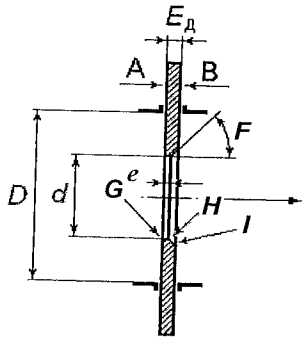


Рис. 10. Стандартная диафрагма

***Входной торец* А**. Поверхность входного торца А должна быть плоской. Она признается плоской, если наклон прямой линии, связывающей две любые точки ее торцевой поверхности, относительно плоскости, перпендикулярной ее оси, менее 0,005 (0,3°).

Шероховатость поверхности входного торца диафрагмы должна быть не более $10^{-4}d$.

***Выходной торец* В**. Выходной торец диафрагмы В должен быть плоским и параллельным входному торцу.

Шероховатость поверхности выходного торца должна быть Ra ≤ 0,01 мм.

Длина цилиндрической части отверстия диафрагмы. Длина цилиндрической части отверстия диафрагмы e должна быть 0,005–0,02D.

Значения e, измеренные в любой точке отверстия диафрагмы, должны различаться между собой не более чем на 0,001D.

Толщина диафрагмы. Толщина диафрагмы $E_д$ должна находится в пределах от e до 0,05D. При 50 мм < D < 64 мм допустима толщина $E_д$ до 3,2 мм.

Значения толщины диафрагмы, измеренные в любой точке ее поверхности, не должны различаться между собой более чем на 0,001D.

Наименьшую необходимую толщину диафрагмы определяют из условия отсутствия ее деформации в рабочих условиях по формуле

$$E_д \geq D\left[\frac{\Delta p}{\sigma_т}(0{,}681-0{,}651\beta)\right]^{0,5},$$

где $\sigma_т$ — предел текучести материала диафрагмы при рабочей температуре, Па.

Если толщина диафрагмы меньше рассчитанной по формуле, учитывают дополнительную погрешность $\bar{\delta}_E$, которую арифметически прибавляют к погрешности коэффициента истечения. Значение $\bar{\delta}_E$ определяют по формуле

$$\bar{\delta}_E = \frac{\Delta p}{E_у}\frac{D^2}{E_д^2}\left(a\frac{D}{E_д}-b\right),$$

где $E_у$ — модуль упругости материала диафрагмы, Па;

$a = \beta\,(13{,}5 - 15{,}5\beta)$;

$b = 117 - 106\beta^{1,9}$.

Диаметр отверстия диафрагмы. За значение диаметра d цилиндрической части отверстия принимают среднее значение результатов не менее 4 измерений диаметров, расположенных под равными углами с отклонением ±5°. При этом погрешность измерительного инструмента должна быть не более 0,02 %.

Отверстие диафрагмы должно быть цилиндрическим. Результаты отдельных измерений диаметра отверстия не должны отличаться от среднего значения более чем на 0,05 %.

Шероховатость поверхности отверстия Ra не должна быть более $10^{-5}d$.

Ось отверстия должна быть перпендикулярна к входному торцу диафрагмы с отклонениями в пределах ±0,5°.

Угол наклона образующей конуса. Если толщина диафрагмы $E_д$ превышает длину отверстия e, то со стороны выходного торца отверстие должно иметь коническую поверхность.

Угол наклона F образующей конуса должен быть (45±15)°. Шероховатость поверхности не более $10^{-4}d$.

Кромки *G*, *H* и *I*. Входная кромка G и выходные кромки H и I не должны иметь притуплений и заусенцев, заметных невооруженным глазом.

Входная кромка G должна быть острой. Радиус ее закругления должен быть не более 0,05 мм. Это требование проверяют или внешним осмотром по отсутствию отражения светового луча от входной кромки (в этом случае радиус принимают равным 0,05 мм) или непосредственным измерением.

Притупление входной кромки диафрагмы приводит к увеличению сечения потока и, следовательно, к повышению коэффициента истечения. Это учитывается путем умножения коэффициента истечения на поправочный коэффициент $K_п$. Значение поправочного коэффициента на притупление входной кромки диафрагмы зависит от относительного радиуса притупления — отношения радиуса притупления кромки $r_к$ к диаметру отверстия диафрагмы d. График зависимости поправочного коэффициента от относительного радиуса притупления приведен на рис. 11. При значениях относительного радиуса притупления более $0{,}4\cdot10^{-3}$ поправочный коэффициент $K_п$ больше единицы.

В процессе эксплуатации входная кромка диафрагмы притупляется под действием потока измеряемой среды. Причем, как показали экспериментальные исследования, притупление кромки зависит только от времени эксплуатации и не зависит от характера измеряемой среды.

Начальное значение радиуса закругления входной кромки при проверке ее остроты визуальным способом устанавливается равным 0,05 мм или определяется путем измерения.

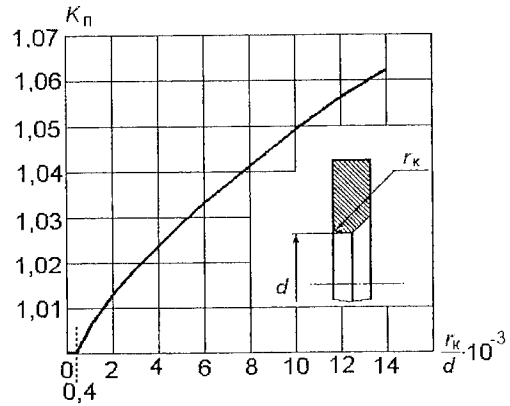


Рис. 11. Зависимость поправочного коэффициента на притупление входной кромки диафрагмы $K_п$ от относительного радиуса ее притупления $r_к / d$

На рис. 12 приведены зависимости коэффициента $K_п$ от диаметра отверстия диафрагмы d при начальном радиусе закругления $r_к = 0{,}05$ мм и разных значениях межповерочного интервала τ.

При расчете погрешности измерения расхода учитывается погрешность определения поправочного коэффициента на притупление входной кромки диафрагмы $\overline{\delta}_к$.

Если острота кромки проверяется визуально и начальное значение радиуса закругления принимается равным 0,05 мм, погрешность поправочного коэффициента $\overline{\delta}_к$ рассчитывается по формуле

$$\overline{\delta}_к = (K_п - 1)\cdot 100.$$

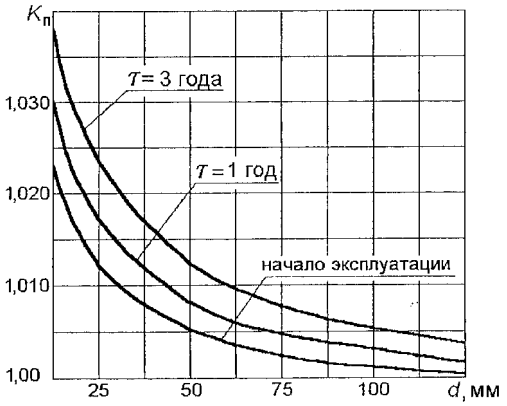


Рис. 12. Зависимость поправочного коэффициента на притупление входной кромки диафрагмы от диаметра отверстия диафрагмы при начальном радиусе закругления $r_к$ = 0,05 мм

При измерении начального радиуса закругления входной кромки диафрагмы с погрешностью не более ± 10 % погрешность поправочного коэффициента рассчитывается по формуле

$$\overline{\delta}_к = 0{,}5\left(K_п - 1\right)\cdot 100.$$

Симметричные диафрагмы. Если диафрагма предназначена для измерения расхода сред, текущих в прямом и обратном направлениях, то должны выполняться следующие требования:

отверстие диафрагмы не должно иметь конической части;

толщина диафрагмы $E_д$ должна быть равна длине цилиндрической части e;

обе кромки отверстия должны соответствовать требованиям для входной кромки;

для диафрагмы с трехрадиусным отбором давления предусматривают перед и за ней две группы отверстий для отбора давления, каждую из которых используют в соответствии с направлением потока.

Отбор давления

Диафрагмы с угловым отбором давления. Отбор давления может быть произведен как через отдельные отверстия, так и через кольцевые щели. Схематично диафрагмы с угловым отбором давления с кольцевой камерой и отдельными отверстиями для отбора давления изображены на рис. 13.

Отдельные отверстия для отбора давления могут быть выполнены как в трубопроводе, так и в его фланцах. Местом отбора давления при наличии кольцевой щели является отверстие в корпусе кольцевой камеры.

Значения наименьшего диаметра отдельных отверстий, или ширины кольцевых щелей a находят из условий:

$$0{,}005D \le a \le 0{,}03D \text{ при } \beta \le 0{,}65;$$

$$0{,}01D \le a \le 0{,}02D \text{ при } \beta > 0{,}65.$$

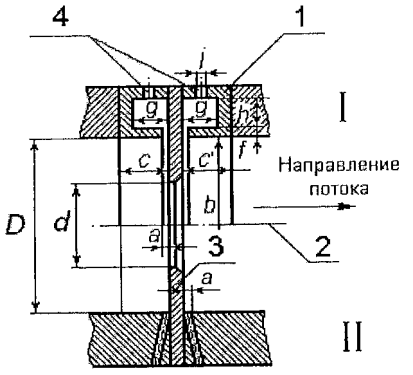


Рис. 13. Диафрагма с угловым отбором давления:
I — с кольцевой камерой;
II — с отдельными отверстиями для отбора давления;
1 — корпус кольцевой камеры; 2 — ось диска диафрагмы;
3 — диск диафрагмы; 4 — отверстия для отбора давления

Независимо от значения β значение a должно удовлетворять следующим требованиям:

– для жидкостей и газов

$$1 \text{ мм} \le a \le 10 \text{ мм};$$

– для паров в случае применения кольцевых камер

$$1 \text{ мм} \le a \le 10 \text{ мм};$$

– для паров и сжиженных газов в случае применения отдельных отверстий для отбора давлений

$$4 \text{ мм} \le a \le 10 \text{ мм}.$$

Если имеется несколько отдельных отверстий для отбора давления в одном поперечном сечении ИТ перед и за диафрагмой, их оси должны образовывать между собой равные углы.

Кольцевые щели выполняют сплошными или прерывистыми по всему периметру поперечного сечения ИТ. Каждая кольцевая камера должна сообщаться с внутренней полостью ИТ с помощью не менее 4 отверстий, оси которых образуют равные углы между собой. Площадь каждого отверстия должна быть не менее 12 мм^2.

Внутренний диаметр b корпуса кольцевой камеры должен быть равен или более внутреннего диаметра D ИТ. Значение b должно находиться в пределах

$$D \le b \le 1{,}01D.$$

При этом должно выполняться условие

$$\frac{b-D}{D}\frac{c}{D}100 \le \frac{0{,}1}{0{,}1+2{,}3\beta^4}.$$

Длина корпуса кольцевой камеры перед диском диафрагмы c и длина c' за диафрагмой должны быть не более $0{,}65D$.

Толщина f стенки камеры должна быть равна или более $2a$.

Площадь сечения gh кольцевой камеры должна быть равна или более половины общей площади щели, соединяющей эту камеру с внутренней полостью ИТ.

Отверстия для отбора давления из кольцевых камер к соединительным линиям ИТ выполняют в стенке корпуса камеры. В месте выхода из стенки отверстие должно иметь круглое сечение диаметром от 4 до 10 мм.

Все поверхности корпуса кольцевой камеры, соприкасающиеся со средой, должны быть чистыми.

Взаимное расположение кольцевых камер перед диафрагмой и за ней необязательно должны быть симметричным. Обе камеры должны соответствовать перечисленным требованиям.

Диафрагмы с фланцевым и трехрадиусным отбором давления. Расположение мест отбора давления приведено на рис. 14.

Расстояния до оси отверстия для отбора давления измеряют по образующей трубы с учетом толщины уплотнительных прокладок и (или) уплотнительного материала.

У диафрагмы с фланцевым отбором давления расстояния l_1 и l_2 измеряются соответственно от входного и выходного торцов диафрагмы.

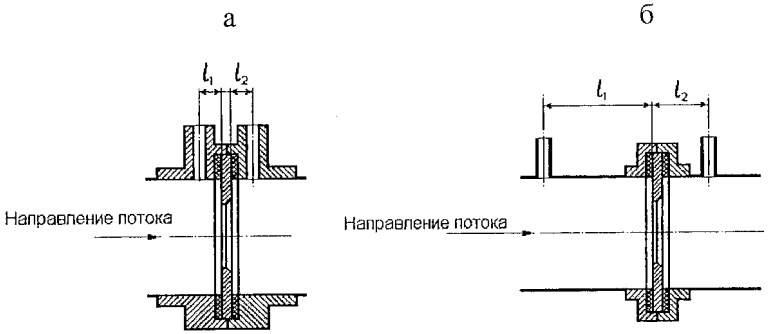


Рис. 14. Расположение отверстий для отбора давления:
а — фланцевый отбор давления; б — трехрадиусный отбор давления

Расстояния l_1 и l_2 должны находиться в следующих пределах:

$(25{,}4 \pm 0{,}5)$ мм при $\beta > 0{,}6$ и $D < 150$ мм;

$(25{,}4 \pm 1)$ мм при $\beta \le 0{,}6$;

$(25{,}4 \pm 1)$ при $\beta > 0{,}6$ и 150 мм $\le D \le 1000$ мм.

У диафрагмы с трехрадиусным отбором расстояния l_1 и l_2 измеряются от переднего торца диафрагмы. Они должны быть:

$$l_1 = (1{,}0 \pm 0{,}1)D;$$

$$l_2 = (0{,}5 \pm 0{,}02)D \text{ при } \beta \le 0{,}6;$$

$$l_2 = (0{,}5 \pm 0{,}01)D \text{ при } \beta > 0{,}6.$$

Диаметр отверстий для отбора давления должен быть не более $0{,}13D$ и не более 13 мм. Отверстия для отбора давления перед СУ и за ним должны отличаться друг от друга не более чем на 0,1 мм.

