

Глава V

ИЗМЕРЕНИЕ КОЛИЧЕСТВ ГАЗА ПУТЕМ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ИЗМЕРЕНИЯ СКОРОСТИ ГАЗОВОГО ПОТОКА

В предшествующей главе были описаны методы и приборы для непосредственного определения количества газа в объемных единицах. Но объемное количество газа, протекающего, например, по трубопроводу, может быть также найдено, если измерить скорость движения газового потока; зная скорость потока w и площадь сечения трубопровода F , можно определить объем протекающего газа V по формуле:

$$V = F \cdot w.$$

Если скорость w выражена в $м/сек$, площадь F в $м^2$, то объем V получится в $м^3/сек$.

Последующие страницы этой книги посвящены описанию методов и приборов, служащих для измерения скорости газового потока или непосредственно с помощью анемометров, описываемых в данной главе, или путем предварительного изменения для этой цели физического или химического состояния измеряемого потока (искусственного изменения скорости потока, измерения разности между статическим и динамическим давлением, искусственного подогрева газа и т. д.). Определив таким образом скорость потока, нетрудно затем исчислить и объем или вес протекающего газа; в ряде случаев сам измерительный прибор выполняет роль указателя непосредственно объема или веса газа.

При измерении скорости потока анемометрами, описываемыми в данной главе, является весьма существенным знать, как распределяются эти скорости по всему сечению трубопровода.

В главе I уже было указано, что не во всех точках сечения трубопровода господствует одинаковая скорость. В середине трубы скорость обычно наивысшая; чем грубее и шероховатее поверхность стенок трубы или канала, тем сильнее падает скорость по направлению к стенкам трубы. Скорость зависит от вихревых движений газа и часто она с одной стороны меньше, чем с другой.

Не имея на то особенных оснований, часто принимают какое-нибудь постоянное отношение между средней скоростью и скоростью в определенной точке, в то время как это отношение

может меняться вследствие завихрений, отложений на стенках и т. п.

В трубопроводах, открытых с одной стороны, можно наглядно установить распределение скоростей потока по всему поперечному сечению трубы, во всех точках поперечного сечения при помощи, например, пучка легких шелковых нитей (ниточки длиной в 3—4 см, укрепленные на проволоках). Этим путем можно также установить завихрения, вызывающие изменение скоростей потока по сечению.

Иначе обстоит дело с закрытыми трубопроводами. В этом случае для оценки распределения скоростей необходимо прибегнуть к опыту.

Производственные трубопроводы делаются большей частью клепанными или из грубого чугуна и имеют неровную внутреннюю поверхность; кроме того, с течением времени на внутренней поверхности производственных трубопроводов осаждаются ржавчина, пыль, смола, нафталин или другие механические примеси, обычно имеющиеся в любом техническом газе. Все эти факторы изменяют коэффициент трения в разных точках трубопровода, меняют диаграмму распределения скоростей, отдельные струйки газа перестают течь параллельно оси трубопровода, у стенок трубопровода создаются турбулентные движения.

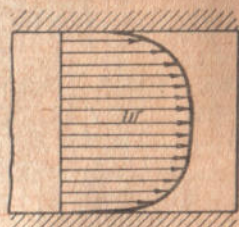


Рис. 115.

На прямом отрезке трубопровода струйки газа направлены наиболее равномерно и скорость распределена наиболее симметрично к оси. На кривых участках распределение скорости несимметрично, а у стенок возникают более сильные завихрения. Но даже в прямых трубопроводах вдоль стенок возникают завихрения, вследствие указанных причин—неровной поверхности, шероховатости стенок, загрязнений, что можно заметить, например, во всех дымовых трубах по поднимающемуся дыму: дым движется с большей скоростью по оси дымовой трубы, на стенках он задерживается, образуются клубы дыма, которые принимают вращательно-поступательное движение.

На приведенных ниже рисунках графически изображены некоторые случаи распределения скоростей.

На рис. 115 изображено нормальное распределение скоростей; рис. 116 изображает состояние, которое также следует считать нормальным в заводских условиях; рис. 117 дает распределение скоростей для трубы диаметром в свету 400 мм при осевой скорости в 14,88 м/сек; рис. 118 дает то же самое для трубы 600 мм, но для всасывающего трубопровода (средняя скорость равна 7,19 м/сек); диаграмма на рис. 119 показывает влияние на распределение скоростей отложений на стенке трубы; диаграмма на рис. 120 дает картину изменения скоростей, вызванного такими отложениями.

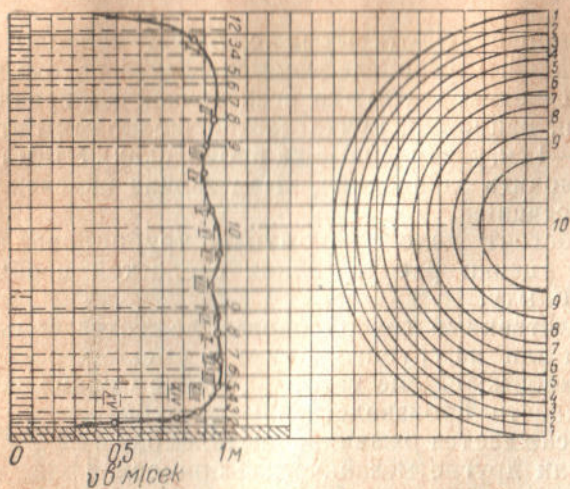


Рис. 116.

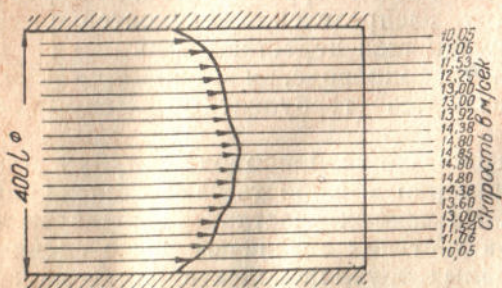


Рис. 117.

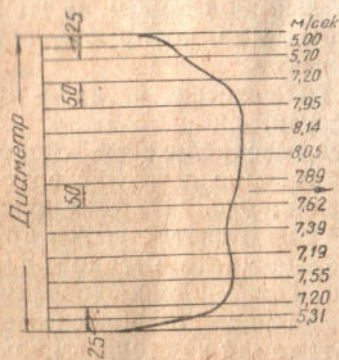


Рис. 118.



Рис. 119.

Кривая распределения скоростей по сечению трубопровода как будто бы мало меняется при различных скоростях. Это подтверждается опытами Контцена (Contzen), представленными на его диаграмме (рис. 121); обе кривые *A* и *B* были сняты при различных скоростях, но имеют аналогичную форму.

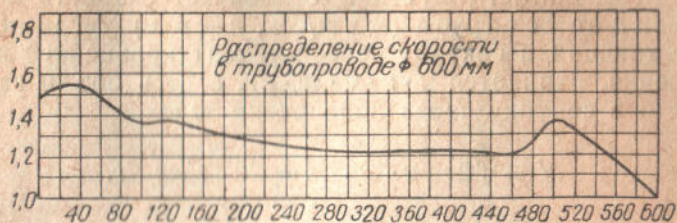


Рис. 120.

В добавление к диаграммам приводим еще пару заводских примеров.

В трубе с внутренним диаметром 400 мм осевая скорость составляла 13,8 м/сек, а средняя — 11,9 м/сек., т. е. округленно 86% осевой скорости (которая обычно бывает и максимальной); в 600-миллиметровой трубе при осевой скорости в 9,2 м/сек средняя скорость составляла 91,9% осевой; в трубе с диаметром в

1000 мм Ричель (Rietschel) нашел среднюю скорость, равную 89% осевой (3,8 м/сек); из ряда других измерений вытекает, что средняя скорость на 10—15% меньше скорости, господствующей в середине трубы.

Эти примеры показывают, что соотношения между осевой скоростью и средней скоростью потока в трубопроводе колеблются в довольно широких пределах и поэтому в тех случаях практики, когда надо знать точное количество протекающего по трубопроводу газа, определение только одной осевой скорости потока является недостаточным.

При точных подсчетах необходимо разделить поперечное сечение потока на приблизительно равновеликие по плоскости участки и в центре каждого участка провести измерение скорости; среднее значение измеренных соответствующими прибо-

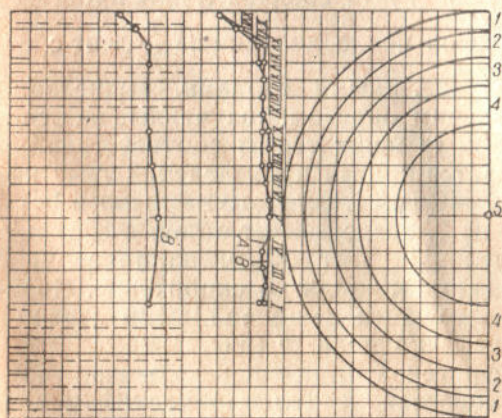


Рис. 121. Кривые изменения распределения скоростей потока в зависимости от величины скоростей.

рами скоростей, помноженное на поперечное сечение канала, дает искомое количество газа. Еще точнее—замеренные скорости нанести на чертеж и определить величину средней скорости газового потока методом графического интегрирования.

При этом следует поступить следующим образом [по Розенмюллеру (Rosenmüller)]: пусть w обозначает скорость потока на расстоянии r от оси трубы (w в м/сек, r —в м); тогда объем газа, протекающий в секунду через элемент кольцевого поперечного сечения, равняется $2 \cdot r \cdot \pi \cdot w \cdot dr$, а весь объем газа, протекающего в секунду через поперечное сечение

$$V = \int_0^R 2r \cdot \pi \cdot w \cdot dr = 2\pi \int_0^R r \cdot w \cdot dr.$$

Отсюда средняя скорость составляет в м/сек:

$$w_{cp} = \frac{2}{R^2} \cdot \int_0^R r \cdot w \cdot dr.$$

Таким образом, для того, чтобы найти среднюю скорость, можно или: 1) изобразить кривую $w = f(r^2)$ и определить путем планиметрирования среднюю линию, которая непосредственно дает среднюю скорость для площади данной кривой, или же 2) изобразить кривую $w = f(r)$, тогда средняя линия площадей дает значение $\frac{1}{r}(wr)dr$, которая после деления на $\frac{r}{2}$ дает среднюю скорость. Во втором случае, иными словами, вычисление интеграла происходит следующим образом: полученные на основании опытов значения кривой w множатся на соответственные значения r , и затем изображается кривая произведений $r \cdot w$ как функции от r . Площадь, заключенная между этой кривой и осью абсцисс (ось r), помноженная на 2, представляет объем в секунду, выраженный в м³/сек; разделивши этот объем на поперечное сечение в месте измерения, находим среднюю скорость w . Соответственный ей радиус r можно найти на кривой распределения скоростей в качестве абсциссы скорости w (рис. 122).

Рис. 123 также дает графическое определение средней скорости по распределению скоростей в цилиндрической трубе. Кривые на рис. 123 построены на основании следующих измерений, проведенных в трубе с просветом в 1,0 м.

	$S = 0$	0,05	0,19	0,42	0,63	0,77	0,91 м
Соответственно	$r = 0,47$	0,42	0,28	0,05	-0,16	-0,30	-0,44 м
Было измерено:	$w = 2,6$	2,9	3,2	3,5	3,4	3,3	3,0 м/сек
Отсюда	$wr = 1,22$	1,22	0,895	0,175	0,54	0,99	1,32
и	$r^2 = 0,221$	0,176	0,0784	0,0026	0,0256	0,090	0,1936

Из рис. 123, *с* при планиметрировании получено прямо среднее значение для скорости $w_m = 3,08$ м/сек; но из рис. 123, *б* получается при планиметрировании $(w \cdot r)_m = 0,777$, отсюда $w_m = \frac{0,777}{0,25} = 3,11$ м/сек.

Расхождение объясняется тем, что в точности неизвестно, какой вид должна иметь кривая у края. Эта неуверенность в действительности больше, нежели кажется из рис. 123, *а*.

Можно рекомендовать следующий простой метод, делающий излишним планиметрирование, — особенно удобный в тех случаях, когда проводится несколько опытов с одним и тем же диаметром.

Делят диаметр на большое число частей таким образом, чтобы получающиеся площади концентрических колец были одинаковы; по кривой распределения скоростей определяют высоты, соответствующие этим кольцам; среднее арифметическое этих высот дает w_{cp} , или w_m , как эта средняя скорость обозначена на рисунке 123.

Для успокоения течения газового потока или же для равномерного его распределения по сечению и устранения завихрений рекомендуется устанавливать в трубопроводе проволочные сетки или латунную марлю (до 13,5 ниток на 1 см). Иногда ту же роль выполняют несколько перегородок из продырявленной жести или же пучок трубок.

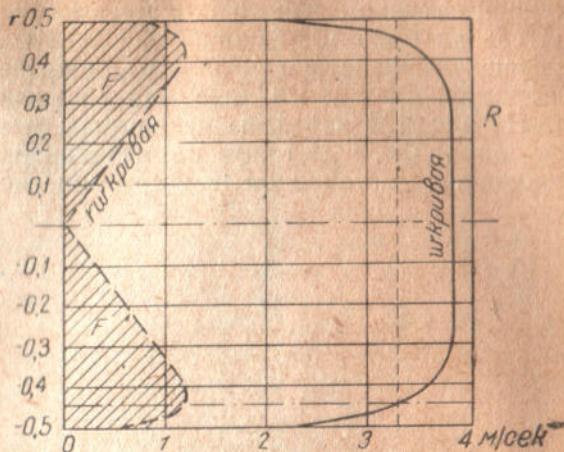


Рис. 122.

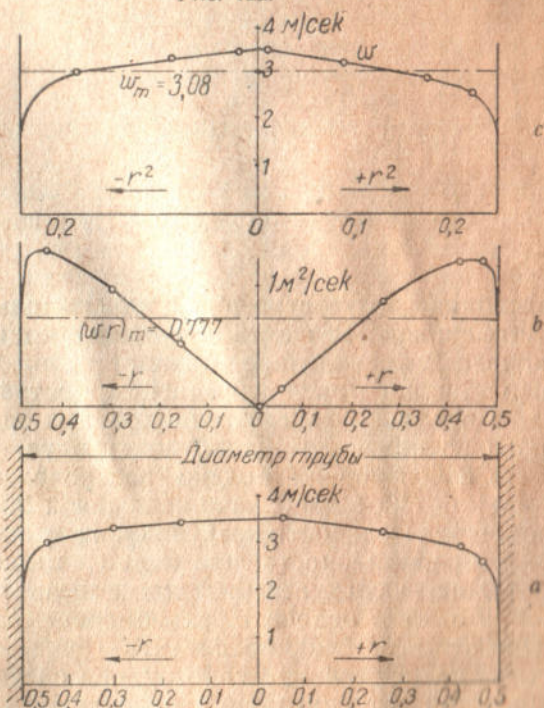


Рис. 123.

Брандис (Brandis) также применял при своих опытах, о которых будет сказано дальше, кольца („сита“), обтянутые проволоочной латунной тканью (толщина проволоки около 0,3 мм, 15 петель на 1 дюйм). Такого рода сита вследствие своего запруживающего действия устраняют неправильность распределения скоростей в такой же мере, как длинный трубопровод.

На рис. 124 нанесены результаты измерений, полученные в трубопроводе, в котором нормальное распределение скоростей нарушалось установкой полукруглой заслонки. Действие этой

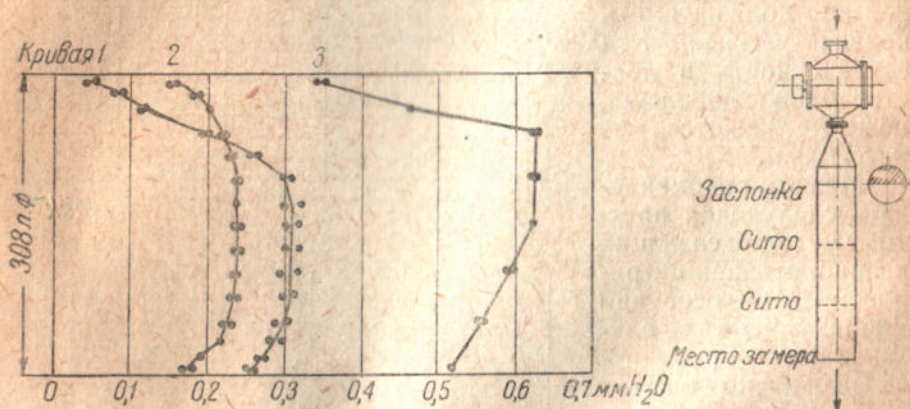


Рис. 124. Влияние установки сит на выравнивание скоростей.

заслонки соответствовало приблизительно действию полуоткрытого шибера. Без сита получилась кривая 1, с двумя ситами — кривая 2, которая представляет собой полное выравнивание неравномерного распределения скоростей. Обе кривые были сняты в нагнетательном трубопроводе при одинаковой подаче воздушного потока коловратной воздуходувкой. При удалении одного сита и при той же подаче распределение осталось приблизительно такое же, как на кривой 2. Однако при увеличении производительности воздуходувки снова наступала первоначальная неравномерность, что видно из кривой 3.

Отсюда следует, что применение достаточного количества сит может обеспечить равномерное распределение скоростей. При этом необходимо следить, чтобы сита были чистые, ибо частично засоренное сито будет действовать как заслонка. Недостаток сит состоит в значительной потере давления, вызванной сопротивлением.

Для определения как осевых скоростей потока в трубопроводе, так и местных скоростей в отдельных точках сечения трубопровода могут служить различные системы и конструкции анемометров.

Анемометр состоит из двигательного механизма, на который действует поток газа или воздуха, и соединенного с этим двигательным механизмом измерительного прибора. Измерение при помощи анемометра основано на том, что по числу оборотов механизма в секунду, перенесенных на счетный прибор—счетчик оборотов—закljučают о скорости газа или о количестве газа. Вместо счетчика оборотов можно пользоваться электрическим или тахометрическим прибором.

Анемометрический метод измерения воздуха известен уже давно. Соответствующие приборы являются подражанием давно известных ветряных мельниц. Анемометры были впервые описаны Лейпольдом (Leupold) в его книге „Theatrum machinarum generall“ еще в 1724 г.; следовательно, их начало берется, как это часто ошибочно считают, не от Вольтмана (Woltmann), подробно описавшего их в своем труде „Theorie und Gebrauch des Hydrometrischen Flügels“ („Теория и применение гидрометрического крыла“), вышедшем в 1790 г.

В прошлом анемометры применялись главным образом для измерения скорости ветра, скорости воздуха в отопительных и вентиляционных установках (например, приток свежего воздуха в горном деле) и т. д. В более позднее время появились конструкции, пригодные для применения в каналах, в закрытых трубопроводах.

Различают следующие виды анемометров: 1) крыльчатые, 2) чашечные, 3) маятниковые и 4) статические.

Крыльчатые анемометры. Крыльчатое колесо, как это явствует из самого названия, состоит из нескольких крыльев, расположенных звездообразно на одном валу и наклоненных к плоскости колеса, перпендикулярной к оси. Поток, дующий в направлении оси, попадая на крылья, вращает их; при отсутствии трения в приборе создается окружная скорость колеса такой величины, что осевая скорость в минуту будет равна скорости ветра. В этих приборах лопатки обычно бывают плоские; при среднем наклоне их к плоскости, перпендикулярной к оси, в 45° , центр тяжести лопаток получил бы скорость, равную скорости ветра, следовательно на окружности были бы еще большие скорости. Если лопатки наклонены к плоскости колеса меньше, чем на 45° , то окружная скорость будет больше скорости ветра. Значительным скоростям ветра соответствуют значительные центробежные силы; происходит также значительное давление ветра в направлении оси, пока колесо еще не приняло скорости ветра, т. е. при включении в воздушное течение. Из всего сказанного следует, что при помощи крыльчатого колеса можно измерять лишь умеренные скорости ветра, так как при больших скоростях колесо подвергается опасным напряжениям.

Крылья анемометра изготавливаются из алюминия или алюминиевых сплавов; стальная ось укрепляется на алмазных подшипниках.

Показания анемометра не подвергаются значительному влиянию отклонения воздушной струи от своего нормального направления, перпендикулярного к плоскости окружности крыльев. В виду значительной разницы в деталях и форме существующих типов анемометров не представляется возможным дать какие-либо общие зависимости по данному вопросу.

Можно указать только на порядок ошибок, возникающих при отклонении струи от направления оси вращения прибора. Данные, приведенные на рис. 125, получены Ф. С. Johansen'ом и

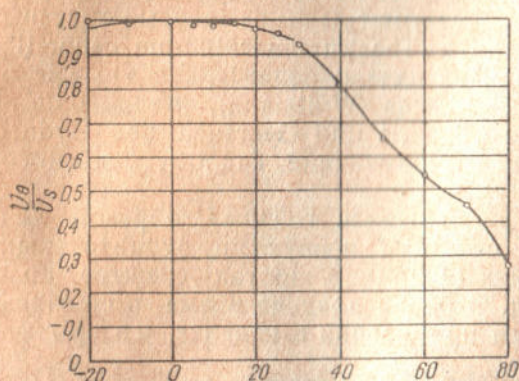


Рис. 125. Влияние отклонения потока от направления оси вращения анемометра.

W. I. Duncan'ом при градуировании анемометра обычного типа. Прибор был помещен в воздушный поток, совместно с другим заранее градуированным анемометром, который должен был служить в качестве стандарта. Приборы были помещены на достаточном расстоянии друг от друга, но в одном живом сечении потока, чтобы исключить возможность влияния одного прибора на другой. Отчеты брались одновременно по обоим

инструментам, причем стандартный инструмент был неподвижно закреплен в нормальном положении и показывал истинную скорость за время наблюдений; второй инструмент при наблюдениях поворачивался на разный угол по отношению к положению стандартного прибора и направлению воздушной струи. При каждом новом положении последнего брались показания

обоих приборов и вычислялось отношение $\frac{v_\theta}{v_s}$, где v_θ — скорость, показываемая отклоненным инструментом при угле отклонения θ и v_s — истинная скорость измерения стандартным прибором.

На рис. 125 дана кривая зависимости $\frac{v_\theta}{v_s}$ от угла отклонения, где видно, что при угле около 20° ошибка не превосходит 1%. Из этого следует, что нет оснований опасаться значительных ошибок в том случае, если направление движения потока известно недостаточно точно.

При нормальных условиях анемометр должен употребляться для измерения таких скоростей, которые должны быть больше минимальной скорости, приводящей крылья анемометра в движение из состояния покоя.

При этих условиях было найдено, что можно пренебрегать трением в подшипниках и считать, что скорость вращения

крыльев зависит только от скорости воздуха и не зависит от его плотности.

Показания хорошего анемометра, для которого сопротивление трения ничтожны, не требуют поправки на давление и температуру, при условии, что анемометр вращается не слишком медленно. Для специальных работ при низких скоростях влияние изменения плотности получается уже значительным и поэтому должно быть учтено.

Как было уже указано, скорость не остается постоянной в пределах одного и того же сечения трубы, а меняется при переходе от одной точки к другой. Отсюда следует, что в плоскости самого анемометра скорости также не будут одинаковы. Теоретически можно показать, что при этих условиях анемометр не может показывать скорость частиц, проходящих через центр его диска, и это обстоятельство может быть причиной значительных ошибок. Следовательно, во избежание этих ошибок необходимо, чтобы диаметр анемометра был много меньше диаметра трубы, и тогда изменения скоростей в пределах диска анемометра будут менее заметны. Если не принимается никаких мер для выравнивания скоростей в пределах живого сечения трубы, то анемометр не должен употребляться в трубах, диаметр которых не превосходит в 6—8 раз диаметра инструмента.

Теория крыльчатого анемометра (по Э. Оуэру). Крыльчатый анемометр состоит из небольших плоских пластинок, наклоненных под углом к направлению движения воздуха.

Рассмотрим систему сил, действующих на такую пластинку, находящуюся в воздушном потоке. На рис 126 схематически изображена пластинка, наклоненная под углом α к направлению потока; угол α носит название угла атаки пластинки. Обозначим через v скорость движения газа или воздуха, ρ — плотность воздуха и S — площадь пластинки. Опыт показывает, что аэродинамическое воздействие на пластинку может быть сведено к единственной силе F — действующей по направлению OP ; точка O , положение которой зависит от угла атаки α , называется центром давления.

Из опыта также известно, что направление OP составляет малый угол γ с нормалью к направлению движения воздуха, и что величина силы F может быть определена по уравнению

$$F = K \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot \alpha, \quad (1)$$

где K есть численный коэффициент, зависящий от угла α . Обычно считается наиболее удобным раскладывать силу F на две составляющих: L и D , из которых D направлена по направлению ветра, а L — к ней перпендикулярна.

Таким образом

$$\begin{cases} L = K \rho V^2 S \alpha \cos \gamma \\ D = K \rho V^2 S \alpha \sin \gamma \end{cases} \quad (2)$$

Значения K , полученные при экспериментальных исследованиях типичных крыльев анемометра, даны в таблице 11 и на рис. 127. Значения γ даны в той же таблице и на рис. 128.

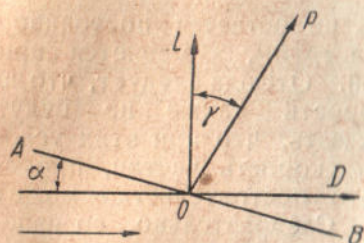


Рис. 126. Система сил, действующих на пластинку.

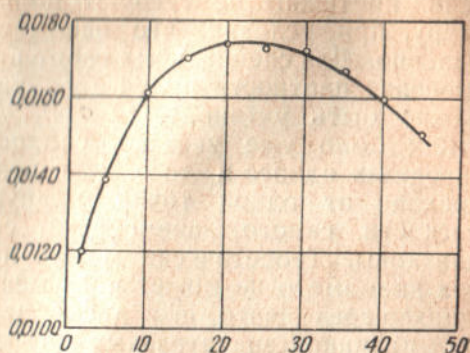


Рис. 127. Значения коэффициента K .

Таблица 11

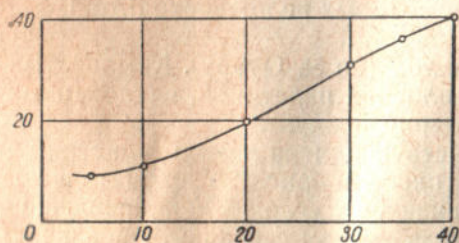


Рис. 128. Значения γ .

Угол атаки в градусах	K	γ в градусах
5	0,0139	9,0
10	0,0161	11,0
20	0,0174	19,5
30	0,0172	30,7
35	0,0167	35,8
40	0,0160	40,3
45	0,0151	—

Можно теперь рассмотреть аэродинамические характеристики плоских пластинок в их применении к крыльчатому анемометру.

Введем следующие обозначения:

F — равнодействующая всех элементарных сил потока, действующих на одно крыло;

T — момент силы трения;

Q — момент силы давления на крыло;

V — скорость движения потока;

v — окружная скорость движения центра давления крыла;

$\bar{V} = \sqrt{V^2 + v^2}$ — скорость потока относительно крыла;

K — коэффициент силы потока;

ρ — плотность воздуха = $\frac{\text{вес единицы объема}}{\text{ускорение силы тяжести}}$;

Θ — угол наклона пластинки (в покое) к направлению потока;

Ψ — угол наклона пластинки к относительной скорости — действительный угол атаки;

- n — угловая скорость крыла;
 N — угловая скорость стрелки (указателя);
 C — постоянная инструмента, определяемая равенством $N=Cv$;
 D — диаметр окружности, проведенной через верхние кромки крыльев;
 A — площадь одного крыла;
 m — число крыльев;
 r — расстояние центра давления крыльев от оси вращения;
 J — суммарный момент инерции всех крыльев относительно оси вращения;
 g — ускорение силы тяжести.

Случай 1, без учета трения. Пусть PQ (рис. 129) представляет крыло, наклоненное под углом θ к направлению движения воздуха RO , и пусть O — центр давления крыла. Необходимо отметить, что крыло описывает окружность в плоскости, перпендикулярной к чертежу, и в данный момент крыло занимает свое верхнее положение и движется со скоростью v вправо по направлению OS , перпендикулярному к направлению движения потока. Скорость движения крыла v должна быть такова, чтобы равнодействующая V и v была направлена по OP ; следовательно, мы не будем иметь результирующей силы, действующей перпендикулярно плоскости крыла.

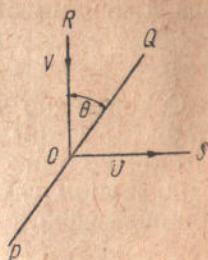


Рис. 129. Случай I, без учета трения.

Таким образом

$$\left. \begin{aligned} v &= V \operatorname{tg} \theta \\ N &= Cv = C \cdot V \cdot \operatorname{tg} \theta \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Случай 2, с учетом трения. Диаграмма скоростей для этого случая значительно усложняется, и необходимо рассмотреть силы, действующие на крыло. Крыло PQ (рис. 130) продолжает двигаться по направлению OS перпендикулярно направлению потока, но с меньшей скоростью v , так что скорость потока \bar{V} относительно крыла, с того момента, когда движение будет установившимся, будет теперь наклонена под углом ψ к плоскости пластинки. Крыло может быть рассматриваемо как плоская пластинка, наклоненная под действующим углом атаки ψ к направлению потока, и в этом случае мы имеем равнодействующую силу F , направленную по OW под углом γ к направлению ON , перпендикулярному к относительной скорости движения потока. Составляющая этой силы по направлению OS ,

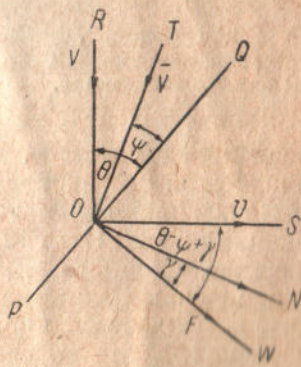


Рис. 130. Случай II, с учетом трения.

умноженная на расстояние от центра давления O до оси вращения и на число крыльев, дает момент, больший момента сопротивления, вызываемого трением. Следовательно, пренебрегая изменением скорости потока в пределах окружности, занятой крыльями, и также влиянием одного крыла на остальные, мы можем, пользуясь уравнением (1), получить следующую зависимость для силы F :

$$F = K \cdot \rho \cdot \bar{V}^2 \cdot A \cdot \psi.$$

Проектируя на направление OS и принимая, что $\bar{V}^2 = V^2 + v^2$, приравняем момент силы ветра моменту сопротивлений трения; получим для равномерного движения:

$$T = K_r \psi A (V^2 + v^2) m r \cos (\theta - \psi + \gamma), \quad (4)$$

а из диаграммы скоростей

$$v = V \cdot \operatorname{tg} (\theta - \psi). \quad (5)$$

Совершенно очевидно, что скорость вращения при данном положении крыльев будет определяться не только скоростью потока, но также величиной трения в подшипниках и передачах. В идеальном случае, полностью пренебрегая трением, мы имеем тарировочную кривую анемометра (кривая зависимости истинной

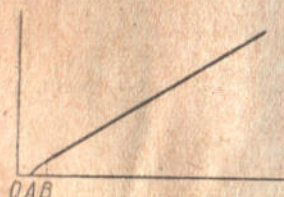


Рис. 131. Обычный тип градуировочной кривой крыльчатого анемометра.

