МЕЖДУНАРОДНАЯ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКАЯ КОМИССИЯ

СТАНДАРТ МЭК

ПУБЛИКАЦИЯ 534—2—3

Издание первое

1983

РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРОЦЕССОВ

Часть 2. ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ

Раздел 3. МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ



1987

gost.e-ecolog.ru

Советскому комитету МЭК предоставлено право издавать стандарты МЭК на русском языке.

Стандарты МЭК подготавливаются специализированными техническими комитетами, рассматриваются всеми странами — членами МЭК и, являясь выражением международного опыта в соответствующей области электротехники, отражают согласованную международную точку зрения.

Имеется в виду, что страны — члены МЭК должны стремиться к согласованию национальных стандартов со стандартами МЭК в максимальной степени, которая допускается условиями каждой страны.

Издание стандартов МЭК на русском языке имеет целью ознакомление с ними всех заинтересованных организаций, широких кругов советских специалистов и инженерно-технической общественности.

При пользовании стандартами МЭК следует иметь ввиду, что они не могут заменять действующие в Советском Союзе государственные стандарты и другие обязательные к соблюдению нормативные материалы.

Редактор *О. К. Абашкова*
Технический редактор *М. И. Максимова*
Корректор *И. Л. Асауленко*

Сдано в наб. 06.12.86 Подп. в печ. 02.02.87 1,5 усл. п. л. 1,5 усл. кр.-отт. 1,36 уч.-изд. л. Тир. 800 экз. Цена 5 коп.

Ордена «Знак Почета» Издательство стандартов, 123840, Москва, ГСП, Новопресненский пер., 3.
Калужская типография стандартов, ул. Московская, 256. Зак. 2863

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 2
Введение 3
Общие положения 4
Определения 4
Терминология 5
Испытательная установка 6
Погрешность измерений 10
Текучие среды для испытаний 10
Методика испытаний при подаче несжимаемых текучих сред . . . 10
Методика расчетов при подаче несжимаемых текучих сред 13
Методика испытаний при подаче сжимаемых текучих сред . . . 16
Методика расчетов при подаче сжимаемых текучих сред 19
Приложение А. Типичные параметры проверяемых образцов с показом размещения датчиков 22

ПРЕДИСЛОВИЕ

1. Официальные решения или соглашения Международной электротехнической комиссии (МЭК) по техническим вопросам, подготовленные техническими комитетами, в которых представлены все заинтересованные национальные комитеты, выражают с возможной точностью международную согласованную точку зрения по рассматриваемым вопросам.

2. Данные решения в форме международных стандартов принимают все национальные комитеты.

3. В целях содействия международной унификации МЭК выражает пожелание, чтобы все национальные комитеты стран приняли текст настоящего стандарта МЭК в качестве их национальных стандартов, насколько это допускают условия данной страны. Любые расхождения между стандартами МЭК и соответствующими национальными стандартами должны быть по возможности четко оговорены в национальных стандартах.

ВВЕДЕНИЕ

Этот стандарт подготовлен подкомитетом 65В Технического комитета 65 МЭК «Измерение и управление в промышленных процессах».

Первая редакция проекта этого стандарта обсуждалась на заседании во Флоренции в 1978 г. Пересмотренный проект Документ 65В (Центральное Бюро) 25 был разослан национальным комитетам для одобрения по правилу Шести месяцев в декабре 1980 г.

За издание стандарта проголосовали следующие страны:

Австрия	Польша
АРЕ	США
Бельгия	Турция
Болгария	Чехословакия
Бразилия	Швейцария
Великобритания	Швеция
Дания	ЮАР
Канада	Япония
Нидерланды	

Настоящий стандарт представляет собой часть 2, раздел 3 Публикации 534 МЭК «Регулирующие клапаны для технологических процессов». Часть 1. Общие сведения. Документ используется обычным образом, за исключением того, что данный стандарт заменяет пункт 5 части 1.

Другие Публикации МЭК, на которые есть ссылки в настоящем стандарте:

534—1. Регулирующие клапаны для промышленных процессов. Часть 1. Общие сведения.

534—2. Часть 2. Пропускная способность. Раздел 1. Уравнения для расчета числовых значений при прохождении несжимаемого потока текучей среды через устройство в смонтированном состоянии.

534—2—2. Часть 2. Пропускная способность. Раздел 2. Уравнения для расчета числовых значений при прохождении сжимаемого потока текучей среды через устройство в смонтированном состоянии.

РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРОЦЕССОВ

Часть 2. ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ

Раздел 3. МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ

1. Общие положения

Настоящий стандарт распространяется на регулирующие клапаны для промышленных процессов и устанавливает методики испытаний для определения пропускной способности. Эти методики используют для нахождения следующих переменных для уравнений, приведенных в Публикации МЭК:

534—2. Регулирующие клапаны для промышленных процессов. Часть 2. Пропускная способность. Раздел 1. Уравнения для расчета числовых значений при прохождении несжимаемого потока текучей среды через устройство в смонтированном состоянии.

534—2—2. Часть 2. Пропускная способность, раздел 2. Уравнения для расчета числовых значений при прохождении сжимаемого потока текучей среды через устройство в смонтированном состоянии:

a) коэффициент расхода C,

b) коэффициент восстановления давления жидкости F_L

c) объединенный коэффициент восстановления давления жидкости и коэффициент формы трубопровода F_{LP}

d) коэффициент формы трубопровода F_P

e) отношения разности давлений X_T и X_{TP}.

Методики испытаний для определения коэффициента критического давления жидкости F_F и числа Рейнольдса F_R не приведены; однако даны общие указания по их определению.

2. Определения

В настоящем стандарте приведены определения по Публикациям МЭК

534—1 Регулирующие клапаны для промышленных процессов. Часть 1. Общие сведения; 534—2 и 534—2—2.