Оси отверстия для отбора давления и ИТ должны пересекаться под прямым углом с отклонением в пределах $\pm 3°$.

В месте выхода в ИТ отверстие должно иметь круглое сечение, кромки его должны быть заподлицо с внутренней поверхностью ИТ. Для исключения заусенцев на внутренних кромках отверстия допускается их притупление радиусом не более 0,1 диаметра отверстия.

Не допускаются неровности на внутренней поверхности соединительного отверстия, на кромках отверстия, просверленного в стенке ИТ, или на стенке ИТ вблизи отверстия для отбора давления.

Отверстие для отбора давления должно быть круглым и цилиндрическим на длине, превышающей в 2,5 раза его диаметр. Длину измеряют от внутренней стенки ИТ.

Оси отверстий для отбора давления перед СУ и за ним могут быть расположены в разных плоскостях, проходящих через ось ИТ.

В горизонтальных трубопроводах с газовой средой отверстия для отбора давления размещают в верхней части трубопровода или камеры с отклонением от вертикальной плоскости, проходящей через ось трубы, не более 45° для влажных газов и не более 90° для сухих газов. В горизонтальных трубопроводах с жидкой средой отверстия для отбора давления располагают в горизонтальной плоскости с отклонением от нее не более 45°. Если жидкость содержит газовые включения, то отверстия располагают ниже горизонтальной плоскости, а для горячей жидкости (температура более 120 °С) и пара — в горизонтальной плоскости.

В вертикальных трубопроводах отверстия для отбора давления могут быть расположены в любой плоскости, проходящей через ось ИТ.

Допускается применять несколько способов отбора давления на одной стандартной диафрагме. Для исключения взаимного влияния не допускается располагать в одной осевой плоскости (на одной образующей поверхности трубы) несколько отверстий с одной стороны диафрагмы.

2.2.5. Соединительные линии и вспомогательные устройства

Перепад давления на СУ измеряется дифференциальным манометром, давление измеряемой среды — манометром.

Дифманометр и манометр подсоединяются через соединительные трубки к отверстиям для отбора давления. Манометр подключается к отдельному отверстию, размещенному в сечении ИТ в месте отверстия для отбора давления на входе в СУ.

Допускается присоединение манометра к плюсовой соединительной трубке дифманометра. В этом случае место соединения трубок должно быть непосредственно около СУ. При таком подсоединении манометра его работа не оказывает влияния на пока-

зания дифманометра. В противном случае необходима проверка взаимного влияния манометра и дифманометра.

Дифманометр должен находиться как можно ближе к СУ. Рекомендуется, чтобы длина соединительных трубок не превышала 16 м. Использование трубок большей длины допускается, если установлено, что это не влияет на показания дифманометра и манометра.

Внутреннее сечение соединительных трубок должно быть одинаковым по всей длине, а диаметр должен быть более 6 мм даже для чистых веществ и коррозионно-стойких трубок, чтобы избежать опасности их засорения при длительной эксплуатации.

В случае опасности конденсации или образования пузырьков газа внутренний диаметр соединительных трубок должен быть не менее 10 мм. Рекомендуемый внутренний диаметр соединительных трубок приведен в табл. 4.

Таблица 4

Тип контролируемой среды	Диаметр соединительных трубок, мм, при их длине		
	0–16 м	16–45 м	45–90 м
Сухой газ, вода, пар	7–9	10	13
Воздух или влажный газ (т.е. опасность конденсации в соединительных трубках)	13	13	13
Вязкие жидкости	13	19	25
Загрязненные газ или жидкость	25	25	38

Соединительные трубки устанавливают с наклоном к горизонтали более чем 1:12. Такой наклон обеспечивает движение конденсата и твердых частиц вниз до обогревающих отстойников или цилиндров, а пузырьков газа — до газосборных камер.

Дифманометр, как правило, оснащают присоединительными, продувочными и уравнительными вентилями (см. рис. 15).

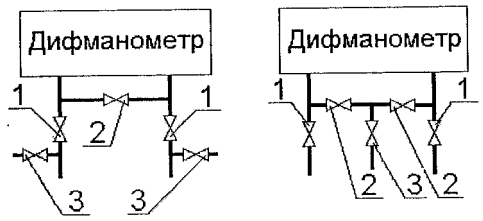


Рис. 15. Варианты подключения дифманометра:
1 — присоединительный вентиль; 2 — уравнительный вентиль;
3 — продувочный вентиль

При подключении к СУ двух или более дифманометров допускается подключение соединительных трубок одного дифманометра к соединительным трубкам другого дифманометра.

Во избежание искажения перепадов давления, возникающего из–за разности температур, две соединительные трубки должны находиться рядом. В случае опасности нагрева или охлаждения соединительных трубок их совместно теплоизолируют.

Соединительные линии должны прокладываться таким образом, чтобы исключить скопление в них газовых пузырьков (при измерении расхода жидкости) и конденсата (при измерении расхода газа или пара). Для этих целей на соединительных линиях рекомендуется устанавливать газосборники или отстойные сосуды.

При измерении расхода агрессивных сред передача давления осуществляется через разделительные мембраны или разделительную жидкость.

Соединительные линии при измерении расхода газов. Соединительные линии подключают к верхней части горизонтального трубопровода с отклонением от вертикальной плоскости, проходящей через ось трубы, не более 45° для влажных газов и не более 90° для сухих газов. Дифманометр рекомендуется устанавливать выше СУ.

На рис. 16 приведен пример подключения средств измерения перепада давления, давления и температуры при их расположении в отдельном помещении.

Соединительные линии при измерении расхода жидкостей. Соединительные линии подключают к боковой части горизонтального трубопровода с отклонением от горизонтальной осевой плоскости не более 45°. Если жидкость содержит газовые включения, то подключение осуществляют ниже горизонтальной плоскости.

Дифманометр рекомендуется устанавливать ниже СУ. При расположении дифманометра выше СУ в высших точках соединительных линий необходимо размещать газосборники.

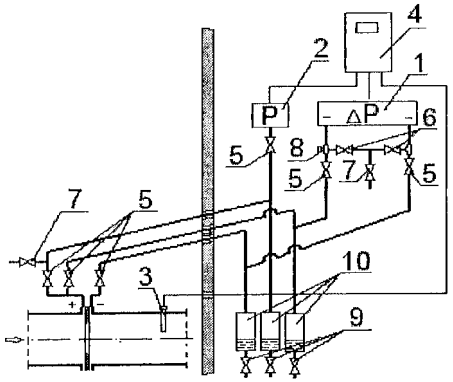


Рис. 16. Схема подключения средств измерений при измерении расхода газа:
1 — преобразователь перепада давления; 2 — преобразователь давления; 3 — преобразователь температуры; 4 — вычислитель; 5 — отсекающий вентиль; 6 — уравнительный вентиль; 7 — продувочный вентиль; 8 — заглушка для подключения эталонного манометра при поверке и калибровке; 9 — дренажные вентили; 10 — отстойные сосуды

Перед дифманометром рекомендуется устанавливать отстойные сосуды. Если из измеряемой жидкости выпадают осадки, установка сосудов обязательна.

Соединительные линии при измерении расхода водяного пара. Соединительные линии подключают к горизонтальному трубопроводу в горизонтальной плоскости, проходящей через ось трубы. В непосредственной близости от СУ устанавливаются уравнительные конденсационные сосуды, которые вместе с участками соединительных линий между сосудами и дифманометром заполняются конденсатом.

Дифманометр рекомендуется устанавливать ниже СУ.

При расположении дифманометра выше СУ и абсолютном давлении пара больше 2 кг/см^2 в высших точках соединительных линий необходимо устанавливать газосборники.

При расположении дифманометра выше СУ и абсолютном давлении пара, равном или меньше 2 кг/см^2, уравнительные сосуды устанавливают в высших точках соединительных линий, расстояние между сосудами и СУ должно быть не более 4 м, а трубки, соединяющие СУ с сосудами, должны иметь внутренний диаметр не менее 25 мм и должны быть теплоизолированы.

2.2.6. Уравнения для расчета расхода и количества

Массовый расход

$$Q_{\text{м}} = K_1 E C_\infty K_{\text{Re}} K_{\text{ш}} K_{\text{п}} K_{\text{о}}^2 d_{20}^2 \varepsilon (\rho \Delta p)^{0,5}.$$

Объемный расход

$$Q_{\text{о}} = K_1 E C_\infty K_{\text{Re}} K_{\text{ш}} K_{\text{п}} K_{\text{о}}^2 d_{20}^2 \varepsilon \left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)^{0,5}.$$

Объемный расход, приведенный к стандартным условиям

При непосредственном определении плотности

$$Q_{\text{с}} = K_1 E C_\infty K_{\text{Re}} K_{\text{ш}} K_{\text{п}} K_{\text{о}}^2 d_{20}^2 \varepsilon \frac{(\rho \Delta p)^{0,5}}{\rho_{\text{с}}}.$$

При косвенном определении плотности газа в рабочих условиях через плотность при стандартных условиях

$$Q_c = K_2 E C_\infty K_{Re} K_ш K_п K_o^2 d_{20}^2 \varepsilon \left(\frac{\rho \Delta p}{\rho_c T K} \right)^{0,5}.$$

В формулах:

K_1 и K_2 — коэффициенты пропорциональности, значения которых зависят от используемых единиц измерения величин, входящих в уравнение;

E — коэффициент скорости входа;

C_∞ — коэффициент истечения при числе Re → ∞;

K_{Re} — коэффициент, учитывающий изменение коэффициента истечения при изменении числа Re;

$K_ш$ — поправочный коэффициент, учитывающий шероховатость измерительного трубопровода;

$K_п$ — поправочный коэффициент, учитывающий притупление входной кромки диафрагмы;

K_o — коэффициент, учитывающий изменение диаметра отверстия СУ при отклонении температуры измеряемой среды от 20 °С;

d_{20} — диаметр отверстия СУ при 20 °С;

ρ — плотность измеряемой среды в рабочих условиях;

Δp — измеренный перепад давления на СУ;

ρ_c — плотность газа при стандартных условиях;

p — давление газа;

T — температура газа в К;

K — коэффициент сжимаемости газа.

Количество вещества (масса m и объем, приведенный к стандартным условиям, V_c), прошедшего через СУ, определяется по уравнениям

$$m = \int_{\tau_1}^{\tau_2} Q_м d\tau;$$

$$V_c = \int_{\tau_1}^{\tau_2} Q_c d\tau,$$

где τ_1 и τ_2 — время начала и конца измерений.

При применении приборов с дискретным вычислением или при ручной обработке результатов измерения используются приближенные уравнения определения количества:

$$m = \sum_{i=1}^{n} Q_{мi} \Delta\tau_i;$$

$$V_c = \sum_{i=1}^{n} Q_{ci} \Delta\tau_i,$$

где τ_i — интервал опроса датчиков или интервал времени осреднения измеряемого параметра.

Отчетный период времени

$$\tau_0 = \tau_2 - \tau_1 = \sum_{i=1}^{n} \Delta\tau_i.$$

2.2.7. Погрешность измерения расхода и количества

При расчете погрешности измерения расхода учитываются неисключенные систематические погрешности и случайные погрешности.

Систематические погрешности, известные по значению и знаку, должны быть исключены путем введения поправок или соответствующей настройкой средств измерений. При расчете эти составляющие погрешности не учитываются.

При расчете погрешности измерения расхода делаются следующие допущения:

погрешности отдельных величин, входящих в формулу расхода, независимы друг от друга;

распределение неисключенных систематических и случайных погрешностей соответствует нормальному закону;

доверительные границы погрешностей находят исходя из доверительной вероятности 0,95.

При отсутствии данных о значениях составляющих погрешности средства измерений основную погрешность средства измерений с вероятностью 0,95 принимают за неисключенную систематическую погрешность. Случайную составляющую погрешности средства измерений принимают равной нулю.

Относительная погрешность измерения расхода δ_q вычисляется по формуле

$$\delta_q = \left(\overline{\delta}_q^2 + \widetilde{\delta}_q^2\right)^{0,5},$$

где $\overline{\delta}_q$ — неисключенная систематическая погрешность измерения расхода;

$\widetilde{\delta}_q$ — случайная погрешность измерения расхода.

Неисключенная систематическая и случайная составляющая погрешности измерения расхода рассчитываются по следующим формулам.

При измерении объемного или массового расхода жидкости:

$$\overline{\delta}_q = \left\{\overline{\delta}_C^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1-\beta^4}\right)^2 \overline{\delta}_D^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1-\beta^4}\right)^2 \overline{\delta}_d^2 + 0,25\left(\overline{\delta}_{\Delta p}^2 + \overline{\delta}_\rho^2\right)\right\}^{0,5};$$

$$\widetilde{\delta}_q = 0,5\left(\widetilde{\delta}_{\Delta p}^2 + \widetilde{\delta}_\rho^2\right)^{0,5}.$$

При измерении массового или объемного расхода газа, приведенного к стандартным условиям, в случае зависимости ρ и ρ_c:

$$\overline{\delta}_q = \left\{\overline{\delta}_C^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1-\beta^4}\right)^2 \overline{\delta}_D^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4}\right)^2 \overline{\delta}_d^2 + \overline{\delta}_\varepsilon^2 + 0,25\left(\overline{\delta}_{\Delta p}^2 + \overline{\delta}_\rho^2\right)\right\}^{0,5};$$

$$\widetilde{\delta}_q = 0,5\left(\widetilde{\delta}_{\Delta p}^2 + \widetilde{\delta}_\rho^2\right)^{0,5}.$$

При измерениях объемного расхода, приведенного к стандартным условиям, в случае независимости ρ и ρ_c:

$$\overline{\delta}_q = \left\{\overline{\delta}_C^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1-\beta^4}\right)^2 \overline{\delta}_D^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4}\right)^2 \overline{\delta}_d^2 + \overline{\delta}_\varepsilon^2 + 0,25\left(\overline{\delta}_{\Delta p}^2 + \overline{\delta}_\rho^2\right) + \overline{\delta}_{\rho_c}^2\right\}^{0,5},$$

$$\widetilde{\delta}_q = [0,25\left(\widetilde{\delta}_{\Delta p}^2 + \widetilde{\delta}_\rho^2\right) + \widetilde{\delta}_{\rho_c}^2]^{0,5}.$$

В формулах:

$\overline{\delta}_C$ — погрешность коэффициента истечения;

$\overline{\delta}_D$ и $\overline{\delta}_d$ — погрешности измерений внутреннего диаметра трубопровода D и диаметра отверстия сужающего устройства d;

$\overline{\delta}_\varepsilon$ — погрешность коэффициента расширения ε. При измерении расхода несжимаемой жидкости $\overline{\delta}_\varepsilon = 0$;

$\overline{\delta}_{\Delta p}$ и $\widetilde{\delta}_{\Delta p}$ — неисключенная систематическая и случайная погрешности измерения перепада давления;

$\overline{\delta}_\rho$ и $\widetilde{\delta}_\rho$ — неисключенная систематическая и случайная погрешности определения плотности.