скорости от скорости, показываемой анемометром) в виде прямой линии, проходящей через начало координат [см. ур. 3]. Угловой коэффициент этой прямой целиком определяется углом наклона к направлению потока (при постоянной величине передаточного числа). Практически, однако, влияние трения будет тем больше, чем меньше скорость, создающая аэродинамическое воздействие на крыло. При больших скоростях, когда относительное влияние трения невелико, угол ψ мал по сравнению с углом θ , и из уравнения (5) следует, что тарировочная кривая инструмента должна быть при этом близка к прямой. При малых скоростях угол ψ велик по сравнению с величиной угла θ и скорость v будет равна нулю при некотором значении скорости V_i , когда $\psi = \theta$. Действительно, хорошо изготовленные анемометры полностью соответствуют приведенным рассуждениям. Обычный тип тарировочной кривой показан на рис. 131, где по оси абсцисс отложена истинная скорость, а по оси ординат — индикаторная скорость.

При высоких скоростях кривая не показывает заметного отклонения от прямой линии, но при низких скоростях она претерпевает искривление соответственно сказанному выше. Абсцисса OA показывает величину истинной скорости, при которой крылья приходят в движение, так что это предельная скорость, при которой угол ψ делается равным углу θ . Вели-

чина скоростей, соответствующих абсциссам OA и OB (за последней кривая переходит в прямую), естественно, различна для разных инструментов. Чувствительный анемометр Э. Оуэра для малых скоростей показал первую скорость равной около $0,18$ м/сек, а вторую—около $0,3$ м/сек.

Момент силы трения T в уравнении (4) не может быть определен при помощи аналогичных рассуждений. Он, очевидно, в значительной степени зависит от конструкции инструмента и должен быть определяем опытным путем для каждого анемометра, если значение его величины требуется по ходу дела. Испытания, необходимые для этой цели, довольно просты и заключаются только в тарировке прибора для отыскания зависимости между v и V для некоторого числа значений скорости V . Момент T по данной скорости V можно подсчитать, пользуясь уравнением (4) и (5), причем v берется по тарировочной кривой, а значения K и γ можно получить по кривым на рис. 127 и 128 в зависимости от угла ψ , подсчитанного по уравнению (5).

Момент T состоит из двух составляющих моментов, из которых один дает сила тяжести движущихся частей, а другой—трение в опорном (нижнем по течению) подшипнике, зависящее от осевого давления P .

Таким образом,

$$T = \mu \cdot W \cdot r_1 + \mu P \cdot r_2, \quad (6)$$

где μ —коэффициент трения, а r_1 и r_2 —плечи, на которые действуют силы μW и μP (действительная величина этих плеч для нас не представляет интереса).

Если, как это обычно бывает, подшипники круглого сечения, то величины r_1 и r_2 можно принимать постоянными. Далее, допуская, что μ также имеет постоянное значение, мы для постоянной величины W можем уравнение (6) представить в следующем виде:

$$T = g + hP, \quad (7)$$

где g и h —некоторые постоянные величины.

T —определяется уравнением (4) и может быть подсчитано при помощи тарировочной кривой, как уже было указано.

Величина P может быть определена по уравнению:

$$P = K \phi_r A (V^2 + v^2) \cdot m \cdot \sin(\Theta - \psi + \gamma). \quad (8)$$

Из уравнения (7) следует, что зависимость T от P выразится прямой линией, что дает возможность легко определить значения g и h . Значения T и P для упоминавшегося анемометра (для малых скоростей) нанесены на диаграмме рис. 132. Как это видно на диаграмме, за исключением малых скоростей вблизи начала координат, соответствующих величине V , меньшей $0,3$ м/сек, опытные точки очень хорошо ложатся на прямую линию.

Значения T и P , нанесенные на рис. 132, даны также в таблице 12.

Таблица 12

Скорость		$T \cdot 10^6$		$P \cdot 10^5$	
фут/сек	м/сек	фут-фунт	кг/м	фунт	кг
0,59	0,180	2,46	0,335	2,17	0,97
0,70	0,212	2,98	0,392	2,67	1,21
0,8	0,244	3,42	0,465	3,02	1,37
0,9	0,274	3,85	0,525	3,34	1,52
1,0	0,305	4,18	0,570	3,57	1,62
1,5	0,457	5,39	0,733	4,86	2,20
2,0	0,610	6,69	0,912	6,40	2,90
4,0	1,22	11,82	1,61	12,60	5,72
6,0	1,83	16,95	2,30	18,98	8,63
8,0	2,44	22,20	3,02	25,60	11,6

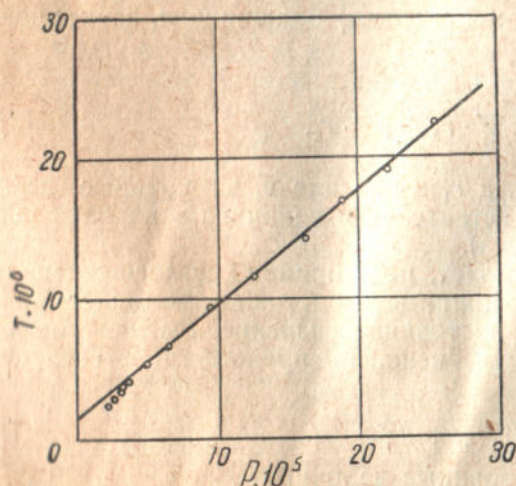


Рис. 132. Диаграмма значений P и T анемометра для малых скоростей.

Конструктивные [постоянные] инструмента, к которому они относятся, даны ниже.

$$A = \begin{cases} 6,18 \text{ см}^2 \\ 0,0068 \text{ кв. фут} \end{cases}$$

$$r = \begin{cases} 3,46 \text{ см} \\ 0,115 \text{ фут.} \end{cases}$$

$$D = \begin{cases} 9,4 \text{ см} \\ 0,312 \text{ фут.} \end{cases}$$

$\theta = 45^\circ$; передаточное число (крылья к указателю) $\frac{1}{50}$; $m = 8$;

$J = 192 \cdot 10^{-8}$ (в системе slugs ft²); $T = 24,2$ в системе кг/см.

Влияние изменения плотности воздуха или газа. Уже было отмечено, что влияние плотности преимущественно сказывается при малых скоростях, для измерения которых анемометр имеет, конечно, исключительные преимущества перед всеми другими приборами для измерения скоростей. В этом случае ошибки могут быть результатом того, что плотность в момент измерения отличается от плотности, при которой производилось тариро-

*) Slugs — единица массы, равная 32,19 англ. фунтам.

вание инструмента, так как тарировочная кривая применима без поправок только для данной плотности.

Можно допустить, что окружная скорость крыльев v известна для каждого значения скорости потока V , так как, если тарирование производится для определения числа оборотов в секунду для ряда значений V , очень просто получить из этих данных скорость v , зная передаточное число и размеры инструмента. Таким образом, если N — число оборотов указателя (стрелка) при скорости V , то

$$v = \frac{N}{C} = 2\pi r G n,$$

где G — передаточное число между крыльями и стрелкой.

Радиус r может быть определен с достаточной точностью как расстояние центра крыльев от оси вращения. Вопрос сводится к определению влияния изменений плотности ρ на скорость крыла v . Обозначим значками ρ_0 величины, полученные при тарировании инструмента при плотности ρ_0 , и значками ρ_1 величины для новой плотности воздуха ρ_1 . При данной скорости V_0 , окружная скорость v_0 может быть получена по тарировочной кривой при постоянной плотности ρ_0 , а момент сопротивлений трения определится как

$$T_0 = K_0 \cdot \psi_0 \cdot \rho_0 \cdot A \cdot (\bar{V}_0^2 + v_0^2) \cdot m \cdot r \cdot \cos(\Theta - \psi_0 + \gamma_0);$$

осевое давление

$$P_0 = K_0 \cdot \psi_0 \cdot \rho_0 \cdot A \cdot (V_0^2 + v_0^2) \cdot m \cdot \sin(\Theta - \psi_0 + \gamma_0);$$

точно так же из уравнения (7)

$$T_0 = g + h \cdot P_0.$$

Теперь предположим, что плотность воздуха или газа приобрела значение ρ_1 . При некотором значении скорости V_1 и соответствующем ему значении v_1 , момент T_1 должен иметь то же значение, что и раньше, т. е.

$$T_0 = g + h P_0 = T_1 = g + h P_1,$$

откуда следует, что

$$P_0 = P_1.$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} K_0 \cdot \psi_0 \cdot \rho_0 \cdot A \cdot (V_0^2 + v_0^2) \cdot m \cdot r \cdot \cos(\Theta - \psi_0 + \gamma_0) = \\ = K_1 \cdot \psi_1 \cdot \rho_1 \cdot A \cdot (V_1^2 + v_1^2) \cdot m \cdot r \cdot \cos(\Theta - \psi_1 + \gamma_1) \end{aligned} \quad (9)$$

и

$$\begin{aligned} K_0 \cdot \psi_0 \cdot \rho_0 \cdot A \cdot (V_0^2 + v_0^2) \cdot m \cdot \sin(\Theta - \psi_0 + \gamma_0) = \\ = K_1 \cdot \psi_1 \cdot \rho_1 \cdot A \cdot (V_1^2 + v_1^2) \cdot m \cdot \sin(\Theta - \psi_1 + \gamma_1). \end{aligned} \quad (10)$$

Производя деление уравнения (10) на уравнение (9), получаем:

$$\operatorname{tg}(\Theta - \psi_0 + \gamma_0) = \operatorname{tg}(\Theta - \psi_1 + \gamma_1),$$

так что

$$\psi_0 - \gamma_0 = \psi_1 - \gamma_1. \quad (11)$$

Но так как γ есть определенная функция от ψ , то уравнение (11) может быть справедливым, только если $\psi_0 = \psi_1$. Так как

$$\frac{v_0}{V_0} = \operatorname{tg}(\Theta - \psi_0)$$

и

$$\frac{v_1}{V_1} = \operatorname{tg}(\Theta - \psi_1),$$

то равенство $\psi_0 = \psi_1$ приводит к соотношению:

$$\frac{v_0}{V_0} = \frac{v_1}{V_1}. \quad (12)$$

Так как K есть тоже функция от ψ , то $K_0 = K_1$, а следовательно, уравнение (9) приводится к виду:

$$\rho_0 \cdot (V_0^2 + v_0^2) = \rho_1 \cdot (V_1^2 + v_1^2). \quad (13)$$

Принимая во внимание уравнение (12), очень легко получить:

$$\frac{v_1}{v_0} = \frac{V_1}{V_0} = \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_1}}. \quad (14)$$

Это уравнение дает возможность получать тарировочную кривую анемометра для плотности ρ_1 по тарировочной кривой, известной для плотности ρ_0 . Уравнение показывает, что точка (v_0, V_0) на кривой для ρ_0 превращается в точку

$$\left(v_0 \cdot \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_1}}, \quad V_0 \cdot \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_1}} \right)$$

на кривой для ρ_1 .

Таким образом, точка P_1 на новой кривой получается из любой точки P начальной кривой путем соединения ее с началом координат и проведения линии OP до точки P_1 с таким рас-

четом, что $\frac{OP_1}{OP} = \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_1}}$ (см. рис. 133).

Исключая очень малые скорости, начальная тарировочная кривая вообще будет прямой линией, уравнение которой может быть выражено в форме

$$v = p \cdot V + q, \quad (15)$$

где p и q — некоторые постоянные величины. Очень легко теперь показать, что соответствующая часть тарировочной кривой для плотности ρ_1 будет линией, параллельной первой, с уравнением

$$v = p \cdot V + q \cdot \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_1}}. \quad (16)$$

Следовательно, прямолинейная часть новой тарировочной кривой можно получить по начальной кривой, находя сначала одну точку способом, показанным выше, и проводя через точку прямую линию, параллельную первой. Обыкновенно тарировочная кривая дается не как функция от v (окружной скорости крыла), а как функция угловой скорости указателя (стрелки). Это обстоятельство только изменяет значения постоянных величин p и q .

Практически нет необходимости всегда получать новую тарировочную кривую для каждого нового значения плотности воздуха. Скорость воздуха, соответствующая наблюдаемой окружной скорости указателя, может быть получена следующим расчетом.

Тарировочная кривая, полученная для данной плотности ρ_0 , дается обычно в виде зависимости истинной скорости потока V и наблюдаемой скорости вращения указателя, которую обозначим через V_i и будем называть „индикаторной скоростью воздуха“ в случае, если циферблат градуирован в мерах скорости. Предположим теперь, что V_i наблюдалось при плотности ρ_1 . Соответствующее значение V_i для плотности ρ_0 будет равно $V_i \cdot \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_0}}$, и это будет соответствовать некоторому значению V , найденному по тарировочной кривой. Окончательное значение скорости потока получим как $V_i \cdot \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_1}}$.

Резюмируя сказанное, можно схематически представить эту процедуру таким образом: наблюдаемое значение V_i умножается на $\sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_0}}$, чтобы прочесть по кривой значение скорости

V_i и, наконец, последняя должна быть умножена на $\sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_1}}$.

Предложенный метод поправки на влияние плотности воздуха получен при допущении, что изменение момента сил сопротивления происходит по линейному закону. Это, вероятно, не вполне справедливо для малых скоростей, но тем не менее предло-

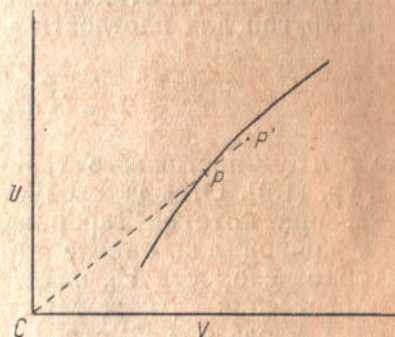


Рис. 133.

женный метод внесения поправок даже в этих условиях дает достаточно хорошие результаты.

При допущении, что тарировочная кривая является прямой линией (что, вообще говоря, имеет место для анемометра, если не принимать во внимание часть кривой, расположенную в области малых скоростей, при которых только начинается вращение анемометра), можно аналитически проверить практическую важность поправок на изменение плотности. Как уже отмечалось, тарировка анемометров для разных плотностей графически изображается параллельными прямыми, и потому легко можно показать, что смещение этих прямых вдоль оси V , одной для плотности ρ_1 и другой для плотности ρ_0 , будет равно величине

$$\frac{q}{p} \cdot \left(\sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_1}} - 1 \right),$$

где p и q — постоянные тарировочной кривой для плотности ρ_0 [см. ур. (15)]. Отсюда следует, что, если ρ_0 есть плотность воздуха, при которой тарировался анемометр, и мы пользуемся этой кривой для определения истинной скорости V по индикаторной скорости V_i , найденной при плотности ρ_1 , то ошибка в определении V_i может быть равна величине смещения обеих кривых вдоль оси V , т. е. величине

$$\frac{q}{p} \cdot \left(\sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_1}} - 1 \right).$$

Изучение характеристик большого числа анемометров показывает, что значение p почти всегда порядка единицы, а значение q редко отличается от двух, причем, конечно, обе эти величины могут быть и положительными и отрицательными. Эти значения p и q относятся к тарировочным кривым, на которых скорости V и V_i выражены в *фут/сек*. Таким образом, можно сказать, что ошибка в определении истинной скорости, при игнорировании изменения плотности от ρ_0 до ρ_1 , будет порядка

$$2 \cdot \left(\sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_1}} - 1 \right),$$

Если это выразить [в процентах от истинной скорости, то получим

$$\frac{200}{V} \cdot \left(\sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_1}} - 1 \right).$$

Для того, чтобы эта ошибка не превосходила одного процента, необходимо, чтобы

$$\frac{200}{V} \cdot \left(\sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_1}} - 1 \right) < 1,$$

или

$$\frac{\rho_0}{\rho_1} < \left(\frac{V}{200} + 1 \right)^2.$$

По этой зависимости составлена таблица, где для ряда скоростей V даны значения отношения $\frac{\rho_0}{\rho_1}$, при которых ошибка не будет превосходить одного процента от V .

Таблица 13

V фут/сек	V м/сек	Допускаемые значения $\frac{\rho_0}{\rho_1}$
5	1,5	1,05
10	3,0	1,10
20	6,0	1,21
30	9,0	1,32

Из этой таблицы очевидно, что чем больше скорость, тем большими изменениями в плотности мы можем пренебрегать. При скоростях порядка 1,5 м/сек изменение плотности в пределах 5% не вызовет ошибки больше, чем в 1% в определении истинной скорости V для обычного типа анемометров. Но при скорости порядка 9 м/сек даже изменение плотности в пределах 32% не вызовет ошибки, большей 1%. Но так как при обычных условиях работы изменение плотности в пределах 5% встречается довольно редко, то можно сказать, что поправки на изменение плотности не имеет смысла вводить при скоростях, превосходящих 1,5 м/сек.

Наличие больших перепадов плотностей может встретиться в тех случаях, когда анемометр применяется для измерений горячего газа или воздуха.

Необходимо отметить, что цифры, приведенные в таблице, получены при допущении $p = \pm 1$ и $q = \pm 2$; практически найдено, что p отличается от единицы не более, чем на 10%, а приведенное значение почти всегда значительно больше среднего. Следовательно, данные таблицы 13 обладают некоторым запасом. Для многих анемометров можно поэтому не принимать во внимание значительно больших изменений плотности.

Влияние колебаний в режиме потока. В предыдущем изложении было допущено, что анемометр помещен в установившийся поток, скорость которого постоянна и однообразна по всему сечению анемометра. Практически, однако, скорость потока всегда более или менее меняется в зависимости от времени, а также при переходе от одной точки к другой в плоскости крыльев анемометра, поэтому необходимо рассмотреть величину ошибок,

вызываемых игнорированием этих явлений. Сначала рассмотрим колебания скоростей, которые будем рассматривать постоянными в пределах сечения анемометра и зависящими только от времени.

Обычно скорость движения потока периодически колеблется около некоторой средней величины, и для целей анализа можно допустить, что скорость движения потока V и время t связаны между собой простой зависимостью:

$$V = V_0 \cdot (1 + \lambda \cdot \sin pt), \quad (17)$$

где V_0 — значение скорости V в момент $t = 0$, p — период колебаний. Нужно отметить, что в этом уравнении λ — амплитуда колебаний, V_0 — средняя скорость, вокруг которой происходят колебания, и $\frac{2\pi}{p}$ — время полного периода колебания.

В настоящее время аэродинамическая теория воздушного винта установила, что как при воздушном винте, создающем поток воздуха, так и при крыльях, приводящихся в движение потоком воздуха, в обоих этих случаях момент силы потока Q дается уравнением вида

$$\frac{Q}{\rho \cdot V^2 \cdot D^3} = f\left(\frac{n \cdot D}{V}\right), \quad (18)$$

где $f\left(\frac{nD}{V}\right)$ есть некоторая функция от $\left(\frac{nD}{V}\right)$.

Можно допустить, что уравнение этого типа применимо также и к анемометру. Когда анемометр находится в установившемся движении $Q = -T$ и, следовательно, строя график зависимости $-\frac{T}{\rho \cdot V^2 \cdot D^3}$ от $\frac{nD}{V}$, можно найти вид функции $f\left(\frac{nD}{V}\right)$. Беря конкретный случай, можно рассмотреть еще раз анемометр для малых скоростей, для которого значения T даны в таблице 12.

На рис. 134 построен график $Q = -T$ от $\frac{nD}{V}$, имеющий прямолинейную форму для всех скоростей, больших $V = 1,0$. Область этих скоростей как раз соответствует прямолинейной части тарировочной кривой инструмента, так что для этой области можно написать:

$$\frac{Q}{\rho \cdot V^2 \cdot D^3} = a + b \frac{nD}{V}, \quad (19)$$

где a и b — некоторые постоянные величины. Это уравнение в указанных пределах может быть применено ко всем анемометрам нормальной конструкции, причем значения a и b , конечно, будут иметь различную величину для разных инструментов. Для рассматриваемого инструмента значения a и b , взятые по кривой на рис. 134, соответственно равны $-0,118$ и $+0,383$.

Представим себе, что колеблющаяся скорость, определяемая уравнением (17), действует на анемометр, предварительно вращающийся с числом оборотов n_0 при скорости движения потока V_0 .

По уравнению (19) имеем для времени $t=0$.

$$Q_0 = \rho \cdot V_0^2 \cdot D^3 \times \\ \times \left(a + b \cdot \frac{n_0 D}{V} \right),$$

а для времени t :

$$Q_1 = Q_0 + q = \rho (V_0 + \bar{v})^2 \cdot D^3 \left\{ a + \right. \\ \left. + b \frac{n_0 + n}{V_0 + \bar{v}} \cdot D \right\},$$

где q , \bar{v} и n — малые изменения величин Q_0 , V_0 и n_0 .

Произведя преобразования, получим:

$$\frac{q}{\rho \cdot D^3} = 2a V_0 \cdot \bar{v} + a \bar{v}^2 + b D (V_0 + \bar{v}) \cdot (n_0 + n) - b D n_0 V_0 = \\ = b D (V_0 + \bar{v}) \cdot n + \bar{v} (2a V_0 + b D n_0) + a \bar{v}^3.$$

Но так как $\bar{v} = \lambda \cdot V_0 \cdot \sin pt$, то, производя подстановку, получаем:

$$\frac{q}{\rho \cdot D^3} = b D V_0 (1 + \lambda \cdot \sin pt) \cdot n + \lambda V_0 (2a V_0 + b D n_0) \sin pt + \\ + a \lambda^2 V_0^2 \sin^2 pt.$$

Так как q есть приращение момента силы потока, вызывающее увеличение числа оборотов n , то уравнение движения может быть написано в виде

$$I \frac{d}{dt} (\text{угловая скорость}) + q = 0.$$

Принимая, что угловая скорость, соответствующая приращению q , равняется $2\pi n$, последнее уравнение принимает такой вид:

$$\frac{2\pi I}{\rho D^3} \cdot \frac{dn}{dt} + b \cdot D \cdot V_0 \cdot (1 + \lambda \cdot \sin pt) n = \\ = - (2a V_0 + b D n_0) \lambda \cdot V_0 \cdot \sin pt - a \cdot \lambda^2 \cdot V_0^2 \cdot \sin^2 pt$$

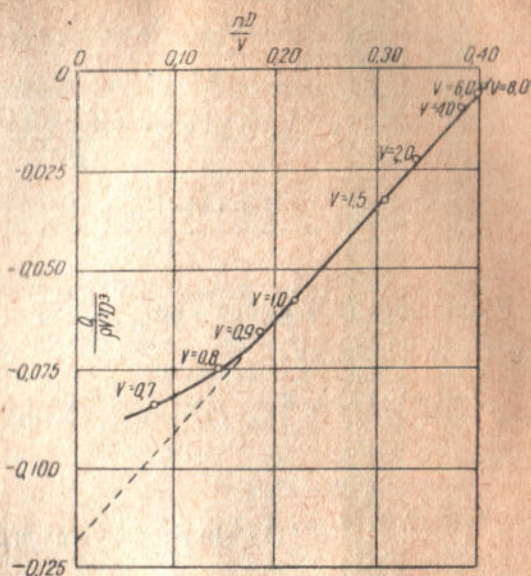


Рис. 134.

или

$$\frac{dn}{dt} + \alpha(1 + \lambda \cdot \sin pt)n = \beta \cdot \sin pt + \delta \cdot \sin^2 pt, \quad (20)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \frac{b D V_0 \rho \cdot D^3}{2 \pi l}, \\ \beta &= -\frac{\lambda \cdot V_0 \cdot (2 a V_0 + b D n_0) \rho D^3}{2 \pi l}, \\ \delta &= -\frac{a \cdot \lambda^2 \cdot V_0^2 \cdot \rho D^3}{2 \pi l}. \end{aligned} \right\} \quad (20a)$$

Уравнение (20) имеет вид $\frac{dy}{dx} + Py = Q$, где P и Q суть функции от x . Поэтому

$$n \cdot e^{\int \alpha(1 + \lambda \cdot \sin pt) \cdot dt} = \int (\beta \cdot \sin pt + \delta \cdot \sin^2 pt) \cdot e^{\int \alpha(1 + \lambda \cdot \sin pt) \cdot dt} dt + C$$

или

$$n \cdot e^{\alpha(t - \frac{\lambda}{p} \cdot \cos pt)} = \int (\beta \cdot \sin pt + \delta \cdot \sin^2 pt) \cdot e^{\alpha(t - \frac{\lambda}{p} \cdot \cos pt)} dt + C, \quad (21)$$

где C — постоянная интегрирования.

Решение не может быть продолжено дальше без некоторых допущений, основанных на практических данных. Мы допустили, что скорость движения потока изменяется, колеблясь около некоторого среднего значения V , но мы не придавали еще каких-либо значений величине амплитуды или периоду колебаний.

Для целей иллюстрации допустим, что частота равняется двум периодам в секунду (т. е. принимаем величину периода $\frac{1}{2}$ секунды) и амплитуда $\lambda = \pm 10\%$ от среднего значения скорости. Эти допущения более или менее соответствуют многим практическим случаям.

Из уравнения (17) при этом имеем:

$$p = \frac{2\pi}{1} \text{ и } \lambda = 0,1,$$

$$\text{т. е. } \frac{\lambda}{p} = 0,008.$$

Уравнение (21) принимает вид:

$$n \cdot e^{\alpha(t - 0,008 \cdot \cos pt)} = \int (\beta \cdot \sin pt + \delta \cdot \sin^2 pt) \cdot e^{\alpha(t - 0,008 \cdot \cos pt)} dt + C.$$

Значение $0,008 \cos pt$ может иметь максимальную величину 0,008, так что, когда $t = 0,8$, т. е. когда движение продолжается

менее секунды, это выражение составляет менее чем 1% от величины t , а следовательно, очень мало по сравнению с t , поэтому величиной $0,008 \cos pt$ можно пренебречь по сравнению с t и с достаточной степенью точности написать:

$$n \cdot e^{at} = \int (\beta \cdot \sin pt + \delta \cdot \sin^2 pt) \cdot e^{at} \cdot dt + C.$$

Производя интегрирование и преобразования, получим:

$$n = \frac{\beta \cdot (\alpha \cdot \sin pt - p \cdot \cos pt)}{\alpha^2 + p^2} + \frac{\delta \cdot (\alpha^2 + 4p^2 - \alpha^2 \cdot \cos 2pt - 2\alpha p \sin 2pt)}{2\alpha(\alpha^2 + 4p^2)} + C \cdot e^{-at}. \quad (22)$$

Величину C можно получить, полагая $n = 0$ при $t = 0$, так как n есть увеличение числа оборотов крыльев против начального числа оборотов, имевшего место до начала колебаний режима потока; таким образом, в качестве окончательного решения получаем:

$$n = \frac{\beta \cdot (\alpha \cdot \sin pt - p \cdot \cos pt)}{\alpha^2 + p^2} + \frac{\delta(\alpha^2 + 4p^2 - \alpha^2 \cdot \cos 2pt + 2\alpha p \sin 2pt)}{2\alpha(\alpha^2 + 4p^2)} + p \cdot e^{-at} \cdot \left[\frac{\beta}{\alpha^2 + p^2} - \frac{2\delta p}{\alpha(\alpha^2 + 4p^2)} \right]. \quad (23)$$

Последнее выражение можно рассматривать состоящим из двух частей. Первая часть, состоящая из суммы первых членов, характеризует установившееся колебательное движение, а вторая, представленная членом $C \cdot e^{-at}$, характеризует возмущение этого движения, максимум которого проявляется при $t = 0$ и затем быстро уменьшается с течением времени.

В случае анемометра для малых скоростей [из ур. (20а)], подставляя значение ранее данных механических констант, находим $\alpha = 0,718 \cdot V_0$, так что, если взять случай, когда $V_0 = 1$ фум/сек (0,305 м/сек), то $C \cdot e^{-0,718t}$ будет характеризовать возмущение движения. Так как $e^{-0,718t}$ делается равным 0,1, когда $t = 3,2$ (приблизительно), то очевидно возмущение в течение 3,2 секунды уменьшается до $1/10$ своей начальной амплитуды, причем, как видно, время, потребное для этого, уменьшается с увеличением скорости.

Следовательно движение, характеризуемое ур. (23), быстро достигает установившегося периодического характера, соответствующего сумме первых двух членов. Можно довольно легко показать, что среднее значение n есть $\frac{\delta}{2\alpha}$ или $n = -\frac{a \cdot \lambda^2}{2 \cdot b \cdot D} \cdot V_0$, подставляя сюда значения α и δ из ур. (20а).

Другими словами, это означает, что анемометр, работая в потоке, колебания режима которого происходят, как допущено выше, будет вращаться со средней скоростью, большей на не-

личину $-\frac{a \cdot \lambda^2}{2 \cdot b \cdot D} \cdot V_0$ (большей, когда a отрицательно), нежели скорость, с которой он должен был бы вращаться в установившемся потоке, имеющем скорость V_0 , т. е. в колеблющемся потоке анемометр будет давать показания, превосходящие среднюю скорость.

Чтобы получить представление о величине искажения отсчетов, получаемых в колеблющемся потоке, мы можем применить полученные результаты снова к анемометру для малых скоростей. По данным ранее значениям a , b , D величина $-\frac{a \lambda^2}{2 b D} V_0$ определяется равной $0,00493 V_0$ при допущении, что $\lambda = 0,1$. Можно составить таблицу, в которой величина $0,00493 V_0$ дана для различных скоростей. Значения n_0 , соответствующие каждому значению V_0 , получены по тарировочной кривой инструмента, определенной для установившегося движения.

В последней колонке табл. 14 дано в процентах увеличение показаний прибора при работе его в потоке, скорость которого колеблется относительно средней величины V_0 .

Таблица 14

V_0 ф/сек	V_0 м/сек	$0,00493 V_0$	n_0 оборо- тов/сек.	Процентное увеличение показаний анемометра
1	0,305	0,00493	0,70	0,70
2	0,610	0,00986	2,16	0,46
4	1,22	0,0197	4,92	0,40
6	1,86	0,0295	7,53	0,39
8	2,44	0,0394	10,42	0,38

Следовательно, для принятых условий ошибка в определении средней скорости будет менее 1%. Таким образом, если максимальное отклонение скорости от ее среднего значения не превосходит 10% и частота колебаний скорости не более 2 периодов в секунду, — ошибка в определении скорости анемометром может не учитываться. Есть много случаев, когда степень непостоянства режима воздушного потока не более, чем это характеризуется принятыми нами показателями. Однако в некоторых случаях амплитуда колебаний достигает величины 50% ($\lambda = 0,5$) или даже более. Так как ошибка показаний анемометра пропорциональна λ^2 , то величина их может в 25 раз превосходить ошибку при $\lambda = 0,1$. В этих исключительно неблагоприятных условиях показание анемометра может быть преувеличено на 10% и даже более.

Ниже следует описание нескольких распространенных крыльчатых анемометров.

Анемометр Казелла, сконструированный в Англии и нашедший широкое применение для измерения скорости ветра, изображен на рис. 135.

Счетчик оборотов пускается в ход и останавливается от руки, а в случаях, когда нельзя непосредственно подойти к прибору, — посредством шнура; одновременно нужно следить по часам. В целях защиты крыльчатое колесо окружено металлическим кольцом, укрепленным на кожухе счетного механизма и на подставке. Воздух, протекающий через защитное кольцо, встречает сопротивление со стороны кожуха счетного механизма и расходится в завихрениях.