3. Терминология

Обозначение символа	Определение	Единица измерения
C	Коэффициент расхода (A_v, K_v, C_v)	Разные (см. Публикацию МЭК 534—1)
d	Номинальный размер клапана (DN)	мм
F_F	Коэффициент критического давления жидкости	Безразмерный
F_L	Коэффициент восстановления давления жидкости в регулирующем клапане без прикрепленных фитингов	То же
F_{LP}	Объединенный коэффициент восстановления давления жидкости и коэффициент формы трубопровода для регулирующего клапана с прикрепленными фитингами	»
F_P	Коэффициент формы трубопровода	»
F_R	Коэффициент Рейнольдса	»
F_γ	Коэффициент теплоемкости	»
M	Молекулярная масса протекающей текучей среды	»
N_1, N_9	Значения постоянных (см. табл. 3)	Разные
p_c	Термодинамическое критическое давление	кПа или бар (см. примечание 1)
p_v	Давление паров жидкости при температуре на входе	кПа или бар
p_1	Абсолютное давление на входе, измеренное датчиком давления входного потока	кПа или бар
p_2	Абсолютное давление на выходе, измеренное датчиком давления выходного потока	кПа или бар
Δp	Перепад давлений между входным и выходным потоками, измеренными датчиками давления (p_1—p_2)	кПа или бар
Δp_{max}	Максимальный перепад давлений	кПа или бар
$\Delta p_{max(L)}$	Максимальное эффективное значение Δp, измеренное без прикрепленной соединительной арматуры	кПа или бар
$\Delta p_{max(LP)}$	Максимальное эффективное значение Δp, измеренное с прикрепленной соединительной арматурой	кПа или бар
Q	Объемный расход	м³/ч (см. примечание 2)
Q_{max}	Максимальный объемный расход (при дросселировании потока)	м³/ч (см. примечание 2)
$Q_{max(L)}$	Максимальный объемный расход несжимаемых текучих сред (при дросселировании потока и без прикрепленной соединительной арматуры)	м³/ч
$Q_{max(LP)}$	Максимальный объемный расход сжимаемых текучих сред (при дросселировании потока и с прикрепленной соединительной арматурой)	м³/ч

Обозначение символа	Определение	Единица измерения
$Q_{max(T)}$	Максимальный объемный расход сжимаемых текучих сред (при дросселировании потока и без прикрепленной соединительной арматуры)	м³/ч (см. примечание 2)
$Q_{max(TP)}$	Максимальный объемный расход сжимаемых текучих сред (при дросселировании потока и с прикрепленной соединительной арматурой)	м³/ч (см. примечание 2)
Re_v	Коэффициент Рейнольдса для данного клапана	Безразмерный
T_1	Абсолютная температура на входе	К
T_s	Исходное значение температуры для стандартных условий	°С
x	Отношение разности давлений к абсолютному давлению на входе ($\Delta p/p_1$)	Безразмерный
x_T	Отношение разности давлений для регулирующего клапана без прикрепленной соединительной арматуры	То же
x_{TP}	Отношение разности давлений для регулирующего клапана с прикрепленной соединительной арматурой	»
Y	Коэффициент расширения	»
Z	Коэффициент сжимаемости ($Z=1$ для тех газов, характеристики которых соответствуют характеристике идеального газа)	»
γ	Удельная теплоемкость	»
v	Кинематическая вязкость, сСт	10^{-6} м²/с (см. примечание 3)
ρ/ρ_0	Относительная плотность /$\rho/\rho_0=1$ для воды при температуре 15,5 °С/	Безразмерный

Примечания:

1. 1 бар = 10^2 кПа = 10^5 Па.
2. Для сжимаемых текучих сред объемный расход потока, выраженный в м³/ч и обозначенный символом Q, получен полностью при стандартных условиях: абсолютное давление 101,325 кПа (1,01325 бар), температура 0 или 15,5 °С (см. табл. 3).
3. Сантистокс (сСт) = 10^{-6} м²/с.

4. Испытательная установка

Общая схема испытательной установки приведена на рис. 1.

4.1. Проверяемый образец

Проверяемый образец представляет собой клапан или комбинацию из клапана, сужающегося и расширяющегося патрубков или другой арматуры, на которых проводят данные испытания. Допускается в соответствии с требованиями настоящего стандарта проверять образцы, изготовленные в меньших размерах или с номинальными размерами.

При проверке модели образца следует обращать внимание на основные параметры — на коэффициент Рейнольдса для потока те-

кучей среды, проходящей через заполненный трубопровод; на число Маха для случаев, где большое значение имеет сжимаемость; на аналогичность геометрической формы модели и действительного образца.

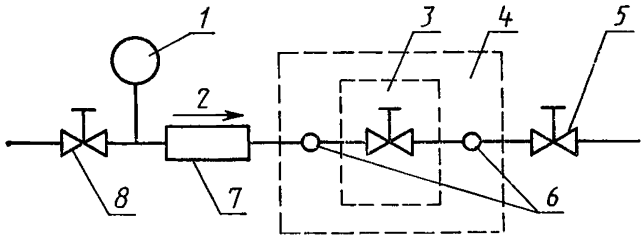


Рис. 1. Основная схема испытательной установки:

1—прибор для измерения температуры; *2*—направление потока текучей среды; *3*—проверяемый образец (см. п. 4.1); *4*—испытываемый участок; *5*—дроссельный клапан выходного потока; *6*—датчики давления; *7*—устройство для измерения параметров потока; *8*—дроссельный клапан входного потока

4.2. Испытываемый участок

На испытываемом участке смогут помещать два прямых отрезка трубы, длины которых указаны в табл. 1. Трубы входного и выходного потоков, подключенные к проверяемому образцу, должны соответствовать номинальным размерам соединений проверяемого образца.