$\overline{\delta}_{\rho_c}$ и $\widetilde{\delta}_{\rho_c}$ — неисключенная систематическая и случайная погрешности определения плотности в стандартных условиях.

Составляющие погрешности измерения расхода

Погрешность коэффициента истечения

Значения коэффициента истечения сужающего устройства C получены на основе большого числа экспериментальных данных. Погрешность коэффициента истечения $\overline{\delta}_C$ определяется погрешностями экспериментальных данных, погрешностью аппроксимации этих данных и является неисключенной систематической погрешностью. Значение погрешности коэффициента истечения рассчитывается по формуле

$$\overline{\delta}_C = \left[\left(\overline{\delta}_{C_0} + \overline{\delta}_L + \overline{\delta}_E + \overline{\delta}_h + \overline{\delta}_e \right)^2 + \overline{\delta}_{\text{ш}}^2 + \overline{\delta}_{\text{к}}^2 \right]^{0,5},$$

где $\overline{\delta}_{C_0}$ — погрешность исходного коэффициента истечения;

$\overline{\delta}_L$ — дополнительная погрешность коэффициента истечения, вызванная сокращением длин измерительных трубопроводов;

$\overline{\delta}_E$ — дополнительная погрешность коэффициента истечения, вызванная деформацией диафрагмы под действием перепада давления в рабочих условиях;

$\overline{\delta}_h$ — дополнительная погрешность коэффициента истечения, вызванная наличием уступа между секциями измерительного трубопровода перед СУ;

$\overline{\delta}_e$ — дополнительная погрешность коэффициента истечения, вызванная смещением оси отверстия СУ относительно оси измерительного трубопровода;

$\overline{\delta}_{\text{ш}}$ — погрешность определения поправочного коэффициента на шероховатость внутренней поверхности измерительного трубопровода;

$\overline{\delta}_{\text{к}}$ — погрешность определения поправочного коэффициента на притупление входной кромки диафрагмы.

Погрешность исходного коэффициента истечения для различных сужающих устройств:

Диафрагмы

$$\overline{\delta}_{C_0} = \pm 0,6 \quad \text{при } \beta \le 0,6;$$

$$\overline{\delta}_{C_0} = \pm \beta \quad \text{при } \beta > 0,6.$$

Сопла

$$\overline{\delta}_{C_0} = \pm 0,8 \quad \text{при } \beta \le 0,6;$$

$$\overline{\delta}_{C_0} = \pm (2\beta - 0,4) \quad \text{при } \beta > 0,6.$$

Сопла Вентури

$$\overline{\delta}_{C_0} = \pm (1,2 + 1,5\,\beta^4).$$

Трубы Вентури

для труб с литой необработанной входной конической частью

$$\overline{\delta}_{C_0} = \pm 0,7 \quad \text{при } \mathrm{Re} = 2\cdot10^5 \ldots 2\cdot10^6;$$

$$\overline{\delta}_{C_0} = (2,7 - \mathrm{Re}/10^5) \quad \text{при } \mathrm{Re} = 4\cdot10^4 \ldots 2\cdot10^5;$$

для труб с обработанной входной конической частью

$$\overline{\delta}_{C_0} = \pm 1,0 \quad \text{при } \mathrm{Re} = 2\cdot10^5 \ldots 1\cdot10^6;$$

$$\overline{\delta}_{C_0} = \pm [3,2 - \mathrm{Re} / (10^6\,\beta)] \quad \text{при } \mathrm{Re} = 5\cdot10^4\beta \ldots 5\cdot10^5\beta;$$

для труб со сварным необработанным входным конусом из листовой стали

$$\overline{\delta}_{C_0} = \pm 1,5 \quad \text{при } \mathrm{Re} = 2\cdot10^5 \ldots 1\cdot10^6;$$

$$\overline{\delta}_{C_0} = \pm (3,2 - \mathrm{Re} / 10^6) \quad \text{при } \mathrm{Re} = 4\cdot10^4 \ldots 4\cdot10^5.$$

Погрешности измерения внутреннего диаметра измерительного трубопровода и диаметра отверстия СУ исходя из требований к точности измерения геометрических параметров принимаются:

$$\overline{\delta}_d = 0,07; \overline{\delta}_D = 0,4.$$

Погрешность коэффициента расширения

Погрешность коэффициента расширения δ_ε рассчитывается по формуле

$$\delta_\varepsilon = \left[\overline{\delta}^2_{\varepsilon_0} + \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right)^2 \overline{\delta}^2_{\kappa_{ад}} \right],$$

где $\overline{\delta}_{\varepsilon_0}$ — методическая составляющая погрешности коэффициента расширения;

$\overline{\delta}_{\kappa_{ад}}$ — погрешность показателя адиабаты $\kappa_{ад}$ измеряемого газа.

Методическая составляющая погрешности коэффициента расширения зависит от типа СУ, отношения перепада давления к абсолютному давлению на входе $\Delta p/p$ и относительного диаметра отверстия СУ β.

Значения $\overline{\delta}_{\varepsilon_0}$ для различных СУ:

диафрагмы при $\beta < 0{,}75$

$$\overline{\delta}_{\varepsilon_0} = 4\frac{\Delta p}{p};$$

диафрагмы с угловым отбором давления при $\beta > 0{,}75$

$$\overline{\delta}_{\varepsilon_0} = 8\frac{\Delta p}{p};$$

сопла ИСА 1932

$$\overline{\delta}_{\varepsilon_0} = 2\frac{\Delta p}{p};$$

сопла и трубы Вентури

$$\overline{\delta}_{\varepsilon_0} = (4 + 100\beta^8)\frac{\Delta p}{p}.$$

Для жидкостей погрешность $\overline{\delta}_\varepsilon$ равна нулю.

Погрешность измерения перепада давления

Систематическая (неисключенная) и случайная составляющие погрешности измерения перепада давления рассчитываются как суммарные погрешности всей цепи измерения.

Если выходной сигнал измерительного устройства в цепи измерения пропорционален перепаду давления, учитывается коэффициент влияния, равный 1, если расходу, т.е. $\sqrt{\Delta p}$, то учитывается коэффициент влияния, равный 2.

Например, если измерительная цепь состоит из преобразователя перепада давления ДМ, регистрирующего прибора типа КСД со шкалой, пропорциональной расходу, и пропорционального планиметра, значение относительной погрешности измерения перепада давления будет

$$\delta_{\Delta p} = \left(\delta^2_{ДМ} + 4\delta^2_{КСД} + 4\delta^2_{пл} \right)^{0,5}.$$

Погрешность измерения перепада давления цепи, состоящей из преобразователя перепада давления ДМ, регистрирующего прибора КСД со шкалой, пропорциональной перепаду давления, и корневого планиметра,

$$\delta_{\Delta p} = \left(\delta^2_{ДМ} + \delta^2_{КСД} + 4\delta^2_{пл} \right)^{0,5}.$$

В том случае, если измерительная цепь состоит из преобразователя перепада давления типа «Сапфир», блока извлечения квадратного корня (БИК), регистрирующего прибора Диск–250 со шкалой, пропорциональной расходу, и пропорционального планиметра,

$$\delta_{\Delta p} = \left(\delta^2_{Сапфир} + 4\delta^2_{БИК} + 4\delta^2_{Диск} + 4\delta^2_{пл} \right)^{0,5}.$$

Если измерительная цепь состоит из преобразователя перепада давления Сапфир, регистрирующего прибора Диск–250 со шка-

лой, пропорциональной перепаду давления, и корневого планиметра,

$$\delta_{\Delta p} = \left(\delta^2_{\text{Сапфир}} + \delta^2_{\text{Диск}} + 4\delta^2_{\text{пл}}\right)^{0,5}.$$

На рис. 17 приведены зависимости относительной погрешности измерения перепада давления $\delta_{\Delta p}$ от значения $\sqrt{\Delta p/\Delta p_{\max}}$, которое пропорционально значению относительного расхода $Q/Q_{\max}$ (отношения расхода Q к расходу при верхнем пределе измерения дифманометра $Q_{\max}$) при использовании различных средств измерения.

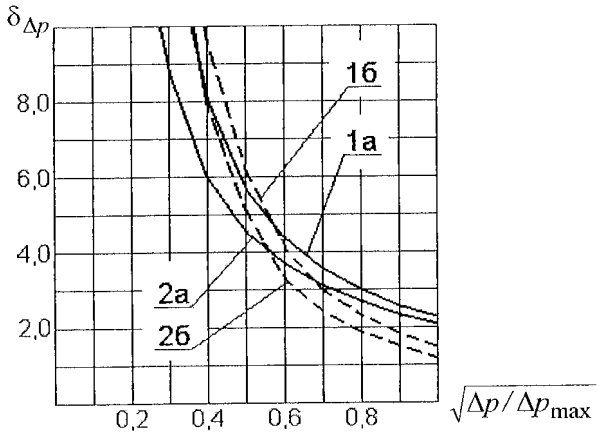


Рис. 17. Относительная погрешность перепада давления при использовании различных комплектов приборов:

1а — преобразователь перепада давления ДМ кл. т. 1,0, регистрирующий прибор КСД кл. т. 1,0 и пропорциональный планиметр;

1б — преобразователь перепада давления ДМ кл. т. 1,0, регистрирующий прибор КСД кл. т. 1,0 и корневой планиметр;

2а — преобразователь перепада давления Сапфир кл. т. 0,5, регистрирующий прибор Диск-250 кл. т. регистрации 1,0, блок извлечения квадратного корня БИК кл. т. 0,25 и пропорциональный планиметр;

2б — преобразователь перепада давления Сапфир кл. т. 0,5, регистрирующий прибор Диск-250 кл. т. регистрации 1,0 и корневой планиметр

Как видно из рис. 17, использование регистрирующих приборов со шкалой, пропорциональной расходу, позволяет повысить точность измерения при малых расходах и обеспечить более широкий диапазон измерения. Но при расходах, близких к верхнему пределу измерения, погрешность больше, чем при использовании регистрирующих приборов со шкалой, пропорциональной перепаду давления.

Погрешность измерения плотности

Если плотность измеряется плотномером, значения погрешностей $\overline{\delta}_\rho$ и $\widetilde{\delta}_\rho$ определяются по паспортным данным или по протоколу поверки.

Когда плотность определяется косвенным методом по результатам измерений давления, температуры и состава, составляющие погрешности плотности рассчитывают по формулам для косвенного измерения с учетом погрешности определения плотности при стандартных условиях $\overline{\delta}_{\rho_c}$, погрешностей измерения абсолютного давления δ_p, температуры δ_T, состава δ_x и методической погрешности расчета плотности $\overline{\delta}_{\rho_0}$:

$$\overline{\delta}_\rho = \left[\overline{\delta}^2_{\rho_0} + \upsilon^2_{\rho_c}\overline{\delta}^2_{\rho_c} + \upsilon^2_T\overline{\delta}^2_T + \upsilon^2_p\overline{\delta}^2_p + \sum_i \upsilon^2_{xi}\overline{\delta}^2_{xi}\right]^{0,5};$$

$$\widetilde{\delta}_\rho = \left[\upsilon^2_{\rho_c}\widetilde{\delta}^2_{\rho_c} + \upsilon^2_T\widetilde{\delta}^2_T + \upsilon^2_p\widetilde{\delta}^2_p + \sum_i \upsilon^2_{xi}\widetilde{\delta}^2_{xi}\right]^{0,5},$$

где $\overline{\delta}_{xi}$, $\widetilde{\delta}_{xi}$ — составляющие погрешности определения компонентного состава среды (для однокомпонентной среды их принимают равными нулю);

$\upsilon_{\rho_c}, \upsilon_T, \upsilon_p, \upsilon_{xi}$ — коэффициенты влияния (для газов допуска-

ется значения $\upsilon_{\rho_c}, \upsilon_T, \upsilon_p$ принимать равными единице, для жидкостей равными нулю).

Значение $\overline{\delta}_{\rho_0}$ приводится в соответствующих документах, устанавливающих методы косвенного расчета плотности.

При расчете плотности через коэффициент сжимаемости K:

$$\overline{\delta}_\rho = \left[\overline{\delta}_K^2 + \upsilon_{\rho_c}^2 \overline{\delta}_{\rho_c}^2 + \upsilon_T^2 \overline{\delta}_T^2 + \upsilon_p^2 \overline{\delta}_p^2\right]^{0,5};$$

$$\widetilde{\delta}_\rho = \left[\upsilon_{\rho_c}^2 \widetilde{\delta}_{\rho_c}^2 + \upsilon_T^2 \widetilde{\delta}_T^2 + \upsilon_p^2 \widetilde{\delta}_p^2\right]^{0,5}.$$

Погрешность коэффициента сжимаемости $\overline{\delta}_K$ складывается из методической погрешности и погрешности, вызванной погрешностями исходных данных для расчета K (погрешностями определения давления, температуры и состава).