Анемометр с часовым механизмом. В некоторых случаях удобно соединение со счетным механизмом анемометра часов. Прибор может быть сконструирован таким образом, чтобы часы обеспечивали пуск в ход и остановку счетного механизма, или же, чтобы часы и счетный механизм одновременно пускались в ход и останавливались лицом, проводящим измерение. Когда часы

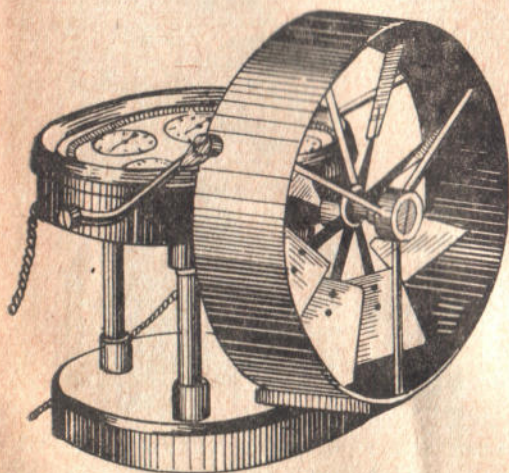


Рис. 135. Анемометр Казелла.

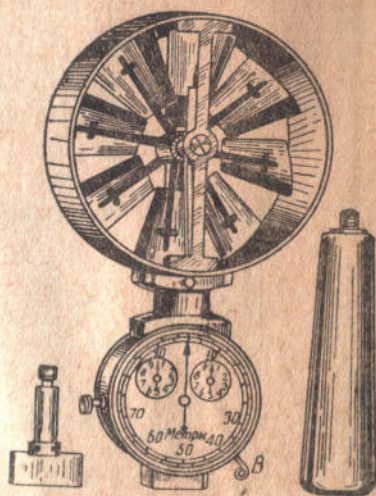


Рис. 136. Анемометр с часовым и счетным механизмом.

наведены и анемометр установлен для производства измерения, поворачивают пусковой рычаг, часовой механизм начинает работать и приблизительно через $\frac{1}{4}$ минуты автоматически пускает в ход счетчик оборотов. Спустя полную минуту, часовой механизм останавливает счетчик оборотов и через $\frac{3}{4}$ минуты возвращается в состояние покоя. Такой анемометр с часовым механизмом можно применять в проходных каналах и у конца открытого трубопровода.

В анемометре, изображенном на рис. 136, счетный и часовой механизмы находятся под крыльчатым колесом. Первым нажатием имеющегося впереди рычага *B* одновременно пускают в ход оба механизма, вторым нажатием после желательного промежутка времени их останавливают, затем отсчитывают скорость в тече-

нии этого времени; третьим нажатием оба механизма приводят в полевое положение. Если удлинить расстояние между обоими механизмами, то этот анемометр может применяться в трубопроводах с небольшим внутренним давлением. Достоинством этого анемометра является свободное положение крыльчатого колеса.

Анемометры для небольших скоростей. В некоторых случаях важно измерять газовые потоки с очень небольшой скоростью.

Шульцем (Schultz) для этой цели предложен принцип дифференциального изменения посредством крыла Вольтманна. На рис. 137, *a* и *b* показан принцип действия такого прибора. Крыльчатое колесо *F* посредством маленького вентилятора *V* с пружинным двигателем приводится в равномерное вращательное движение; воздух от вентилятора *V* подается по трубке *R*. Если вращающееся крыльчатое колесо *F* поместить в измеряемый

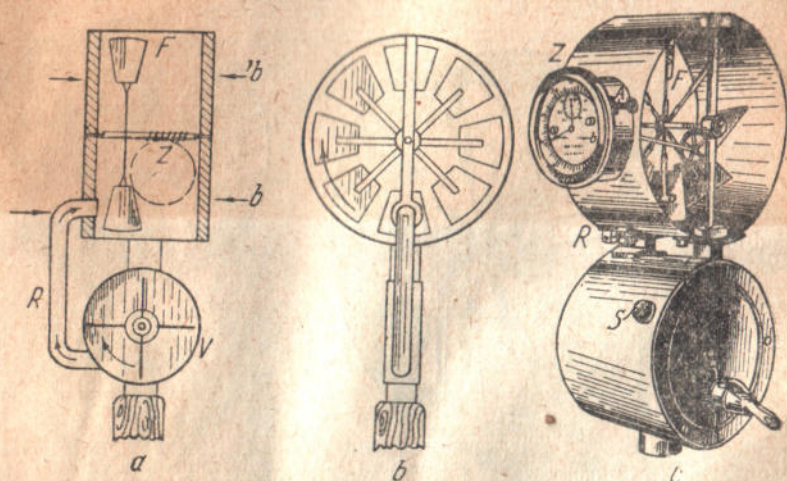


Рис. 137. Анемометры для небольших скоростей.

поток, движущийся в направлении *b*, то вращение крыльчатого колеса тем самым замедлится и счетный механизм *Z* покажет меньшее число оборотов. Разница показаний счетчика оборотов в обоих случаях дает измеряемую скорость воздушного потока. На рис. 137, *c* изображена конструкция анемометра Р. Фюса (Fuess). Соединительную трубку вентилятора можно делать уже и шире посредством винта *R*; осевой регулятор служит для регулирования скорости вентилятора. При помощи этого анемометра уже были определены скорости в $0,017$ м/сек. Без пружинного завода можно анемометр Шульца-Фюса применять в качестве обычного анемометра для скоростей потока до 10 м/сек.

Анемометр Э. Оуэра, изображенный на рис. 138, также служит для измерения малых скоростей потока. Крылья этого анемометра имеют обычную форму и наклонены к оси под углом в 45° . Радиус внешней окружности крыльев равен $47,6$ мм, при

ЗАМЕЧЕННАЯ ОПЕЧАТКА

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
191	Рис. 138, подпись	Манометр Оуэра	Анемометр Оуэра

№ 729

глубине крыла 28,6 мм. Все передачи уничтожены за исключением червячной, передающей вращение крыльев (с уменьшением в отношении 50:1) указателю, движущемуся по циферблату, помещенному на внешней стороне кожуха прибора.

Указатель (стрелка) присоединен непосредственно к оси червячного колеса, а на циферблате нанесено только четыре коротких радиальных штриха, являющихся концами двух взаимно перпендикулярных диаметров. Прибор дает скорость движения воздуха в функции числа оборотов в секунду стрелки по циферблату. Три прилива, расположенных на кожухе инструмента (третий на фотографии не виден, так как он расположен как раз напротив циферблата), служат для удобства установки прибора в желательном положении. Этот анемометр был проверен при скоростях 0,18 м/сек и дал вполне удовлетворительные результаты.

Аналогичный анемометр для малых скоростей был сконструирован I. P. Rees.

Хотя пользование этим анемометром не так просто, как предшествующим, но он имеет

преимущество перед последним в том, что позволяет измерять скорости порядка 0,05 м/сек. С другой стороны, конструкция этого анемометра допускает измерение только горизонтальных скоростей, тогда как обычный пропеллерный анемометр не имеет такого ограничения при условии, что для точной работы он градуируется в тех условиях, в каких он будет работать.

Анемометр для закрытых трубопроводов и каналов. Для измерения скорости газа в трубопроводах доменного газа и др. Розенмюллером (Rosenmüller) сконструирован анемометр, изображенный на рис. 139. Прибор состоит из защитного кольца диаметром в 70 мм, в котором на каменных подшипниках установлено крыльчатое колесо; посредством червячной передачи движение колеса передается счетчику оборотов, находящемуся в конце боковой трубки. Нормальная длина от оси колеса до крышки составляет от 500 до 1500 мм; все чувствительные части размещены в металлических футлярах и таким образом защищены от повреждений и загрязнений.

Применяя эти анемометры, можно также измерять нагретые газовые потоки в широких трубах, а скорость газового потока наблюдать снаружи.

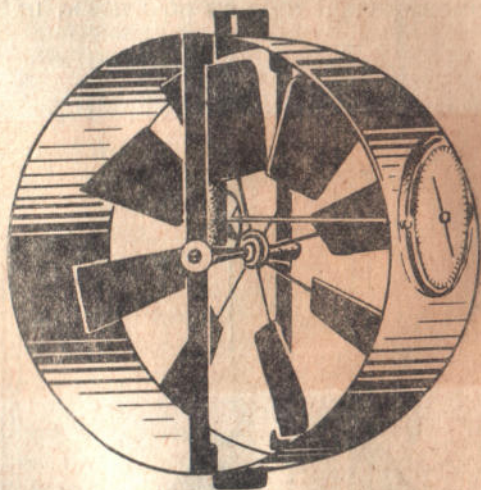


Рис. 138. Манометр Оуэра для небольших скоростей.

Собственно измерительным механизмом здесь служит крыльчатый анемометр; его счетчик оборотов помещается в конце длинной рукоятки, укрепленной сбоку на защитном кольце анемометра. Эта рукоятка вводится в канал, а счетчик оборотов остается снаружи. Прибор очень хорошо зарекомендовал себя на практике, но только в тех случаях, когда газовый поток не загрязнен механическими примесями (пылью) и имеет невысокие скорости; при длительных измерениях больших скоростей его константы изменялись, и прибор показывал преувеличенные скорости.

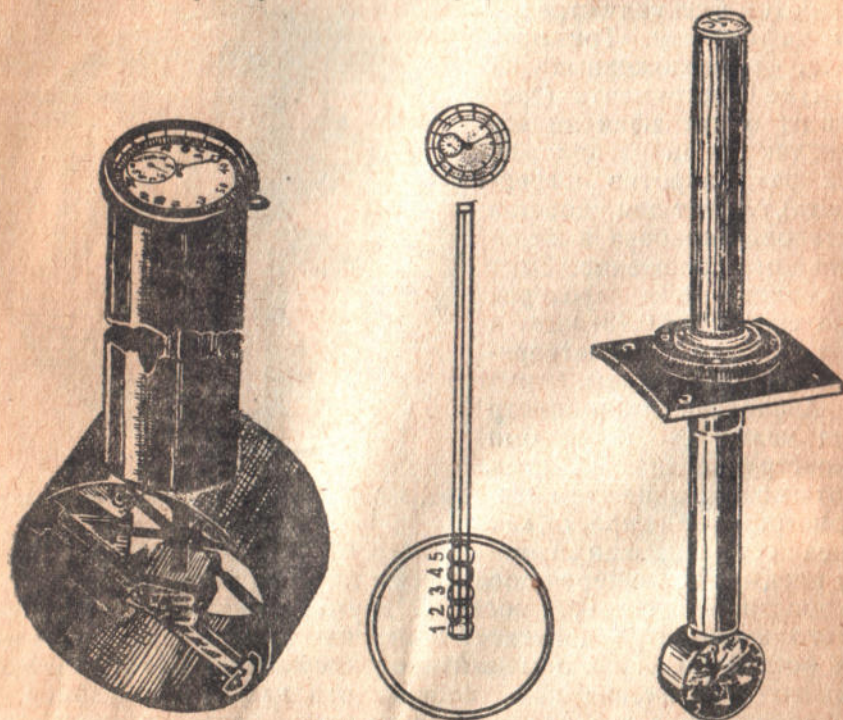


Рис. 139. Анемометр Розенмюллера.

Фюс сконструировал крыльчатый анемометр с диаметром всего лишь в 25 мм, который может быть использован для многих целей, для которых нельзя применять обычные анемометры вследствие их больших размеров, например, для исследования распределения скоростей газа или воздуха по поперечному сечению трубы.

Чашечные анемометры. Полукруглые чаши укреплены крестообразно на вращающейся оси прибора; чаши помещены таким образом, что все их углубления находятся на стороне, обратной к направлению движения. Поэтому поток всегда найдет обращенной к себе с одной стороны вогнутую, с другой стороны выпуклую полукруглую чашу. Он действует на обе чаши, но его действие будет больше на вогнутую чашу, ибо обратное соеди-

нение струй потока за шаровой чашей будет менее турбулентно в том случае, когда струи следуют за кривизной полукруглой чаши. Так как прибор приводится в движение разностью сил, действующих на обе половинны ротора прибора, то развиваемые прибором скорости всегда остаются меньшими, чем измеряемые скорости потока. Скорость, действительно, составляет лишь $\frac{1}{3}$ скорости потока. Вследствие возникновения меньших центробежных сил этот прибор более приспособлен для измерения больших скоростей потока, чем крыльчатый анемометр. Кроме того, он сам по себе прочнее.

Чашечный анемометр изображен на рис. 140. На тонкой стальной оси, с обеих сторон укрепленной на каменных подшипниках, установлены крестообразно четыре полукруглые чаши, защищенные от повреждений кожухом.

Чашечные анемометры вполне независимы от направления потока и потому не нуждаются в установке по направлению потока.

Обычно устанавливают чашечный анемометр в вертикальном положении, т. е. ротор — вверх, счетный механизм — вниз. Можно также употреблять его в обратном положении, но не в наклонном или горизонтальном, ибо он не калиброван для этих положений.

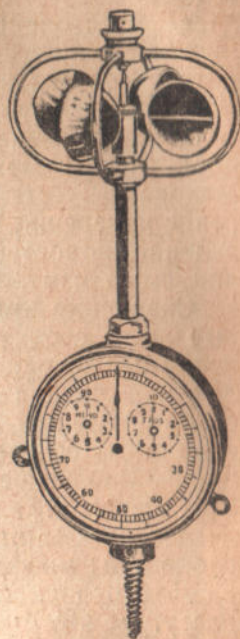


Рис. 140. Чашечный анемометр.

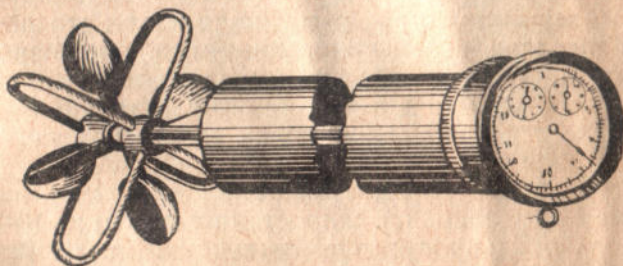


Рис. 141. Чашечный анемометр Робинсона.

На рис. 141 изображен чашечный анемометр Робинсона (Robinson), пригодный для измерений в каналах и трубопроводах.

Связь между измеряемой скоростью и числом оборотов выражается уравнением:

$$w = \varphi + k \cdot n,$$

где ω — скорость потока в $м/сек$, φ — коэффициент трения, k — множитель Рсбинзона, т. е. отношение скорости вращения к действительной скорости газового потока, и n — средняя окружная скорость крестовины с чашами в $м/сек$. Для данного прибора множитель k несколько больше трех, так что окружная скорость ротора составляет приблизительно лишь одну треть измеряемой скорости воздуха. Благодаря соответствующей передаче вращательного движения ротора счетчику оборотов, измеряемая скорость счетным механизмом указывается непосредственно в метрах. Мгновенная установка на ноль очень облегчает быстрое повторение измерений, что необходимо бывает для определения распределения скоростей по поперечному сечению. Конструкция также допускает измерения скоростей вблизи стенки трубопровода.

Сравнение крыльчатых анемометров с чашечными. Указанные выше свойства чашечных анемометров дают при их применении целый ряд преимуществ. Благодаря постоянному направлению вращения отпадает необходимость устанавливать прибор по направлению измеряемого потока; поэтому можно вращать его вокруг его оси любым образом, не влияя на результат измерения. Следующее преимущество состоит в том, что константы этих анемометров изменяются незначительно. Величина констант делает прибор применимым и надежным для измерения больших скоростей; можно хорошо измерить скорости до 40—50 $м/сек$.

Для горячих газов, для газов, содержащих пыль, ржавчину или влагу, как это бывает на практике, нельзя применять крыльчатые анемометры. Кроме загрязнений часового механизма этот тонкий прибор не выдерживает высоких температур, смазка в осевых подшипниках крыльчатого вала выгорает, сопротивление трения растет, и прибор не может давать надежных показаний, несмотря на тщательное его калибрование.

Чашечные анемометры могут свободно применяться также для газов, содержащих пыль, ржавчину и влагу; это объясняется тем, что благодаря большей инерции масс полушаровых чаш, с них почти полностью обратно стряхиваются капли воды и сухая пыль; если же пыль влажная, но опыт длится не очень долго, то увеличение веса полушарий лишь весьма незначительно повышает постоянную силу инерции ротора прибора.

Вследствие своей чувствительности крыльчатые анемометры могут применяться лишь для скоростей максимум до 10—15 $м/сек$, ибо при больших скоростях они легко изгибаются. Таким образом, применение крыльчатых анемометров для больших скоростей, как, например, в воздуходушных трубах вентиляторов, в большинстве случаев невозможно.

Чашечные анемометры выдерживают, как указано, скорости до 50 $м/сек$, но зато они менее чувствительны и начинают реагировать лишь на скорость в 1 $м/сек$, в то время как крыльчатые анемометры с крыльями из слюды при достаточном диаметре колеса (напр., 150 мм) можно использовать для скоростей воздуха до 0,1 $м/сек$, в последнее время даже до 0,02 $м/сек$.

Следует также учесть то, что при постепенном внесении чашечного анемометра в канал, пока прибор лишь частично погружен в поток, в приборе не возникают вредные усилия, а лишь только вращающие; если же крыльчатое колесо погрузить в канал только наполовину, то возникают односторонние силы параллельно оси, вызывающие в оси и лопатках такие напряжения, на которые те не рассчитаны. Именно в момент ввода в канал крыльчатое колесо легче всего ломается или изгибается,

Ось вращения крыльчатых анемометров параллельна направлению потока и потому их всегда требуется устанавливать против направления потока; ось же вращения чашечных анемометров перпендикулярна направлению потока, их не надо держать против потока, так как даже при изменении направления они всегда представляют потоку одну и ту же поверхность.

Маятниковые анемометры. На рис. 142 изображен маятниковый анемометр Р. Фюса (Fuess); принцип его конструкции принадлежит Дикенсону (Dickensohn).

Прибор устанавливается таким образом, чтобы измеряемый поток попадал на переднюю сторону маятниковой пластины под прямым углом.

Сила потока измеряется отклонением прямоугольной, очень чувствительно подвешенной алюминиевой пластины, снабженной стрелкой и градуированной шкалой. К стрелке подвешен подвижной груз, благодаря которому можно сообщать прибору различную степень чувствительности, применительно для четырех областей измерения. Прибор должен стоять вертикально, что достигается при помощи маленького установочного винта, помещенного в треножнике. Правильность установки контролируется при помощи маленького отвеса. К прибору приложена таблица, содержащая значения отклонений маятника прибора.

На практике этот прибор привился слабо.

Статические анемометры. Статические анемометры состоят из крыльчатого колеса или креста с чашами, аналогично описанным выше, но они не вращаются, а под влиянием скорости потока дают лишь отклонение на известный угол, регулируемый пружиной, или же вызывают понижение столба жидкости тем большее, чем больше скорость. Значение скорости можно непосредственно отсчитать на шкале, не прибегая к часам.

Точность этих статических анемометров сравнительно небольшая; их применяют в качестве указывающих, но не измеряющих приборов, при контроле производства.

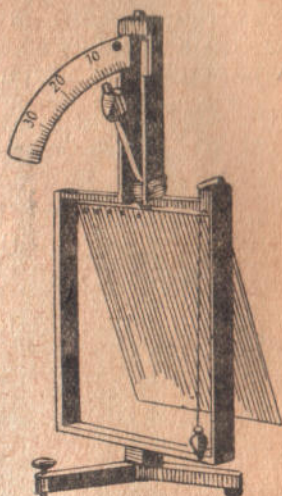


Рис. 142. Маятниковый анемометр.

Регистрация показаний анемометров. Запись скоростей газового потока или же количеств газа, измеренных при помощи анемометра, может осуществляться при помощи электрического контакта. На рис. 143 изображен такого рода анемометр с контактом, передающий при помощи звукового механизма или регистрирующего прибора (хронографа) слышимые или же видимые знаки на далекое расстояние. Контакт происходит после определенного числа метража потока (числа метров) или же после определенного числа оборотов.

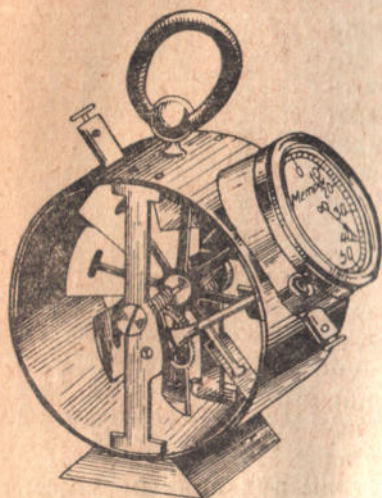


Рис. 143. Анемометр с электрическим контактом.

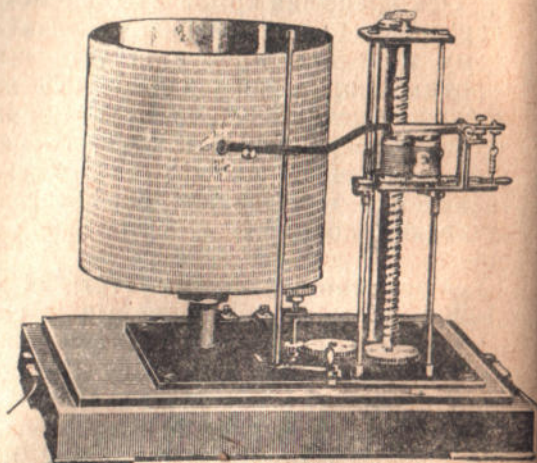


Рис. 144. Хронограф для анемометров.

На рис. 144 изображен хронограф, служащий для записи замыканий тока, наступающих у контактных анемометров через определенные отрезки времени. Часовой барабан делает 1 оборот в час, одновременно самопишущее перо опускается приблизительно на 4 мм, и таким образом отдельные отметки наносятся на винтовой линии. В течение суток самопишущее перо опускается сверху до низу.

Крыльчатый газомер „Ротари“. С помощью описанных выше анемометров может быть измерена скорость потока газа или воздуха в том месте сечения потока, где анемометр установлен; через анемометр проходит при этом, таким образом, только определенная часть измеряемого потока.

Прибор „Ротари“ основан на том же принципе измерения скорости потока в трубопроводе, но в данном случае через прибор проходит весь поток газа и, приводя в движение крыльчатый ротор, позволяет по счетчику определить или скорость, или непосредственно объемное количество прошедшего за данное время газа.

Крыльчатый газомер состоит из корпуса *A*, смонтированного на основании *B* (рис. 145), со штуцерами для присоединения *DD*. Вход и выход отделены друг от друга перегородкой *EE*. Вместе с перегородкой отлит цилиндр *F*. Корпус сверху закрывается выпуклой крышкой с колпаком, в котором помещается счетный механизм *H*.

Подвижные части в основном состоят из крыльчатого колеса *a* (фиг. 145 и 146), с наклоном лопаток к оси *b* под углом 45° . Ось опирается на сапфире для того, чтобы сопротивление и износ свести до минимума. Движение оси посредством червяка *c* передается счетному механизму.

Газ подается в ротор снизу вверх по ряду установленных по кругу трубок *d*, доходящих наверху почти до крыльчатого колеса.

При применении счетчика для измерения загрязненных газов под трубками еще устанавливается сито, очищающее

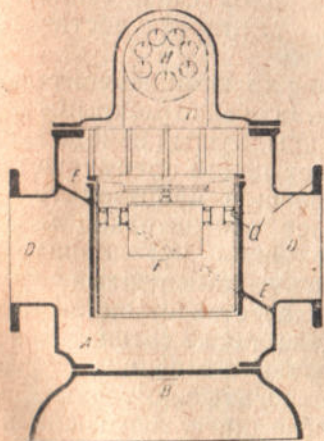


Рис. 145. Газомер „Ротар“. Разрез.

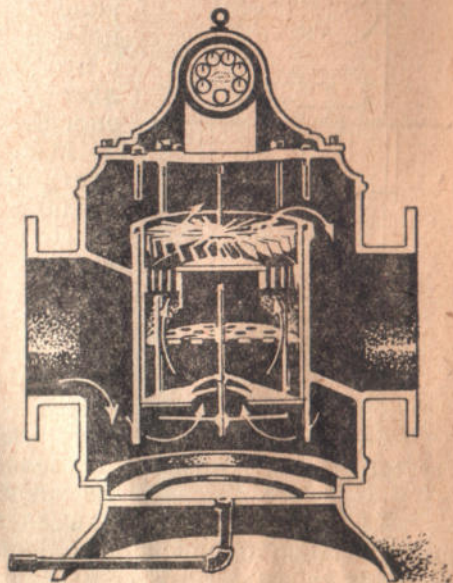


Рис. 146. Газомер „Ротар“. Разрез.

измеряемый поток от грубых механических загрязнений; в последнем случае необходимо через короткие промежутки времени очищать сито и трубки, так как, если в трубки попадет грязь, — поперечное сечение сузится и вследствие этого повысится скорость течения газа. Благодаря простой конструкции счетчика его можно основательно прочистить в весьма короткое время.

Небольшого веса вентиль *e* препятствует обратному течению газа. Кроме того, этот вентиль служит еще для того, чтобы регулировать количество газа или воздуха, протекающие через трубки *d* (образует ответвление газового потока или обводной трубопровод для него); как только подъемная сила потока газа

станет меньше веса e , последний закроется и весь газ тогда вынужден будет пройти через трубки d .

Газомеры этой системы получили в свое время сравнительно широкое распространение, особенно на городских газовых заводах. О точности их показаний имеется в литературе только несколько отрывочных данных, по которым нельзя иметь полноценного суждения; также мало имеется материалов для заключения о том, насколько долговечны эти приборы в условиях промышленной эксплуатации и в какой степени с течением времени изменяется точность их показаний.

Можно в общем считать, что точность показаний этих приборов в зависимости от чистоты измеряемого газа колеблется в пределах от $\pm 2\%$ до $\pm 5\%$, причем минимальный регистрируемый с этой точностью расход газа составляет $\frac{1}{5}$ — $\frac{1}{8}$ от нормальной пропускной способности прибора.

Максимальная пропускная способность газомеров „Ротари“ достигает $20\,000\text{ м}^3/\text{час}$.

По сравнению с другими измерительными приборами, особенно мокрыми газовыми часами, крыльчатый измеритель „Ротари“ обладает рядом преимуществ.

Даже при большой производительности он занимает сравнительно мало места — требует лишь $\frac{1}{10}$ площади, которую занимают мокрые газовые часы, применяемые в качестве стационарного газомера. Его цена также сравнительно невысока. Показания в границах от $\frac{1}{10}$

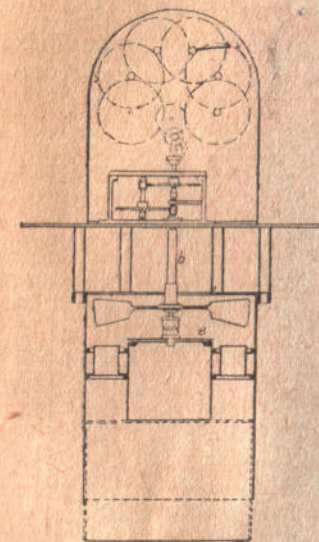


Рис. 147. Газомер „Ротари“. Разрез.

до полной его пропускной способности относительно точны и не выходят за рамки допустимых ошибок. После длительного использования он регистрирует так же точно, как в первый день своего пуска, так как в нем нет частей, которые могли бы разъедаться газами или изнашиваться при употреблении. Для иллюстрации его большой простоты можно еще упомянуть, что двое рабочих в течение двух часов могут разобрать и обратно собрать все измерительные и регистрирующие детали прибора с пропускной способностью в $3000\text{ м}^3/\text{час}$. Газомеры „Ротари“ также приспособлены для измерения газов под высоким давлением; специальные конструкции для этой цели выдерживают давления в 10 атм .

Как многие другие газомеры, крыльчатый измеритель „Ротари“ подлежит индивидуальному калиброванию. Трение в цапфах и передаточного механизма, гидравлические потери в колесе при сильно меняющихся числах оборотов, потери через щели и пр., не поддаются расчету и могут быть определены только при градуировании.

Применение анемометров и уход за ними. Уже было указано, что анемометры перед употреблением должны быть обязательно прокалиброваны, причем условия их применения и условия их калибрования должны быть совершенно идентичны.

Калибрование анемометров в настоящее время производится в аэродинамической трубе того или иного сечения, поэтому при измерениях анемометрами скоростей газовых потоков в трубопроводах имеет место достаточная аналогия с условиями калибрования; достаточно только еще соблюсти аналогию в отношении скоростей и сечений трубопровода.

На рис. 148 приведен разрез специального анемометра для измерений скоростей газов в трубопроводах.

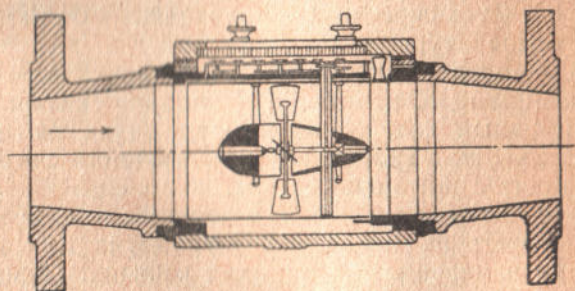


Рис. 148. Анемометр для измерения потоков газа по всему сечению газопровода.

Посредством специальных конических дюз сечение трубопровода сокращается до размера анемометра. Сама измерительная камера анемометра помещена в отдельном кожухе и легко вынимается из него после снятия крышки. Измерительный барабан легко подвергается чистке или ремонту; можно его заменить запасным барабаном, если желательно не прекращать измерения газа. Конструкция анемометра обеспечивает по возможности равномерное прохождение через него газа и минимальный перепад давления (перед прибором и за ним).

Измерение скорости потока в трубопроводе посредством переносного анемометра проводится следующим образом: прибор устанавливается в трубопроводе таким образом, чтобы измеряемый поток (в случае крыльчатых манометров) попадал под прямым углом на ту сторону крыльчатого колеса, которая не обращена к циферблату. В то мгновение, когда хотят начать измерение, включают счетный механизм, одновременно измеряя время; после окончания измерения механизм выключают. Из полученного показания стрелки вычитают показание, записанное в начале измерения, и к полученному результату для каждой минуты измерения прибавляют поправку, указанную в паспорте прибора, или же вычитают ее, в зависимости от знака $+$ или $-$, указанного в паспорте.

Пример 11. Показание стрелки перед началом измерения 2769; пусть поправка к данному прибору равна +10; после измерения, длившегося всего 3 минуты, показание стрелки 3279, отсюда поток, измеренный в течение 3 минут, имел длину или же скорость в $3279 - 2769 = 510 + (3 \cdot 10) = 540$ м в 3 минуты или 180 м в одну минуту. Если диаметр трубопровода 0,5 м, площадь сечения $\frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} = 0,196$ м², то количество газа V , протекающего по трубопроводу, будет:

$$0,196 \cdot \frac{180}{60} = 0,588 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

После этого остается пересчитать полученный объем на нормальные условия температуры и давления.

Если надо определить скорость потока в вертикальном участке открытого газопровода, например, в колонне скважины при бурении на природный газ, то анемометр опускают на бичевке в колонну на 2—3 м, а включение и выключение счетного механизма производят с помощью шнура.

Содержание пыли или влаги в измеряемом воздухе или газе сильно влияет на показание анемометра при измерениях в трубах и при измерениях в широких каналах. Такие загрязняющие примеси в газе вызывают замедление вращения измерительного колеса анемометра, причем для крыльчатых анемометров оно больше, чем для чашечных, так как последние обладают большей инерцией массы и легче сбрасывают пыль или влагу. Нельзя заранее определить величину указанных выше влияний, ее надо установить в каждом отдельном случае, причем целесообразно для этой цели провести проверочный опыт измерительным прибором какой-либо другой системы.