Внутренний диаметр трубы может отклоняться не более чем на два процента от действительного внутреннего диаметра на концах проверяемого образца. Это относится к клапанам, номинальный размер которых меньше и равен DN 250, а их номинальное давление меньше и равно PN 100.

Для клапанов с номинальным размером более DN 250 внутренний диаметр на входе и выходе проверяемого образца должен соответствовать внутреннему диаметру подключенного трубопровода.

Внутренняя поверхность труб не должна иметь ржавчины, накипи или других неровностей, которые могут вызвать нарушение потока.

4.3. Дросселирующие клапаны

Дроссельный клапан входного потока используют для регулировки входного давления испытываемого участка. Дроссельный клапан выходного потока используют для регулировок во время испытаний. Совместное их регулирование позволяет контролировать разность давлений между датчиками давлений на испытываемом участке и поддерживает необходимое давление выходного потока.

Дроссельные клапаны могут быть любого типа. Клапан входного потока необходимо выбирать и располагать так, чтобы он не влиял на погрешность измерения параметров потока. Дроссельный клапан выходного потока может быть больше номинального размера проверяемого образца, чтобы обеспечить дросселирование в

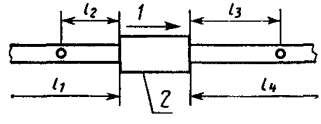
проверяемом образце. При испытаниях с подачей жидкости необходимо исключить ее испарение из клапана входного потока.

4.4. Измерение параметров потока

Устройство для измерения параметров потока может находиться на входе или выходе потока испытываемого участка. Этот прибор может быть любым устройством определенной точности, а его калибровку следует проводить так часто, как это необходимо для поддержания заданной точности. Прибор используют для измерения истинного усредненного во времени расхода с погрешностью ±2 % действительного значения. Разрешающая способность и повторяемость данных этого прибора должны быть в пределах 0,5 %.

Таблица 1

Требования к трубопроводу испытываемого участка

l_1	l_2	l_3	l_4	Стандартное размещение узлов испытываемого участка
Не менее чем в 20 раз больше номинального диаметра трубы	В два раза больше номинального диаметра трубы	В шесть раз больше номинального диаметра трубы	Не менее чем в 7 раз больше номинального диаметра трубы	

Примечания:

1. При необходимости можно использовать струевыпрямители. Если их применяют, то длину l_1 можно уменьшать до размера, который не менее чем в 10 раз превосходит номинальный диаметр трубы.

2. Датчики давления размещают на входе и выходе проверяемого образца и рассматривают как единое целое. Проверяемый образец может быть простым регулирующим клапаном или регулирующим клапаном с любой комбинацией прикрепленных фитингов (см. приложение А).

3. Если входной поток нарушается двумя последовательно соединенными коленами, расположенными в разных плоскостях, то размер l_1 должен быть в 20 раз больше номинального диаметра трубы, если не используют струевыпрямитель.

4.5. Датчики давления

На трубопроводе испытываемого участка должны находиться датчики давления в соответствии с требованиями табл. 1; они должны соответствовать конструкции, приведенной на рис. 2. Если в трубопроводе поток неравномерный, то возможно, что понадобится несколько датчиков давления для обеспечения необходимой точности измерений.

Диаметр отверстия для датчика давления b должен быть не менее 3 мм и не более 12 мм или $^1/_{10}$ номинального диаметра трубы в зависимости от того, что меньше. Датчики давления входного и выходного потоков должны иметь одинаковый диаметр.

Отверстие должно быть круглым, его края должны быть чистыми и острыми или слегка округленными, не иметь заусенцев, стружек на краях или других неровностей.

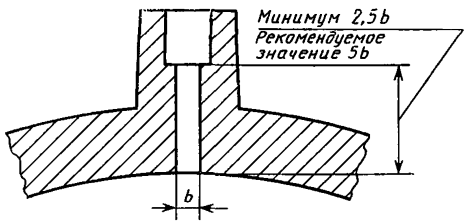
Физические соединения можно делать любыми методами, но при условии выполнения указанных выше рекомендаций. Не допускается, чтобы соединительная арматура проходила внутрь трубы.

4.5.1. *Несжимаемые текучие среды*

Центровые линии датчика следует располагать горизонтально, чтобы уменьшать вероятность захвата воздуха или скопление загрязнений в датчиках; эти линии должны пересекаться под прямыми углами с центровыми линиями трубопровода.

4.5.2. *Сжимаемые текучие среды*

Центровые линии следует располагать горизонтально или вертикально над трубой, чтобы уменьшать вероятность захвата загрязнений, эти линии должны пересекаться под прямыми углами с центровыми линиями трубопровода.



b—диаметр отверстия для датчика давления минимум 3 мм, максимум 12 мм (см. п. 4.5)

Рис. 2. Рекомендуемая конструкция для подключения датчика давления

4.6. Измерение давления

Измерения давлений и разности давлений следует проводить с погрешностью ±2 %. Приборы для измерения давления калибруют для обеспечения указанной точности измерений.

4.7. Измерение температуры

Температуру текучей среды на входе измеряют с погрешностью ±1 К. В процессе испытаний при подаче любого потока его температура должна быть постоянной и отклоняться от своего значения не более чем на ±3 К.

Пробник для измерения температуры необходимо выбирать и размещать так, чтобы он оказывал минимальное влияние на поток и на операции измерения давления.

4.8. Перемещение клапана

В процессе испытаний при подаче любого потока перемещение клапана должно быть постоянным с отклонением от номинального значения не более чем на ±0,5 %.