Погрешность определения плотности в стандартных условиях

В тех случаях, когда плотность газа при стандартных условиях ρ_c измеряется плотномером, погрешность $\overline{\delta}_{\rho_c}$ определяют по паспортным данным или данным протокола поверки.

Если ρ_c определяется косвенным методом, $\overline{\delta}_{\rho_c}$ принимают равной методической погрешности расчета с учетом погрешностей исходных данных.

Погрешность измерения количества

Погрешность измерения количества δ_y определяется по формуле

$$\delta_y = \left(\overline{\delta}_{\overline{q}}^2 + \overline{\delta}_V^2 + \delta_\tau^2\right)^{0,5},$$

где $\overline{\delta}_{\overline{q}}$ — систематическая составляющая погрешности расхода, рассчитанная при средних параметрах потока за время измерений;

$\overline{\delta}_V$ — дополнительная систематическая погрешность, вызванная осреднением параметров, входящих в уравнения расхода нелинейно;

δ_τ — инструментальная погрешность измерений интервала времени.

При расчете погрешности измерения количества случайная составляющая погрешности измерения расхода принимается равной нулю.

Дополнительная погрешность $\overline{\delta}_V$ возникает в тех случаях, когда за условно постоянные принимают величины, входящие в уравнение расхода в степени 0,5, так как корень квадратный из среднего значения не равен среднему значению квадратных корней.

2.3. Расходомеры переменного перепада давления со специальными сужающими устройствами

Расход с помощью специальных СУ измеряется в соответствии с РД 50-411–83.

К специальным СУ относятся:

диафрагмы с коническим входом;

цилиндрические сопла;

сопла «четверть круга»;

двойные диафрагмы;

износоустойчивые сегментные диафрагмы;

стандартные диафрагмы для трубопроводов с внутренним диаметром менее 50 мм.

2.3.1. Условия применения специальных СУ

1. Характер движения потока в прямых участках трубопровода до и после СУ должен быть стационарным.

2. Измеряемая среда должна заполнить все поперечное сечение трубопровода перед СУ и за ним.

3. Измеряемая среда должна удовлетворять требованиям, приведенным в табл. 5.

Таблица 5

Измеряемая среда	Примесь	$\eta = \frac{V_п}{V_{ис}}$
Газ	Жидкость	$\le 0{,}05\frac{\rho}{\rho_п}$
	Твердое тело	
Жидкость	Газ	$\le \frac{0{,}003}{\left\|1-\frac{\rho_п}{\rho}\right\|}$
	Твердое тело	$\le \frac{0{,}003}{\left\|\frac{\rho_п}{\rho}-1\right\|}$, но не более 0,0015

В таблице:

$\eta = \frac{V_п}{V_{ис}}$ — объемное содержание примесей в измеряемой среде;

$V_п$ — объем примесей;

$V_{ис}$ — объем измеряемой среды;

ρ — плотность измеряемой среды в рабочих условиях;

$\rho_п$ — плотность примесей в измеряемой среде.

4. При измерении расхода газа отношение перепада давления Δp к абсолютному давлению на входе СУ p должно быть:

для цилиндрических сопел

$$\frac{\Delta p}{p} \le 0{,}29;$$

для остальных СУ

$$\frac{\Delta p}{p} \le 0{,}5.$$

5. При измерении расхода жидкости должна быть исключена кавитация.

6. Допустимые значения внутреннего диаметра трубопровода D, диаметра СУ d и относительной площади отверстия (модуля) СУ m приведены в табл. 6.

Таблица 6

Специальные СУ	D, мм	m	d, мм
Диафрагмы с коническим входом	12,5–100,0	0,01–0,25	6,0–50,0
Цилиндрические сопла	25,0–100,0	0,01–0,49	2,5–70,0
Сопла «четверть круга»	25,0–100,0	0,05–0,49	6,0–70,0
Двойные диафрагмы	40,0–100,0	0,10–0,50	12,7–70,5
Сегментные диафрагмы	50,0–1000,0	0,10–0,50	–
Износоустойчивые диафрагмы	30,0–1000,0	0,05–0,64	16,0–800
Стандартные диафрагмы для трубопроводов с внутренним диаметром менее 50 мм	14,0–50,0	0,05–0,64	7,0–40,0

$$m = \frac{F_{су}}{F_{тр}},$$

где $F_{су}$ — площадь проходного сечения отверстия СУ;

$F_{тр}$ — площадь проходного сечения трубопровода.

Для всех специальных СУ кроме сегментных диафрагм

$$m = \left(\frac{d}{D}\right)^2 = \beta^2,$$

где β — относительный диаметр отверстия.

Специальные сужающие устройства для измерения расхода при малых числах Re

Диафрагмы с коническим входом, цилиндрические сопла, сопла «четверть круга», двойные диафрагмы применяются для измерения при малых числах Re, т.е. при измерении расхода вязких жидкостей, горячих газов и при небольших расходах. Схематично эти СУ изображены на рис. 18.

В отличие от других СУ, у которых коэффициент расхода становится постоянным при $Re \to \infty$, коэффициент расхода (коэффициент истечения) таких СУ остается постоянным в области чисел Re, ограниченной с двух сторон. На рис. 19 показан характер изменения коэффициента истечения от числа Re.

Специальные СУ применяются в тех областях чисел Re, где коэффициент расхода можно считать постоянным. Граничные числа Re специальных СУ приведены в табл. 7.

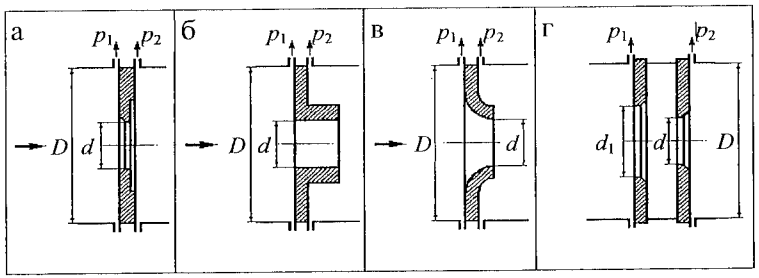


Рис. 18. Специальные сужающие устройства для измерения расхода при малых числах Re:
а — диафрагма с коническим входом; б — цилиндрическое сопло;
в — сопло «четверть круга»; г — двойная диафрагма

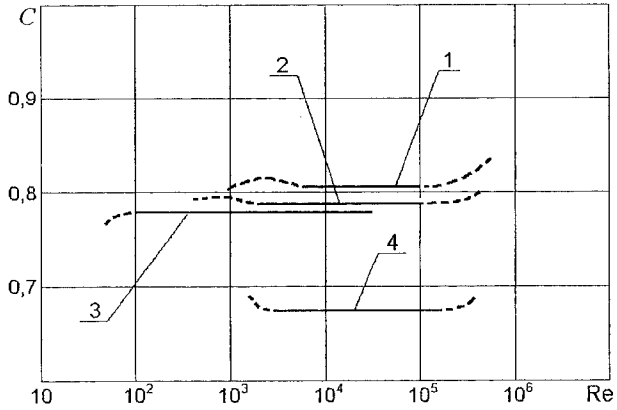


Рис. 19. Зависимость коэффициентов истечения C от числа Re при $m = 0{,}2$:
1 — цилиндрическое сопло; 2 — сопло «четверть круга»;
3 — диафрагма с входным конусом; 4 — двойная диафрагма

Таблица 7

Специальные СУ	m	Re_{min}	Re_{max}
Диафрагмы с коническим входом	0,01	40	20000
	0,04	40	40000
	0,09	60	50000
	0,16	120	50000
	0,25	260	50000
Цилиндрические сопла	0,01	500	8000
	0,05	1100	30000
	0,10	1600	40000
	0,15	2000	60000
	0,25	2500	100000
	0,35	3000	150000
	0,49	5500	200000
Сопла «четверть круга»	0,05	2000	35000
	0,10	2000	45000
	0,20	2300	80000
	0,30	3500	100000
	0,40	4000	120000
	0,49	5000	200000
Двойные диафрагмы	0,10	2500	150000
	0,20	3500	200000
	0,30	5000	250000
	0,40	7300	300000
	0,50	10000	350000
	0,60	15000	400000

Сегментные диафрагмы

Сегментные диафрагмы предназначены для измерения расхода загрязненных жидкостей и газов, а также жидкостей, из которых могут выделяться газы. Для жидкостей, содержащих газовую фазу, измерение расхода возможно при $\frac{\Delta p}{p} \le 0{,}004 + 4{,}8m^{6,4}$. Для газов объемное содержание жидкой фазы должно быть $\eta \le 0{,}4\frac{\rho}{\rho_п}$, твердой фазы $\eta \le \frac{\rho}{\rho_п}$.

Схематично сегментная диафрагма представлена на рис. 20.

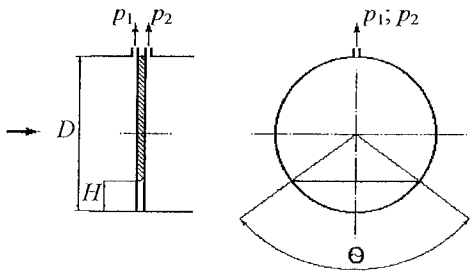


Рис. 20. Сегментная диафрагма

При измерении расхода жидкости с твердыми включениями отверстие диафрагмы располагается в нижней части трубопровода, отверстия для отбора давления в верхней части. При измерении расхода жидкости с пузырьками газа отверстие диафрагмы располагается в верхней части трубопровода, отверстия для отбора давления — в нижней части.

Граничные значения чисел Re диапазона применения сегментной диафрагмы приведены в табл. 8.

Таблица 8

m	Re_{min}	Re_{max}
0,10	5000	1000000
0,15	7500	1000000
0,20	10000	1000000
0,25	15000	1000000
0,30	20000	1000000
0,35	25000	1000000
0,40	30000	1000000
0,45	35000	1000000
0,50	40000	1000000

Износоустойчивые диафрагмы

Недостатком стандартных диафрагм является то, что при их эксплуатации происходит притупление входной кромки, что в свою очередь приводит к изменению (увеличению) коэффициента истечения и погрешности измерения расхода.

В износоустойчивых диафрагмах входная кромка притуплена заранее путем снятия фаски. За счет этого профиль диафрагмы изменяется мало, и коэффициент расхода остается неизменным при длительной эксплуатации.

Граничные значения чисел Re диапазона применения износоустойчивой диафрагмы приведены в табл. 9. Диапазон чисел Re, в котором может производиться измерение расхода с помощью износоустойчивых диафрагм, несколько у́же, чем для стандартных диафрагм.

Таблица 9

m	Re_{min}	Re_{max}
0,05	20000	10^7
0,10	20000	10^7
0,20	60000	10^7
0,30	100000	10^7
0,40	160000	10^7
0,50	200000	10^7
0,60	280000	10^7
0,70	300000	10^7

Стандартные диафрагмы для трубопроводов с внутренним диаметром менее 50 мм

Такие диафрагмы предназначены для измерения малых расходов газов (менее 50 $м^3$/ч) и малых расходов жидкостей (менее 5 $м^3$/ч), имеющих кинематическую вязкость менее $1 \cdot 10^{-6}$ $м^2$/с.

Конструктивно эти диафрагмы аналогичны стандартным диафрагмам с угловым способом отбора давления согласно ГОСТ 8.563–97. Диапазон чисел Re (см. табл. 10) так же, как и у износоустойчивых диафрагм, у́же, чем у стандартных диафрагм, согласно ГОСТ 8.563–97.

Таблица 10

m	Re_{min}	Re_{max}
0,05	22000	10^7
0,10	30000	10^7
0,15	41000	10^7
0,20	56000	10^7
0,25	72000	10^7
0,30	90000	10^7
0,35	110000	10^7
0,40	135000	10^7
0,45	158000	10^7
0,50	184000	10^7
0,55	211000	10^7
0,60	240000	10^7
0,65	270000	10^7
0,65	300000	10^7

2.3.2. Требования к установке специальных СУ

К геометрии специальных СУ и трубопроводов предъявляются требования, близкие к требованиям, предъявляемым к стандартным СУ.

Специальные СУ допускается применять только в гладких трубопроводах. Трубопровод считается гладким, если средняя

относительная шероховатость Ra/D прямого участка длиной $10D$ до СУ не превышает значений, указанных в табл. 11.

В отличие от стандартных СУ установка специальных СУ в шероховатых трубопроводах не допускается.

Так же как и для стандартных СУ, нормируются длины прямых участков ИТ между СУ и ближайшими к нему местными сопротивлениями L_1 и L_3, а также между двумя ближайшими к СУ местными сопротивлениями, расположенными перед ним по ходу потока, L_2 (см. рис. 9). Нормируемые значения длин близки к значениям, нормируемым для стандартных СУ. При установке специальных СУ сокращение длин прямых участков не допускается.

Таблица 11

m	$\frac{Ra}{D}10^4$	m	$\frac{Ra}{D}10^4$
0,09	25,0	0,20	5,6
0,10	18,1	0,25	4,9
0,12	12,9	0,36	4,2
0,13	10,0	0,49	4,0
0,14	8,3	0,64	3,9
0,16	7,1		

2.3.3. Уравнения для расчета расхода

Массовый расход $Q_м$

$$Q_м = \alpha\varepsilon\sqrt{2}\frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\rho\Delta p}.$$

Объемный расход $Q_о$

$$Q_о = \alpha\varepsilon\sqrt{2}\frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}.$$

Объемный расход сухого газа, приведенный к стандартным условиям, $Q_с$ определяют по формулам

$$Q_c = \alpha\varepsilon\sqrt{2}\frac{\pi d^2}{4}\frac{\sqrt{\rho\Delta p}}{\rho_c}$$

или

$$Q_c = \alpha\varepsilon\sqrt{2}\frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{p\Delta pT_c}{\rho_c p_c TK}}.$$

В уравнениях:

α — коэффициент расхода;

ε — коэффициент расширения;

$\frac{\pi d^2}{4}$ — площадь проходного сечения СУ;

d — диаметр отверстия СУ;

ρ — плотность измеряемой среды в рабочих условиях;

Δp — перепад давления;

T — температура измеряемой среды в К;

p — абсолютное давление измеряемой среды;

$T_c = 293{,}15$ К — стандартная температура;

$p_c = 101{,}325$ кПа — нормальное давление;

ρ_c — плотность сухого газа при стандартных условиях;

K — коэффициент сжимаемости газа.