Влажный воздух вызывает сильное ржавление стальных осей и плечей крыльев анемометров, поэтому тщательная лакировка этих частей при каждом ремонте является необходимым условием их долговечности.

Анемометры и особенно кольца их крыльев надо чистить лишь мягкой щеточкой.

Анемометры можно применять для температур максимум до 90°. Очень пыльный или насыщенный кислыми парами воздух портит анемометры.

Если анемометр работает непрерывно долгое время, то результаты его калибрования весьма заметно меняются.

После примерно 2,7 млн. метров воздушного пути различные анемометры давали показания на 6% ниже, чем вначале, что следует объяснить износом и расшатыванием остриев и подшипников осей. В общем, рекомендуется, по крайней мере, после 2—3 млн. метров пути повторять калибрование анемометра.

Как видно из вышеприведенных материалов, анемометрический метод измерения скорости воздуха или газа страдает многими недостатками. Для приборов одного и того же типа тре-

буется их калибрование; при длительном употреблении—повторное калибрование; анемометры необходимо применять только в соответствии с условиями калибрования. Влага, пыль и ржавчина, содержащиеся в газе, влияют на точность измерения и портят сами приборы; горячие и кислые пары не допускают применения анемометров и т. д.

Однако анемометрический метод отличается и некоторыми достоинствами. Измерение производится просто, не нуждается в особенных вспомогательных приборах, может быть выполнено неквалифицированными работниками, не требует особенных вычислений, ибо применяется прямой счетчик, дает при средних скоростях приемлемые результаты и, наконец, не требует больших денежных затрат.

Анемометры, выполненные в форме газомера „Ротари“, дают вполне достаточные по точности показания и могут быть устанавливаемы даже в качестве стационарных газометров.

Литература

1. Э. Оуэр, Измерения воздушных потоков, 1935.
 2. В. Г. Немчинов, Авиационные приборы, 1926.
 3. Г. X. Сабинин, Вращающиеся анемометры и измерение ими действительной скорости ветра, 1922.
 4. H. N. Eaton and others, Aircraft Instruments, 1926.
 5. Lueger's Lexikon der gesamter Technik, 1926.
 6. VDI № 22, 1932.
 7. Kalender für das Gas - u. Wasserfach, 1932.
 8. L. Litinsky, Messung grosser Gasmengen, 1922.
 9. Gramberg, Techn. Messungen, 1920.
-

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВ ГАЗА С ПОМОЩЬЮ ПНЕВМОМЕТРИЧЕСКИХ ТРУБОК

Скоростной напор, создаваемый движущимся по трубопроводу газовым потоком, может быть определен как разность между полным напором и статическим давлением. Величина полного напора H , являющаяся функцией скорости газового потока w и величины статического давления потока p , определяется из выражения, приведенного в главе I:

$$H = p + \frac{\gamma \cdot w^2}{2g} \text{ кг/м}^2 \text{ или мм вод. ст.}$$

Величина полного напора может быть с достаточной точностью измерена открытой трубкой, поставленной навстречу течению потока. Этот метод измерения, фактически общепринятый при измерениях полного напора, был впервые применен французским ученым Пито (еще в 1732 году), почему и трубка для измерения полного напора пользуется известностью под названием трубки Пито.

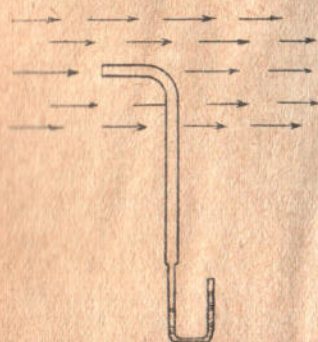


Рис. 149. Трубка Пито.

Трубка Пито представляет собой изогнутую под прямым углом трубку (рис. 149); она вводится в газовый или воздушный поток таким образом, чтобы короткое колено было параллельно стенке трубопровода, а его отверстие было направлено против течения потока.

Конец трубки, выходящий из трубопровода, соединяют с чувствительным манометром, который показывает определенную высоту столба жидкости, большую или меньшую, нежели та, которая наблюдалась бы, если бы в трубопроводе не было никакого движения. Отсчитанная высота столба жидкости в данном случае измеряется относительно атмосферного давления (+ в случае давления выше атмосферного и — в случае разрежения), и она тем больше, чем больше скорость газового потока. Таким образом, высота столба жидкости в этом манометре

метре является мерой скорости газового потока. Между высотой столба жидкости в манометре h (в мм вод. ст.) и скоростью газа в трубопроводе w существует следующее отношение:

$$h = \frac{w^2}{2g},$$

где g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$.

На заводах газы в закрытых трубопроводах всегда передаются под определенным давлением или определенным разрежением. При установке трубки Пито в такой трубопровод, она покажет не только скоростной напор (так называемое динамическое давление), но скоростной напор плюс статическое давление.

Для определения динамического давления посредством трубки Пито необходимо одновременно определить также статическое давление и вычесть его из суммарного давления, показываемого трубкой Пито.

Раздельное измерение суммарного давления (полного напора) и статического давления имеет недостатки. Во-первых, измерения проводятся не одновременно, а последовательно одно за другим; во-вторых, статическое давление во многих случаях значительно; динамическое же давление всегда относительно мало, поэтому неизбежные колебания статического

давления искажают точность измерения. На этом основании рекомендуется измерять статическое давление одновременно с измерением суммарного давления. Для этого требуется одновременно проводить измерение посредством двух трубок.

Для этой цели был предложен целый ряд комбинаций трубок.

Пекле (Pecelet) предложен прибор, изображенный на рис. 150. На присоединенном манометре отсчитывается разность обоих давлений. Недостаток этого прибора заключается в том, что статическое давление берется в другом месте, чем суммарное.

Вамбера и Шрамль (Vamberra и Schraml) исследовали различные комбинации трубок Пито в различных положениях.

При положении трубок E (рис. 151) отверстия всасывающей и нагнетательной трубок мало влияют друг на друга, но зато они лежат в различных поперечных сечениях трубопровода, и поэтому их статические давления слегка различны, а эта разница влияет на определение скоростного напора. От положения F (рис. 151) тоже необходимо отказаться, так как отверстия обеих трубок взаимно влияют друг на друга, потому что газовые струйки, давящие на переднюю всасывающую трубку, отклоняются от отверстия нагнетательной трубки.

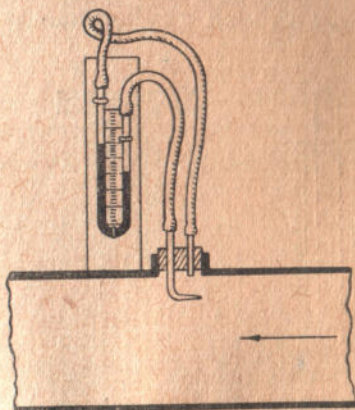


Рис. 150. Прибор Пекле.

Положение *G* (рис. 151) неправильно, так как применяется прямая измерительная трубка, недостатки которой были описаны выше. Положение трубок *J* (рис. 151) тоже не годится,

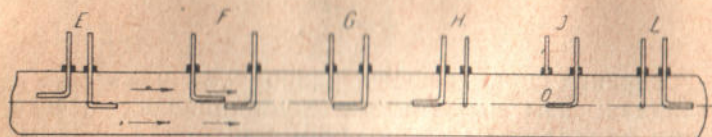


Рис. 151. Различные формы установки трубок Пито.

ибо обе трубки не лежат рядом. Следует также еще учесть, что у стенки трубопровода обычно имеют место завихрения и, таким образом, даже правильно введенная в стенку измерительная трубка подвергается некоторому искажающему воздействию. Положения трубок *H* и *L* (рис. 151) также недопустимы.

Для измерения скоростного напора был предложен еще целый ряд других модификаций этих приборов: шайба Сера, прибор Нифера — (рис. 29 — 32), не получившие практического распространения.

Франсуа (François) модифицировал трубку Пито, как это видно на рис. 152. Отверстия помещаются в стальных гильзах вроде лодочек, спаянных с медными трубочками *A* и *B*. Такая форма гильзы как-будто бы уменьшает сопротивления трения и образование завихрений и одновременно, вследствие удаления мертвого пространства, всасывающее действие становится равным двойному скоростному напору.

В литературе отсутствуют более детальные сведения о том, насколько измерительные трубки Франсуа привились на практике. Упоминание об этом приборе приводится лишь ради полноты изложения.

Пневмометры. Рекнагель (Recknagel) на основании опытов определил сопротивление, оказываемое воздухом пластинам, которые двигались по кругу с разными скоростями. Если принять, что сопротивление остается такое же и в том случае, когда пластина находится в покое, а воздух течет с такими же скоростями, то отношения, составленные Рекнагелем, могут быть применены для определения скоростей.

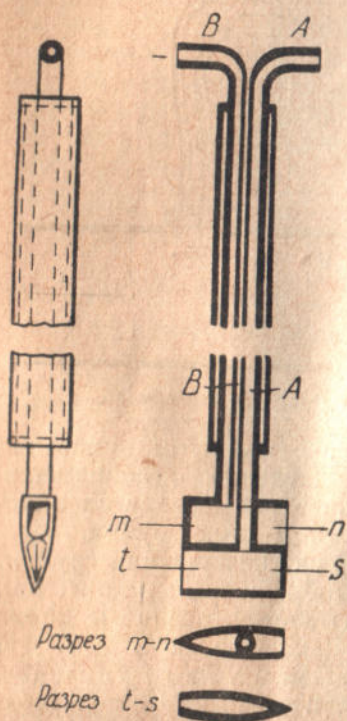


Рис. 152. Прибор Франсуа.

По этому способу измерение производится на основании определения давления потока на плоские поверхности. Суммарное действие этого давления складывается из избыточного давления с передней (по направлению потока) стороны и из возникающего разрежения на противоположной стороне данной поверхности.

Величина обоих давлений зависит от скорости и плотности движущихся масс газа; отношения между этими величинами следующие:

а) Избыточное давление P_1 , выраженное в мм вод. ст., испытываемое газом в центре передней части плоской поверхности, при перпендикулярном направлении на нее потока со скоростью w , равно:

$$P_1 = \frac{w^2 \gamma}{2g}.$$

В этой формуле g обозначает ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$, а γ — объемный вес движущегося газа.

б) Давление P_2 на обратной стороне плоской поверхности при тех же условиях составляет:

$$-P_2 = -0,372 \frac{w^2 \cdot \gamma}{2g}$$

(согласно определению Рекнагеля).

Таким образом, между стороной, на которую приходится давление газового потока, и обратной стороной поверхности создается разность давлений P :

$$P = P_1 + P_2 = 1,372 \frac{w^2 \cdot \gamma}{2g}.$$

Отсюда скорость w воздуха или газа, соответствующая этой разности давлений, составляет:

$$w = \sqrt{\frac{2g \cdot P}{1,372 \cdot \gamma}}.$$

По существу измерение при помощи пневмометра покоится на том же принципе, что и измерение посредством трубок Пито.

Измеряемое давление абсолютно не зависит от величины поверхности, которая стоит на пути движущегося воздушного или газового потока. Приведенные соотношения между скоростью воздуха и давлением подтверждены опытами Рекнагеля с поверхностями диаметром от 10 до 500 мм, в отдалении от 1 до 5 м от оси вращения и со скоростями до 10 м/сек. Пауль Фукс нашел опытным путем при скоростях до 40 м/сек, что показания по этому методу для технических измерений вполне удовлетворительно совпадают с показаниями по другим методам.

Конструктивное выполнение таких пневмометров на практике дает рис. 153. Пневмометр в основном состоит из двояной камеры S (рис. 153), двух нагнетательных трубочек d и d_1 ,

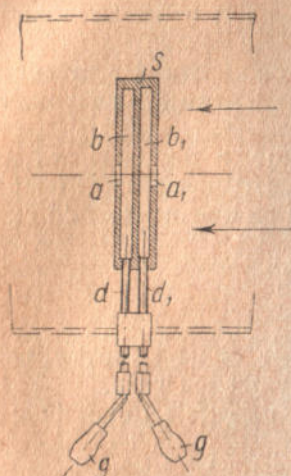


Рис. 153. Пневмометр Крелля.

и укрепляющая трубка изготовляются различной длины, соответственно диаметру трубопровода или канала.

Отверстие для ввода пневмометра в исследуемый трубопровод замыкается вводной трубкой, состоящей из двух половинок, которая одновременно поддерживает укрепляющую трубку.

Для газов, загрязненных механическими примесями, не исключена возможность, что отверстие и каналы в этом пневмометре более или менее сузятся, что нарушит измерения. Для таких случаев с успехом применяются пневмометры Прандтля (Prandtl).

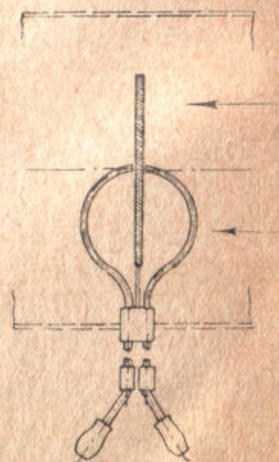


Рис. 154. Пневмометр Прандтля.

Описанный выше пневмометр Крелля получил у Прандтля небольшое изменение, что видно из рис. 154. Пневмометр Прандтля состоит из тонкой латунной пластинки без отверстий; открытые нагнетательные трубочки в виде короткой дуги подходят совсем близко к середине пластинки с обеих ее сторон, чем предупреждается проникновение пыли в трубки. Во всем остальном прибор Прандтля ничем не отличается от конструкции Крелля.

Пневмометр в соединении с чувствительным микроманометром, на котором непосредственно отсчитываются скорости, известен под названием *пневмометра Крелля*. На рис. 155 изображен такой пневмометр, установленный в вентиляционной трубе для определения скорости воздуха.

Следует помещать пневмометр в трубопроводе таким образом, чтобы поток газа попадал на него перпендикулярно. На соединительной трубке помещается направляющая пластинка, параллельная поверхности пневмометра, с помощью которой можно судить снаружи о положении прибора и правильно его устанавливать.

Что касается формы пневмометра, то согласно исследованиям Маркса наиболее целесообразной является форма коробки, по мере возможности приближающаяся к форме диска; это может быть достигнуто тем, что высота цилиндра, образующего коробку, по отношению к его диаметру берется по возможности меньшей.

В зависимости от материала, из которого изготовлен пневмометр, и примененного припоя его можно применять также для измерения горячих газовых потоков с температурой до 500° .

Что касается коэффициента для пневмометров, определенного Рекнагелем в 1,37, то он может быть весьма различен. На основании опытов Испытательной станции для отопительных и вентиляционных установок Технической высшей школы в Берлине, этот коэффициент установлен в 1,48; Берловиц (Berlowitz) установил этот коэффициент в 1,50 путем непосредственного сравнения с газометром в 5000 м^3 . Опыты Ричеля (Rietschel) доказали, что при вихревых и волновых движениях газового потока этот коэффициент колеблется от 1,3 до 1,5, т. е. является непостоянной величиной. Дюбуа (Dubuat) определил его в 1,2 до 1,86; Дайнс (Dines) — в 1,25 до 1,45; Лесль (Lössl) — в 2 и т. д.

Из всех этих сообщений следует, что различными исследователями найдены совершенно различные величины для этого коэффициента. Кроме самого газового потока на изменимость коэффициента оказывает также влияние величина, толщина, окружность и форма пластинок, величина поперечного сечения потока и т. п. На основании специальных опытов было дальше установлено, что эти различия коэффициентов следует объяснить ошибками измерений не на передней, а на задней стороне пнев-

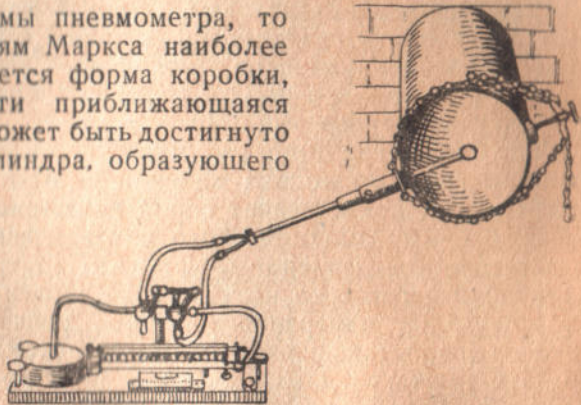


Рис. 155. Установка пневмометра Крелля.

мометра. На величину этого коэффициента влияет также состояние измеряемого потока; турбулентность движения потока увеличивает коэффициент. Поэтому возможность применения пневмометров для количественных измерений, которые претендуют на приблизительную точность, должна быть взята под сомнение.

Двойные трубки Прандтля и Браббэ. Трубки Пито исключают не собственно статическое давление, а лишь его функцию. Измерение при помощи пневмометров основано на измерении разницы давлений с обеих сторон пластинки. Но посредством последующих конструкций приборов, о которых речь будет ниже, удалось действительно измерить разницу между суммарным давлением и статическим и, таким образом, измерить действительное динамическое (скоростное) давление.

Еще раз, немного подробнее, рассмотрим основы измерения посредством трубок типа Пито.

Уже было указано, что давление, которое испытывает со стороны газового потока какая-либо противопоставленная ему поверхность, представляет собой суммарное давление, алгебраическую сумму динамического и статического давления.

Статическое давление ($P_{ст}$) — это внутреннее давление прямолинейного газового потока, т. е. давление, которое показывал бы прибор для измерения давления, движущийся в газовом потоке со скоростью, равной скорости потока. Статическое давление это также то давление, которое оказывает газовый поток на стенку канала, параллельную потоку.

Динамическое давление (скоростное давление $P_{дин}$) это самое большое повышение давления, которое возникает в движущемся газовом потоке перед преградой; величина его определяется из формулы:

$$P_{дин} = \frac{\gamma \cdot w^2}{2g},$$

где w обозначает скорость течения газа, γ — объемный вес газа в $кг/м^3$.

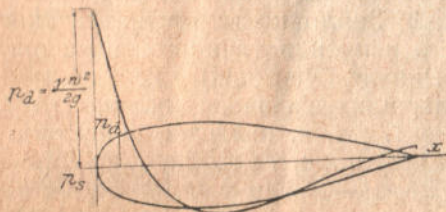


Рис. 156.

Тело, имеющее форму потока, противопоставленное течению потока жидкости (будь то газ или жидкость в точном значении слова) испытывает в различных местах своей поверхности определенное давление, которое складывается из статического давления газа

плюс дополнительное динамическое давление, вызванное течением потока. В то время как статическое давление движущегося газа имеет одинаковое значение для всех точек поверхности тел, имеющих форму потока, величина динамического давления меняется от одной до другой точки поверхности

и зависит от ее геометрической формы. На рис. 156 изображено это распределение давления для маленького тела вращения в меридиональном сечении.

Величина суммарного давления P_x , измеренная в любом месте поверхности с абсциссой x , выражается формулой:

$$P_x = P_{ст} + P_{дин} = P_{ст} + \xi_x \cdot \frac{\gamma \cdot \omega^2}{2g}$$

Константа ξ_x зависит от положения измеряемой точки на поверхности и ее геометрической формы. Она меняется от точки до точки внутри меридионального отрезка. Если соединить две точки этого маленького тела вращения с коленами микроманометра, то он покажет разницу давлений:

$$\begin{aligned} P_1 - P_2 &= P_{ст} + \xi_1 \cdot \frac{\gamma \cdot \omega^2}{2g} - \left(P_{ст} + \xi_2 \cdot \frac{\gamma \cdot \omega^2}{2g} \right) = \\ &= (\xi_1 - \xi_2) \cdot \frac{\gamma \cdot \omega^2}{2g} = \xi \cdot \frac{\gamma \cdot \omega^2}{2g}, \end{aligned}$$

где ξ — коэффициент для данного тела.

Если же на поверхности данного тела, имеющего форму потока, выбрать точки 1 и 2 таким образом, чтобы одна из них (1) испытывала суммарное давление $P_{сум} = P_{ст} + P_{дин}$, а вторая (2) — лишь статическое давление $P_{ст}$, то микроманометр при присоединении точки 1 покажет суммарное давление, при присоединении точки 2 — статическое давление, а при соединении обеих точек с коленами манометра — покажет разность давлений

$$P_{сум} - P_{ст} = P_{ст} + P_{дин} - P_{ст} = P_{дин} = \frac{\gamma \cdot \omega^2}{2g},$$

т. е. динамическое давление потока, по которому находим

$$\omega = \sqrt{\frac{2g \cdot P_{дин}}{\gamma}}$$

(при $\xi = 1$).

На рис. 157 дана схема измерения всех трех давлений $P_{сум}$, $P_{ст}$ и $P_{дин}$ трубкой с коэффициентом $\xi = 1$. Левый манометр, соединенный с одной стороны с атмосферой, а с другой стороны с открытым концом внутренней трубки, показывает общее давление (на рис. обозначенное P_g); правый манометр, соединенный одним коленом с атмосферой, а вторым — с отверстиями трубки, параллельными потоку газа, показывает статическое давление $P_{ст}$ (P_{st}); средний манометр, соединенный с обоими измерительными трубками, показывает разность между обоими давлениями, т. е. динамическое давление или скоростной напор.

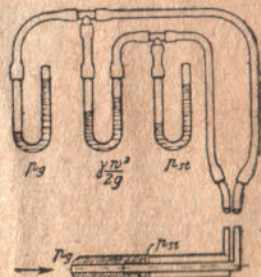


Рис. 157. Схема измерения давлений пневмометрической трубкой.

Поправочный коэффициент ξ , иногда обозначаемый через β , необходимо определить посредством калибрования. Можно с достаточной точностью принять, что для геометрически подобных приборов он одинаков; поэтому с теоретической точки зрения достаточно провести одну калибровку для каждой формы такого прибора.

Конструктивное выполнение таких приборов дают двойная трубка Прандтля и двойная трубка Браббэ.

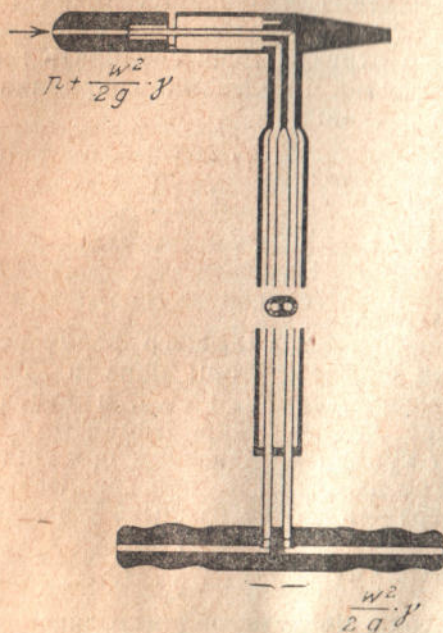


Рис. 158. Трубка Прандтля.

Для исключения величины статического давления $P_{ст}$ исследуемого потока газа, на этих приборах устроены отверстия на кожухе цилиндрической части, причем на таком расстоянии от головки прибора, где можно вполне рассчитывать на полную параллельность струй потока. По окружности прибора распределены отверстия (трубка Браббэ) или же устроен паз (прибор Прандтля) для того, чтобы при незначительном отклонении трубки от направления потока не возникали значительные ошибки в измерении. В то время как эти боковые отверстия воспринимают статическое давление, отверстие, направленное против потока, воспринимает суммарное давление, равное сумме статического давления и динамического.

С приборами этого типа достигли существенно лучших результатов. Кроме того, что их коэффициент $\xi = 1$, они меньше зависят от завихрений потока.

Трубка Прандтля. Трубка Прандтля схематически изображена на рис. 158.

Отверстие, служащее для измерения суммарного давления $P_{сум}$, лежит на оси шарообразно загнутой головки прибора. Статическое давление воспринимается кольцеобразной щелью на цилиндрической части головки; при данной конструкции эта щель прерывается лишь маленьким узким мостиком. Коэффициент этой трубки равняется 1, вследствие чего прибор точно измеряет все три величины давления.

Согласно исследованиям Прандтля его прибор при измерении скоростей не зависит от точности его установки в отношении направления потока. Допускается наклон трубки до 15° от оси трубопровода.

Трубки Прандтля изготавливаются обычно с диаметром отверстия в 3,5 и 8 мм. Необходимый диаметр отверстия устанавливается с учетом расстояния от прибора до манометра и загрязненности газа пылью. Газы, загрязненные механическими примесями, требуют больших отверстий.

Трубка Браббэ. Конструкция трубки Браббэ следующая (рис. 159): цилиндрическая измерительная трубка *a*, отверстие

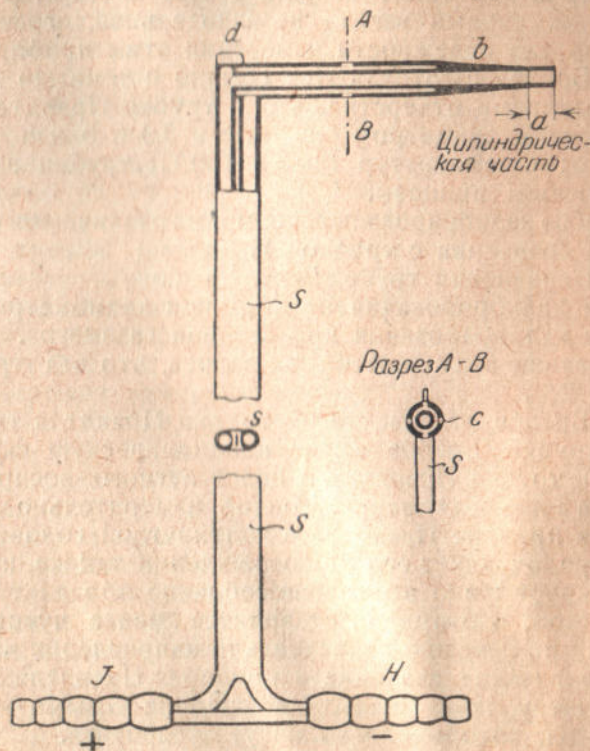


Рис. 159. Трубка Браббэ.

которой направлено против потока, переходит в конус *b*, а дальше в цилиндрическую трубку большего диаметра, представляющую в разрезе две концентрические окружности. По окружности широкой цилиндрической трубки имеется несколько отверстий *C*, через которые передается статическое давление газа внутрь кольцевой камеры, образованной кожухом и измерительной трубкой. Две отдельные трубочки идут наружу от кольцевой камеры и от измерительной трубки; на концах они снабжены резиновыми втулками *H* и *J* для присоединения к манометру. Обе трубочки лежат в отношении направления потока одна за другой и образуют стержень *S* с овальным поперечным сечением; благодаря специальной стальной прокладке *s* стержень *S* приобретает требуемую устойчивость; благодаря своей форме он не представляет собой заметного сопротивления потоку газа.

Благодаря своеобразной конструкции трубки Браббэ ее коэффициент, независимо от случайностей производства, для каждого прибора с вполне достаточной для практических измерений точностью принимается равным единице. Это объясняется главным образом тем, что в этом приборе конец трубки на определенной длине имеет цилиндрическую форму и не непосредственно у острия переходит в коническую часть *b*. Эта деталь, кажущаяся на первый взгляд незначительной, играет, однако, важную роль для надежности измерений этим прибором.

Трубки Браббэ изготавливаются обычно с теми же двумя различными размерами отверстия, что и трубки Прандтля, а, именно, с внутренним диаметром трубки *a* в 3,5 и 8 мм.

Для высоких температур (выше 150°C) трубки запаиваются соответствующим припоем.

Трубки Браббэ калибровались четырьмя различными способами:

- 1) путем сравнения с трубкой Прандтля;
- 2) путем сравнения трубок между собой;
- 3) путем калибрования при помощи анемометра;
- 4) путем калибрования при помощи газометра.

На основании этих опытов оказалось, что эта трубка дает точность $\pm 2\%$.

Трубка Браббэ отличается от трубки Прандтля тем, что наконечник трубки Браббэ имеет цилиндрическую форму, в то время как в трубке Прандтля в целях легкого воспроизводства он сделан в виде полушария. Тонкое измерительное отверстие находится в приборе Прандтля в полукруглой головке наконечника, что предохраняет его от повреждений так же, как в трубке Браббэ. Одновременно это приспособление обладает еще и тем преимуществом, что прибор становится менее чувствительным к неточному положению относительно направления измеряемого потока. Статическое давление в приборе Прандтля передается микроманометру через щель, а в приборе Браббэ — через тонкие отверстия, которые легко могут засориться.

Для смолосодержащих газов трубка Прандтля подходит лучше, чем трубка Браббэ.

Свойства этих обоих приборов весьма сильно зависят от точного воспроизводства их формы. Поэтому необходимо при серийном их изготовлении по образцу калиброванного прибора точно сохранять все соотношения размеров.

Трубка „Гидро“. Конструкция в основном такая же, как у трубки Прандтля. Введены только следующие усовершенствования (рис. 160): во-первых, дана возможность конденсату собираться в углублении шаровой головки, что позволяет измерять скорости газов, содержащих влагу; во-вторых, благодаря закруглению можно легче вводить трубку в узкие отверстия.

В отдельных странах сделаны попытки стандартизировать трубки Пито, установивши для них постоянные геометрические формы и размеры, и вывести в связи с этим постоянный поправочный коэффициент.

Национальной физической лабораторией в Англии принята для пользования стандартная трубка Пито, форма которой и размеры представлены на фиг. 161. Весь прибор сконструирован из латунных трубок. Наружная трубка, служащая для измерения статического давления, сообщается с потоком газа через отверстия, сделанные на цилиндрической ее части; внутренняя трубка имеет открытую торцевую часть и служит для измерения полного напора. Каждая из трубок посредством резиновых трубок присоединяется к манометру, причем это присоединение осуществляется таким образом, чтобы манометр показывал разность давлений, т. е. скоростной напор.

Следует отметить, что точка, в которой происходит измерение статического давления, находится сантиметров на пять ниже по течению потока от той точки, где измеряется полный напор. Строго говоря, следовало бы требовать, чтобы оба эти напора измерялись в одной точке, поскольку по их разности определяется скоростной напор и скорость потока в данной точке; но такая практически удобная конструкция прибора не вносит существенных ошибок, так как градиент статического давления вдоль потока нормально не настолько велик, чтобы дать заметную разницу в отсчетах для двух точек, так близко расположенных друг к другу.

Наблюдения показали, что точность измерения статического давления для скоростей 6 м/сек и выше находится в пределах 0,01 процента, что лежит на границе возможной точности наблюдения. Трубки не нуждаются в калибровании, если только строго выдержаны размеры, в особенности в отношении конусности наконечника и расстояния от входного отверстия до статических отверстий и державки (часть прибора, перпендикулярная к наконечнику).

Проведение измерения. Выбор места измерения; установка приборов. Измерение посредством описанных в этом разделе приборов дает показатели, конечно, только для той точки поперечного сечения трубопровода, где находится прибор. В трубопроводе далеко не в любой его точке господствует равно-



Рис. 160. Трубка „Гидро“.