4.9. Установка проверяемого образца

Центровка оси трубопровода испытываемого участка входа и выхода проверяемого образца должна соответствовать следующим данным

Размер трубы (номинальный)	Допустимое отклонение осей
DN 15 — DN 25	0,8 мм
DN 32 — DN 150	1,6 мм
DN 200 и больше	0,01 от номинального диаметра трубы

Проверяемый образец необходимо ориентировать так, чтобы поток не создавал скоростной напор в датчике давления. Например, при испытаниях шарового затвора вал клапана необходимо выравнять с отверстиями датчиков давлений испытываемого участка.

Внутренний диаметр каждого уплотнения должен быть соответственно подобран по размеру, а размещать его следует так, чтобы уплотнение не входило внутрь трубы.

5. Погрешность измерений

При выполнении требований настоящего стандарта предполагается, что допускаемое отклонение коэффициента расхода $C = \pm 5$ %.

6. Текучие среды для испытаний

6.1. Несжимаемые текучие среды

Основная текучая среда — вода при температуре от 5 до 40 °С. Допускается использовать ингибиторы, чтобы предотвращать или замедлять коррозию, а также исключать нарастание органических веществ. Необходимо исключать заметное влияние ингибиторов на результаты испытаний.

6.2. Сжимаемые текучие среды

Основная текучая среда, применяемая для испытаний, — воздух или другие сжимаемые текучие среды. Не допускается использовать насыщенные пары. Необходимо следить за тем, чтобы во время испытаний не происходило нарастание льда внутри трубопровода.

7. Методика испытаний при подаче несжимаемых текучих сред

В следующих подпунктах приведены указания по проведению различных испытаний. Расчеты коэффициентов приведены в п. 8.

7.1. Методика определения коэффициента расхода C

При определении коэффициента расхода C проводят следующие испытательные операции. Расчет коэффициента рассмотрен в п. 8.3.

7.1.1. Проверяемый образец устанавливают без прикрепленных фитингов в соответствии с требованиями табл. 1.

7.1.2. Испытания при подаче потока включают в себя измерения при трех значениях разности давлений, возрастающих не менее чем

на 15 кПа (0,15 бар). Разность давлений должна быть больше или равна 35 кПа (0,35 бар).

При испытании клапанов с очень малой пропускной способностью может образовываться нетурбулентный поток при рекомендованном значении разности давлений. В этом случае для получения турбулентного потока используют бóльшее значение разности давлений. Необходимо, чтобы минимальное значение коэффициента Рейнольдса Re_v для данного клапана было равно $4 \cdot 10^4$.

При испытаниях клапанов, для которых подают поток на предельных значениях, допускается использовать меньшие значения разности давлений при условии сохранения турбулентности потока.

Необходимо записывать значения отклонения от рекомендованных разностей давлений с указанием причины таких отклонений.

7.1.3. Чтобы выходной участок трубопровода секции для испытаний был заполнен жидкостью и чтобы предотвратить испарение жидкости, входное давление должно быть равно или больше тех минимальных значений, которые приведены в табл. 2. Минимальное входное давление зависит от коэффициента восстановления давления жидкости F_L проверяемого образца.

Если значение F_L неизвестно, то для определения минимального входного давления необходимо найти оценку с завышением погрешности.

Таблица 2

Минимальное входное абсолютное испытательное давление, кПа (бар), в зависимости от F_L и ΔP

F_L	Разность давления, кПа(бар)								
	35 (0,35)	40 (0,40)	45 (0,45)	50 (0,50)	55 (0,55)	60 (0,60)	65 (0,65)	70 (0,70)	75 (0,75)
0,5	280 (2,8)	320 (3,2)	360 (3,6)	400 (4,0)	440 (4,4)	480 (4,8)	520 (5,2)	560 (5,6)	600 (6,0)
0,6	190 (1,9)	220 (2,2)	250 (2,5)	270 (2,7)	300 (3,0)	330 (3,3)	360 (3,6)	380 (3,8)	410 (4,1)
0,7	150 (1,5)	160 (1,6)	180 (1,8)	200 (2,0)	220 (2,2)	240 (2,4)	260 (2,6)	280 (2,8)	300 (3,0)
0,8	150 (1,5)	160 (1,6)	160 (1,6)	170 (1,7)	170 (1,7)	190 (1,9)	200 (2,0)	220 (2,2)	230 (2,3)
0,9	150 (1,5)	160 (1,6)	160 (1,6)	170 (1,7)	170 (1,7)	180 (1,8)	180 (1,8)	190 (1,9)	190 (1,9)

7.1.4. Испытание при подаче потока проводят для определения следующих параметров:

a) номинального коэффициента расхода C при 100 %-ном номинальном перемещении клапана.

b) характеристики, свойственные потоку (по выбору) при 5, 10,

20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 и 100 % и номинального значения перемещений клапана.

Примечание. Для более полного определения характеристики потока испытания при подаче потока допускается проводить при перемещениях, которые меньше 5 % и номинального перемещения клапана.

7.1.5. Записывают следующие данные:

a) перемещение клапана с погрешностью ±0,5 % номинального значения;

b) входное давление p_1 с погрешностью ±2 %;

c) разность давлений p_1—p_2 между датчиками давлений ±2 %;

d) температуру текучей среды на входе T_1 с погрешностью ±1 K;

e) объемный расход с погрешностью ±2 %;

f) барометрическое давление;

g) физическое описание проверяемого образца (т. е. клапана, его номинальные размеры, номинальное давление, направление потока).

7.2. Методика определения коэффициента восстановления давления жидкости F_L и объединенного коэффициента восстановления давления жидкости и коэффициента формы F_{LP}

Для расчета коэффициента F_L (для данного проверяемого образца без прикрепленной соединительной арматуры F_{LP}) для данного проверяемого образца с прикрепленной соединительной арматурой необходимо знать максимальный объемный расход Q_{max} (при дросселировании потока). При постоянных входных условиях дросселируемый поток подвергают вредному воздействию возрастающей разности давлений, что приводит к дальнейшему повышению скорости потока.