2.3.4. Погрешность измерения расхода

Предельную относительную погрешность измерения расхода при доверительной вероятности 0,95 определяют по формуле

$$\delta_Q = 2\sigma_Q,$$

где σ_Q — средняя квадратическая относительная погрешность измерения расхода.

$$\sigma_Q = \left[\sigma_\alpha^2 + \sigma_\varepsilon^2 + 4\left(\frac{m}{\alpha}\frac{\partial\alpha}{\partial m} + 1\right)\sigma_{d_{20}}^2 + 4\left(\frac{m}{\alpha}\frac{\partial\alpha}{\partial m}\right)\sigma_{D_{20}}^2 + 0{,}25\left(\sigma_\rho^2 + \sigma_{\Delta p}^2\right)\right]^{0,5},$$

где σ_α — средняя квадратическая относительная погрешность коэффициента расхода;

σ_ε — средняя квадратическая относительная погрешность поправочного множителя на расширение измеряемой среды;

σ_{d20} и σ_{D20} — средние квадратические относительные погрешности диаметра отверстия СУ и внутреннего диаметра трубопровода при 20 °С;

σ_ρ — средняя квадратическая относительная погрешность определения плотности;

$\sigma_{\Delta\rho}$ — средняя квадратическая относительная погрешность измерения перепада давления.

$$\sigma_\rho = 0{,}5\delta_\rho;\ \sigma_{\Delta p} = 0{,}5\delta_{\Delta p}.$$

Значения погрешностей δ_ρ и δ_p определяются так же, как и для стандартных СУ.

В том случае, если погрешность дифманометра нормируется в процентах от максимального расхода, в формулу погрешности измерения расхода необходимо вместо $0{,}25\sigma_{\Delta p}^2$ ставить $\sigma_{\sqrt{\Delta p}}^2$.

При измерении загрязненных сред сегментными диафрагмами учитывается дополнительная погрешность $\delta_{доп}$, которая прибавляется к рассчитанному значению.

Для газов $\delta_{доп} = 1{,}5$;

для жидкостей, содержащих твердую или газообразную фазу,

$$\delta_{доп} = \left\{1 - \frac{1}{\left[(\eta+1)\left(\eta\frac{\rho_п}{\rho}+1\right)\right]^{0,5}}\right\}\cdot 100.$$

Суммарная погрешность измерения расхода не должна превышать 5 %.

Погрешность коэффициента расхода

Значение средней квадратической относительной погрешности коэффициента расхода σ_α определяется типом и относительной площадью СУ. Значения σ_α специальных СУ приведены в табл. 12.

Таблица 12

Типы СУ	σ_α
Диафрагмы с коническим входом	1,0
Сопла «четверть круга»	1,0
Цилиндрические сопла	1,0
Двойные диафрагмы	0,5
Сегментные диафрагмы	$0{,}6 + m^2$
Износоустойчивые диафрагмы	0,2 при $m \le 0{,}4$ $0{,}8m - 0{,}1$ при $m > 0{,}4$
Стандартные диафрагмы для трубопроводов с внутренним диаметром менее 50 мм	$\left[\left(\frac{5}{d}+0{,}2\right)^2+0{,}09\right]^{0,5}$ при $m \le 0{,}36$, $\left[\left(\frac{5}{d}+0{,}2\right)^2+0{,}25m\right]^{0,5}$ при $m > 0{,}36$, где d в мм

Погрешность поправочного множителя на расширение измеряемой среды

Средняя квадратическая погрешность поправочного множителя на расширение измеряемой среды σ_ε рассчитывается по формуле

$$\sigma_\varepsilon = \sqrt{\sigma^2_{\varepsilon_{ср}} + (\sigma'_\varepsilon)^2},$$

где $\sigma_{\varepsilon_{ср}}$ — средняя относительная погрешность поправочного коэффициента на расширение измеряемой среды при среднем значении перепада давления;

σ'_ε — средняя квадратическая погрешность, вызванная отклонением действительного значения ε при текущем перепаде давления от значения $\varepsilon_{ср}$ при среднем значении перепада давления.

Значение погрешности $\sigma_{ср}$ определяется по различным формулам для разных СУ и зависит от отношения среднего перепада давления к абсолютному давлению перед СУ.

Значение σ'_ε рассчитывается по формуле

$$\sigma'_\varepsilon = 50\frac{\varepsilon_{ср} - \varepsilon}{\varepsilon},$$

где ε — коэффициент расширения измеряемой среды.

Погрешности диаметра отверстия СУ и внутреннего диаметра трубопровода

Средняя квадратическая погрешность диаметра отверстия СУ

$$\sigma_{d_{20}} = 50\frac{\Delta d_{20}}{d_{20}}.$$

Средняя квадратическая погрешность внутреннего диаметра трубопровода

$$\sigma_{D_{20}} = 50\frac{\Delta D_{20}}{D_{20}},$$

где Δd_{20} и ΔD_{20} — отклонения диаметра отверстия СУ и внутреннего диаметра трубопровода от расчетных, выбираются исходя из требований к точности измерений.

Значения $\sigma_{d_{20}}$ и $\sigma_{D_{20}}$ должны находиться в пределах от 0,05 до 0,3 %.

3. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА НАПОРНЫМИ ТРУБКАМИ

3.1. Принцип действия напорных трубок

Принцип действия напорных трубок основан на уравнении Бернулли. Без учета потерь давления уравнение Бернулли имеет вид:

$$p_{ст} + \rho\frac{v^2}{2} = p_{п} = \text{const},$$

где $p_{ст}$ — статическое давление потока;

$\rho\frac{v^2}{2}$ — динамическое давление (скоростной напор);

$p_{п}$ — полное давление потока.

Измеряется статическое давление $p_{ст}$ и полное давление $p_{п}$ потока, состоящее из статического давления и динамического давления (скоростного напора). Разница полного и статического давления служит основанием для определения скорости и расхода:

$$\Delta p = p_{п} - p_{ст} = \rho\frac{v^2}{2},$$

откуда

$$v = \sqrt{2\frac{\Delta p}{\rho}}.$$

С учетом конструктивных особенностей напорной трубки и сжимаемости измеряемой среды

$$v = k_{т}\varepsilon\sqrt{2\frac{\Delta p}{\rho}},$$

где $k_{т}$ — коэффициент преобразования трубки;

ε — коэффициент, учитывающий сжимаемость измеряемой среды.

В некоторых устройствах измеряется не статическое давление потока, а некоторое другое, как правило, меньшее давление. Например, измеряется разница давлений на лобовой и тыльной стороне цилиндрической трубки, расположенной перпендикулярно потоку. Давление на тыльной стороне трубки меньше статического давления потока. За счет этого увеличивается измеряемая разность давлений.

Применяются напорные трубки для измерения местной скорости и усредняющие напорные трубки. Перепад давления усредняющей напорной трубки пропорционален средней скорости потока в трубопроводе.

3.2. Измерение расхода с помощью дифференциальных трубок Пито

Для измерения местной скорости наиболее широко применяются дифференциальные трубки Пито.

Дифференциальная трубка Пито — это трубка Г-образной формы, имеющая отверстие, направленное против потока и воспринимающее полное давление, и несколько отверстий на поверхности, параллельной потоку, воспринимающих статическое давление. Конструкции трубок Пито стандартизованы. Разновидности стандартизованных трубок приведены на рис. 21.

Коэффициент преобразования трубки для этих конструкций $k_{т} = 1 \pm 0{,}0025$.

Погрешность измерения скорости δ_{v} складывается из следующих составляющих:

погрешность коэффициента преобразования трубки;

погрешность от турбулентности потока;

погрешность от наклона оси трубки к направлению потока;

погрешность от потери напора на расстоянии между отверстиями полного и статического давления;

погрешность от загрузки измерительного сечения;

погрешность от градиента скорости в сечении;

погрешность измерения перепада давления;

погрешность определения плотности.

Оценка составляющих и суммарной погрешности измерения скорости дифференциальной трубкой Пито δ'_v приведена в ГОСТ 8.439–81. Без учета погрешностей измерения перепада давления и определения плотности δ'_v составляет примерно 1,2 %.

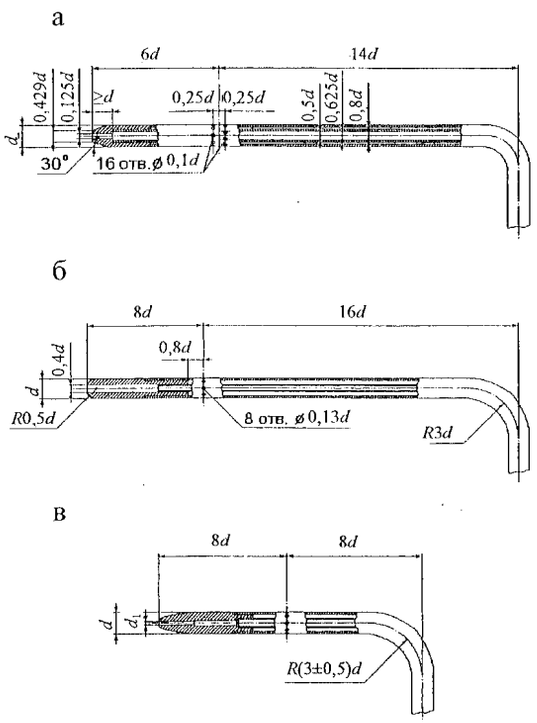


Рис. 21. Дифференциальные трубки Пито:
а — с коническим концом; б — с полусферическим концом;
в — с полуэллипсоидальным концом

Применяются следующие методы измерения расхода с помощью дифференциальных трубок Пито:

метод «площадь – скорость», при котором сечение потока разбивается на ряд элементарных площадок и по измерению скорости в каждой из них определяется средняя скорость потока;

непосредственное измерение средней скорости в месте ее существования;

измерение максимальной скорости вдоль оси круглой трубы с последующим определением по ней средней скорости;

измерение местной скорости в произвольной точке сечения, в которой известно соотношение местной и средней скорости.

Во всех методах погрешность измерения расхода складывается из погрешностей определения средней скорости и площади сечения трубопровода.

Погрешность площади δ_S определяется погрешностью измерения диаметра и одинакова при всех методах. При погрешности измерения внутреннего диаметра 0,2 % погрешность площади 0,4 %.

Погрешность определения средней скорости зависит от метода измерения расхода.

Метод «площадь – скорость» подробно описан в ГОСТ 8.439–81. Согласно требованиям стандарта этот метод применим при следующих условиях:

поток в измерительном сечении должен быть стационарным;

в потоке должны отсутствовать взвеси, препятствующие нормальной работе трубок Пито;

форма распределения скоростей в сечении не должна изменяться при постоянном расходе и при его изменении в рабочем диапазоне;

уровень турбулентности потока не более 10 %;

отклонение от параллельноструйности не более 5°;

число Рейнольдса, рассчитанное по диаметру отверстия полного давления трубки Пито, должно быть больше 200;

длина прямого участка трубопровода до измерительного сечения должна быть не менее 20 диаметров для круглого трубопровода, после — не менее 5 диаметров для трубопроводов круглого сечения, для трубопроводов некруглого сечения — не менее 40 и 10 гидравлических диаметров соответственно.

Погрешность определения средней скорости при этом методе складывается из погрешности измерения местной скорости и методической погрешности осреднения $\delta_м$, которая в ГОСТ 8.439–81 оценивается значением 0,16 %.

Таким образом, погрешность измерения расхода дифференциальными трубками Пито методом «площадь — скорость» без учета погрешностей измерения перепада давления и определения плотности δ'_Q составляет

$$\delta'_Q = \left(\delta'^2_v + \delta^2_S + \delta^2_м\right)^{0,5} = 1,3\,\%.$$

Погрешность измерения расхода δ_Q с учетом погрешностей измерения перепада давления $\delta_{\Delta p}$ и определения плотности δ_ρ

$$\delta_Q = \left[\delta'^2_Q + 0,25\left(\delta^2_{\Delta p} + \delta^2_\rho\right)\right]^{0,5}.$$

Методы, основанные на измерении скорости в одной точке трубы, описаны в ГОСТ 8.361–79. Стандарт предусматривает два метода: непосредственное измерение средней скорости в месте ее существования и измерение максимальной скорости вдоль оси круглой трубы с последующим определением по ней средней скорости. Расход определяется по формуле

$$Q_0 = K_v v F,$$

где K_v — отношение средней скорости потока в сечении к скорости в точке измерения;

v — местная скорость потока;

F — площадь поперечного сечения трубы.

Метод непосредственного измерения средней скорости применяется в трубах диаметром не менее 300 мм. Этот метод основан на том, что при развитом турбулентном течении на окружности радиусом $(0,758 \pm 0,013)R$ (R — внутренний радиус трубы) местная скорость потока равна средней скорости по сечению. При этом значение $K_v = 1$. Для формирования осесимметричного распределения скорости, характерного для развитого турбулентного течения, перед измерительным сечением необходимо предусматривать прямые участки трубопровода длиной в зависимости от вида местного сопротивления не менее 30–80D, после измерительного сечения не менее 5D.

В примере, приведенном в ГОСТ 8.361–79, погрешность измерения расхода данным методом в трубе диаметром 1200 мм оценивается значением $\delta_Q = 2,2$ %.