мерное течение. За вентилями, заслонками, искривлениями, ответвлениями, сужениями поперечного сечения, включениями боковой трубы и т. д. равномерность течения более или менее сильно нарушается, появляются завихрения или, в лучшем случае, имеет место неравномерное распределение скорости по поперечному сечению трубы (см. главу V). Лишь в гладком, по возможности более длинном и прямом трубопроводе можно рассчитывать на закономерное распределение скорости; в таких случаях прибор дает вполне надежные результаты. Поэтому первым правилом для выбора места измерения скорости газа

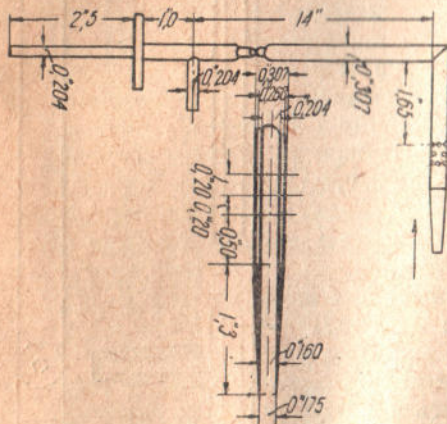


Рис. 161. Стандартная трубка Пито Национальной физической лаборатории в Англии.

является условие, чтобы это место находилось посередине прямого участка трубы, длиною, по крайней мере, равною десяти диаметрам; всякие соображения о том, что в этом месте неудобно установить прибор, или же, что длина трубок от прибора к микроманометру получается слишком длинной, должны отойти на задний план.

Если эти элементарные условия выбора места для измерений соблюдены быть не могут, то надлежит путем опыта подыскать такой участок в данном трубопроводе, в котором господствует, правда, неравномерное, но зато

постоянное распределение скоростей. Понятно, что такое место не может находиться в непосредственной близости от переменных источников нарушения равномерности течения газа, т. е. вблизи ответвлений, вентилях, заслонок.

Для задерживания частичек смолы и пыли можно установить сита, но при условии, что они будут занимать все поперечное сечение трубопровода; они должны быть удалены при этом от прибора приблизительно на пять диаметров трубопровода.

Как уже выше упоминалось, скорость вблизи стенки меньше скорости в центре трубопровода, вследствие больших потерь на трение о стенку, турбулентности движения потока, пульсации потока и др. причин. С целью искусственного выравнивания направления и скорости потока по всему сечению трубопровода было предложено приспособление, изображенное на фиг. 162. Поток, созданный, например, вентилятором, проходит через проволочную сетку и затем через пучок трубок, который заполняет все поперечное сечение трубопровода и состоит из тонкостенных металлических трубок с просветом приблизительно в 20 мм и длиной приблизительно в 30 см. За пучком трубок

(выравниватели) можно поместить еще одну проволочную сетку, на которой затем устанавливается измерительный прибор. Благодаря проволочным сеткам отдельные струйки потока перемешиваются между собой, а пучок трубок заставляет их пойти по прямому пути. В большинстве случаев, однако, установка такого выравнивающего пучка помогает лишь частично.

Скорость газа, как известно, постепенно падает по направлению от середины трубы к стенкам; поэтому в большинстве случаев лучшим методом является так называемое „сеточное измерение“ (по всему поперечному сечению трубы). Измерение надо произвести в такой точке поперечного сечения трубопровода, где господствует средняя скорость. В середине трубы обычно господствует максимальная скорость. Надо таким образом или предварительно найти ту точку, где господствует средняя скорость, и эту среднюю скорость определить, или же измерить максимальную скорость, поместив прибор точно посередине сечения трубы. В последнем случае требуется еще определить при помощи специального опыта разницу между максимальной и средней скоростью и вычесть ее из максимальной.

Для получения наиболее точных результатов надо разделить сечение трубы на несколько концентрических колец с равновеликими площадями и определить скорость в отдельных кольцах. Пусть сечение трубопровода разделено на n равных концентрических зон окружностями, проведенными из центра трубопровода (рис. 163) радиусами r_2, r_4, r_6 и т. д. Взяв радиус OP , рассмотрим зону AB ; измерение скорости на радиусе OP в пределах зоны AB должно быть произведено в такой точке, чтобы окружность, проведенная через эту точку (с центром в O), разделила площадь зоны AB на две равные части. Положение точек измерения в остальных зонах определяется таким же образом, и совершенно очевидно, что в целом сечение трубы делится

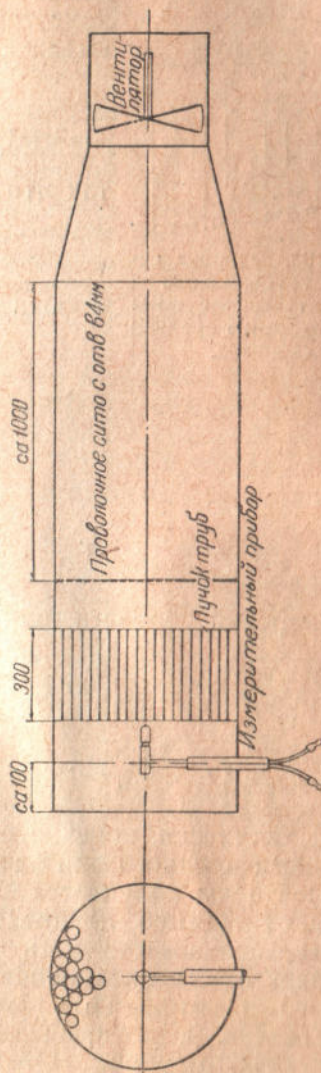


Рис. 162. Установка в трубопроводе выравнивателя потока.

в действительности на $2n$ частях окружностями радиусов r_1, r_2, r_3 и т. д., и что n измерений скорости должно быть сделано на радиусах r_1, r_2, r_3 и так далее до самой крайней точки измерения, которая будет лежать на радиусе r_{2n-1} . Если R — радиус трубы, то равенство площадей всех зон выражается следующими уравнениями:

$$\pi(R^2 - r_{2n-1}^2) = \\ = \pi(r_{2n-1}^2 - r_{2n-2}^2) = \dots = \pi(r_2^2 - r_1^2) = \pi r_1^2,$$

так что

$$r_2^2 = 2r_1^2, \quad r_3^2 = 3r_1^2 \text{ и т. д.},$$

$$r_{2n-1}^2 = (2n-1)r_1^2 \text{ и } R^2 = 2n r_1^2,$$

отсюда

$$r_1 = R \sqrt{\frac{1}{2n}},$$

$$r_2 = R \sqrt{\frac{2}{2n}}$$

и

$$r_{2n-1} = R \sqrt{\frac{2n-1}{2n}}.$$

n измерений скорости производятся, следовательно, на радиусах

$$R \sqrt{\frac{1}{2n}}, R \sqrt{\frac{3}{2n}}, R \sqrt{\frac{5}{2n}} \text{ и т. д.}, \text{ а конечный радиус будет}$$

$$\text{равен } R \sqrt{\frac{2n-1}{2n}}.$$

Практически, конечно, не достаточно производить измерения скорости вдоль только одного радиуса трубы. Средняя скорость каждой зоны получается из четырех измерений — по одному на четырех взаимно перпендикулярных радиусах. Следовательно, фактически должно быть произведено $4 \cdot n$ наблюдений. Обычно удобней откладывать точки наблюдений скоростей от начала одного из выбранных диаметров. Изображая таким образом расстояния, на которых должны быть произведены измерения скоростей, получим:

$$\frac{D}{2} \left(1 - \sqrt{\frac{2n-1}{2n}}\right), \frac{D}{2} \left(1 - \sqrt{\frac{2n-3}{2n}}\right)$$

и т. д. до

$$\frac{D}{2} \left(1 - \sqrt{\frac{1}{2n}}\right)$$

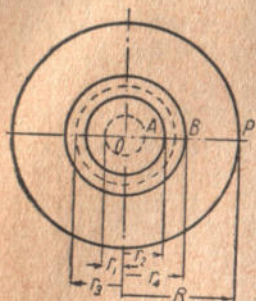


Рис. 163. Разбивка сечения трубопровода на концентрические зоны для измерения средней скорости.

по одну сторону от диаметра трубы и

$$\frac{D}{2} \left(1 + \sqrt{\frac{2n-1}{2n}} \right), \frac{D}{2} \left(1 + \sqrt{\frac{2n-3}{2n}} \right)$$

и т. д. до

$$\frac{D}{2} \left(1 + \sqrt{\frac{1}{2n}} \right)$$

по другую сторону, где D есть внутренний диаметр трубы.

Следующие практические замечания могут быть полезны при определении необходимого числа измерений скорости.

Для труб диаметром от 150 до 300 мм n должно быть равно 3 и, следовательно, необходимо произвести по 6 измерений на каждом из двух взаимно перпендикулярных диаметров, причем точки измерений должны быть расположены от внутренней стенки трубы на расстояниях: $0,044D$, $0,146D$, $0,296D$, $0,704D$, $0,854D$ и $0,957D$.

Для труб диаметром больше 300 мм n должно быть не менее 5 и тогда 10 измерений производятся на каждом диаметре на следующих расстояниях от стенки: $0,026D$, $0,082D$, $0,146D$, $0,226D$, $0,342D$, $0,658D$, $0,774D$, $0,854D$, $0,919D$, и $0,975D$. В случае, когда диаметр больше 900 мм, на каждом радиусе должно быть произведено более 5 измерений.

Приведенные правила для определения числа измерений не следует считать безусловными для всех случаев. Применение их может дать хорошие результаты только при условии, что кривая распределения скоростей вдоль диаметра имеет более или менее плавный вид, но если есть какое-либо сомнение в правильности распределения скоростей, то всегда следует делать предварительные исследования, заключающиеся в измерении скоростей в ряде точек. И если будут обнаружены действительно значительные неправильности в распределении скоростей, то нет другого выбора, кроме как увеличивать число точек для измерений по сравнению с тем, что было рекомендовано выше, в том случае, если нельзя подобрать другое сечение трубы, где скоростные условия будут более благоприятны.

При измерении скоростей в трубопроводах прямоугольного сечения, сечение делится линиями, параллельными стенкам трубопровода, на некоторое число равновеликих площадок, геометрически подобных всему сечению (рис. 164), и скорость измеряется в центре каждой из этих площадок.

При определении числа частей для измерений можно руководствоваться практическим правилом — не делать меньше шестнадцати частей для труб, имеющих площадь сечения до $0,350 \text{ м}^2$, а для труб больших сечений брать число частей с таким расчетом, чтобы каждая часть имела площадь не более 232 см^2 .



Рис. 164. Разбивка сечения при прямоугольного трубопровода для измерения средней скорости.

Установка трубок и условия их работы. Расстояния между трубками и микроманометром не влияют на результат измерения.

Сужения отверстий в трубках лишь постольку играют роль, поскольку они подавляют колебания скорости. Понятно, что свободному прохождению газов не должны мешать такого рода сужения, как и закупорки. Для газа или воздуха, содержащего пыль или влагу, надо выбрать отверстие трубки такого размера, чтобы загрязнения не могли отражаться на измерениях.

Чем шире отверстие трубки, тем быстрее можно работать с прибором.

Двойные трубки (Браббэ, Прандтля и др.) следует укреплять при помощи пробки (деревянной или резиновой) в трубопроводе таким образом, чтобы прибор стоял прочно, но мог бы при этом передвигаться в продольном направлении взад и вперед, а также вращаться. Отверстие трубки должно быть направлено против потока и по возможности более параллельно к нему.

На рис. 165 изображено приспособление Шульце (Schultze) для удобной установки одного и того же прибора в трубопроводах с различными диаметрами. Такое приспособление ценно в тех случаях, когда желательно провести ряд измерений быстро одно за другим. Сущность этого приспособления состоит в следующем.

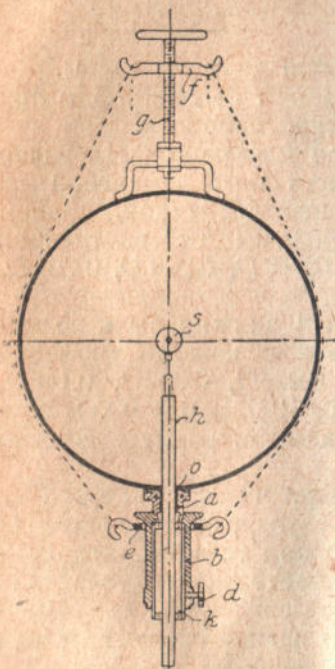


Рис. 165. Приспособление для установки прибора у трубопровода.

В стенке трубопровода предусматривается отверстие O , через которое вводится трубка прибора. Уплотнение отверстия и трубки производится посредством детали a , состоящей из двух частей и выложенной, например, кожей; с другой стороны эта деталь при помощи конуса соединяется с гильзой b ; с помощью гильзы k и винта d производится укрепление трубки h . Гильза b прижимается к трубопроводу посредством охватывающей трубопровод цепи; цепь прикреплена к крючкам e и f ; винтовым шпинделем g , снабженным ручным наконечником, цепь может быть натянута.

Соединение прибора с микроманометром. Схема присоединения микроманометра к прибору дана на рис. 166. A — трубка прибора, установленного на трубопроводе L ; M — микроманометр, который лучше всего ставить на столе.

Для соединения прибора с микроманометром лучше всего пользоваться толстостенными резиновыми трубками с внутрен-

ним диаметром приблизительно в 5 мм (не меньше) и наружным диаметром приблизительно в 13 мм. Тонкостенные шланги часто имеют мелкие дырки, легко трескаются или же образуют петли. Чем длиннее шланг, тем больше должен быть его диаметр; для расстояния до 20 м вполне достаточно иметь шланг с диаметром в 5 мм.

Следует избегать применения использованных газовых шланг, так как в них могут происходить выделения газа.

С целью экономии резиновых шланг можно их с успехом заменять стеклянными трубками, соединенными посредством коротких кусков шланга. Места соединений должны быть вполне герметичны. Можно также рекомендовать металлические трубки.

Для временных измерений можно обходиться резиновым шлангом; при установке прибора на длительный срок рекомендуются свинцовые или железные газовые трубки с просветом от 6 до 12 мм (в зависимости от расстояния).

В сравнении с самими приборами стоимость микроанометров относительно высока. Однако можно обойтись одним микроаномет-

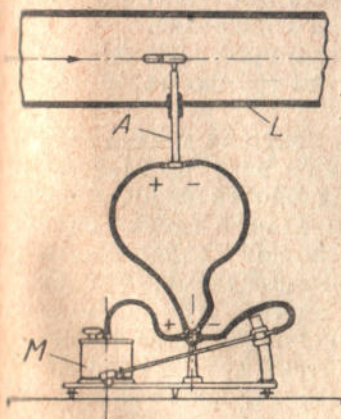


Рис. 166. Схема присоединения микроанометра к пневмометрической трубке.

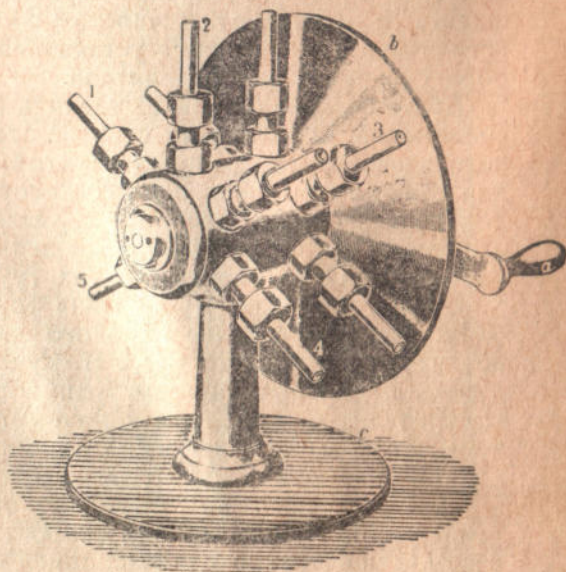


Рис. 167. Переклю­чател ь Фюса.

ром для обслуживания нескольких измерительных приборов, находящихся в разных местах; для этого пользуются распределителем Фюса и Розенмюллера, переключающими кранами Шульца и друг.

На рис. 167 изображен такой линейный распределитель Фюса для нескольких точек измерения с одним общим микроанометром. На пластинке *b* нарезаны отметки для разных точек измерения. Переключение производится посредством ручки *a*.

Особенно удобны эти переключатели для распределительных щитов, причем трубки для присоединения 1, 2, 3 4 и 5 лежат за щитом, а спереди видны лишь пластинка и ручка.

Необязательно, чтобы манометры устанавливались в непосредственной близости от точки измерения. Для их установки можно выбрать соответствующее место на расстоянии 30 м и более. Но это допустимо только тогда, когда измеряемые скорости не сильно колеблются и колебания не следуют быстро одно за другим, так как в этом случае колебания в некоторой мере будут подавляться и сглаживаться.

В шлангах, соединяющих прибор с микроманометром, газ не течет непрерывной струей, но колеблется взад и вперед, соответственно колебаниям измеряемой скорости. Поэтому первым требованием к этим соединяющим шлангам является отсутствие мест, где могла бы накопиться вода, которая почти всегда осаждается из газа. При отсутствии сильных движений тока воздуха или газа такие накопления преграждают поперечное сечение шланга и нарушают точность измерения; рекомендуется для устранения этого явления устанавливать непосредственно у прибора склянку — водоотделитель.

Большое внимание надо уделить вопросу герметичности всех соединений, особенно на стороне статического давления. Незначительная потеря давления на этой стороне послужит поводом для слишком высоких отсчетов скоростного давления.

При испытании шланг на герметичность при помощи воды следует иметь в виду, что в высшей степени трудно после этого удалить воду из длинных, узких трубок.

Следует избегать продувания трубок, ведущих к манометру, ртом, вследствие более высокого удельного веса выдыхаемого воздуха (содержащего CO_2). В случае надобности надо их продувать воздушным насосом. Если соединительные трубки между измерительным прибором и манометром имеют большую длину и разности высот положения приборов значительные, — необходимо обе трубки повести близко одну от другой, если возможно, в общем кожухе, во избежание ошибок вследствие разницы температур. При измерении скоростей потока газа с объемным весом, существенно отличающимся от воздуха, необходимо измерительные трубки и манометр установить по возможности на одинаковой высоте и повести измерительную проводку горизонтально. Где это невозможно, — следует особо учесть разницу давлений, обусловленную разницей объемных весов газа и воздуха. Какая может быть при игнорировании этого условия ошибка, — видно из такого примера.

При разности между высотой манометра и высотой места измерения в один метр возникает ошибка в измерении в 0,012 мм вод. ст. в том случае, когда воздух в одной трубке на 1% тяжелее, чем в другой (что может быть вызвано разницей температур в 3°), или когда содержание CO_2 больше на 2% (от продувания трубки ртом), или когда повышено содержание

водяных паров или какой-нибудь другой, легко кипящей жидкости на 5% (часть запорной жидкости может легко попасть в проводку и там испариться).

Ряд источников ошибок может быть устранен или уменьшен путем переключения шланг на самом приборе.

При измерении горячих газов следует еще учесть следующее обстоятельство: при введении холодной трубки прибора в горячий, влажный газ внутри трубки моментально оседает водяной пар, что может нарушить точность измерения. На этом основании рекомендуется или энергично продувать трубку в течение нескольких минут после ввода в трубопровод (с целью удаления конденсата из нее) или же вводить трубку в трубопровод в нагретом состоянии.

При точных определениях средних скоростей надо производить измерения в большом количестве точек сечения трубопровода; для этого надо передвигать вставленный в трубопровод прибор на заранее определенные расстояния. С целью облегчения и уточнения этих передвижений на рукоятке (державке) прибора неподвижно насаживают ряд металлических колец, положение и размеры которых соответствуют положениям прибора в трубопроводе. Можно с этой же целью на рукоятке прибора нанести шкалу, которая и будет показывать, в каком месте сечения находится прибор.

Для того, чтобы судить о положении прибора в отношении направления потока, на рукоятке укрепляют прямоугольную пластинку длиной 10—15 см параллельно насадке прибора.

Измерения колеблющихся давлений. Серьезные трудности встречаются при работе с трубками Пито в пульсирующих газовых потоках. В этих случаях жидкость в манометре колеблется с течением времени в настолько значительных пределах, что трудно установить с необходимой степенью точности среднюю величину давления. Способ преодоления этих затруднений был указан Simmons'ом из Национальной физической лаборатории в Англии. В принципе этот метод основан на том, что колебания давления, действующие на один конец длинной трубки, не передаются мгновенно к другому ее концу. Сверх того, амплитуда передаваемых колебаний также отличается от амплитуды начальных колебаний. Трубка определенных размеров служит гасителем движения волны давления вдоль этой трубки. Степень гашения, очевидно, будет меньше в трубке для измерения полного напора по сравнению с трубкой для измерения статического давления, так как отверстия последней представляют большие сопротивления. Поэтому, если колебания давления испытываются одновременно и устьем насадки трубки для полного напора и отверстиями статической трубки, то за время, необходимое для передачи давления к манометру, колебания не будут погашены в одинаковой степени, если не ввести добавочное сопротивление между манометром и трубкой для измерения полного напора. Такое добавочное сопротивление

может быть создано или более длинной резиновой соединительной трубкой или, что более удобно, это сопротивление можно осуществить введением стеклянного капилляра между трубкой полного напора и манометром. Было найдено, что длина капилляра от 2,5 до 5 см вполне достаточна для этой цели.

Необходимая длина соединительной трубки может быть определена по способу, изображенному на рис. 168. Насадка трубки Пито вводится через пробку в латунную трубку диаметром около 20 мм. Параллельно ее длине другой конец этой трубки несет на себе резиновую трубку, закрытую на конце

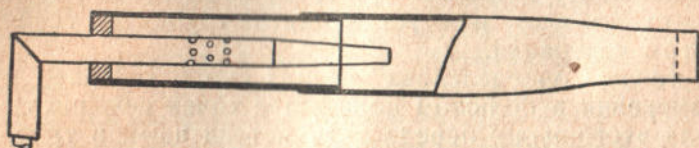


Рис. 168. Способ определения необходимой длины соединительной трубки.

также пробкой. Легким сжиманием этой трубки рукой колебания давления одновременно передаются как на входное отверстие трубки для измерения полного напора, так и на отверстия статической трубки. Свободные концы этих трубок присоединяются, как обычно, к манометру; длина соединительных трубок или капилляров меняется до тех пор, пока колебания манометра не сделаются ничтожно малыми даже при больших колебаниях давлений. Когда соединительные трубки подбираются такими опытами, то даже при неустановившемся режиме потока могут быть получены достаточно устойчивые показания манометра.

При допущении, что одни и те же колебания давления действуют как на трубку полного напора, так и на статическую, и что давление колеблется соответственно средней скорости потока, — результирующее показание манометра должно бы дать скоростной напор, соответствующий истинной средней скорости в точке расположения измерительного прибора. В действительности дело обстоит не совсем так. Колебания полного напора являются результатом изменения как скорости, так и статического напора, тогда как отверстия статической трубки испытывают колебания только статического напора. Следовательно, система, уравнивающая по вышеуказанному только колебания давления, не может дать полностью устойчивых показаний при измерении потоков в трубах, когда и скорость и давление колеблются. И тем не менее было обнаружено, что значительная степень устойчивости показаний была достигнута применением описанного способа.

Пример 12. Измеряется скорость воздуха в трубопроводе. Измерительный прибор — трубка Пито не сдвоенного типа. Для

измерения динамического давления установлен жидкостный микроанометр с наклонной трубкой.

Требуется определить скорость потока при рабочих условиях.

Поправочный коэффициент трубки Пито = 1,37.

Передаточное число микроанометра 1:2.

Удельный вес запорной жидкости = 0,80.

На наклонной трубке отсчитали разницу в 80 делений.

Скоростной напор $P_{дин} = \frac{80 \cdot 0,80}{2} = 32$ мм вод. ст.

Объемный вес воздуха (с учетом давления и температуры) — 1,3 кг/м³.

Земное ускорение $g = 9,81$ м/сек².

Скорость

$$\omega = \sqrt{\frac{P_{дин} \cdot 2 \cdot g}{1,37 \cdot \gamma}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 2 \cdot 9,81}{1,37 \cdot 1,3}} = \sqrt{353} = 18,79 \text{ м/сек.}$$

Пример 13. Измерительный прибор — двойная трубка Прандтля. Измерение — воздуха. Коэффициент прибора $\xi = 1$. Микроанометр установлен с передаточным числом 1:10 и наполнен спиртом удельного веса 0,8.

Уровень жидкости в восходящей трубке перед измерением — 40 мм.

В течение измерения — 140 мм.

h — (разность) 100 мм.

h — в переводе на водяной столб $\frac{100 \cdot 0,8}{10} = 8$ мм.

b — показание барометра 750 мм рт. ст.

p — статическое давление в трубопроводе — 136 мм вод. ст. = 10 мм рт. ст.

$p + b$ — абсолютное давление равно $10 + 750 = 760$ мм рт. ст.

Температура в трубопроводе + 20° С.

При этих условиях объемный вес воздуха равен 1,2049 кг/м³.

Скорость

$$\omega = \sqrt{\frac{P_{дин} \cdot 2 \cdot g}{\gamma}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 2 \cdot 9,81}{1,2049}} = 11,4 \text{ м/сек.}$$

Пример 14. Измерение светильного газа.

Удельный вес газа, определенный посредством прибора Шиллинга, при + 20° С и 750 мм показания барометра, равен 0,42.

Газ насыщен влагой.

В точке измерения (в газопроводе) температура $t = 40^\circ$ С и статическое давление 400 мм вод. ст.

Пересчитанный объемный вес газа в точке измерения составляет 0,493 кг/м³.

Среднее отклонение микроанометра равно 125 делениям столба спирта.

Передаточное число микроанометра равно 1:25.

Следовательно, отклонение равно $\frac{125}{25} = 5$ мм столба спирта.

Удельный вес спирта равен 0,8.

Отсюда высота отклонения равна $5 \cdot 0,8 = 4$ мм вод. ст.

Скорость

$$w = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 9,81}{0,493}} = 12,61 \text{ м/сек.}$$

Поперечное сечение трубопровода с диаметром в 350 мм составляет 0,096 м².

Следовательно, количество газа, проходящего в секунду, равно $12,61 \cdot 0,096 = 1,21$ м³.

В час количество газа составляет $1,21 \cdot 3600 = 4356$ м³ (газа насыщенного при +40° С, при +400 мм вод. ст. избыточного давления, при показании барометра в 750 мм рт. ст. = 10 200 мм вод. ст.).

Из таблицы в приложении 7 (или же 9) берут коэффициенты для пересчета.

Вот они:

для +40° С и 10 200 + 400 мм = 10 600 мм вод. ст. = 0,830;

для +15° С и 10 330 вод. ст. (760 мм рт. ст.) = 0,928.

Отсюда количество газа = $\frac{4356 \cdot 0,830}{0,928} = 3895$ м³ при 15° С и

760 мм рт. ст. или $\frac{4356 \cdot 0,830}{0,988} = 3659$ м³ при 0° С и 760 мм рт. ст.

Пример 15. При всех предшествующих примерах измерение производилось в одной точке сечения трубопровода. Этот пример относится к случаю точного измерения скорости, т. е. по всему сечению.

Измеряется скорость воздуха. Диаметр трубопровода 300 мм.

Измерение производится стандартной (английской) трубкой Пито.

Микроанометр — Крелля с наклонной трубкой; постоянный коэффициент для перевода его показаний в мм вод. ст. для всей шкалы равен 0,138.

Согласно указаниям, данным в этой главе, следует разделить сечение трубы на пять равновеликих концентрических зон и провести измерения в четырех точках каждой зоны, лежащих на серединах двух взаимно перпендикулярных диаметров. Всего придется сделать 20 измерений — 10 по каждому диаметру на расстояниях: 7,5; 24,1; 44,2; 67,7; 105,3; 197,5; 232,0; 256,0; 275,5 и 293,0 мм от стенки трубы. Пусть отсчеты по горизонтальному диаметру в мм спиртового столба будут равны: 170, 197, 222, 201, 194, 181, 166, 144, 112 и 65 и по вертикальному диаметру: 109, 149, 177, 181, 188, 187, 148, 175, 147,5 и 105,5. Величины эти следует умножить на 0,138 для перевода в мм водяного столба,

и затем определить величину скоростного напора, соответствующего средней скорости воздуха в трубе. Получаем:

$$\begin{aligned}\sqrt{P_{дин}} &= \frac{1}{20} (\sqrt{170} \cdot \sqrt{0,138} + \sqrt{197} \cdot \sqrt{0,138} + \dots + \\ &+ \sqrt{147,5} \cdot \sqrt{0,138} + \sqrt{105,5} \cdot \sqrt{0,138}) = \\ &= \frac{\sqrt{0,138}}{20} (\sqrt{170} + \sqrt{197} + \dots + \sqrt{147,5} + \sqrt{105,5}).\end{aligned}$$

Таким образом, вместо умножения каждого показания на переводный коэффициент и извлечения из произведения квадратного корня, проще сложить все квадратные корни из показаний и умножить их сумму на квадратный корень из коэффициента. Отсюда получаем:

$$\sqrt{P_{дин}} = 0,0186 \cdot 799,4 = 14,85.$$

Пусть температура воздуха в трубе будет 50°C и давление окружающей атмосферы 764 мм ртутного столба. Сечение трубы $F = \frac{\pi D^2}{4}$ равно $706,8 \sim 707 \text{ см}^2$.

Отсюда объем воздуха:

$$V = 707 \cdot 2300 \sqrt{\frac{273+50}{764}} \cdot 1,485 = 1\,458\,000 \text{ см}^3/\text{сек} = 1,458 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Если бы среднее статическое давление было меньше атмосферного на 300 мм водяного столба, то следовало бы в знаменатель вместо 764 ввести $\left(764 - \frac{300}{13,56}\right) = 742$. Легко показать, что игнорирование этой поправки дает при определении V ошибку около 1,5%.

Но так как в действительности статическое давление менее 50 мм водяного столба, то ошибка составит только около 0,2%.

При определении поперечного сечения трубопровода надо всегда обращать внимание на то, действительно ли труба в точке измерения круглая; нередко случается, что в месте измерения накапливается немного пыли или воды или смолы. В таком случае следует вычесть из площади круга площадь, занимаемую этими осадками.

Литература

1. А. С. Смирнов, Добыча газа, 1933.
2. Э. Оуэр, Измерения воздушных потоков, 1935.
3. В. Бертельсман и Ф. Шустер, Введение в техническую обработку газовых веществ, 1935.
4. М. Х. Шахназаров, Естественный газ, его добыча и утилизация, Ч. 1. 1932.
5. „Журнал хим. промышленности“, № 11 и 12. 1928.
6. L. Litinsky, Messung Grosser gasmengen. 1922.
7. „К методологии технического обследования вентиляционных установок“, № 5, т. VII, вып. 1, 1930.
8. Труды ЦАГИ.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВ ГАЗА ПУТЕМ ИЗМЕНЕНИЯ СЕЧЕНИЯ ТРУБОПРОВОДА

Описанный в предшествующей главе метод определения скорости движения потока газа с помощью трубок Пито, Прандтля, Браббэ и др. дает очень точные данные, но вместе с тем имеет существенные недостатки, так как, во-первых, требует производить наблюдения в нескольких точках сечения трубопровода с последующей значительной расчетной работой и, во-вторых, мало применим для определения скоростей ниже 5 м/сек.

В этой главе описывается метод определения скоростей потока, лишенный перечисленных недостатков. Этот метод основан на искусственном сужении сечения трубопровода и наблюдении за происходящим при этом перепадом давления. Хотя этому методу недостает точности трубок Пито, Прандтля и др., соединенных с чувствительным манометром, но зато по легкости и скорости определения он имеет безусловные преимущества.