Для определения значения Q_{max} применяют указанную ниже методику. Расчет коэффициентов проводят по п. 8.4. Испытания для определения F_L и соответствующего значения C следует проводить при одинаковом перемещении клапана. Экспериментально можно найти эти коэффициенты при любом перемещении клапана, хотя золотник клапана сдвинут на определенное положение.

7.2.1. Необходимо использовать испытываемый участок в соответствии с требованиями п. 4.2 с золотником, установленным в требуемое положение.

7.2.2. Дроссельный клапан выходного потока должен быть полностью открыт. Установив необходимое входное давление, необходимо измерить расход, давление на входе и выходе и записать их. Эти данные позволят определить максимальную разность давлений (p_1—p_2) для проверяемого образца, находящегося на испытываемом участке.

Поддерживая входное давление, проводят второе испытание при разности давлений, сниженной до 90 % разности давлений, определенной при первом испытании. Если во втором случае расход изменится не более чем на 2 % расхода, найденного в первом испы-

тании, то расход, измеренный при первом испытании, можно принять равным Q_{max} .

Измерения следует повторить при большем входном давлении. Если значение Q_{max} не может быть достигнуто при максимальном входном давлении установки, то следует применять другую методику. Значение F_L рассчитывают путем подстановки расхода, найденного при максимальных значениях входного давления и разности давлений. При этом указывают, что для проверяемого клапана $F_L > 0{,}XX$.

7.2.3. Необходимо записать следующие данные:

a) перемещение клапана с погрешностью $\pm 0{,}5$ % номинального значения перемещения;

b) входное давление p_1 с погрешностью ± 2 %;

c) выходное давление p_2 с погрешностью ± 2 %;

d) температуру текучей среды на входе T_1 с погрешностью ± 1 K;

e) объемный расход Q с погрешностью ± 2 %;

p) барометрическое давление;

g) физическое описание проверяемого образца (тип клапана, его номинальные размеры, номинальное давление, направление потока).

7.3. Методика определения коэффициента формы трубопровода F_P

Коэффициент формы трубопровода влияет на коэффициент расхода C в зависимости от соединительной арматуры, прикрепленной к клапану. Коэффициент F_P — отношения значения C для клапана, установленного с прикрепленными фитингами, к номинальному значению C для клапана, установленного без прикрепленной соединительной арматуры, причем испытания клапана проводят в идентичных условиях.

Для определения этого коэффициента клапан устанавливают с желаемой комбинацией прикрепленной к нему соединительной арматурой. Испытания при подаче потока проводят в соответствии с указаниями п. 7.1. Клапан с соединительной арматурой является проверяемым образцом для определения размера трубопровода в секции для испытаний. Например, для проверки клапана DN 100, установленного между сужающимися и расширяющимися патрубками в трубопроводе DN 150, необходимы отверстия для датчиков давления в трубопроводе DN 150.

Методика расчета коэффициента приведена в п. 8.5.

8. Методика расчетов при подаче несжимаемых текучих сред

8.1. Недросселируемый поток

Основное уравнение потока для недросселируемых несжимаемых текучих сред

$$Q = N_1 \cdot F_R \cdot F_P \cdot C \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho / \rho_0}} \,. \qquad (1)$$

Для клапана, установленного без прикрепленной соединительной арматуры, $F_P = 1$, а при протекании турбулентного потока $F_R = 1$. Значения параметра N_1 приведены в табл. 3.

Таблица 3

Значения постоянных N

Константа	Коэффициент расхода C			Единица измерения формульного коэффициента			
	A_v	K_v	C_v	Q	p, Δp, p_v	ρ	T
N_1	$3{,}60\times10^3$ $3{,}60\times10^4$	$1{,}00\times10^{-1}$ 1,00	$8{,}65\times10^{-2}$ $8{,}65\times10^{-1}$	m^3/h m^3/h	kPa bar	kg/m^3 kg/m^3	— —
$N_9(T_s = 0°C)$	$8{,}85\times10^5$ $8{,}85\times10^7$	$2{,}46\times10^1$ $2{,}46\times10^3$	$2{,}12\times10^1$ $2{,}12\times10^3$	m^3/h m^3/h	kPa bar	— —	K K
$N_9(T_s = 15{,}5\,°C)$	$9{,}35\times10^5$ $9{,}35\times10^7$	$2{,}60\times10^1$ $2{,}60\times10^1$	$2{,}25\times10^1$ $2{,}25\times10^3$	m^3/h m^3/h	kPa bar	— —	K K

Примечание. Применение числовых значений констант, приведенных в таблице, взаимоувязаны с практическими единицами измерений, соответствующих коэффициенту пропускной способности в единицах измерений, для которых они определены.

8.2. Дросселируемый поток

Рассматривают два варианта.