При измерении скорости в центре трубы коэффициент K_v остается постоянным только в автомодельной области турбулентного течения. Значение K_v зависит от гидравлических характеристик труб (шероховатости поверхности и числа Рейнольдса). При достоверно известном значении коэффициента гидравлического трения λ значение коэффициента K_v может быть определено по таблице, приведенной в ГОСТ 8.361–79. При изменении λ от 0,01 до 0,06 значение K_v снижается с 0,875 до 0,713. При $\lambda > 0,06$ применять данный метод измерения расхода не допускается. Требуемые длины прямого участка трубопровода перед измерительным сечением меньше, чем при методе непосредствен-

ного измерения средней скорости. В зависимости от вида местного сопротивления они должны быть не менее 10–50D.

Погрешность определения расхода находится в пределах δ_Q = 2,5–3,2 %. При этом она в значительной степени определяется погрешностью экспериментального определения K_v.

Для измерения местной скорости ГОСТ 8.361–79 допускает использование не только дифференциальной трубки Пито, но и цилиндрической трубки с наружным диаметром d = 5–30 мм и отверстием для приема полного давления потока диаметром 2–4 мм. Ось отверстия расположена на расстоянии 3–5d от нижнего закругленного конца. Отверстие для отбора статического давления должно находиться в том же сечении трубопровода, что и трубка для приема полного напора.

3.3. Измерение расхода усредняющими напорными трубками

На рис. 22 приведена цилиндрическая усредняющая напорная трубка полного давления. Трубка располагается по диаметру трубопровода. В ней имеется ряд отверстий, направленных против потока. Давление в трубке

$$p_1 = p_{ст} + k_т \rho \frac{v_{ср}^2}{2},$$

где $v_{ср}$ — средняя по сечению скорость потока.

Отверстия в трубке располагают таким образом, чтобы коэффициент преобразования трубки $k_т$ был равен единице с погрешностью, не превышающей 1 %.

Осреднение давления в трубке сопровождается перетеканием в ней жидкости или газа из центральных отверстий в периферийные. Статическое давление отбирается у стенки трубопровода в области невозмущенного потока перед усредняющей трубкой.

В случае применения такой трубки в трубах диаметром не менее 50 мм при числах Re ≥ 2·10^5 при длинах прямых участков, соответствующих требованиям РД 50-411–83 для m = 0,2, не требуется индивидуальной градуировки.

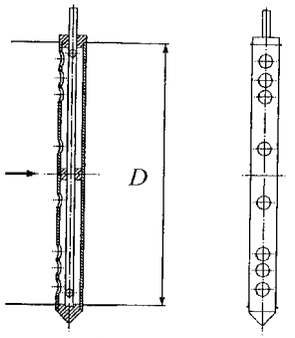


Рис. 22. Цилиндрическая усредняющая напорная трубка

Расход рассчитывается по формулам

$$Q_о = k_т \varepsilon \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2\frac{\Delta p}{\rho}}$$

и

$$Q_м = k_т \varepsilon \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2\rho\Delta p},$$

где $k_т$ — коэффициент преобразования трубки (коэффициент расхода);

ε — коэффициент, учитывающий сжимаемость измеряемой среды;

D — внутренний диаметр трубопровода;

Δp — перепад давления;

ρ — плотность измеряемой среды.

Погрешность измерения расхода δ_q определяется по формуле

$$\delta_q = \left[\delta_\alpha^2 + 4\delta_D^2 + \delta_\varepsilon^2 + 0{,}25\left(\delta_p^2 + \delta_\rho^2\right)\right]^{0{,}5}.$$

В последние годы все более широкое применение находят расходомеры Аннубара. Основным элементом расходомера Аннубара являются две усредняющие напорные трубки, располагаемые по диаметру трубопровода. Одна из этих трубок имеет отверстия на передней стороне, направленной против потока, другая — на задней. За счет этого воспринимаемый дифманометром перепад давления более чем в два раза превышает перепад давления, возникающий при применении обычной усредняющей трубки.

Конструктивно эти трубки объединяются в одну трубку, разделенную перегородкой. Дальнейшим усовершенствованием расходомера Аннубара стало применение трубки ромбической формы. Преобразователь расхода расходомера Аннубара с такой трубкой схематично представлен на рис. 23.

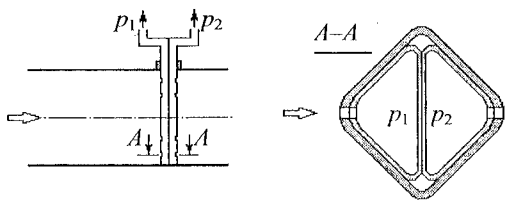


Рис. 23. Преобразователь расхода Аннубара

При обтекании трубки происходит отрыв потока. При обтекании круглой трубки положение точки отрыва зависит от свойств жидкости, скорости и степени турбулентности потока, качества обработки поверхности. Использование ромбической формы (формы «Diamond» — «бриллиант») обеспечивает фиксированную точку отрыва. Это в свою очередь позволяет повысить точность и расширить диапазон измерения.

Расходомеры Аннубара применяются для измерения расхода в трубопроводах диаметром от 12,7 до 1850 мм. В состав расходомера входит преобразователь расхода, преобразователи перепада давления, давления, температуры и блок электроники.

Коэффициент преобразования трубки не равен единице и изменяется в зависимости от режима течения. Погрешность коэффициента преобразования без проведения индивидуальной градуировки ±1,0 %. Погрешность измерения расхода в комплекте с многопараметрическим датчиком расхода фирмы «EMERSON Process Management» не превышает ±1,3 % в диапазоне расходов 8:1. При индивидуальной градуировке расходомера обеспечивается погрешность измерения ±0,5 % в диапазоне расходов 10:1.

Основными достоинствами расходомеров Аннубара являются:

простота конструкции и монтажа;

малые потери давления;

достаточно высокая точность;

относительно короткие, в сравнении со стандартными и специальными СУ, прямые участки трубопровода, которые необходимо предусматривать при установке расходомера.

При установке расходомера Аннубара нормируются длины прямых участков трубопровода только до и после преобразователя расхода. Не нормируется длина прямого участка между двумя ближайшими к преобразователю расхода местными сопротивлениями, расположенными перед ним по ходу потока. По рекомендациям фирмы «EMERSON Process Management» при измерении расхода жидкости минимально допустимая длина прямого участка трубопровода до преобразователя расхода составляет: для группы колен в разных плоскостях 28D; для конфузора 12D; длина прямого участка после преобразователя расхода 4D для любого местного сопротивления.

Значительное сокращение длин прямых участков трубопровода обеспечивается при использовании струевыпрямителя. В этом случае при измерении расхода жидкости необходимая длина пря-

мого участка перед преобразователем расхода составляет 8 диаметров (включая длину струевыпрямителя), после 4 диаметра.

При измерении расхода газа требуемые длины прямых участков в 1,5 раза больше.

Для сравнения: при использовании струевыпрямителя и стандартных СУ длина прямого участка трубопровода до СУ вместе со струевыпрямителем составляет 44*D*.

Недостатки усредняющих трубок — необходимость измерения малых перепадов давления и возможность забивания отверстий.

4. РАСХОДОМЕРЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ СОПРОТИВЛЕНИЯМИ

Любое гидравлическое сопротивление, у которого известна зависимость потери давления от расхода, может быть использовано для измерения расхода. В общем случае зависимость перепада давления Δp от расхода Q имеет вид:

$$\Delta p = AQ^n,$$

где A — постоянный коэффициент;

n — показатель степени.

В зависимости от режима течения значение n изменяется от 1 до 2. При ламинарном режиме $n=1$, при развитом турбулентном режиме $n=2$.

При течении жидкости в прямом трубопроводе с внутренним диаметром d расход может быть определен по снижению давления Δp на участке длиной l. Значение расхода рассчитывается по следующим уравнениям:

ламинарный режим

$$Q_0 = \frac{\pi}{128}\frac{d^4}{\eta l}\Delta p,$$

турбулентный режим

$$Q_0 = \frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{d}{l}\frac{2}{\lambda}\frac{\Delta p}{\rho}},$$

где η — коэффициент динамической вязкости;

λ — коэффициент гидравлического трения.

При измерении расхода газа происходит дополнительная потеря давления, вызванная уменьшением плотности газа и увеличением его скорости.

Коэффициент трения λ для гладких труб многократно определялся экспериментальным путем. По полученным данным разработан ряд формул с эмпирическими коэффициентами.

Применяются в основном гидравлические сопротивления, работающие в ламинарном режиме, среди них наиболее широко капиллярные трубки.

При ламинарном режиме потери давления на трение пропорциональны вязкости измеряемой среды. Вязкость, особенно у жидкостей, зависит от температуры. Поэтому для повышения точности измерения необходимо стабилизировать температуру капиллярного преобразователя расхода.

При течении жидкости через капиллярную трубку происходят потеря давления на входе в трубку, потеря давления от трения при течении внутри трубки и потеря давления на выходе из трубки. Зависимость потерь давления на входе и выходе от расхода квадратичная, зависимость потерь давления на трение — линейная. Поэтому в коротких капиллярных трубках зависимость потерь давления от расхода близка к квадратичной, в длинных — к линейной. При отношении длины трубки к внутреннему диаметру более 200–300 зависимость перепада давления от расхода практически линейная.

Измерить внутренний диаметр капилляра с высокой точностью практически невозможно. Поэтому капиллярные преобразователи расхода градуируют на измеряемой среде.

Преобразователь расхода с одной капиллярной трубкой пригоден для измерения очень малых расходов. Для больших расходов применяются преобразователи, состоящие из пакета капиллярных трубок.

Стандартизован один тип расходомеров с гидравлическими сопротивлениями — стеклянные лабораторные реометры, которые применяются для измерения небольших расходов газа. Реометр — это сочетание миниатюрного стеклянного гидравлического сопротивления в виде капилляра или маленькой диафрагмы с однотрубным стеклянным дифманометром. Газ, проходящий по горизонтальной трубке, создает на сопротивлении перепад давления, измеряемый дифманометром.

Верхние пределы измерения реометров с капилляром (РКС) от 0,06 до 1,0 л/мин. Верхние пределы измерения реометров с диафрагмой (РДС) от 4,0 до 160 л/мин.

Приведенная погрешность измерения расхода при градуировке на средах, указанных на шкале реометра, в диапазоне от 30 до 100 % верхнего предела измерения не более ± 2%.

5. СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ И ПАРАМЕТРОВ ИЗМЕРЯЕМОЙ СРЕДЫ

Измерение расхода методом переменного перепада давления фактически является косвенным методом измерения. При известной геометрии первичного преобразователя расход определяется по результатам измерения перепада давления, измерения (определения) плотности и температуры среды. Плотность среды измеряется непосредственно либо определяется косвенным методом по результатам измерения давления, температуры и состава.

Погрешность измерения расхода складывается из нескольких составляющих, включая погрешности измерения перепада давления и плотности. В свою очередь при косвенном определении плотности ее погрешность складывается из погрешностей измерения давления, температуры и состава. Погрешность измерения количества включает в себя также погрешность интегрирования и погрешность измерения времени.

При измерении расхода несжимаемых жидкостей погрешности измерения давления и температуры практически не сказываются на суммарной погрешности измерения расхода. При измерении расхода газа погрешности измерения давления и температуры оказывают существенной влияние на суммарную погрешность.

В настоящее время для измерения и регистрации перепада давления используются:

сильфонные самопишущие дифманометры типа ДСС;

мембранные преобразователи давления типа ДМ в комплекте с дифференциально-трансформаторными регистрирующими приборами типа КСД. В зависимости от модификации показания приборов типа КСД могут быть пропорциональны перепаду давления или расходу (корню квадратному из перепада давления);

преобразователи перепада давления в комплекте с блоком извлечения квадратного корня (БИК) и регистрирующим прибором типа «Диск-250».

Для измерения давления используются механические самопишущие манометры и преобразователи избыточного или абсолютного давления в комплекте с регистрирующими приборами.

Для измерения температуры применяются самопишущие манометрические термометры и термопреобразователи сопротивления в комплекте с промежуточными измерительными преобразователями и регистрирующими приборами.

Для расчета количества измеряемой среды используются пропорциональные или корневые планиметры.

На рис. 24 приведен пример подключения средств измерений с использованием регистрирующих приборов Диск-250.

Наибольшее влияние на точность измерения расхода оказывает измерение перепада давления. Зависимость перепада давления от расхода квадратичная. Поэтому при изменении расхода в диапазоне от 100 до 30 % перепад давления снижается от максимального до 0,09 от максимума, при изменении расхода от 100 до 10 % перепад давления снижается до 0,01 от максимального.

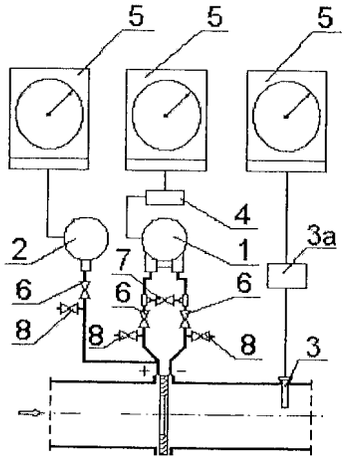


Рис. 24. Схема подключения средств измерений к сужающему устройству:
1 — преобразователь перепада давления Сапфир-22ДД;
2 — преобразователь избыточного давления Сапфир-22ДИ;
3 — термопреобразователь сопротивления;
3а — нормирующий преобразователь температуры;
4 — блок извлечения квадратного корня;
5 — регистрирующий прибор Диск-250;
6 — отсекающий вентиль; 7 — уравнительный вентиль;
8 — продувочный вентиль

Для большинства применяемых дифференциальных манометров нормируется приведенная погрешность $\gamma_{\Delta p}$. При этом относительная погрешность $\delta_{\Delta p}$

$$\delta_{\Delta p} = \frac{\Delta p_{\max}}{\Delta p}\gamma_{\Delta p},$$

где $\Delta p_{\max}$ — верхний предел измерения дифманометра;

Δp — измеренный перепад давления.