В принципе каждое изменение поперечного сечения трубопровода может быть использовано для определения протекающего количества газа. Сужение поперечного сечения трубы вызывает увеличение скорости потока в данном месте и соответствующий перепад давления; поэтому измерение протекающего количества газа сводится к измерению разности давлений до сужения и после него.

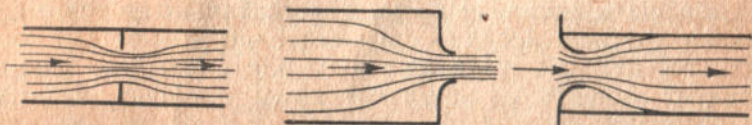


Рис. 169. Примерная форма газового потока при прохождении через диафрагму и насадку.

Искусственное сужение поперечного сечения трубопровода достигается различными способами; на практике получили применение три основные формы сужения:

- 1) диафрагма с отверстием,
- 2) насадка (сопло или дюза),
- 3) трубка Вентури (двойное сопло), — сужение с длинными коническими переходами.

Если газ протекает по трубопроводу с суженным поперечным сечением, то перед сужением и после него возникает разность давлений и увеличение скорости газа в сужении; рис. 169 показывает примерную форму потока при прохождении его через диафрагму и насадку.

Величина разности давлений зависит от геометрических размеров сужения поперечного сечения трубопровода, от скорости течения и от уд. веса протекающего газа. Таким образом, она служит мерилем скорости течения, а отсюда и количества газа, протекающего через поперечное сечение в секунду.

Теоретические положения. Теоретические обоснования измерения количества газа при помощи сужений поперечного сечения в кратком изложении представляются следующим образом. В главе I было выведено уравнение движения потока:

$$\frac{w^2}{2} + \int \frac{dp}{\gamma} = C = \text{const},$$

где w — скорость потока,

p — давление,

γ — масса единицы объема или плотность.

Предположим, что поток движется по трубопроводу, имеющему сужение, как это

показано на рис. 170. Площадь сечения BB меньше площади сечения AA . Пусть для сечения AA : абсолютное статическое давление, отсчитываемое от нуля, будет p_1 , скорость движения w_1 , плотность γ_1 , площадь сечения f_1 , и для сечения

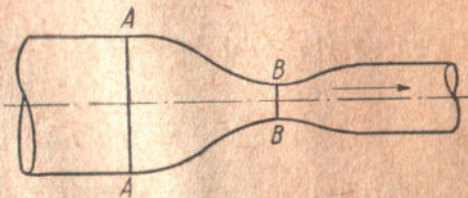


Рис. 170.

BB соответственно — p_2, w_2, γ_2 и f_2 . Если допустить, что поток движется параллельно оси трубопровода и движется без трения, то, применяя к данному случаю вышеприведенное уравнение, получаем:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma} \quad (1)$$

При сужении трубопровода может быть, как это рассматривает Э. Оуэр, два случая: случай 1-й, когда перепад давлений небольшой и $\frac{p_2}{p_1}$ близко к единице, и случай 2-й, когда $\frac{p_2}{p_1}$ значительно меньше единицы.

Случай 1-й: $\frac{p_2}{p_1}$ близко к единице. Для этого случая можно принять, что $\gamma_1 = \gamma_2$, т. е. что газ практически не сжимается,

проходя через сужение; для этого случая уравнение (1) примет вид:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}. \quad (2)$$

Так как весовые количества газа, проходящие в единицу времени через сечения AA и BB , равны между собой, то

$$\gamma \cdot f_1 \cdot w_1 = \gamma \cdot f_2 \cdot w_2$$

или

$$w_1 = \frac{f_2 \cdot w_2}{f_1}. \quad (3)$$

Подставляя это выражение в уравнение (2), получим:

$$w_2^2 = \frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\gamma \cdot \left(1 - \frac{f_2^2}{f_1^2}\right)} \quad (3a)$$

и

$$w_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\gamma \cdot \left(1 - \frac{f_2^2}{f_1^2}\right)}}; \quad (3b)$$

обозначая $(p_1 - p_2)$ через h и $\frac{f_2}{f_1}$ через m , имеем:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{\gamma \cdot (1 - m^2)}}, \quad (4)$$

а теоретическое весовое количество газа, проходящего через это сечение в единицу времени, определится по уравнению:

$$q = f_2 \cdot w_2 \cdot \gamma \cdot g = f_2 \cdot g \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma \cdot h}{1 - m^2}}. \quad (5)$$

Это уравнение служит для определения теоретического количества несжимаемого газа (по весу), проходящего через сужение.

Случай 2. $\frac{p_2}{p_1}$ значительно меньше единицы. В этом случае сжимаемость газа не может быть больше игнорирована, так что нельзя принимать равными γ_1 и γ_2 ; плотность будет изменяться соответственно изменению давления согласно газовым законам. Практика показывает, что при движении потока воздуха (или газа) через сужение закон сжатия и расширения достаточно близок к адиабатическому, так что

$$\frac{p_1}{\gamma_1^k} = C = \frac{p_2}{\gamma_2^k}, \quad (6)$$

где C — постоянная величина, а показатель $k = \frac{c_p}{c_v}$ (1,408 для сухого воздуха).

Для этого случая в уравнении (1) можно положить:

$$\frac{1}{\gamma} = \left(\frac{C}{p}\right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{и} \quad \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} = C^{\frac{1}{k}} \cdot \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{p^{\frac{1}{k}}} =$$

$$= C^{\frac{1}{k}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left\{ p_1^{\frac{k}{k-1}} - p_2^{\frac{k}{k-1}} \right\};$$

приравняв

$$C^{\frac{1}{k}} = \frac{p_1^{\frac{1}{k}}}{\gamma_1},$$

получаем:

$$\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \right\}. \quad (7)$$

Уравнение непрерывности потока, выражающее равенство весовых количеств газа, проходящих в единицу времени через сечение AA и BB :

$$\gamma_1 \cdot f_1 \cdot \omega_1 = \gamma_2 \cdot \omega_2 \cdot f_2.$$

Подставляя сюда значение $\frac{\gamma_2}{\gamma_1}$ из уравнения (6), получим:

$$\omega_1 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \frac{f_2}{f_1} \cdot \omega_2.$$

Подставляя последнее выражение в уравнение (7), получаем:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \right\}}{1 - \frac{f_2^2}{f_1^2} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}}}} \quad (7a)$$

Если по предыдущему отношению $\frac{f_2}{f_1}$ обозначить через m , то расход газа (по весу):

$$q_t = f_2 \cdot g \cdot \gamma_2 \cdot \omega_2 = f_2 \cdot g \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \gamma_1 \cdot \omega_2 =$$

$$= f_2 \cdot g \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \gamma_1 \cdot p_2^{\frac{2}{k}} \cdot p_1^{\frac{k-2}{2}} \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right\}}{1 - m^2 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}}},$$

или

$$q_t = f_2 \cdot g \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_1 \cdot \gamma_1 \cdot \frac{k}{k-1} \left\{ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right\} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}}{1 - m^2 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}}}. \quad (8)$$

Это уравнение можно превратить в более удобную для практических целей форму, введя в него падение давления $p_1 - p_2$, которое легко измеряется. Кроме того, такое уравнение легко сравнимо с уравнением (5) для случая несжимаемых газов.

Обозначим через α отношение $\frac{p_2}{p_1}$, затем вместо p_1 подставим следующее выражение:

$$p_1 = \frac{p_1}{p_1 - p_2} \cdot (p_1 - p_2) = \frac{1}{1 - \alpha} \cdot (p_1 - p_2).$$

Уравнение (8) может быть тогда написано так:

$$q_t = f_2 \cdot g \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma_1 \cdot (p_1 - p_2)}{1 - m^2}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{(1 - m^2) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{1}{1 - \alpha} \cdot \left(1 - \alpha^{\frac{k-1}{k}} \right) \cdot \alpha^{\frac{2}{k}}}{1 - m^2 \cdot \alpha^{\frac{2}{k}}}}. \quad (9)$$

Сравнивая уравнение (9) с уравнением (5), видим, что уравнение расхода для несжимаемой жидкости дополняется новым членом, находящимся под вторым корнем; этот член выражает влияние сжатия газа. Уравнение (9) является общим уравнением движения потока через сужение.

В практике сужение трубопровода осуществляется путем введения в трубопровод диафрагмы, или насадки, или трубки Вентури. Каждое из этих приспособлений в дальнейшем будет рассмотрено подробно. Если эти приспособления подобраны соответственно потоку, то разность давлений ($p_1 - p_2$) в уравнении (9) будет иметь достаточную величину для того, чтобы ее можно было легко измерить с достаточной степенью точности (в пределах 1%), не пользуясь высокочувствительным манометром.

Разность давлений зависит от отношения диаметра трубы к диаметру суженного сечения и чем больше это отношение, тем больше будет измеряемая разность давлений. Практически, конечно, существуют известные ограничения для диаметра сужения по сравнению с диаметром трубы, но даже и при этом разность давлений всегда можно получить больше, нежели скоростной напор в обыкновенной трубе. Как на пример, показывающий преимущества описываемого способа, можно сослаться на следующий случай. В трубе диаметром 125 мм средняя скорость равна около 6 м/сек, соответствующий этой скорости скоростной напор равен приблизительно 2,25 мм водяного столба, тогда как при введении в трубу диафрагмы с диаметром отверстия в 75 мм падение напора равно 93,5 мм водяного столба, т. е. примерно в 40 раз больше величины скоростного напора.

Главным затруднением при практическом применении этого метода измерений является то, что фактическая величина потока всегда меньше теоретической.

Отношение $\frac{q}{q_1}$ называется коэффициентом истечения и естественно должно зависеть от характера сужения.

В настоящее время в практике применяются два основных типа сужений, причем прибор Вентури и насадки относятся к одному типу, а тонкие диафрагмы — к другому типу. Основной характеристикой первого типа является то, что поток на всем своем протяжении ограничен твердыми стенками, так как наименьшее сечение, или „горловина“ сужения, совпадает с наименьшим сечением потока и направление последнего параллельно оси трубопровода. Таким образом, условия, положенные в основу теоретического вывода уравнений, здесь фактически имеют место, за исключением допущения об отсутствии трения. Но потери энергии, вызываемые трением, здесь настолько малы, что поправочный коэффициент такого приспособления обыкновенно близок к единице.

Совершенно иная картина получается для диафрагмы, которая является тонкой пластинкой, введенной в трубу по ее поперечному сечению и имеющей отверстие обыкновенно круглого сечения с центром, лежащим на оси трубы. В этом случае сечение потока после выхода из отверстия продолжает уменьшаться на некотором расстоянии за диафрагмой.

Наименьшее сечение потока находится на некотором расстоянии за диафрагмой и площадь его составляет 0,6—0,7 площади

отверстия диафрагмы. После прохождения этого сечения струя начинает расширяться и несколько дальше поток снова заполняет сечение трубы.

Наиболее точное и подробное изучение теории и практики измерения количества газа этим методом было проведено Союзом германских инженеров и опубликовано в 1930 году. Основное уравнение для определения объема протекающего через сужение газа выведено было при этом в следующем виде:

$$V_{p, t, \varphi} = \alpha \cdot \xi \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h}{\gamma_{p, t, \varphi}}} \text{ м}^3/\text{сек} \quad (10)$$

или

$$V_{p, t, \varphi} = 1,252 \cdot \alpha \cdot \xi \cdot d_{\text{см}}^2 \cdot \sqrt{\frac{h}{\gamma_{p, t, \varphi}}} \text{ м}^3/\text{час}$$

или

$$V_{p, t, \varphi} = 0,01252 \cdot \alpha \cdot \xi \cdot d_{\text{мм}}^2 \cdot \sqrt{\frac{h}{\gamma_{p, t, \varphi}}} \text{ м}^3/\text{час},$$

где $V_{p, t, \varphi}$ — объем газа в условиях до сужения, при давлении p , температуре $t^\circ \text{С}$ и влажности φ в $\text{м}^3/\text{сек}$ или $\text{м}^3/\text{час}$;

f — площадь отверстия сужения в м^2 ;

h — разность давлений (перепад давления) ($p_1 - p_2$) в $\text{кг}/\text{м}^2$, или мм вод. ст.;

$\gamma_{p, t, \varphi}$ — объемный вес газа перед сужением в $\text{кг}/\text{м}^3$;

g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м}/\text{сек}^2$;

d — диаметр отверстия в см или мм ;

α — коэффициент истечения;

ξ — коэффициент сжимаемости.

Это уравнение (10), как и уравнения (5) и (9), может быть выведено из уравнения непрерывности движения потока:

$$\omega_1 \cdot f_1 \cdot \gamma_1 = \omega_2 \cdot f_2 \cdot \gamma_2,$$

откуда скорость

$$\omega_1 = \frac{f_2}{f_1} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \cdot \omega_2; \quad (11)$$

здесь f_1 — сечение трубопровода,

f_2 — сечение потока в самом узком его месте.

Так как сечение f_2 очень трудно определить, то рассматриваются отдельно отношения:

площади отверстия сужения f к площади сечения трубопровода f_1 , с обозначением $\frac{f}{f_1} = m$;

площади сечения f_2 к площади отверстия сужения f , т. е.

$$\frac{f_2}{f} = n.$$

Вводя в уравнение (11) эти обозначения и пренебрегая изменением удельного веса газа, т. е. принимая, что $\gamma_1 = \gamma_2$, получаем:

$$\omega_1 = \frac{f}{f_1} \cdot \frac{f_2}{f} \cdot \omega_2 = m \cdot n \cdot \omega_2. \quad (12)$$

При измерении статического давления до сужения и после него разность давлений ($P_1 - P_2$) соответствует приращению динамического напора, вследствие увеличения скорости потока до сужения ω_1 до скорости потока в самом узком месте ω_2 .

Исходя из этого, можно написать:

$$P_1 - P_2 = \frac{\omega_2^2 \cdot \gamma}{2g} - \frac{\omega_1^2 \cdot \gamma}{2g} = (\omega_2^2 - \omega_1^2) \cdot \frac{\gamma}{2g}. \quad (13)$$

Подставляя значение ω_1 из уравнения (12):

$$P_1 - P_2 = \frac{\gamma}{2g} \cdot (\omega_2^2 - m^2 \cdot n^2 \cdot \omega_2^2) = \frac{\gamma}{2g} \cdot (1 - m^2 \cdot n^2) \omega_2^2 \quad (14)$$

или

$$\omega_2 = \sqrt{2g \frac{P_1 - P_2}{\gamma}} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 - m^2 n^2}}. \quad (15)$$

Так как объем протекающего газа V равен численному значению площади сечения, умноженному на скорость, т. е.

$$V = f_2 \cdot \omega_2 = n \cdot f \cdot \omega_2,$$

где ω_2 — скорость потока в плоскости сечения, то

$$V = f \cdot \frac{n}{\sqrt{1 - m^2 n^2}} \cdot \sqrt{2g \frac{P_1 - P_2}{\gamma}}. \quad (16)$$

Множитель $\frac{n}{\sqrt{1 - m^2 n^2}} = \alpha$ получил название коэффициента истечения; с введением обозначения этого коэффициента, формула приобретет вид:

$$V = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{2g \frac{P_1 - P_2}{\gamma}}$$

или

$$V = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}} \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (17)$$

Коэффициент истечения α применим и достаточен, строго говоря, только в тех случаях, когда через сужение протекает жидкость, объем которой при этом не изменяется; этот коэффициент применим и для газа, если его объем и объемный вес γ остаются при прохождении через сужение неизменными. Если это условие не соблюдается, то в выведенную формулу должен быть включен еще один коэффициент ξ , который можно назвать коэффи-

циентом сжимаемости. Таким образом, в окончательном виде формула имеет такой вид:

$$V = \alpha \cdot \xi \cdot f \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{h}{\gamma}} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (18)$$

где объем газа V и объемный вес газа γ принимаются при температуре $t^\circ\text{C}$, давлении p и степени насыщения водяными парами φ .

Для определения количества газа в весовых единицах формула (18) может быть написана так:

$$G = \alpha \cdot \xi \cdot f \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma \cdot h} \text{ кг/сек}. \quad (18a)$$

Все выведенные уравнения и формулы действительны для скоростей, не превосходящих скорости звука.

Коэффициент истечения, как уже было указано, является отношением действительного количества протекающего через сужение газа к теоретическому его количеству. Величина этого коэффициента может быть определена только экспериментально, причем как с газом, так и жидкостью. Целесообразнее определять величину α водой и сделать затем соответствующий пересчет для измеряемого газа, учитывая его плотность и вязкость.

Использование найденных при опыте значений коэффициента истечения α для других условий допустимо только тогда, если при всех последующих наблюдениях, при других условиях, соблюдается все же полная аналогия и подобие основных факторов, влияющих на величину этого коэффициента. В частности эта аналогия и подобие должно быть полностью соблюдено в отношении следующих факторов:

1) геометрическое подобие расположения мест отбора давлений перед дроссельным органом (сужением) и после него; тоже в отношении геометрических размеров и обработки внутренней поверхности как дроссельного органа (диафрагмы, насадки или трубы Вентури), так и самого трубопровода. Особенно важно в этом отношении состояние острого борта диафрагмы; самые небольшие отклонения от установленной формы, появление зазубрин, изгибов и т. д. может служить источником крупных ошибок.

2) если при определении величины коэффициента α и при измерениях применяются жидкости, то является важным, чтобы они не содержали ни твердых взвешенных частиц, которые при прохождении через сужение могли бы выпадать из жидкости, ни газов, которые могли бы при этом выделяться в ощутительном количестве; иначе говоря, важно, чтобы жидкая фаза была чиста и не включала бы в себя ни твердых, ни газообразных веществ. То же следует сказать и о газах: газы не должны содержать ни пыли, ни жидкости в туманообразном состоянии, которые могли бы выпадать из потока при прохождении его через сужение; это условие важно и при определении удельного веса газа — при загрязнении газа твердыми и жидкими веще-

ствами удельные веса получаются не точными и трудно сравними между собой.

3) скорость потока не должна быть пульсирующей; изменения скорости должны допускаться плавные и постепенные. При измерении пульсирующих потоков должны быть установлены уравниватели давлений (сосуды соответствующей емкости).

Соблюдение этих условий гарантирует все последующие измерения газовых потоков с помощью дроссельных приборов от тех ошибок, какие могут быть вызваны неточностью или отклонениями коэффициента истечения α .

Прежде чем рассматривать численные значения коэффициента истечения, установленные опытным путем для различного типа сужений, будет полезно изучить общие причины, вызывающие изменение этого коэффициента.

Значение коэффициента истечения зависит от:

- а) плотности жидкости γ
- б) вязкости жидкости η
- в) скоростной характеристики потока,
- г) диаметра горловины сужения d_2 ,
- д) диаметра трубы d_1 ,
- е) шероховатости стенок трубы.

Сначала не будем принимать во внимание характер стенки трубы и воспользуемся теорией размерности для изучения остальных переменных величин, перечисленных выше. Можно выразить коэффициент α как функцию указанных переменных в виде уравнения:

$$\alpha = f\left(\frac{w_2 \cdot d_2}{v_2} \cdot \frac{d_2}{d_1}\right), \quad (19)$$

где f — некоторая функция, а v общепринятое обозначение для так называемого кинематического коэффициента вязкости, выражаемого отношением $\frac{\eta}{\gamma}$, т. е. отношением вязкости жидкости к ее плотности. В уравнении (19), как видно, одна из групп переменных величин аналогична числу Рейнольдса для потока в трубопроводе с той разницей, что вместо диаметра трубопровода здесь фигурирует диаметр сужения. Поэтому величину $\frac{w_2 \cdot d_2}{v_2}$ можно рассматривать как число Рейнольдса для сужения.

Уравнение (19) имеет огромное значение и заслуживает внимательного изучения. Следует поэтому рассмотреть его практическое значение.

Рассматривая два геометрически подобных сужения различных размеров, будем иметь для них одинаковое отношение $\frac{d_2}{d_1}$.

Два тела A и B будут геометрически подобными, если все линейные размеры A находятся в постоянном отношении к соответствующим размерам B . Таким образом отверстие диаметром 150 мм в пластинке толщиной 1,5 мм, установленной в трубе

диаметром 300 мм, будет геометрически подобно отверстию в 75 мм в пластинке толщиной 0,75 мм, установленной в трубе диаметром 150 мм. Любое линейное измерение первого случая равно удвоенному соответственному измерению второго случая.

Если представим себе условия потока такими, что число $\frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu_2}$ будет одинаковым для двух сужений, то уравнение (19) показывает, что коэффициент истечения для этих же сужений будет один и тот же, несмотря на то, что они не одинаковых размеров, а величины ω , η , γ и т. д. также не одинаковы для обоих случаев. Но если какая-либо из этих величин изменяется таким образом, что при этом изменяется и величина $\frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu_2}$, то это неизбежно вызывает и изменение коэффициента α .

Распространяя это положение на целый ряд геометрически подобных сужений, видим, что значение коэффициента α может изменяться только при изменении величины $\frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu_2}$. Поэтому для такого ряда уравнение (19) можно привести к виду:

$$\alpha = f_1 \left(\frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu_2} \right), \quad (20)$$

где функция f_1 имеет один и тот же вид для всех членов этого ряда, но будет изменяться от одного ряда к другому. Из уравнения (20) очевидно, что если любая из величин, составляющих $\frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu_2}$ изменяется, то значение α может оставаться неизменным, если одна или обе других величины изменятся так, что отношение $\frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu_2}$ сохранит свое прежнее значение. Допустим, что для данного типа сужения коэффициент истечения известен для потока воды, протекающего со скоростью ω_2 через суженное сечение. Значение ν для воздуха примерно в 13 раз больше, чем для воды; следовательно, чтобы при протекании воздуха через данное устройство получить тот же самый коэффициент истечения, необходимо увеличение скорости в 13 раз. Точно также увеличение диаметра горловины в 13 раз дает возможность получить ту же величину коэффициента α для воздуха при скоростях, одинаковых и в том и в другом случае.

Хотя уравнения (19) и (20) не дают возможности определить численную величину коэффициента α , но ценность их заключается в указаниях, как коэффициент истечения изменяется в различных условиях. Эти уравнения дают средство для корректирования экспериментальных работ в целях наиболее широкого применения их результатов.

Большое количество опытных работ было выполнено для установления численного значения коэффициента истечения различных типов сужения и в особенности диафрагм. В основном

результаты этих работ, как и следовало ожидать (если они достаточно хорошо выполнены), соответствуют уравнению (19). Но тем не менее имеются налицо некоторые колебания значения α в зависимости от размеров геометрически подобных труб. Колебания эти уменьшаются с увеличением диаметра трубы. Приходится притти к заключению, что для геометрически подобных сужений подобие не вполне определяется отношением

$\frac{d_2}{d_1}$, т. е. отношением диаметра сужения к диаметру трубы.

Оказывается необходимым рассмотреть второе отношения $\frac{t}{d_1}$, где t есть характеристика средней величины шероховатости внутренней поверхности трубы. Две трубы не могут считаться

полностью подобными геометрически, если отношения $\frac{t}{d_1}$ у них

не одинаковы. Возможно, что для обычно употребляемых труб при данном материале — например, чугуна — t не изменяется значительно с изменением диаметра трубы, но имеет приблизительно одинаковую величину, так как, в конечном итоге, принимаются меры, чтобы при производстве изготовить трубу с достаточно гладкой внутренней поверхностью. Но при постоянном t труба большого диаметра, следовательно, будет обладать меньшей относительной шероховатостью и будет более приближаться к идеальному случаю, когда $t = 0$, и при этом будут наблюдаться меньшие колебания коэффициента α при данном типе сужения. Когда принимаются специальные меры для обеспечения высокой степени гладкости трубы, то колебания коэффициента α исчезают при изменении диаметра.

Как было уже указано, в настоящее время применяются два основных типа сужений; к первому типу относятся диафрагмы, ко второму — насадки и прибор Вентури. Поскольку в широкой промышленной практике особенное распространение имеют диафрагмы, а насадки и прибор Вентури применяются значительно реже, начнем рассмотрение приборов сужения с диафрагм.

Диафрагмы (шайбы). С конструктивной точки зрения диафрагмы являются простейшим из всех трех типов приборов для сужения сечения измеряемого потока; они очень просты и удобны и для изготовления и для установки в существующем трубопроводе; их можно установить с минимальным нарушением работы трубопровода.

В обычном применении диафрагма состоит из простой тонкой пластинки (собственно диафрагма), зажатой между двумя фланцами трубопровода и имеющей круглое отверстие, центр которого совпадает с осью трубопровода. Два ответвления — одно выше, другое ниже по течению потока — по обе стороны диафрагмы служат для измерения перепада давления ($p_1 - p_2 = h$), по величине которого и вычисляется объемное количество протекающего через диафрагму, а следовательно, и по трубопроводу газа.

В практике обычно принято измерять давление p_2 или на постоянном расстоянии ниже диафрагмы, равном диаметру трубы, или на нижней грани диафрагмы. Первый метод неудобен тем, что для каждого типа отверстия при данной трубе давление измеряется в разных точках по отношению к сужению и поэтому трудно сравнивать результаты испытаний, полученных для различных установок. В связи с этим большинство работников этой области предпочитает второй метод, который свободен от этого недостатка. Таким образом, p_2 берется как давление на нижней грани диафрагмы, а не в сжатом сечении. Так как эмпирический коэффициент α должен быть введен в любом случае, то поэтому нет достаточных препятствий против того, чтобы измерять p_2 в любом удобном месте при условии, что выбранное место не исключает возможности сравнивать результаты на основе теории геометрического подобия. Это требует только того, чтобы было найдено некоторое новое значение α по сравнению с тем, когда p_2 измеряется на месте, соответствующем теоретическому уравнению. Можно здесь отметить, что падение давления между нижней (по течению) поверхностью диафрагмы и сжатым сечением нормально составляет около 1% падения давления в диафрагме. По этим же причинам давление p_1 измеряется непосредственно у верхней (по течению) грани диафрагмы, где давление несколько больше, нежели на незначительном расстоянии вверх по течению; здесь наблюдается некоторое повышение давления при приближении потока к диафрагме.

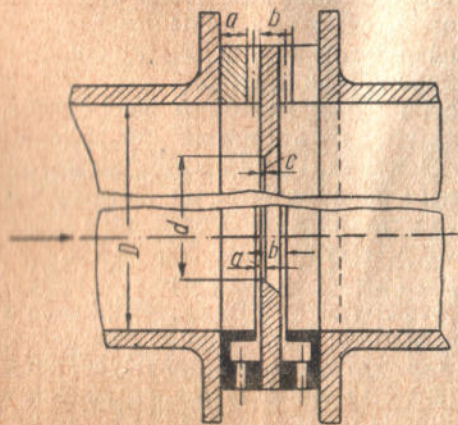


Рис. 171. Германская стандартная диафрагма 1930 года.

Из исследователей, определявших коэффициент истечения отверстий с острым ребром при помощи измерения давлений на верхней и нижней грани диафрагмы, надо упомянуть I. L. Hodgson'a в Англии и R. Witte, M. Jakob'a, G. Ruppel'я и F. Kretschmer'a в Германии. Другие исчерпывающие исследования в настоящее время произвели в Америке Bean, Buckingham, Myrphy и Venesh, но в условиях, не сравнимых с вышеуказанными работами. Германские результаты были наиболее исчерпывающими и легли в основу стандартов, разработанных Союзом германских инженеров.

Основные черты этого устройства, известного под именем стандартной диафрагмы 1930 г., приведены на рис. 171. Отверстие для прохода газа имеет форму цилиндра, с коническим расширением к выходному концу, при угле конусности в 45° .

Соотношения основных размеров стандартной германской диафрагмы (по рис. 171) такие: толщина диафрагмы $s \leq 0,1D$; длина цилиндрической части диафрагмы, на основании новейших исследований Ruppel'я, принята равной $c \leq 0,02 D$; расстояние $b \leq 0,13D$; угол конусности на задней стороне диафрагмы должен быть не меньше 30° ; обычно этот угол принимают 45° , как это было выше указано. На практике при больших диаметрах газопроводов срез диафрагмы вовсе не делают, т. е. все отверстия в диафрагме делают цилиндрической формы ($c = s$), если только соблюдено условие, что $c \leq 0,02D$.

Точность диаметра отверстия диафрагмы должна лежать в пределах $\pm 0,001d$. Для измерения давлений служат или два канала, показанных в верхней части рисунка, или, как показано в его нижней части, две кольцевые камеры, сообщающиеся с трубой по всей окружности. Последнее устройство, конечно, удобнее, особенно в тех случаях, когда поток не вполне симметричен благодаря наличию изгибов или препятствий выше диафрагмы или ниже ее. Однако необходимо отметить, что всякое значительное нарушение режима потока может сделать совершенно непригодными стандартные коэффициенты истечения, так как применение кольцевых камер не может дать гарантии против чего-либо большего, чем незначительное нарушение равномерности потока.

Коэффициент расхода для таких диафрагм был тщательно определен Witte для воды, масла, воздуха и пара в гладких трубах диаметром от 50 до 1000 мм, причем результаты оказались очень устойчивыми. Было найдено, что если число Рейнольдса для отверстия превосходит некоторое определенное значение, то коэффициент истечения может быть определен по уравнению:

$$\alpha = (0,598 + 0,395 m^2) \cdot \sqrt{1 - m^2}. \quad (21)$$

Значения коэффициента истечения, взятые из правил Союза германских инженеров, приведены в табл. 15 в зависимости от отношения m .

Таблица 15

Коэффициенты истечения по германским стандартам 1930 г.

m	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
α	0,598	0,602	0,608	0,615	0,624	0,634	0,646
m	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
α	0,661	0,677	0,696	0,717	0,742	0,770	0,804

Исследованиями Hodgson'a найдено среднее значение $\alpha = 0,608$ для отверстия с острым ребром, достаточно близкое к германскому стандарту 1930 г. Hodgson показал, что это значение α может применяться при условии, если $\frac{d_2}{d_1}$ не превосходит 0,7 ($m = 0,49$).

Из уравнения (19) очевидно, что при постоянном m α зависит от числа Рейнольдса для отверстия. Исследования показали, что если это число превосходит определенный предел, то значение

коэффициента истечения постоянно. Это определенное число Рейнольдса по правилам Союза германских инженеров равно $250\,000 \cdot \sqrt{m}$. Когда число Рейнольдса для отверстия превосходит этот предел, значение коэффициента α может быть взято по табл. 15 или уравнению (21). При меньших числах Рейнольдса коэффициент α увеличивается, а затем очень быстро падает при дальнейшем уменьшении числа Рейнольдса. Это показано на рис. 172, взятом из отчета уже упоминавшегося Johansen'a. На рис. 172 по оси абсцисс отложены логарифмы числа Рейнольдса для отверстия. Как видно, изменения коэффициента истечения, в зависимости от числа Рейнольдса, больше для боль-

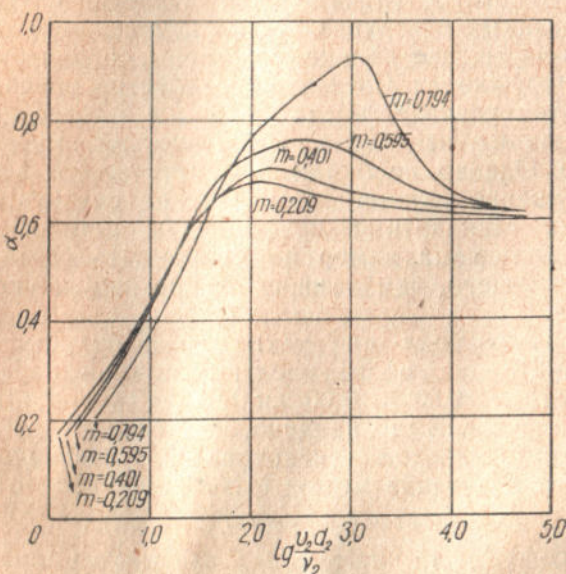


Рис. 172. Диаграмма, изображающая зависимость между

$$\alpha \text{ и } \frac{w_2 \cdot d_2}{\nu_2}$$

ших значений m , чем для малых. Следовательно, если есть какие-либо сомнения в том, что данный поток может не достигнуть указанного предела числа Рейнольдса для отверстия, то лучше всего применять такие отверстия, чтобы отношение m было как можно меньше.