8.2.1. *Без прикрепленной соединительной арматуры*

При испытаниях регулирующего клапана без прикрепленной соединительной арматуры

$$Q_{max(L)} = N_1 \cdot F_R \cdot F_L \cdot C \sqrt{\frac{p_1 - F_F\, p_v}{\rho / \rho_0}} \,. \qquad (2)$$

Примечание. Для клапана, установленного без прикрепленной соединительной арматуры, максимальную разность давлений, создающую эффективный поток при дросселировании, определяют выражением

$$\Delta p_{max(L)} = F_L^2 (p_1 - F_F p_v).$$

8.2.2. *При прикрепленной соединительной арматуре*

При испытаниях регулирующего клапана с прикрепленной соединительной арматурой

$$Q_{max(LP)} = N_1 \cdot F_R \cdot F_P \cdot C \sqrt{\left(\frac{F_{LP}}{F_P}\right)^2 \left(\frac{p_1 - F_F\, p_v}{\rho / \rho_0}\right)} \,. \qquad (3a)$$

Обычная форма уравнения (3а) имеет вид

$$Q_{max(LP)} = N_1 \cdot F_R \cdot F_{LP} \cdot C \sqrt{\frac{p_1 - F_F\, p_v}{\rho / \rho_0}} \,. \qquad (3b)$$

Примечание. Для клапана, установленного с прикрепленной соединительной арматурой, максимальную разность давлений, создающую эффективный поток при дросселировании, определяют выражением

$$\Delta p_{\max(LP)} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P}\right)^2 (p_1 - F_F p_v).$$

8.3. Определение коэффициента расхода C

Коэффициент расхода C можно рассчитать как коэффициенты A_v, K_v, C_v. В табл. 3 приведены соответствующие значения N_1, которые зависят от рассчитываемого коэффициента и от измеренного давления.

Используя данные, полученные в п. 7.1, значение C для каждого испытания при подаче потока находят по уравнению:

$$C = \frac{Q}{N_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho/\rho_0}}}. \qquad (4)$$

При подаче воды с заданной температурой $\rho/\rho_0 = 1$.

Три значения, найденные для каждого испытания при подаче потока, должны быть такими, что наибольшее из них не должно превышать наименьшее значение на 4 %. Если полученная разность больше указанного допуска, то испытание при подаче потока следует повторить. Если большие значения разности обусловлены кавитацией, то испытание следует повторить при более высоком давлении на входе.

Коэффициент расхода при каждом перемещении клапана находят как среднее арифметическое трех результатов испытаний, округленных до числа с тремя значащими цифрами.

8.4. Определение коэффициента восстановления давления жидкости F_L и объединенного коэффициента восстановления давления жидкости и коэффициента формы F_{LP}

Коэффициенты F_L и F_{LP} вычисляют по данным, полученным в п. 7.2 и из следующих уравнений.

8.4.1. *Без прикрепленной соединительной арматуры*

При испытаниях регулирующего клапана без прикрепленной соединительной арматуры

$$F_L = \frac{Q_{\max(L)}}{N_1 \cdot C} \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{p_1 - F_F p_v}}. \qquad (5)$$

Если подается вода с заданной температурой, то $\rho/\rho_0 = 1$ и $_F = 0{,}96$.

8.4.2. *При прикрепленной соединительной арматуре*

При испытаниях регулирующего клапана с прикрепленной соединительной арматурой

$$F_{LP} = \frac{Q_{\max(LP)}}{N_1 \cdot C} \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{p_1 - F_F p_v}}. \qquad (6)$$

Если подается вода с заданной температурой, то $\rho/\rho_0=1$ и $F_F=0.96$.

8.5. Определение коэффициента формы трубопровода F_P

Коэффициент F_P находят по приведенному ниже уравнению, используя усредненные значения, полученные в п. 7.3:

$$F_P=\frac{\text{Для клапана, установленного с прикрепленной соединительной арматурой}}{\text{Номинальное значение } C}=\frac{\frac{O}{N_1}\sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{\Delta p}}}{C}. \quad (7)$$

Если подается вода с заданной температурой, то $\rho/\rho_0=1$.

8.6. Определение коэффициента критического давления жидкости F_F

Отношение F_F — истинного давления сужающейся струи при дросселировании потока к давлению паров жидкости при температуре входного потока — находят опытным путем. Этот параметр определяют либо по известному графическому соотношению между F_F и p_v/p_c, либо по эмпирическому уравнению. Обе эти методики приведены в разд. 1. Публикации МЭК 534—2.

8.7. Определение коэффициента Рейнольдса F_R

Отношение F_R — коэффициента расхода, измеренного для данного проверяемого образца при пропускании нетурбулентного потока к коэффициенту расхода, измеренному для того же образца при пропускании турбулентного потока — находят опытным путем.

Аналогичные кривые зависимостей F_R от Re_v получены на основе испытаний многих клапанов с различными размерами, формами и разными значениями раскрыва портов.

Из-за аналогичности и сложности указанных методик испытаний применяют уже известные (опубликованные) кривые такой зависимости. Последняя приведена в Публикации МЭК 534—2.

9. Методика испытаний при подаче сжимаемых текучих сред

Ниже приведены указания по проведению различных испытаний. Расчеты коэффициентов рассмотрены в п. 10.

9.1. Методика определения коэффициента расхода C

При определении коэффициента расхода C проводят следующие испытательные операции. Расчет коэффициента рассмотрен в п. 10.1.

9.1.1. Проверяемый образец устанавливают без прикрепленных фитингов в соответствии с требованиями табл. 1.

9.1.2. Испытания при подаче потока включают в себя измерения при трех значениях разности давлений. Чтобы обеспечить условия протекания, аналогичные условиям для несжимаемой жидкости, отношение разности давлений (к абсолютному давлению на входе — $x=\Delta p/p_1$) должно быть меньше или равно 0,02. Вариант методики расчета приведен в п. 9.2.5.

9.1.3. Испытания при подаче потока проводят для определения следующих параметров:

a) номинального коэффициента расхода C при 100 %-ном номинальном перемещении клапана;

b) характеристики, свойственные потоку (по выбору) при 5, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 и 100 % номинального значения перемещения клапана.

Примечание. Для более полного определения характеристики потока испытания при подаче потока можно проводить при перемещениях, которые меньше 5 % номинального перемещения клапана.