При снижении расхода быстро уменьшается перепад давления и возрастает относительная погрешность измерения перепада давления. Поэтому именно погрешность измерения перепада давления определяет ширину диапазона измерения расхода, так как согласно требованиям поверочных схем средств измерения расхода относительная погрешность измерения не должна превышать 5 %.

Измерительная цепь перепада давления, как правило, включает в себя помимо дифманометра и другие устройства. Погрешность измерения перепада давления включает в себя погрешности элементов цепи измерения.

На рис. 25 приведены зависимости относительной погрешности измерения корня квадратного из перепада давления $\delta_{\sqrt{\Delta p}} = 0{,}5\delta_{\Delta p}$ при использовании различных средств измерения от $\sqrt{\Delta p/\Delta p_{\max}}$, которая пропорциональна отношению расходов $Q/Q_{\max}$ (расхода Q к расходу при верхнем пределе измерения дифманометра $Q_{\max}$).

Применение цифровой вычислительной техники привело к появлению интеллектуальных измерительных устройств. В их состав входит микропроцессор, который обеспечивает линеаризацию характеристики чувствительного элемента первичного преобразователя (сенсора) и учет влияющих факторов (температура датчика, давление и т.д.). За счет этого резко снижены погрешности и расширены диапазоны измерения по сравнению с аналоговыми измерительными устройствами (см. рис. 25).

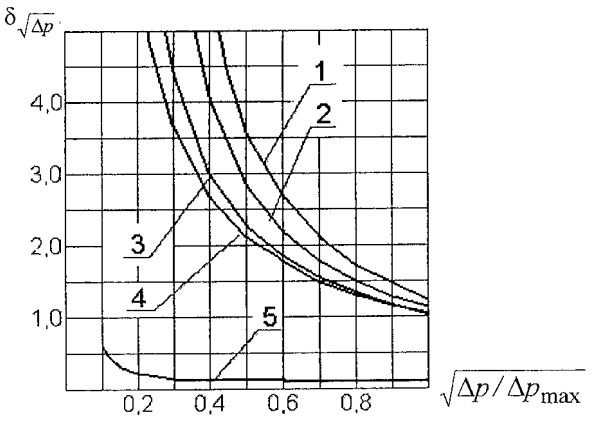


Рис. 25. Относительная погрешность измерения квадратного корня из перепада давления при использовании различных комплектов приборов:
1 — преобразователь перепада давления ДМ класса точности 1,5, регистрирующий прибор КСД класса точности 1,0 и пропорциональный планиметр;
2 — преобразователь перепада давления ДМ класса точности 1,0, регистрирующий прибор КСД класса точности 1,0 и пропорциональный планиметр;
3 — преобразователь перепада давления Сапфир класса точности 0,5, регистрирующий прибор Диск-250 класса точности по регистрации 1,0, БИК класса точности 0,25 и пропорциональный планиметр;
4 — преобразователь перепада давления Сапфир класса точности 0,25, регистрирующий прибор Диск-250 класса точности по регистрации 1,0, БИК класса точности 0,25 и пропорциональный планиметр;
5 — комплексный датчик «ГиперФлоу-3Пм»

В последние годы для измерения расхода все чаще применяют комплексные средства измерения (преобразователи расхода), включающие в себя преобразователи перепада давления, давления, температуры, вычислитель расхода и количества измеряемой среды. В России нашли применение измерительные комплексы «СуперФлоу-IIE» производства ЗАО «СовТИГаз» (г. Москва), комплексные датчики с вычислителем расхода «ГиперФлоу-3Пм» производства НПФ «Вымпел» (г. Саратов), датчики компании «EMERSON Process Management». Такие комплексные средства измерения позволяют резко повысить точность и увеличить диапазон измерения расхода.

На рис. 26 приведены схемы подключения средств измерений при их размещении в непосредственной близости от сужающего устройства.

Измерительный комплекс «СуперФлоу-IIE» предназначен для измерения и вычисления расхода и объема природного газа, приведенного к стандартным условиям, в комплекте со стандартными диафрагмами в соответствии с ГОСТ 8.563 на одном, двух или трех измерительных трубопроводах.

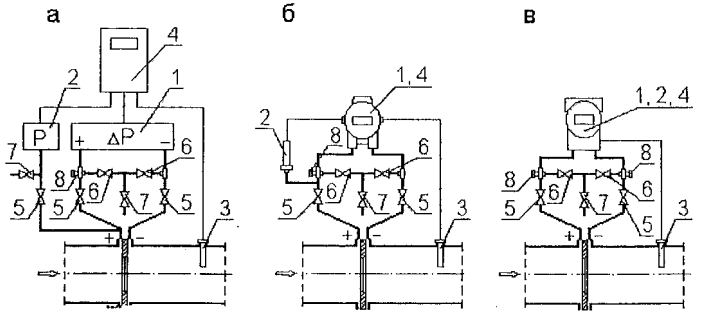


Рис. 26. Схемы подключения средств измерений к сужающему устройству:
а — измерительный комплекс «СуперФлоу-IIE»;
б — комплексный датчик расхода «ГиперФлоу-3Пм»;
в — комплексный датчик расхода 3095 MV компании «EMERSON Process Management»;
1 — преобразователь перепада давления; 2 — преобразователь давления; 3 — преобразователь температуры; 4 — вычислитель; 5 — отсекающий вентиль; 6 — уравнительный вентиль; 7 — продувочный вентиль; 8 — заглушка для подключения эталонного манометра при поверке и калибровке

Основными элементами комплекса являются:

измерительный микропроцессорный вычислитель расхода;

датчики перепада давления — дифманометры;

датчики давления;

датчики температуры.

Количество датчиков определяется числом измерительных трубопроводов.

Основная относительная погрешность комплекса при изменении перепада давления в пределах от 9 до 100 % от верхнего пре-

дела измерения дифманометра (30–100 % расхода) не превышает 0,5 %. Для расширения диапазона измерения расхода устанавливают два дифманометра.

Дополнительная погрешность, вызванная отклонением температуры окружающего воздуха от нормальной (20 ± 5) °С, в рабочем диапазоне от –30 до +50 °С не превышает 0,5 предела основной относительной погрешности на каждые 10 °С.

Комплексный датчик «ГиперФлоу-3Пм» предназначен: для измерения и регистрации давления, перепада давления, температуры; вычисления и регистрации расхода и количества газообразных сред (в том числе природного газа и водяного пара), жидких сред (в том числе воды); вычисления и регистрации тепловой энергии воды, водяного пара (в комплекте со стандартными диафрагмами в соответствии с ГОСТ 8.563.1–97 и ГОСТ 8.563.2–97).

Внешний вид датчика приведен на рис. 27.

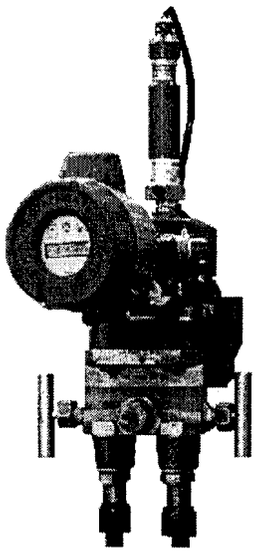


Рис. 27. Датчик «ГиперФлоу-3Пм» с вентильным блоком

Диапазон температуры измеряемой среды от – 50 до + 400 °С. Рабочий диапазон температуры окружающей среды от – 30 до + 50 °С. Один преобразователь перепада давления обеспечивает измерение расхода в пределах от 10 до 100 % (перепада давления от 1 до 100 %). В корпусе датчика размещается термочувствительный элемент и обеспечивается компенсация влияния окружающей температуры.

Погрешность измерения давления и перепада давления $\delta_{\Delta p}$

$$\delta_{\Delta p} = \pm\left(0{,}2 + 0{,}001\frac{\Delta p_{\max}}{\Delta p}\right).$$

Относительная погрешность измерения расхода δ_q при изменении перепада давления от 1 до 100 % шкалы, т.е. при изменении расхода 1:10,

$$\delta_q = \pm\left(0{,}35 + 0{,}004\frac{\Delta p_{\max}}{\Delta p}\right).$$

Абсолютная погрешность измерения температуры:

± 0,25 °С (в диапазоне от – 40 до + 50 °С);

± 0,5 °С (в диапазоне от + 50 до + 150 °С);

± 1,5 °С (в диапазоне от + 150 до + 400 °С).

Функциональная схема датчика «ГиперФлоу-3Пм» близка к схеме датчика расхода модели 3095 MV фирмы «EMERSON Process Management» (рис. 28). Отличие в том, что датчик давления выполнен в отдельном корпусе.

При соблюдении требований ГОСТ 8.563–97, предъявляемых к СУ и ИТ (все дополнительные погрешности коэффициента истечения равны нулю), расчетные значения погрешности измерения расхода в диапазоне 100–10 % от $Q_{\max}$ составляют:

измеряемая среда «природный газ» 1,06–1,2 %;

измеряемая среда «вода» 0,97–1,12 %;

измеряемая среда «водяной пар» 1,00–1,15 %.

На рис. 28 приведена блок-схема датчика расхода модели 3095 MV фирмы «EMERSON Process Management».

Функционально датчик делится на модуль сенсора и модуль электроники. В состав модуля сенсора входят:

высокоточный емкостной преобразователь перепада давления;

высокоточный пьезорезистивный преобразователь избыточного или абсолютного давления,

вход для подключения термопреобразователя сопротивления по четырехпроводной схеме;

электроника сенсора, которая преобразует измеренные величины в цифровую форму.

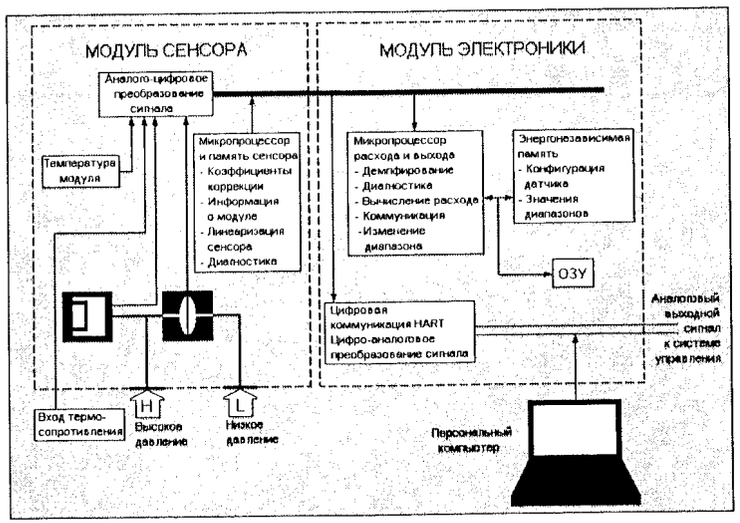


Рис. 28. Блок-схема многопараметрического датчика модели 3095 MV

Для повышения точности измерения производится компенсация влияния избыточного (абсолютного) давления и температуры модуля.

Модуль электроники принимает от модуля сенсора в цифровой форме скорректированные значения перепада давления, давления, температуры измеряемой среды и производит расчет расхода. Выходная часть модуля преобразует цифровое значение расхода в аналоговый сигнал 4–20 мА. Дистанционная цифровая связь выполняется путем наложения высокочастотного цифрового сигнала на основе промышленного стандартного протокола HART на аналоговый выходной сигнал.

Программное обеспечение включает в себя базу данных физических свойств более чем 110 сред. Датчик может быть запрограммирован для измерения расхода методом переменного перепада давления в комплекте со следующими преобразователями:

стандартные диафрагмы с угловым и фланцевым отборами давления;

трубки Вентури;

сопла Вентури;

встраиваемые диафрагмы модели 1195, предназначенные для измерения расхода в трубопроводах малого диаметра при малых числах Рейнольдса;

преобразователи Аннубара.

Погрешность измерения расхода жидкостей и газов в комплекте со стандартной диафрагмой ± 1,0 % в диапазоне расхода 8:1.

Все элементы за исключением преобразователя температуры размещены в одном корпусе. Внешний вид датчика приведен на рис. 29.

Для измерения расхода применяются также измерительные комплексы, выполненные с использованием датчиков давления и перепада давления фирмы «YOKOGAWA Electric Corporation». Преобразователи давления и перепада давления выполняются на основе разработанных этой фирмой кремниевых резонаторов.

Для ряда модификаций преобразователей диапазон измерения перепада давления составляет 1000:1. При этом диапазон измерения расхода может быть равен 32:1.

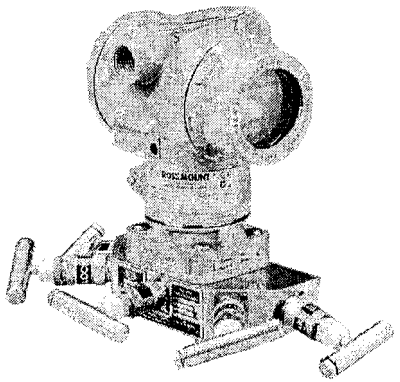


Рис. 29. Датчик 3095 MV с пятивентильным блоком

6. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА И КОЛИЧЕСТВА ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ ТЕЧЕНИЯ

В ГОСТ 8.563.2–97 приведена следующая классификация режимов течения потока:

стационарный (установившийся) режим, при котором можно пренебречь дополнительной погрешностью измерения количества, вызванной изменением параметров потока во времени;

пульсирующий режим, при котором частота изменений параметров потока превышает возможности средств измерений. Эти средства не обеспечивают фиксирование мгновенных изменений параметров потока;

переменный режим, при котором применяемые системы измерения обеспечивают фиксирование изменений параметров потока. Частота изменения параметров находится в полосе пропускания частоты систем измерения;

нестационарный режим, при котором характер изменения параметров потока соответствует пульсирующему и переменному режимам.

При пульсирующем режиме течения причинами возникновения дополнительной погрешности измерения расхода являются:

квадратичная зависимость между расходом и перепадом давления;

местное ускорение;

акустические явления;

соединительные трубки.