Уже было указано, что коэффициент истечения зависит до некоторой степени от диаметра трубы, если не принимаются специальные меры к тому, чтобы шероховатость внутренней поверхности трубы была минимальной. Это явление изучалось многими исследователями и наиболее полезный анализ этих исследований в настоящее время опубликован Johansen'ом. Он обработал материалы таких исследователей, как Spitzglass, Witte, Jacob, Kretschmer, и выразил коэффициенты α , полученные этими

экспериментаторами для труб разных диаметров, в их отношении к коэффициенту α , полученному для трубы диаметром 10 см. Результаты этого показаны на рис. 173, где по оси абсцисс отложены диаметры трубы в см, а по оси ординат—отношения α к α для десятисантиметровой трубы. Как видно, значение коэффициента истечения уменьшается при увеличении диаметра трубы. Темп уменьшения быстрее для малых диаметров, чем для больших; по мере приближения к большим диаметрам значение коэффициента α приближается к постоянному значению. Это обстоятельство более заметно при больших значениях m , чем при меньших. Это весьма важное обстоятельство, особенно если принять во внимание, что общепринятым считалось добиваться возможно большего m , в целях уменьшения потерь напора в отверстии.

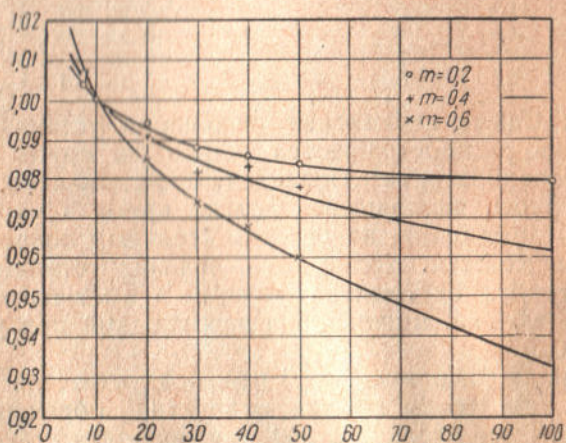


Рис. 173. Зависимость коэффициента истечения от диаметра трубопровода.

Влияние шероховатости на увеличение коэффициента истечения сказывается, как этого и ожидал Стантон, в том, что скорость в центре шероховатой трубы больше, чем при всех прочих равных условиях в гладкой трубе, следовательно, и коэффициент расхода диафрагмы больше, так как большее количество воздуха проходит при одном и том же падении напора. Следовало бы ожидать, что это влияние скажется сильнее для больших m , чем для малых, как это фактически и наблюдается. Как было указано ранее, с увеличением диаметра трубы зависимость коэффициента α от диаметра несколько сглаживается. Для обыкновенных труб относительная шероховатость уменьшается с увеличением диаметра трубы до тех пор, пока трубы большого диаметра, наконец, не сделаются по своим свойствам близкими к гладким трубам. Работы Witte показали, что для полированных внутри труб коэффициент α приблизительно одинаков для труб от 5 до 100 см диаметром и очень близок к

значению, полученному для труб диаметром 100 см при обыкновенной шероховатости.

Правила Союза германских инженеров дают поправки для α в зависимости от диаметра. Поправки эти приведены далее в таблице 16 и распространяются только на трубы до 30 см диаметром, но при больших диаметрах они очень хорошо совпадают с соответствующими данными, указанными на рис. 173.

Таблица 16

Поправки от влияния диаметра (в процентах), добавляемые к стандартным значениям α

Значения m	Диаметр трубы в мм		
	50—100	100—200	200—300
0,5—0,7	1,5	1,5	1,0
0,3—0,5	1,0	1,0	0,5
0,2—0,3	0,5	0,5	0,5
0,16—0,2	0,5	0,5	0,0

Таблица 17

Диаметр отверстия d мм	Поправка к коэффициенту α в %
больше 100	0
60 до 100	0,5
40 до 60	1,0
20 до 40	1,5
10 до 20	2,0

Правила Союза германских инженеров устанавливают, что эти поправки распространяются только на трубы в состоянии „бытовой шероховатости“. Последняя определялась как состояние чугунной трубы, находящейся долгое время в употреблении и покрытой отложениями, но без значительных повреждений внутренней поверхности. Кроме того, правила устанавливают, что чугунная труба, осмоленная внутри и имеющая внутренний диаметр в 200 мм, может считаться гладкой при условии, что m меньше 0,5.

Союз германских инженеров рекомендует очень внимательно следить за тем, чтобы кромка отверстия, обращенного вверх по течению, была вполне острой, так как только такое состояние кромки дает возможность получить постоянное значение α . Даже легкое закругление кромки увеличивает α ; кроме того, важно, чтобы кромка была не только острой, но и свободной от каких-либо углублений и заусенцев. Степень тщательности изготовления кромки отверстия должна увеличиваться с уменьшением диаметра отверстия. Таким образом, если диаметр отверстия не меньше 150 мм, неточность отделки, заметная невооруженным глазом, не оказывает сильного влияния. Для отверстия диаметром от 50 до 150 мм кромка должна быть настолько острой, что она не должна заметно отражать лучей, направленных прямо на нее, а что касается отверстий диаметром меньше 18 мм, то правила устанавливают, что при обычной точности изготовления нельзя сделать кромку настолько острой, чтобы исключить возможность отклонения α от стандартных величин.

В случае, если кромка отверстия диафрагмы не достаточно остра, необходимо величину коэффициента истечения α увеличивать на процент, приведенный в таблице 17.

Следующим важным условием является отсутствие изгибов, препятствий или изменений сечения трубы выше и ниже по течению от диафрагмы. Если между диафрагмой и препятствием не будет достаточно большого расстояния, то это будет влиять на величину коэффициента α . Требуемое расстояние между препятствием и отверстием (в целях сохранения постоянства значения α) даны в табл. 18, заимствованной из „Правил Союза германских инженеров“.

Таблица 18

Длина прямого участка трубы между препятствием и отверстием
(Длины даны в диаметрах трубы)

Тип препятствия	Положение препятствия: в — выше отверстия и ниже отверстия	Тип отвода: S—ординарный, A—кольцевая камера	Значение m					
			0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Ординарный прямой угол	в	S	5	8	12	18	26	—
	в	A	6	9	12	17	21	26
Закругление (радиус равен диаметру трубы)	н	S	5	5	5	5	5	5
	н	A	5	5	5	5	5	5
Двойной прямой угол	в	S	5	5	5	8	15	24
	в	A	5	5	6	9	14	20
Закругление в одной плоскости (радиус—как выше)	н	S	5	5	7	9	13	17
	н	A	5	5	5	5	5	5
Двойной прямой угол	в	S	28	28	28	28	28	28
	в	A	4	5	7	9	12	16
Закругление в двух плоскостях (радиус—как выше)	н	S	5	5	5	5	5	5
	н	A	5	5	5	5	5	5
	в	S	16	27	40	54	68	83
	в	A	8	11	14	18	22	27
Запорный клапан	н	S	5	5	5	5	5	5
	н	A	5	5	5	5	5	5

Коэффициент сжимаемости при диафрагмах. Если при движении газа через диафрагму падение давления настолько невелико, что поток газа можно рассматривать как несжимаемый, то этим коэффициентом сжимаемости можно пренебречь, приравняв его к единице. Чем больше перепад давления, чем больше величина $\frac{P_1 - P_2}{P_1}$, тем большее значение имеет коэффициент ξ , оставаясь в функциональной зависимости от $\frac{P_1 - P_2}{P_1}$.

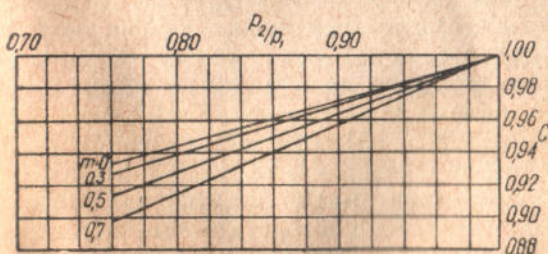


Рис. 174. Некоторые значения для коэффициента сжимаемости.

можно рассматривать как несжимаемый, то этим коэффициентом сжимаемости можно пренебречь, приравняв его к единице. Чем больше перепад давления, чем больше величина $\frac{P_1 - P_2}{P_1}$, тем большее значение имеет коэффициент ξ , оставаясь в функциональной зависимости от $\frac{P_1 - P_2}{P_1}$.

В „Правилах Союза германских инженеров“ приводится ряд цифровых значений для этого коэффициента. Некоторые значения ξ графически изображены на рис. 174. Эти данные основаны на измерениях, выполненных Витте (Witte) при наименьших значениях $\frac{P_2}{P_1} = 0,76$. В последних работах Витте дает значения, полученные для пара ($\gamma = 1,31$) при $\frac{P_2}{P_1} = 0,55$. Последние приведены в табл. 19.

Таблица 19

Значения ξ по исследованиям Witte для перегретого пара ($\gamma = 1,31$)

$\frac{P_2}{P_1}$ \ m	0	0,1	0,3	0,5	0,7
0,80	0,933	0,932	0,929	0,923	0,912
0,75	0,918	0,916	0,912	0,904	0,890
0,70	0,901	0,900	0,895	0,884	0,868
0,65	0,886	0,884	0,877	0,865	0,847
0,60	0,870	0,868	0,861	0,847	0,825
0,55	0,855	0,852	0,843	0,828	0,803

Таблица 19а

$\frac{P_1 - P_2}{P_1}$ \ m	0	0,3	0,5	0,6	0,7
0,05	0,986	0,984	0,982	0,980	0,978
0,10	0,970	0,968	0,964	0,960	0,956
0,15	0,955	0,951	0,944	0,939	0,933

По данным, опубликованным в IV издании „Правил“ Союза германских инженеров (в 1937 г.) величины коэффициента сжимаемости для двухатомных газов при давлении $P_1 = 1$ атм колеблются в зависимости от перепада давления в диафрагме и от m в таких пределах (см. табл. 19а):

Зависимость возможной ошибки в определении этого коэффициента ξ от величины $\frac{P_1 - P_2}{P_1}$ характеризуется еще такими цифрами (табл. 20):

Таблица 20

$\frac{P_1 - P_2}{P_1}$	Погрешность для коэффициента ξ в %	
	для газов	для паров
0—0,01	0,0	0,0
0,01—0,02	$\pm 0,5$	$\pm 0,5$
0,02—0,1	$\pm 0,5$	$\pm 1,5$
0,1—0,2	$\pm 0,5$	$\pm 1,5$
выше 0,2	± 2	± 2

Тонкостенные диафрагмы и их установка. Применение на практике диафрагм с большой толщиной стенки часто встречает большие затруднения; для установки таких диафрагм требуется просвет между фланцами трубопровода от 25 до 65 мм, что далеко не всегда выполнимо, особенно на находящихся в эксплуатации газопроводах.

Узкостенные диафрагмы имеют в этом отношении существенные преимущества. Приведенные ниже материалы дают характеристику тонкостенных диафрагм и условий их установки.

На рис. 175 приведены соотношения размеров отдельных элементов такой диафрагмы. Диафрагма должна иметь выступающую из трубопровода ручку с отверстием; наличие та-

кой ручки облегчает установку и вынимание диафрагмы; при установке и вынимании диафрагм большого диаметра через отверстие ручки можно продеть цепь и подвесить диафрагму к блоку или тали. Наличие ручки делает, кроме того, место установки диафрагмы достаточно заметным и исключает воз-

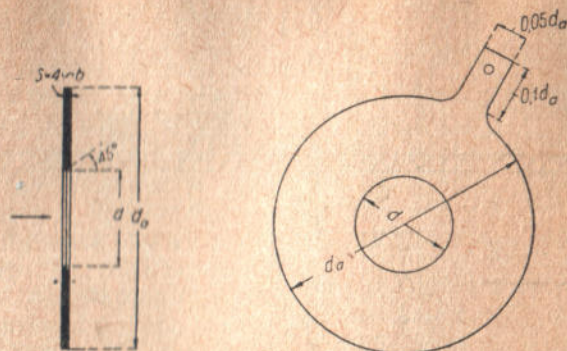


Рис. 175. Основные размеры тонкостенной диафрагмы.

можность забыть, где диафрагма стоит, как это имело место на одном нашем коксохимическом заводе (пока диафрагма была найдена — завод испытывал весьма болезненные производственные затруднения).

Если диафрагма устанавливается для измерения газов при высоких температурах, то до установки следует диафрагму нагреть несколько выше рабочей температуры и затем медленно охладить.

Задняя стенка диафрагмы (показанная на рис. 175 знаком —) не требует никакой обработки; передняя стенка диафрагмы, обращенная навстречу потоку, должна быть обработана (быть совершенно ровной и гладкой) только в своей центральной части, определяемой примерно радиусом $\frac{d_0 + d}{4}$.

На рис. 176 показана установка тонкостенной диафрагмы между фланцами трубопровода. Центрирование диафрагмы достигается с помощью фланцевых болтов.

При установке диафрагмы в газопроводе надо следить за тем, чтобы не были повреждены острые ребра ее отверстия, ибо это неизбежно повлечет искажение показаний диафрагмы.

По немецким нормам замер давлений при обыкновенных толстостенных диафрагмах должен производиться непосредственно у самой диафрагмы. При тонкостенных диафрагмах это не всегда осуществимо по чисто конструктивным соображениям и расстояния e от диафрагмы до мест замеров в этом случае могут быть увеличены, оставаясь все же в пределах, указываемых нормами; эти же нормы говорят, что e должно быть $\leq 0,1D$ при соотношении диаметров отверстий диафрагмы и трубопровода $m \leq 0,6$; соблюдение этого правила гарантирует ошибку изме-

рений не выше 0,5%. Если соотношения: $e \leq 0,1D$ и $t \leq 0,6$ соблюдены быть не могут, то ошибки измерений превышают 0,5%, как это видно из кривых, приведенных на рис. 177.

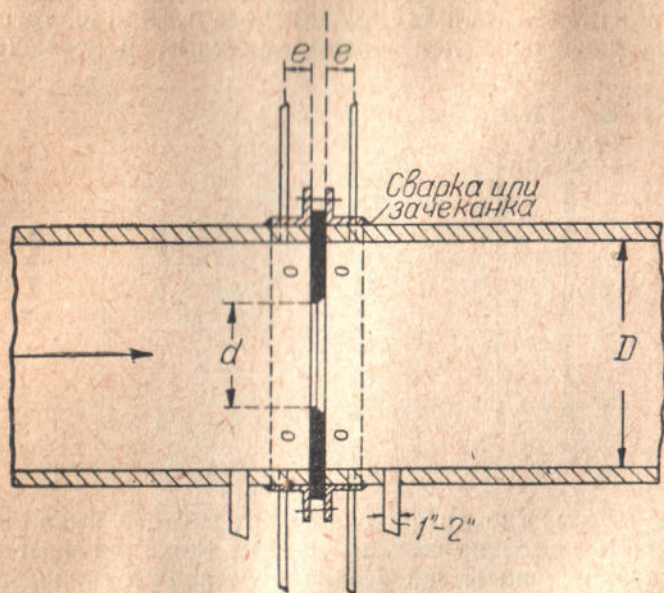


Рис. 176. Установка тонкостенной диафрагмы в трубопроводе. Внизу—отверстия для спуска конденсата. Замер давлений непосредственно у диафрагмы.

Отверстия для замера давлений могут быть сделаны не только перпендикулярно к стенке трубы, как это указано на рис. 176, но и наклонно, с целью приближения к диафрагме (см. рис. 178); выполнение таких отверстий, конечно, значительно сложнее.

После просверливания отверстий все края должны быть весьма тщательно зачищены. Просверливание может быть выполнено по рис. 179; сначала приваривается маленькая муфта, а затем просверливается отверстие. Отверстие должно быть $\leq 0,03D$; при измерении сухих газов, воздуха и воды диаметр отверстия должен быть все же не меньше 4 мм, при измерении влажных газов и пара — не менее 8 мм, а в общем диаметр этих отверстий делается не больше 15—18 мм.

При длительном измерении промышленных газов, содержащих пыль, туман, частицы смолы и проч. механические загрязнения, на ребрах отверстия диафрагмы эти загрязнения могут отлагаться, изменяя точные геометрические формы диафрагмы и тем самым искажая результаты измерения. В целях устранения этого явления рекомендуется периодически промывать диафрагму с помощью специального брызгала, устанавливаемого на некотором расстоянии от диафрагмы; монтируемые в стенке

газопровода окна позволяют при этом наблюдать за состоянием диафрагмы и эффективностью ее очистки.

Участок газопровода у диафрагмы должен быть по возможности строго цилиндричен; наибольшие отклонения от цилиндрической формы на участке газопровода длиной $2D$ (перед диафрагмой) допустимы при $m > 0,3$ до $\pm 0,5\%$ и при $m < 0,3$ до $\pm 2\%$.

Крайне важно, чтобы все соединения были совершенно герметичны; трубки следует ставить только цельнотянутые. При присоединении трубок следует предпочитать сварку, обращая при этом внимание на то, чтобы около мест сварки не было прожогов.

Для прокладок при установке диафрагм на газопроводах и воздухопроводах служит картон; при паропроводах — клингерит; при водопроводах — резина (при холодной воде тоже картон).

Отверстия для замера давлений должны быть, как правило, в верхней части трубопровода; конденсат отводится через отверстия в нижней части. В целях предупреждения всякой возможности попадания конденсата в отводные трубки и искажения тем самым показаний измерительного прибора, по пути трубок устанавливаются еще водоотделители.

На рис. 180—184 даны возможные варианты схем замера давлений. Рис. 180 — простейшая форма замера с помощью только двух отверстий. Замер давлений в трех или четырех точках трубопровода с соответствующим соединением всех отводов в один общий коллектор (см. рис. 181, 182, 183, 184) имеет значение в тех случаях практики, когда можно ожидать неравномерного распределения измеряемого потока газа по всему сечению газопровода (после поворотов, шиберов и д.). При наличии нескольких отверстий для замера давлений, сами отверстия должны оказывать большое, а коллектор — малое сопротивление колебаниям давлений, т. е. величина каждого отверстия должна быть мала по сравнению с диаметром коллектора и во всяком случае $\leq 1:2$.

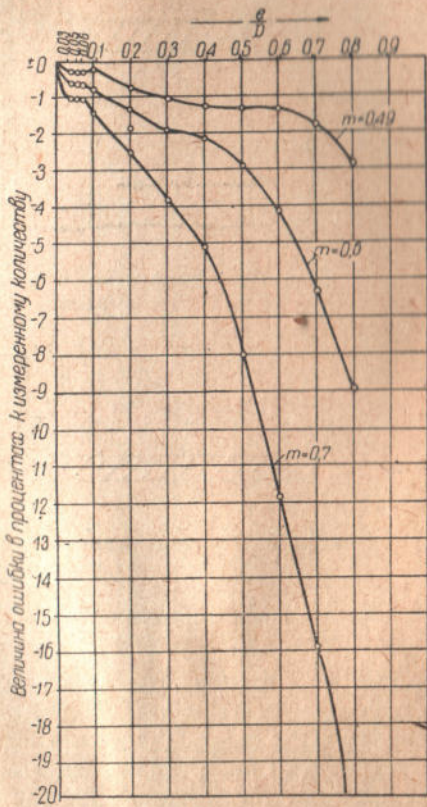


Рис. 177. Зависимость размера ошибки от расстояния e . Кривые действительны для трубопроводов с нормальной шероховатостью внутренней поверхности; при гладких трубах — ошибки больше.

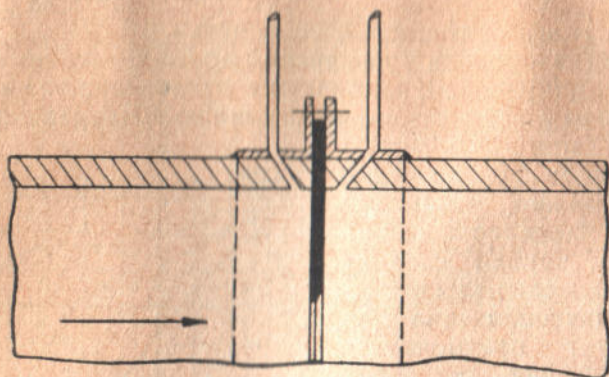


Рис. 178. Диафрагма с наклонными отверстиями для замера давлений.

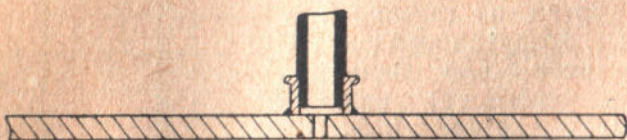


Рис. 179. Пример установки отводной трубки и просверливания отверстия.

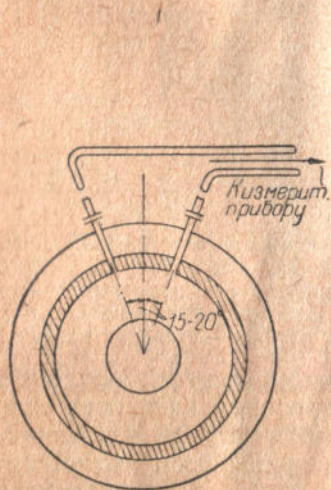


Рис. 180. Схема замера давлений в двух точках.

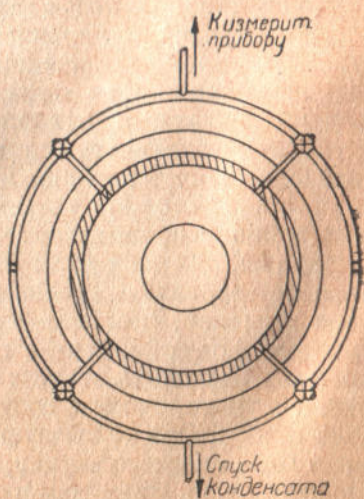


Рис. 181. Схема установки диафрагмы с четырьмя отверстиями

Замер давлений по схеме рис. 181 практикуется, главным образом, для газов чистых от пыли и смолы; при отнятии пробок с крестовин, установленных на коллекторе, можно каждое отверстие прочистить; прочистка всего коллектора возможна при этой схеме только путем продувки. Такой коллектор изготавливается очень просто: соответствующей длины трубка изгибается по окружности и разрезается на две части; к трубке привариваются тройнички, через которые просверливают отверстия в трубке.

Схема рис. 182 позволяет еще в большей степени уравнивать давления; по этой схеме — также четыре отборных отверстия; применяется для измерения газов, не содержащих пыли и смолы.

Схемы по рис. 183 и 184 позволяют измерять газы, загрязненные механическими примесями — пылью, смолой и т. п.; число отверстий — три-четыре. При этих схемах для удаления конденсата на дне

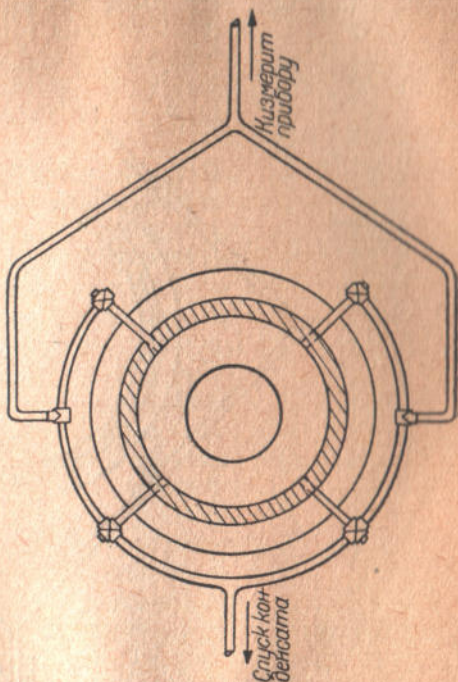


Рис. 182. Схема установки диафрагмы с четырьмя отверстиями.

трубопровода перед диафрагмой должен быть сделан специальный отвод. По рис. 183 (при трех отверстиях) удаление воды из коллектора — через пробки по его концам, очистка же коллектора — продувкой; отверстия по этой схеме делают под углом 90° до 120° друг к другу. При измерении сильно загрязненных газов (например, генераторных) — лучше схема рис. 184, так как здесь есть возможность прочистить все отверстия и все части коллекторной трубки; на герметичность всех пробок необходимо обращать особое внимание.

Монтаж трубок и соединений по схеме, например, рис. 183, осуществляется следующим

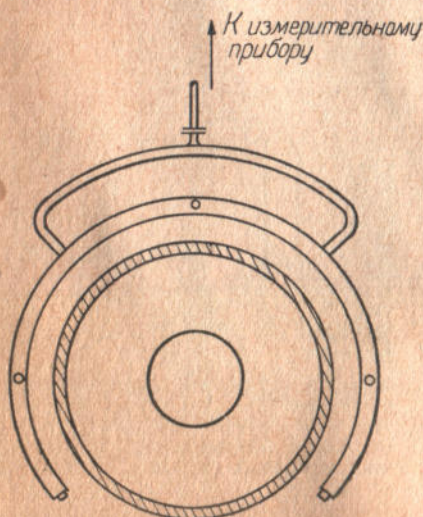


Рис. 183. Схема установки диафрагмы с тремя отверстиями.

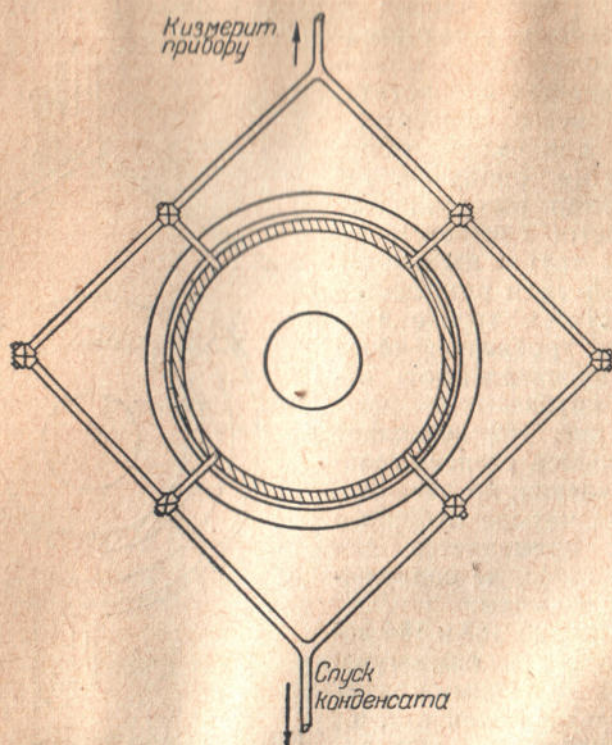


Рис. 184. Схема установки диафрагмы с четырьмя отверстиями.

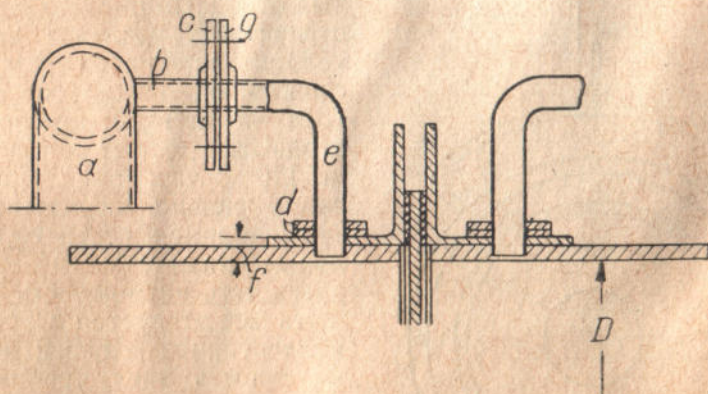


Рис. 185. Детали присоединения отводных трубок.

образом. К коллектору *a* (рис. 185) приваривают три соединительных патрубка *b* с тремя фланцами *cg*; на колено *e* навинчивается гайка *d* настолько, чтобы при ввинчивании колена в трубопровод *f* нижний край колена не доходил до внутренней поверхности трубопровода на 1—2 мм; затем собранный коллектор (от *a* до *c*) сбалчивается с фланцем колена *e*.

На рис. 181, 182 и 184 показаны спуски конденсата с трубопровода или коллекторных трубок. Эти спускные патрубки можно соединить со сборником конденсата или магистралью и спускать конденсат периодически, открывая соответствующий краник; такой метод спуска конденсата очень прост, не зависит от колебаний давлений, но зато требует внимательного обслуживания. Делают этот отвод конденсата автоматическим, устанавливая водоотделитель, представленный на рис. 186. При установке такого отделителя вне здания или в безопасном помещении его можно не закрывать крышкой; при установке в закрытом рабочем помещении безопаснее его герметически закрыть сверху крышкой. Размер водоотделителя определяется ожидаемым количеством конденсата. Устанавливать их надо на достаточном расстоянии от нагретых поверхностей (чтобы не закипела вода); в холодном помещении их надо подогревать газом или паром, вводимым внутрь аппарата.



Рис. 186. Схема водоотделителя.

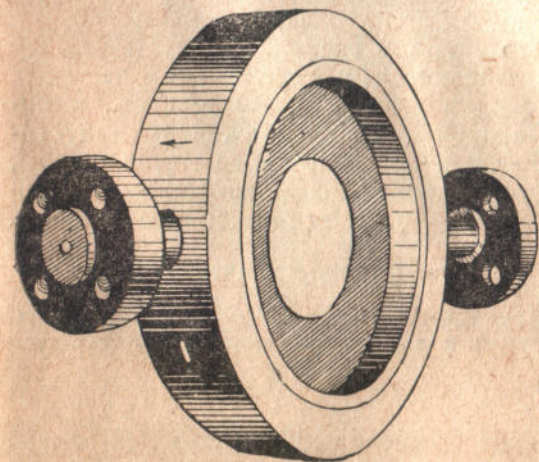


Рис. 187. Общий вид диафрагмы в фабричном исполнении.

газопроводу в секунду, определяется по приведенной выше формуле (18):

газом или паром, вводимым внутрь аппарата. Установку для удаления конденсата простых сифонов рекомендовать нельзя, так как при них часто происходят выхлопы газа или засасывание воды в трубопровод.