9.1.4. Записывают следующие данные:

a) перемещение клапана с погрешностью ±0,5 % номинального значения перемещения;

b) входное давление p_1 с погрешностью ±2 %;

c) разность давлений $p_1 - p_2$ между датчиками давлений с погрешностью ±2 %;

d) температуру текучей среды на входе T_1 с погрешностью ±1 K;

e) объемный расход Q с погрешностью ±2 %;

f) барометрическое давление;

g) физическое описание проверяемого образца (тип клапана, его номинальные размеры, номинальное давление, направление потока).

9.2. Определение отношений разности давления

x_T и x_{TP}

Параметры x_T и x_{TP} представляют собой предельные отношения разности давлений к абсолютному давлению на входе $\Delta p/p_1$ для текучих сред, у которых $F_\gamma = 1 (\gamma = 1{,}4)$. Эти параметры определяют, если испытания проводят при подаче газов, у которых $F_\gamma = 1$, как это видно из уравнений (10 и 11).

Для расчета коэффициентов x_T (для данного проверяемого образца без прикрепленной соединительной арматуры и x_{TP} (для данного проверяемого образца с прикрепленной соединительной арматурой) надо знать максимальный объемный расход Q_{max} (при дросселировании потока). При постоянных входных условиях дросселируемый поток подвергается вредному воздействию возрастающей разности давлений, что приводит к дальнейшему повышению скорости потока.

Значения указанных параметров вычисляют по пп. 10.2 и 10.3. Для определения параметра Q_{max} выполняют следующие операции.

9.2.1. При испытании образца с перемещением клапана на 100 % номинального значения используют испытательную секцию п. 4.2.

9.2.2. Для получения дросселированного потока давление входного потока может быть любым, поскольку любая результирующая разность давлений, воздействующая на проверяемый образец, обес-

печивает получение дросселируемого потока (рассмотренного в следующем пункте).

9.2.3. Дроссельный клапан выходного потока должен быть полностью открыт. Установив определенное входное давление, надо измерить скорость потока, давление на входе и выходе и записать их. Эти данные позволяют определять максимальную разность давлений (p_1—p_2) для проверяемого образца, находящегося в испытываемом участке.

Поддерживая то же входное давление, проводят второе испытание при разности давлений, сниженной до 90 % разности давлений при первом испытании. Если во втором случае объемный расход отклонится не более чем на 0,5 % расхода, найденной при первом испытании, то можно считать, что максимальный объемный расход определен. Если же это не так, то измерение надо повторить при бóльшем входном давлении.

9.2.4. Записывают следующие данные:

a) перемещение клапана с погрешностью ±0,5 % номинального значения перемещения;

b) входное давление (p_1) с погрешностью ±2 %;

c) выходное давление (p_2) с погрешностью ±2 %;

d) температуру текучей среды на входе T_1 с погрешностью ±1 K;

e) объемный расход Q с погрешностью ±2 %;

f) барометрическое давление;

g) физическое описание проверяемого образца (тип клапана, его номинальные размеры, номинальное давление, направление потока).

9.2.5. Вариант методики испытаний для определения отношений разности давлений x_T и x_{TP} и коэффициента расхода C.

Если в лаборатории по приведенной выше методике определить значение x_T для испытуемого клапана нельзя, то используют следующий способ.

При испытании образца с перемещением клапана на 100 % номинального значения используют испытываемый участок п. 4.2.

Установив определенное входное давление, проводят измерение расхода потока Q, температуры текучей среды на входе T_1 и давления выходного потока. Эти измерения проводят не менее чем для пяти распределенных по всему диапазону значений x (отношение разности давлений к абсолютному давлению на входе).

По полученным данным вычисляют произведение YC

$$YC=\frac{Q}{N_9 \cdot p_1}\sqrt{\frac{M \cdot T_1}{x}},$$

где Y — коэффициент расширения, определяемый выражением

$$Y=1-x/3F_\gamma x_T,$$

здесь $F_\gamma=\gamma/1{,}4$.

Результаты испытаний наносят на график с линейными коорди-

натами (YC) в зависимости от $x_т$, а затем строят линейные функции. Если значение какого-нибудь результата отклоняется от линейной функции более чем на 5 %, то следует проводить дополнительное испытание, чтобы убедиться в аномальном поведении проверяемого образца.

Одна точка YC_1, полученная при испытании, будет соответствовать требованию $YC_1 \geqslant 0{,}97\ YC_0$, где YC_0 соответствует $x \cong 0$.

Одна точка $YC_п$ будет соответствовать требованию $YC_п \leqslant 0{,}83\ YC_0$.

Значение параметра $x_т$ для данного образца находят по линейной функции при $x=0$, $Y=1$.

Значение параметра $x_т$ для данного образца находят по линейной функции при $YC=0{,}667\ C$.

Если используют предложенный метод, то это необходимо отметить.

9.3. Методика определения коэффициента формы трубопровода $F_Р$

Коэффициент формы трубопровода влияет на коэффициент расхода C в зависимости от соединительной арматуры, прикрепленной к клапану. Коэффициент $F_Р$ — это отношение значения C (для клапана, установленного с прикрепленной соединительной арматурой) к номинальному значению C (для клапана, установленного без прикрепленной соединительной арматуры), причем испытания клапана проводят в идентичных условиях.

Для определения этого коэффициента устанавливают клапан с желаемой комбинацией прикрепленной к нему соединительной арматурой. Затем проводят испытания в соответствии с требованиями п. 9.1. При этом считается, что клапан с соединительной аппаратурой является проверяемым образцом для определения размера трубопровода на испытываемом участке. Например, для проверки клапана DN 100, установленного между сужающимися и расширяющимися патрубками в трубопроводе DN 150, понадобятся отверстия для отбора давления в трубопроводе DN 150.

Методика расчета коэффициента приведена в п. 10.4.