Источниками пульсаций могут быть тройники, заглушенные участки трубопроводов, которые образуют свистки, а также срыв вихрей с различного рода неровностей в трубопроводе (швы, углы и не полностью открытая запорная арматура).

Очевидный источник дополнительной погрешности измерения пульсирующего расхода — это квадратичная зависимость между расходом и перепадом давления в СУ. Из-за своей инерции дифманометр регистрирует осредненный перепад давления, корень квадратный из которого больше средней величины корней квадратных из мгновенных значений перепада давления. Даже современные преобразователи перепада давления (например, Сапфир-22ДД, Метран-43ДД и преобразователи фирмы «EMERSON Process Management») регистрируют пульсации с частотой не более 5 Гц. Возникает положительная погрешность измерения среднего значения пульсирующего расхода.

Значение этой погрешности зависит от амплитуды и формы пульсации. Если расход изменяется по гармоническому закону в пределах между Q_{max} и Q_{min} погрешность равна 0,06; 0,25; 1; 6,3 и 23,8 % соответственно при коэффициентах пульсации расхода a, равных 0,05; 0,1; 0,2; 0,5 и 1:

$$a = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{ср}}; \quad Q_{ср} = \frac{Q_{max} + Q_{min}}{2}.$$

В ГОСТ 8.563.2–97 приведена оценка дополнительной погрешности измерения количества при пульсирующем режиме течения в зависимости от относительного изменения перепада давления $\partial\Delta p/\overline{\Delta}p$. Значение дополнительной погрешности 0,12; 0,5; 1,1; 2,0; 3,1 % при $\partial\Delta p/\overline{\Delta}p$ = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5.

При пульсирующем режиме скорость, давление и в общем случае плотность изменяются не только по длине трубы, но и во времени. В уравнениях сохранения энергии (Бернулли) и неразрывности появляются члены, учитывающие изменение скорости (местное ускорение) и плотности во времени. За счет этого происходит изменение перепада давления и возникает отрицательная погрешность. Влияние пульсаций скорости возрастает с повышением их амплитуды и частоты. Причем это влияние больше при измерении расхода газа, чем при измерении расхода жидкости.

Кроме того, при пульсирующем режиме течения возникают волны давления, которые распространяются со скоростью звука. Они отражаются от различных препятствий на своем пути, и при некоторых условиях может возникать резонанс, который может серьезно повлиять на распределение давления в трубе и привести к появлению погрешности измерения перепада давления. Дополнительная погрешность может появляться также из-за звуковых шумов, возникающих по различным причинам, например при вытекании струи газа из регулирующего вентиля.

При измерении пульсирующих расходов вещество, находящееся в соединительных трубках, непрерывно перемещается в ту или другую сторону. Поэтому соединительные трубки между преобразователем расхода и дифманометром также могут быть источ-

ником дополнительной погрешности из-за возможного неравенства сопротивлений обеих трубок, наличия в них местных сопротивлений, имеющих нелинейную зависимость сопротивления от расхода, и возможных акустических явлений в трубках. Кроме того, у большинства конструкций вентилей и клапанов сопротивление различно при разных направлениях потока. За счет этого давление в конце трубки, воспринимаемое дифманометром, может отличаться от давления в начале трубки.

В целом можно сделать вывод о том, что трудно учесть все факторы, влияющие на результат измерения расхода пульсирующего потока, и обеспечить высокую точность измерения. Поэтому основным путем повышения точности является исключение или снижение уровня пульсаций. Для этого применяются различные методы: удаляют места измерения от источников пульсаций, избегают прямоугольных колен и исключают изгибы трубопровода непосредственно перед прямым участком, используют фильтры-успокоители в виде комбинации емкостей и сопротивлений, применяют струевыпрямители, обеспечивающие снижение уровня пульсаций, и т.д.

При переменном режиме течения обеспечивается измерение расхода без возникновения дополнительных погрешностей. Но при определении количества путем раздельного измерения параметров потока и осреднении по времени этих параметров с использованием планиметров возникает дополнительная систематическая погрешность. Для уменьшения этой погрешности используют корректирующие устройства. Кроме того, в ГОСТ 8.563.2–97 рекомендуется выбирать интервал времени осреднения параметров такой, чтобы эта дополнительная погрешность была менее 1/3 погрешности определения этого параметра или менее 0,1 %. В этом случае дополнительной погрешностью определения количества среды пренебрегают.

Особенностью современных интеллектуальных средств измерения расхода и количества, основанных на принципе переменного перепада давления, является то, что в них измеряются мгновенные параметры потока, расход рассчитывается не непрерывно, а через определенные промежутки времени. Затем на основе мгновенных значений расхода производится расчет количества среды. При этом предполагается, что в промежутке времени между измерениями расход остается неизменным. Таким образом, и при использовании современных средств могут возникать дополнительные погрешности при измерении расхода и количества пульсирующих и переменных потоков.

7. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА ГАЗА ПРИ СВЕРХКРИТИЧЕСКОМ ПЕРЕПАДЕ ДАВЛЕНИЯ

В тех случаях, когда при течении газа через сужающее устройство соплового типа скорость в наиболее узком сечении возрастает и достигает скорости звука, расход уже не зависит от перепада давления. Критическая скорость возникает при отношении давления после сопла p_2 к давлению перед соплом p_1, равном или меньше критического $r_{кр}$.

Значение $r_{кр}$ зависит от показателя адиабаты газа χ и отношения диаметров сопла в узком сечении d и трубопровода D. Для воздуха ($\chi = 1{,}4$) $r_{кр}$ лежит в пределах 0,528–0,592.

При $\frac{p_2}{p_1} \le r_{кр}$ расход зависит только от параметров газа перед соплом и рассчитывается по формуле

$$Q_м = CC_0F_0\frac{p_0}{\sqrt{\frac{RT_0}{M}}},$$

где C — коэффициент истечения;

C_0 — критическая расходная функция;

F_0 — площадь критического сечения сопла;

R — универсальная газовая постоянная;

M – молекулярная масса;

p_0 — полное давление газа перед соплом, равное сумме статического и динамического давлений;

T_0 — полная температура (температура торможения) газа перед соплом.

Для идеального газа

$$C_0 = \chi^{\frac{1}{2}}\left(\frac{2}{\chi-1}\right)^{\frac{\chi+1}{2(\chi-1)}}.$$

Для достижения критической скорости целесообразно применять СУ типа сопла Вентури. В таких соплах критическое отношение давления в наиболее узком сечении и давления на входе $r_{кр}$ достигается при существенно большем отношении p_2/p_1, чем в простых соплах.

Рекомендуются к применению два типа сопел Вентури для работы в критическом режиме: сопло Вентури с тороидальным горлом (рис. 30а) и сопло Вентури с цилиндрическим горлом (рис. 30б).

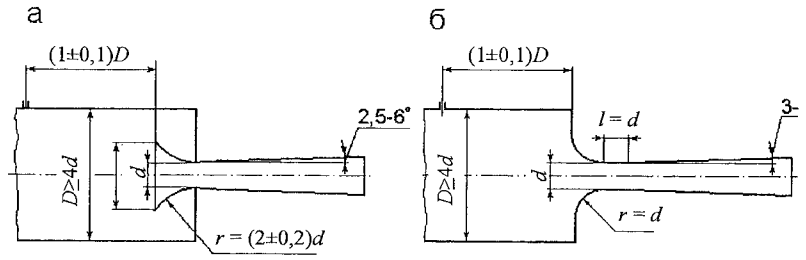


Рис. 30. Критические сопла Вентури:
а — с тороидальным горлом; б — с цилиндрическим горлом

Перед критическими соплами Вентури должны находиться или трубопровод круглого сечения, или большое пространство со стенками не ближе чем $5d$ от оси сопла. Рекомендуется для устранения вращения потока на расстоянии не менее $5D$ перед соплом устанавливать струевыпрямитель длиною не менее D. Эксцентриситет между осями трубопровода и сопла Вентури должен быть не более $\pm 0{,}02D$. Измерять давление следует перед соплом на расстоянии $(1 \pm 0{,}1)\,D$, температуру — на расстоянии $(2 \pm 0{,}2)\,D$.

Коэффициент истечения C для критических сопел Вентури можно определить по уравнению

$$C = a - b\mathrm{Re}_d^{-n}.$$

Для сопла с тороидальным горлом

$$a = 0{,}9935;\ b = 1{,}525;\ b = 0{,}5 \text{ при } 10^5 \le \mathrm{Re}_d \le 10^7;$$

для сопла цилиндрическим горлом

$$a = 0{,}9887;\ b = n = 0 \text{ при } 3{,}5\cdot 10^5 \le \mathrm{Re}_d \le 2{,}5\cdot 10^6$$

$$\text{и } a = 1;\ b = 0{,}2165;\ b = 0{,}2 \text{ при } 2{,}5\cdot 10^6 \le \mathrm{Re}_d \le 2\cdot 10^7.$$

При выполнении требований к геометрии предельная погрешность коэффициента истечения $\delta_C = \pm 0{,}5\ \%$.

Применение критических сопел Вентури вместо критического сопла позволяет повысить отношение давлений после и до сопла до $p_2/p_1 = 0{,}83$–$0{,}87$.

Критические СУ широко применяются в качестве эталонных средств при поверке и градуировке газовых расходомеров и счетчиков. Эталонные критические сопла градуируются индивидуально. Погрешность градуировки — в пределах 0,08–0,2 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества. — Л.: Машиностроение, 1989.

2. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества веществ: Справочник. Кн. первая. Расходомеры переменного перепада давления, переменного уровня, тахометрические расходомеры и счетчики. — СПб.: Политехника, 2002.

3. Цейтлин В.Г. Техника измерения расхода и количества жидкостей, газов и паров. — М.: Изд-во стандартов, 1981.

4. ГОСТ 9932–75 Е. Реометры стеклянные лабораторные. Технические условия.

5. ГОСТ 8.361–79. ГСИ. Расход жидкости и газа. Методика выполнения измерений по скорости в одной точке сечения трубы.

6. ГОСТ 8.349–81. ГСИ. Расход воды в напорных трубопроводах. Методика измерений методом площадь — скорость.

7. ГОСТ 8.563.1–97. ГСИ. Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Диафрагмы, сопла ИСА 1932 и трубы Вентури, установленные в трубопроводах круглого сечения. Технические условия.

8. ГОСТ 8.563.2–97. ГСИ. Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Методика выполнения измерений с помощью сужающих устройств.

9. ГОСТ 8.563.3–97. ГСИ. Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Процедура и модуль расчетов. Программное обеспечение.

10. ПР 50.2.022–99. ГСИ. Порядок осуществления государственного метрологического контроля и надзора за применением и состоянием измерительных комплексов с сужающими устройствами.

11. МИ 1538–86. МУ. ГСИ. Критические расходомеры. Методика измерений массового расхода газа.

12. МИ 1743–87. ГСИ. Расход природного газа. Методика выполнения измерений осредняющими напорными трубками.

13. МИ 1845–88. ГСИ. Расход воды. Методика выполнения измерений.

14. МИ 1948–88. ГСИ. Расход воды. Методика выполнения измерений сегментными диафрагмами.

15. МИ 2333–95. ГСИ. Расход воды и водяного пара. Методика выполнения измерений при помощи специальных износоустойчивых устройств.

16. МИ 2355–95. ГСИ. Расход и объем жидкости и газа. Методика выполнения измерений расхода жидкости и газа с помощью осредняющих преобразователей скоростного напора.

17. МИ 2578–2000. Рекомендация ГСИ. Методика выполнения измерений количества природного газа в Московской области измерительными комплексами на базе сужающих устройств с регистрацией результатов измерений на диаграммах самопишущих приборов и использование этих результатов при распределении небаланса между поставщиком и потребителями.

18. МИ 2588–2000. Рекомендация ГСИ. Расход и количество жидкостей и газов. Методика выполнения измерений с помощью измерительных комплексов с сужающими устройствами для значения эквивалентной шероховатости измерительных трубопроводов $R_ш \cdot 10^4/D$ свыше 30.

19. МИ 2624–2001. Рекомендация ГСИ. Методика определения допускаемого диапазона измерений и метрологических характеристик измерительных комплексов с сужающими устройствами.

20. МИ 2638–2001. Рекомендация ГСИ. Диафрагмы камерные и бескамерные, устанавливаемые во фланцевых соединениях измерительных трубопроводов. Методика контроля размеров при первичной и периодической поверке измерительных комплексов с сужающими устройствами.

21. РД 50-411–83. Методические указания. Расход жидкостей и газов. Методика измерений с помощью специальных сужающих устройств.

22. Технические материалы ЗАО «СовТИГаз».

23. Технические материалы фирмы «EMERSON Process Management».

24. Технические материалы НПФ «Вымпел».

25. Технические материалы фирмы «YOKOGAWA Electric Corporation».

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 3
1. Основные сведения из гидравлики и термодинамики 6
2. Расходомеры с сужающими устройствами 12
2.1. Принцип действия 12
2.2. Расходомеры переменного перепада давления со стандартными сужающими устройствами 17
2.3. Расходомеры переменного перепада давления со специальными сужающими устройствами 61
3. Измерение расхода напорными трубками 74
3.1. Принцип действия напорных трубок 74
3.2. Измерение расхода с помощью дифференциальных трубок Пито 75
3.3. Измерение расхода усредняющими напорными трубками 80
4. Расходомеры с гидравлическими сопротивлениями 84
5. Средства измерения перепада давления и параметров измеряемой среды 86
6. Измерение расхода и количества при нестационарном режиме течения 96
7. Измерение расхода газа при сверхкритическом перепаде давления 100
Список литературы 103

Александр Петрович Лепявко

РАСХОДОМЕРЫ ПЕРЕМЕННОГО ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ

Учебное пособие

Редактор Н.М. Скрипова

Подп. в печать Формат 60 x 90 1/16
Печать ксерография Объем 6,9 п.л.
Тираж экз. Заказ №

АСМС
Полиграфическая база АСМС
Москва, Волгоградский проспект, 90, корп. 1