10. Методика расчетов при подаче сжимаемых текучих сред

Основное уравнение потока для сжимаемых текучих сред имеет вид

$$Q=N_9 \cdot F_Р \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{\frac{x}{M \cdot T_1 \cdot Z}}\ , \qquad (8)$$

где $Y=1-\frac{x}{3F_\gamma x_т}$, причем $F_\gamma = \gamma/1.4$.

Значения коэффициентов N_9 приведены в табл. 3.

В случае испытаний при подаче потока через клапан без прикрепления соединительной аппаратуры $F_Р = 1$.

Если через регулирующий клапан проходит газ, параметры которого отличны от параметров воздуха, то в конечное значение x (т. е. $F_\gamma x_T$) необходимо вносить поправку в сомножитель $F_\gamma x_T$. Значение x, используемое в любом уравнении для расчета значения или в выражении для определения Y, должно находиться в этих пределах, когда действительная разность давлений больше.

На практике значение Y лежит в пределах от 1 (для очень малых разностей давлений) до 0,667 (для случая дросселируемого потока при $x=F_\gamma x_T$).

10.1. Определение коэффициента расхода C

Коэффициент расхода C можно рассчитать как коэффициенты A_v, K_v или C_v . В табл. 3 приведены соответствующие значения N_9, которые зависят от рассчитываемого коэффициента и от входного измеренного давления.

Используя данные, полученные в п. 9.1, и предполагая, что $Y=1$ рассчитывают коэффициент расхода C для каждого измеренного значения по формуле

$$C=\frac{Q}{N_9\cdot p_1}\sqrt{\frac{M\cdot T_1}{x}}\,. \qquad (9)$$

Для воздуха $M=20$.

Три значения, найденные для каждого испытания, должны быть такими, что наибольшее из них не должно превышать наименьшее значение на 4 %. Если полученная разность больше указанного допуска, то испытание повторяют.

Коэффициент расхода при каждом перемещении клапана находят как среднее арифметическое трех результатов испытаний, округленное до числа с тремя значащими цифрами.

10.2. Определение отношения разности давлений x_T

Значение X_T рассчитывают по результатам, полученным в п. 9.2. Если $x=F_\gamma x_T$, то $Q=Q_{max(T)}$ и $Y=0{,}667$.

$$x_T=\left[\frac{Q_{max(T)}}{0{,}667N_9\cdot C\cdot p_1}\right]^2\left[\frac{M\cdot T_1\cdot Z}{F_\gamma}\right]. \qquad (10)$$

Если при испытаниях в качестве текучей среды используют воздух, то $F_\gamma=1$, $M=29$ и $Z=1$.

10.3. Определение отношения разности давлений x_{TP}

Значение x_{TP} рассчитывают по результатам, полученным в п. 9.2. Если $x=F_\gamma x_{TP}$, то $Q=Q_{max(TP)}$ и $Y=0{,}667$.

$$x_{TP}=\left[\frac{Q_{max(TP)}}{0{,}667N_9\cdot F_p\cdot C\cdot p_1}\right]^2\left[\frac{M\cdot T_1\cdot Z}{F_\gamma}\right]. \qquad (11)$$

Если при испытаниях в качестве текучей среды используют воздух, то $F_\gamma=1$, $M=29$ и $Z=1$.

10.4. Определение коэффициента формы трубопровода F_P

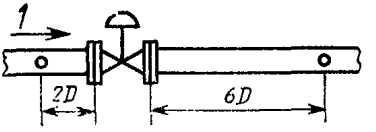
Значение F_P рассчитывают по усредненным данным, полученным в п. 9.3.

$$F_P = \frac{\begin{matrix}C \text{ соответствует клапану,} \\ \text{установленному с прикрепленной} \\ \text{соединительной арматурой}\end{matrix}}{\text{Номинальное значение } C} = \frac{\dfrac{Q}{N_9 \cdot p_1}\sqrt{\dfrac{M \cdot T_1}{x}}}{C}. \qquad (12)$$

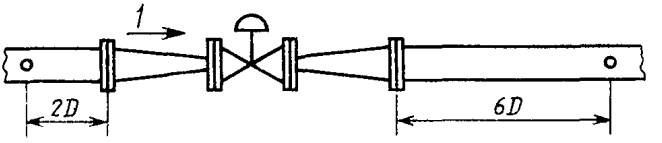
Если при испытаниях в качестве текущей среды используют воздух, то $M = 29$.

Типичные параметры проверяемых образцов с показом размещения датчиков

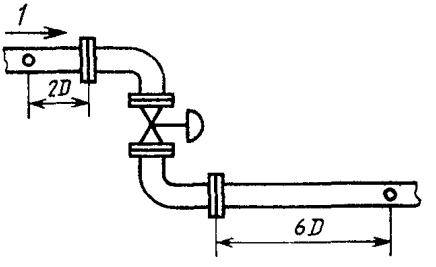
a — регулирующий клапан



b — регулирующий клапан с сужающимися и расширяющимися патрубками



c—регулирующий клапан с коленчатыми патрубками



d — регулирующий клапан с байпасом

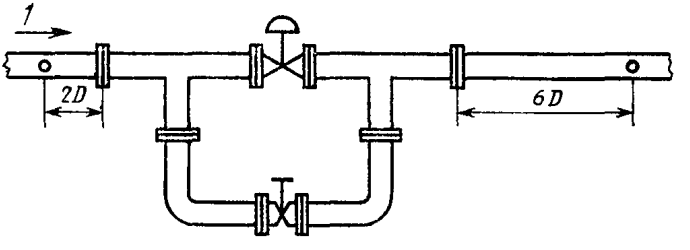


Рис. 3.

1—направление потока текучей среды

gost.e-ecolog.ru