Подсчет диаметра отверстия диафрагмы. Если измерение количества газа производится по принципу перепада давлений, создаваемого путем установки диафрагмы между фланцами газопровода, то количество газа, протекающего по

$$V = \alpha \cdot \xi \cdot f \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{h}{\gamma}} \text{ м}^3/\text{сек},$$

где V — количество газа в $\text{м}^3/\text{сек}$;
 α — коэффициент истечения;
 ξ — коэффициент сжимаемости;
 f — сечение диафрагмы в м^2 ;
 h — перепад давлений в мм вод. ст. ;
 g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м}/\text{сек}^2$;
 γ — удельный вес газа в $\text{кг}/\text{м}^3$;

Заменяя $f = \frac{\pi d^2}{4}$ и подставляя вместо $g = 9,81$, преобразуем формулу (18) следующим образом:

$$V = 0,01252 \cdot \alpha \cdot \xi \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{h}{\gamma}} \text{ м}^3/\text{час}.$$

Определение внутреннего диаметра диафрагмы d производится по графику (рис. 188) следующим образом. Сперва надо найти значение для выражения:

$$\frac{V}{D^2} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{h}},$$

где V — среднечасовое количество протекающего по трубопроводу газа в $\text{м}^3/\text{час}$;
 D — внутренний диаметр трубы в см ;
 γ — вес 1 м^3 газа при действительных условиях в кг ;
 h — желательный перепад давлений в мм вод. ст. , выбираемый, с одной стороны, по соображениям допустимости падения давления в газопроводе после шайбы, а с другой — для того, чтобы показания манометра колебались в пределах $1/2$ — $2/3$ от всей высоты его шкалы.

Откладывая по оси абсцисс полученное значение $\frac{V}{D^2} \sqrt{\frac{\gamma}{h}}$, идем по вертикали до пересечения с кривой соответствующего диаметра трубы, получая при этом значение внутреннего диаметра диафрагмы d в мм .

Пример 16. Определение диаметра диафрагмы для замера коксового газа.

Диаметр трубопровода D — 800 мм .

Среднечасовое количество газа V — 12 000 $\text{м}^3/\text{час}$.

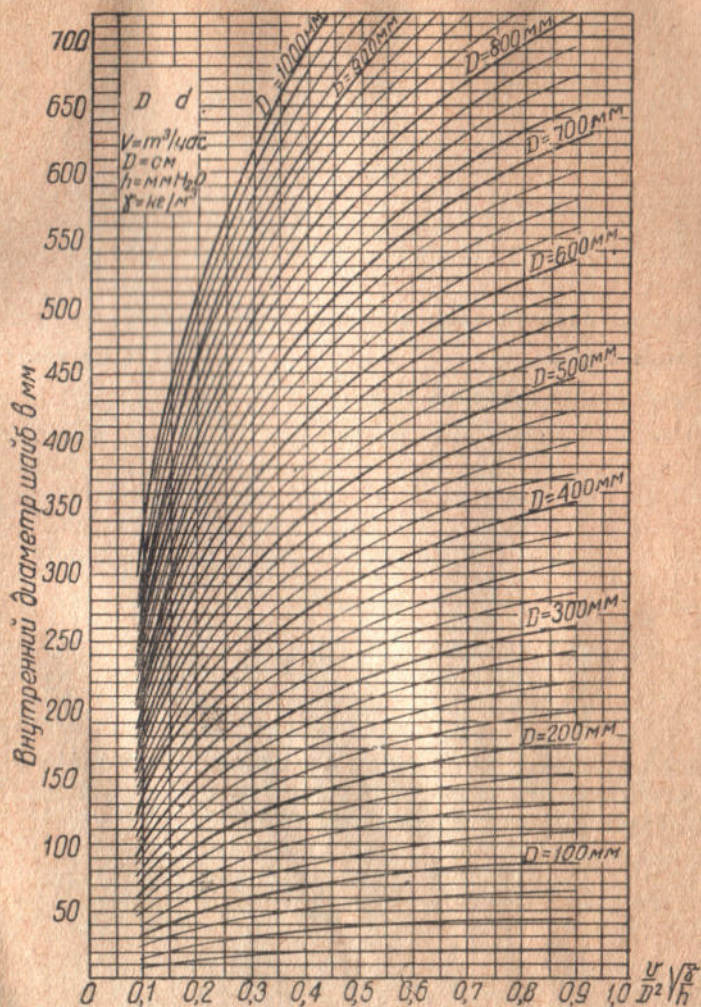


Рис. 188. Номограмма для определения диаметра диафрагмы.

Элементарный анализ коксового газа (в объемных процентах):

CO ₂ —	2,2
C _n H _m —	2,8
O ₂ —	0,4
CO —	9,0
H ₂ —	49,4
CH ₄ —	25,4
N ₂ —	10,8
	100,0

Температура газа в месте замера $t=20^{\circ}\text{C}$

Давление газа $P_u=175$ мм вод. ст.

Относительная влажность газа $\varphi=1$

Среднее барометрическое давление . . . $P_{бар}=750$ мм рт. ст.

Удельный вес газа (вес 1 м³ газа) определяем по формуле:

$$\gamma_0 = \frac{2,2 \cdot \gamma \cdot \text{CO}_2 + 2,8 \cdot \gamma \cdot \text{C}_n\text{H}_m + 0,4 \cdot \gamma \cdot \text{O}_2 + 9 \cdot \gamma \cdot \text{CO} + 49,4 \cdot \gamma \cdot \text{H}_2 + 25,4 \cdot \gamma \cdot \text{CH}_4 + 10,8 \cdot \gamma \cdot \text{N}_2}{100}$$

Значения удельных весов для отдельных компонентов берем из табл. 3 (стр. 34), принимая для тяжелых углеводородов уд. вес равным уд. весу этилена, т. е. 1,261.

$$\gamma_0 = \frac{2,2 \cdot 1,977 + 2,8 \cdot 1,261 + 0,4 \cdot 1,43 + 9 \cdot 1,250 + 49,4 \cdot 0,089 + 25,4 \cdot 0,716 + 10,8 \cdot 1,251}{100} = 0,558 \text{ кг/м}^3$$

γ_0 — вес 1 м³ газа при 0° и 760 мм рт. ст. = 0,558 кг;

γ — вес 1 м³ газа при $t=20^{\circ}\text{C}$ и давлении $P_u=175$ мм вод. ст. и $\varphi=1$ определяем по нижеследующей упрощенной формуле (22):

$$\gamma = 0,36 \cdot \frac{P}{T} \cdot [(1 - Z) \cdot \gamma_0 + 0,804 Z], \quad (22)$$

где $P = P_{бар} + P_u = 750 + \frac{175}{13,6} = 763$ мм рт. ст.;

$Z = \frac{\varphi \cdot \tau_s}{P}$; при $t = 20^\circ \text{C}$ по таблице Приложения 4 для $\varphi = 1$

$\varphi \cdot \tau_s = 17,5$ мм рт. ст.;

$$Z = \frac{17,5}{763} = 0,023.$$

Таким образом

$$\gamma = 0,36 \frac{763}{293} [(1 - 0,023) \cdot 0,558 + 0,804 \cdot 0,023] = 0,528 \text{ кг/м}^3.$$

Перепад давления h принимаем 30 мм, тогда

$$\frac{V}{D^2} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{h}} = \frac{12000}{80^2} \cdot \sqrt{\frac{0,528}{30}} = 0,25.$$

По графику рис. 188 находим внутренний диаметр диафрагмы $d = 450$ мм.

Вычисление результатов измерения. Зная диаметр газопровода D и диаметр отверстия диафрагмы d , вычисляют отношение $m = \frac{d^2}{D^2}$. Определив величину m , находят по табл. 15 соответствующее значение для коэффициента α , внося поправку на диаметр газопровода (по табл. 16) и если этого требует форма кромки диафрагмы, — то дополнительную поправку из табл. 17. Для более грубых и быстрых подсчетов величины коэффициента α можно пользоваться данными прилагаемой табл. 21, составленной для диаметров газопровода от 100 мм до 1200 мм.

Установленный у диафрагмы дифференциальный манометр покажет создаваемый диафрагмой перепад давлений $p_1 - p_2 = h$ в мм вод. ст.; зная перепад давлений $(p_1 - p_2)$ и p_1 , надо подсчитать величину отношения $\frac{p_1 - p_2}{p_1}$ и затем по диаграмме рис. 174 найти значение для коэффициента сжимаемости.

После подсчета расчетным путем (по химическому составу) или с помощью соответствующего прибора уд. веса измеряемого газа, остается по формуле (18) подсчитать объем газа при действительных условиях наблюдения, т. е. при температуре, давлении и степени влажности газа перед входом в диафрагму. Внося корректив на t , p и φ , находят объем проходящего по газопроводу газа при нормальных условиях и сухого.

Трубка Вентури. Принцип работы трубки Вентури основан на опытах итальянского философа Вентури, установившего в 1791 г., что при прохождении потока газа через трубу с расширяющимся коническим сечением у самой узкой ее части

Таблица 21

Значение α для нормальных диафрагм с точностью $\pm 2\%$

$m = \frac{d^2}{D^2}$	Диаметр трубы в мм							
	100	200	300	400	500	600	900	1200
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,05	0,625	0,625	0,625	0,625	0,625	0,625	0,625	0,625
0,10	0,620	0,620	0,620	0,615	0,615	0,615	0,610	0,605
0,15	0,615	0,615	0,615	0,610	0,610	0,610	0,605	0,600
0,20	0,620	0,620	0,615	0,615	0,610	0,610	0,605	0,600
0,25	0,630	0,630	0,625	0,620	0,615	0,615	0,610	0,605
0,30	0,640	0,640	0,635	0,630	0,630	0,625	0,615	0,610
0,31	0,643	0,643	0,638	0,633	0,632	0,627	0,617	0,612
0,32	0,646	0,646	0,641	0,636	0,634	0,629	0,619	0,614
0,33	0,649	0,649	0,647	0,639	0,636	0,631	0,621	0,616
0,34	0,652	0,652	0,647	0,642	0,638	0,633	0,623	0,619
0,35	0,655	0,655	0,650	0,645	0,640	0,635	0,625	0,620
0,36	0,659	0,658	0,653	0,648	0,643	0,638	0,627	0,622
0,37	0,663	0,661	0,656	0,651	0,646	0,641	0,629	0,624
0,38	0,667	0,664	0,659	0,654	0,649	0,644	0,631	0,626
0,39	0,671	0,667	0,662	0,657	0,652	0,647	0,633	0,628
0,40	0,675	0,670	0,665	0,660	0,655	0,650	0,635	0,630
0,41	0,679	0,674	0,669	0,664	0,659	0,653	0,638	0,633
0,42	0,683	0,678	0,673	0,668	0,663	0,656	0,641	0,636
0,43	0,687	0,682	0,677	0,672	0,667	0,659	0,644	0,639
0,44	0,691	0,686	0,681	0,676	0,672	0,662	0,647	0,642
0,45	0,695	0,690	0,685	0,680	0,675	0,665	0,650	0,645
0,46	0,700	0,694	0,689	0,684	0,678	0,668	0,654	0,648
0,47	0,705	0,698	0,693	0,688	0,681	0,671	0,658	0,651
0,48	0,710	0,702	0,697	0,692	0,684	0,674	0,662	0,654
0,49	0,715	0,706	0,701	0,696	0,687	0,677	0,666	0,657
0,50	0,720	0,710	0,705	0,700	0,690	0,680	0,670	0,660
0,51	0,725	0,715	0,710	0,704	0,694	0,684	0,674	0,664
0,52	0,730	0,720	0,715	0,708	0,698	0,688	0,678	0,668
0,53	0,735	0,725	0,720	0,712	0,702	0,692	0,682	0,672
0,54	0,740	0,730	0,725	0,716	0,706	0,696	0,686	0,676
0,55	0,745	0,735	0,730	0,720	0,710	0,700	0,690	0,680
0,56	0,751	0,741	0,735	0,725	0,715	0,705	0,695	0,685
0,57	0,757	0,747	0,740	0,730	0,720	0,710	0,700	0,690
0,58	0,763	0,753	0,745	0,735	0,725	0,715	0,705	0,695
0,59	0,769	0,759	0,750	0,740	0,730	0,720	0,710	0,705
0,60	0,775	0,765	0,755	0,745	0,735	0,725	0,715	0,705
0,61	0,781	0,771	0,762	0,751	0,741	0,731	0,721	0,711
0,62	0,788	0,778	0,769	0,758	0,748	0,737	0,727	0,717
0,63	0,796	0,786	0,777	0,765	0,755	0,743	0,733	0,723
0,64	0,805	0,795	0,786	0,772	0,762	0,749	0,739	0,729
0,65	0,815	0,805	0,795	0,780	0,770	0,755	0,745	0,735
0,66	0,825	0,815	0,804	0,788	0,778	0,762	0,751	0,741
0,67	0,836	0,825	0,813	0,797	0,786	0,770	0,757	0,747
0,68	0,847	0,838	0,822	0,806	0,794	0,778	0,768	0,753
0,69	0,858	0,845	0,831	0,815	0,802	0,786	0,769	0,759
0,70	0,870	0,855	0,840	0,825	0,810	0,795	0,775	0,765
0,71	0,882	0,867	0,850	0,835	0,815	0,804	0,783	0,772
0,72	0,896	0,880	0,862	0,847	0,820	0,814	0,791	0,779
0,73	0,912	0,895	0,876	0,860	0,841	0,825	0,799	0,786
0,74	0,930	0,912	0,892	0,874	0,855	0,837	0,808	0,793
0,75	0,950	0,930	0,910	0,890	0,870	0,850	0,815	0,800

давление понижается. Впервые применил трубку Вентури на практике для измерения водяных потоков американец Гершел (Herschel).

При измерении потоков с помощью насадки или диафрагмы энергия, затрачиваемая на увеличение скоростей и соответствующая величине измеряемого перепада давления, тратится безвозвратно.

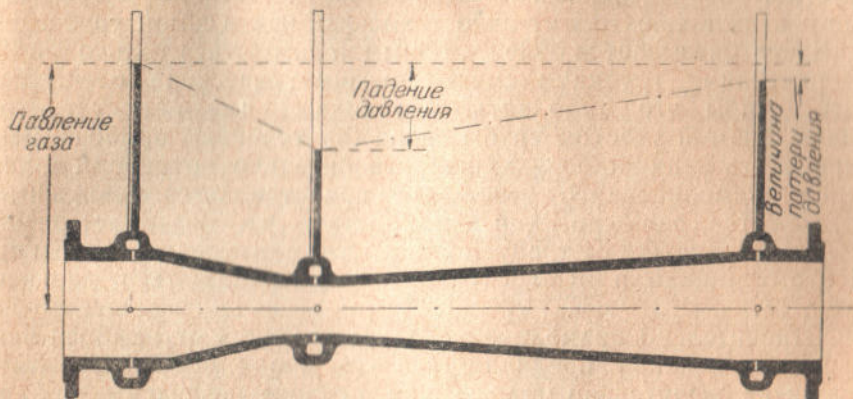


Рис. 189. Трубка Вентури.

При трубках Вентури после сужения начинается плавноконическое расширение потока и общая суммарная потеря давления, а отсюда и энергии, определяется только величиной потери давления от трения.

Продольный разрез трубки Вентури приведен на рис. 189. Она состоит из конусообразной суженной части, соединенной с более длинной постепенно расширяющейся частью трубы. У суженной части трубки, вследствие увеличения здесь скорости потока, происходит падение его давления, которое и может

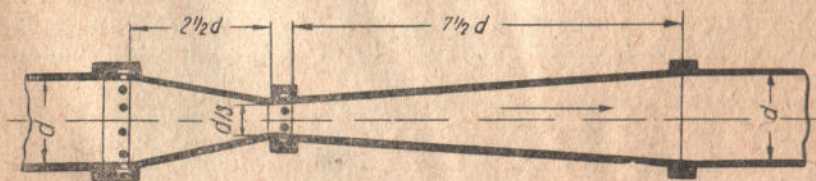


Рис. 190. Соотношения основных размеров трубки Вентури.

быть использовано для учета количества протекающего газа. Во второй части трубки сечение потока постепенно увеличивается, вследствие чего возникающее понижение давления большей частью снова восстанавливается до первоначальной величины. Поэтому потеря давления, вызванная в трубопроводе трубкой Вентури, относительно очень незначительна.

Трубка Вентури обычно выполняется с соотношением размеров, приведенных на рис. 190. Угол при вершине сходящегося

конуса (верхнего по направлению движения) делается около 20° , а угол расходящегося конуса (нижнего по течению потока) — около 6° .

Точный замер давлений производится посредством кольцевых коллекторов или пьезометрических колец в двух местах: перед конусом и в самом узком месте трубы. Кольцевые коллекторы соединены с внутренним пространством трубы посредством отверстий, распределенных по всей ее окружности; поэтому давление в этих коллекторах точно такое же, как в самой трубе.

Часто оказывается более удобным пользоваться только пьезометрическими трубками вместо пьезометрических колец. Для того, чтобы это выполнить, необходимо иметь достаточной длины прямой участок трубы выше (по течению) прибора Вентури. Дать какие-либо указания относительно потребности длины этого прямолинейного участка не представляется возможным, но, кажется, нет оснований предполагать, что она будет значительно отличаться от требуемой в случае применения диафрагмы. Поэтому можно в этом случае также пользоваться данными табл. 18.

Относительно прямолинейного участка вниз от прибора Вентури справедливо предполагать, что длина его может быть допущена значительно меньше, чем в случае диафрагмы, так как в приборе Вентури имеется сравнительно длинный выходной конус между наименьшим сечением, где помещена пьезометрическая трубка, и самой трубой.

Величина угла при вершинах входного конуса установлена по данным опыта. В целях уменьшения потерь напора на трение о стенку, очевидно, желательно делать прибор возможно короче, т. е. делать сужение и расширение насколько возможно большим. Однако, рассматривая уже существующие приборы, мы видим, что конусность выходной части прибора Вентури не делается больше 7° , так как в противном случае обнаруживается тенденция „отставания“ потока от стенки и появление тех же мертвых зон, которые вызывают большие потери напора в случае применения диафрагмы. По этой причине применяются конусы довольно значительной длины с углом при вершине не более 7° . Неизбежное увеличение потерь напора на трение о стенку при длинном выходном конусе очень мало по сравнению с потерями, возникающими в коротком конусе. Входной конус, где, конечно, не может проявиться отставание потока от стенки, может быть взят значительно короче и с большим углом конусности. Предел в этом отношении устанавливается требованием, чтобы направление струек в горловине прибора было параллельно оси трубы. Если угол входного конуса слишком велик, то вблизи горловины или в ней может проявиться сжатие струи, и наличие сжатого сечения лишит прибор Вентури тех преимуществ, которые он имеет по сравнению с диафрагмой. Весьма вероятно, что форма входа, подобная насадке (рис. 196), может быть значительно удобней и короче, чем обыкновенный

конический вход, получивший распространение в приборах Вентури. В практике угол в 20° для входного конуса считается отвечающим всем требованиям и поэтому общепринят.

Количество газа, проходящего через прибор Вентури, может быть определено по уравнению (18), где m необходимо брать равным отношению площади начального сечения входного конуса к площади сечения горловины, а p_1 и p_2 — давления в этих сечениях. Как и в случае отверстий, если $\frac{p_2}{p_1}$ меньше, чем 0,98, — значение коэффициента сжимаемости ξ заметно отличается от единицы и поэтому должно быть предварительно известно (см. ниже).

Коэффициент истечения прибора Вентури. Коэффициент α для прибора Вентури, благодаря отсутствию сжатия при выходе из горловины, значительно больше, чем нормальный коэффициент истечения для отверстия в диафрагме. Для прибора Вентури коэффициент α колеблется в пределах от 0,95 до 0,98. Несмотря на достаточное как будто количество работ, опубликованных по этому вопросу, все же нет возможности установить значение коэффициента α с большой точностью. Происходит это, во-первых, потому, что ни один тип прибора Вентури не принят в качестве стандарта, а значение коэффициента истечения в значительной степени зависит от формы и соотношения отдельных частей прибора. Во-вторых, большая часть опубликованных материалов получена при испытаниях, выполненных с водными потоками.

Очень полезный анализ этих данных выполнен Американским обществом инженеров-механиков и изложен в записке о водомерах (часть I), где эти данные приведены в таком виде, что они могут быть использованы в применении к воздушным и газовым потокам.

Для серии геометрически подобных приборов коэффициент α зависит от значения числа Рейнольдса $\frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu_2}$. Данному значению числа Рейнольдса соответствует определенная величина коэффициента α , независимо от рода протекающей жидкости.

Таким образом, можно пользоваться тарировочными данными, полученными для воды, в целях получения достаточно точного значения коэффициента α для воздуха и газа. Это положение является частным случаем общего закона „динамического подобия“ в применении к движению жидкости и, имея под собой серьезную теоретическую базу, полностью подтверждается экспериментальными данными. Пользуясь этим законом, Американское общество инженеров-механиков в указанной работе дает график

зависимости коэффициента α от $\frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu_2}$, построенный на основе надежных данных, взятых из различных экспериментальных источников. Сглаженная кривая проходит таким образом, что ни одна из экспериментально полученных точек не отклоняется более, чем на $2\frac{1}{2}\%$ от среднего значения, даваемого кривой. Эти

данные охватывают приборы Вентури, имеющие отношение максимального диаметра к диаметру горловины в пределах от 2 до 3. Строго говоря, кривая могла бы быть примененной только к геометрически подобным приборам Вентури с постоянным отношением, но факт хорошего соответствия кривой и опытных

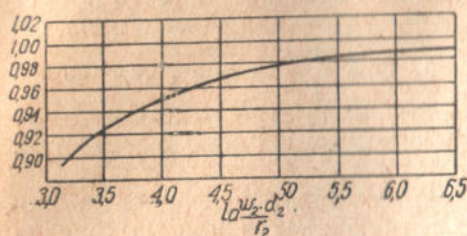


Рис. 191. Коэффициент истечения для трубки Вентури.

данные показывает, что отступление от подобия в указанных пределах не оказывает заметного влияния на величину коэффициента α . Кривая воспроизведена на рис. 191 в полулогарифмической форме; по оси ординат отложены значения коэффициента α . Американское общество инженеров-механиков указывает, что значения коэффициента α , найденные по этой кривой, могут рассматриваться как имеющие степень точности в 1% для приборов Вентури нормального промышленного типа при нормальных условиях установки и эксплуатации.

Три величины: ω_2 , d_2 и ν_2 , входящие в выражение для числа Рейнольдса, должны быть выражены в соответствующей системе единиц.

Значения ν для воздуха для различных температур даны в таблице 22 в системе единиц CGS для барометрического давления 760 мм рт. ст. Для других давлений значение ν необходимо вычислять из выражения $\nu = \frac{\eta}{\gamma}$, причем, так как η не зависит от давления, то ν изменяется прямо пропорционально давлению.

Потери напора в приборе Вентури значительно меньше, чем в случае диафрагмы; около 80—90% падения напора между входом и горловиной безусловно восстанавливается.

Таблица 22

Значения ν для воздуха при давлении 760 мм ртутного столба

Температура в градусах Цельсия	ν см ² /сек	Температура в градусах Цельсия	ν см ² /сек
0	$13,0 \cdot 10^{-2}$	40	$16,44 \cdot 10^{-2}$
5	$13,46 \cdot 10^{-2}$	50	$16,97 \cdot 10^{-2}$
10	$13,93 \cdot 10^{-2}$	60	—
15	$14,41 \cdot 10^{-2}$	70	—
20	$14,91 \cdot 10^{-2}$	80	—
25	$15,40 \cdot 10^{-2}$	90	—
30	$15,92 \cdot 10^{-2}$	100	—

Автоматические приспособления для регистрации показаний трубки Вентури. Опубликовав свои опыты с водомерами Вентури в 1887 г., Гершел также упомянул о возможности применения счетчиков Вентури для измерения газа. Однако дальше дело тогда не пошло; последующие опыты, насколько известно, не были проведены, а если и были проведены, то они окончились неудачей, вследствие того, что конструкция регистрирующих приборов не была приспособлена для низких перепадов давления. Сконструированный затем на Лутонском заводе фирмы G. Kents газомер Вентури первоначально, кроме измерения воды, применялся лишь для измерения воздуха, так как его конструкцией не учитывались колебания плотности газа, влияющие на результаты измерений.

Вопрос применения счетчиков Вентури для газа и воздуха снова возник лишь тогда, когда сравнительно недавно на южно-африканских копях потребовалось измерить количество воздуха, подаваемого из центральной станции для общего снабжения копей сжатым воздухом.

К устанавливаемым измерительным приборам были предъявлены тогда следующие требования: независимость прибора от трубопровода, отсутствие каких бы то ни было подвижных частей внутри трубопровода, допустимая потеря давления не выше 40 мм вод. ст., пределы измерения от полной нагрузки до ее $\frac{1}{30}$, точность измерения до $\frac{1}{12}$ максимального количества воздуха, автоматический контроль колебаний давления и температуры, наконец, незначительные капитальные вложения.

После обширных опытов были изготовлены счетчики Вентури с регистрирующими приборами, позволяющими автоматически регистрировать и давления, и температуры, или только температуры. Разность давлений передавалась счетному механизму посредством колокола, движения которого переносились на счетный механизм при помощи соответствующих передач. Сечение колокола было коническое и поэтому его движения были приблизительно пропорциональны скорости потока газа. Пределы измерения газомеров Вентури соответствовали от полной нагрузки до ее $\frac{1}{30}$.

Счетный механизм может быть установлен на любом расстоянии от измерительной трубки. Газомер Вентури применим для любого давления газа.

Точность измерения газомера Вентури без приспособления для исключения колебаний плотности лежит в границах между 4 до 5 % и выше, в зависимости от состояния газа; следовательно, эта конструкция как будто не подходит для измерения газа в тех случаях, когда требуется большая точность.

После усовершенствования, введенного Годжсоном (Hodgson), было исключено влияние изменений плотности газа на показания прибора, благодаря чему верхний предел ошибок снизился до 1%, т. е. до такой степени, которая вполне удовлетворяет производство.

На рис. 192 изображена конструкция прибора без автоматического контроля давления и температуры. Этот прибор состоит из двух закрытых, соединенных между собой, содержащих жидкость сосудов и из самопишущего приспособления. Кольцевой коллектор у входа в трубку Вентури соединен с нижним, а коллектор у точки сужения соединен с верхним сосудом. Возникающий при протекании газа по трубке Вентури перепад давлений вытесняет жидкость через соединительную трубку в верхний сосуд. Поплавок и вместе с ним зубчатый стержень соответственно поднимаются, зацепляя ведущее колесо передаточного вала. Вращательное движение переносится на стрелки и пускает в ход самопишущий стержень, который непрерывно записывает количество протекающего газа на диаграмме, приводимой в движение часовым механизмом. Поперечное сечение нижнего сосуда уменьшается по направлению к низу таким образом, что движения самопишущего штифта, за исключением небольшой части в начале диаграммного листка, пропорциональны количествам протекающего газа. Подымания и опускания поплавка превращаются во вращательное движение, воспринимаемое самопишущим приспособлением. При этом вращательное движение не переносится непосредственно самопишущему механизму (отключенному от нагнетательного пространства сальником), а переносится на почти круглый магнит, установленный на валу зубчатого колеса в нагнетательном пространстве; его движения через стенку нагнетательного пространства передаются лежащему извне якорю магнита. Путь самопишущего штифта, соответствующий данной ширине регистрирующей полоски, вдвое короче пути, который должен быть пройден при этом магнитным соединением. Благодаря этому длинному пространству для передвижения магнита можно ограничиться для передачи по возможности меньшей силой магнита. Кроме того, эти силы можно всегда легко соразмерить таким образом, чтобы всегда была обеспечена спокойная работа. Чувствительность измерения, достигаемая этой конструкцией, делает наглядными наименьшие разности давлений.

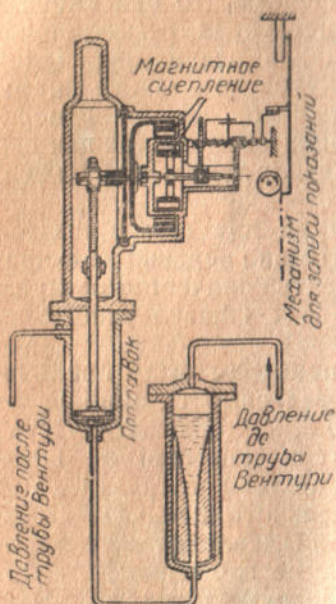


Рис. 192. Регистрирующий прибор к трубке Вентури.

переносится непосредственно самопишущему механизму (отключенному от нагнетательного пространства сальником), а переносится на почти круглый магнит, установленный на валу зубчатого колеса в нагнетательном пространстве; его движения через стенку нагнетательного пространства передаются лежащему извне якорю магнита. Путь самопишущего штифта, соответствующий данной ширине регистрирующей полоски, вдвое короче пути, который должен быть пройден при этом магнитным соединением. Благодаря этому длинному пространству для передвижения магнита можно ограничиться для передачи по возможности меньшей силой магнита. Кроме того, эти силы можно всегда легко соразмерить таким образом, чтобы всегда была обеспечена спокойная работа. Чувствительность измерения, достигаемая этой конструкцией, делает наглядными наименьшие разности давлений.

Область измерения описанного прибора Вентури в общем простирается от максимального количества протекающего газа до $\frac{1}{30}$ его части.

Измерение трубками Вентури пульсирующих потоков. Простота устройства, надежность действия и сравнительная точность показаний измерителей газов, основанных на принципе Вентури, совершенно справедливо создают им широкую популярность. Но, несмотря на все их удобства, встречаются случаи, где измерители Вентури должны применяться с большой осторожностью. К числу таких случаев относится измерение пульсирующих потоков.

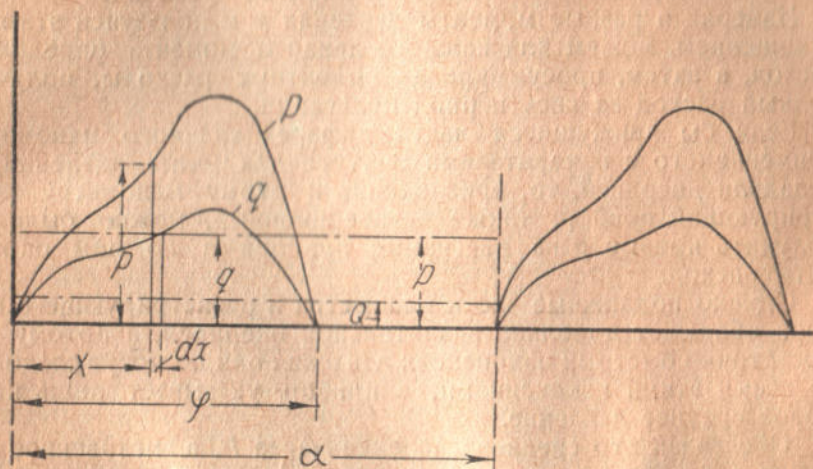


Рис. 193.

Положим [1], что по трубопроводу протекает пульсирующий поток с периодически повторяющимися импульсами, причем величина моментных расходов является функцией длительности пульсаций, т. е. выражается законом

$$q = f(\varphi),$$

где q — количество жидкости или газа, протекающее в данный момент через измеритель, и φ — длительность протекания за каждый период пульсаций, причем период пульсаций $x = n \cdot \varphi$.

Пусть этот закон изображается кривыми q рис. 193.

В момент α , за бесконечно малый промежуток времени dx , количество потока изображается ординатой q .

Количество потока, протекающее через измеритель за один период пульсации, выражается площадью кривой q :

$$s = \int_0^{\varphi} q \cdot dx = \int_0^{\varphi} f(\varphi) \cdot dx$$

и средний расход за время полного периода пульсации будет:

$$Q = \frac{1}{\alpha} \int_0^{\varphi} f(\varphi) \cdot dx. \quad (23)$$

В момент протекания через измеритель количества q , между широкой и суженой частью в измерителе Вентури возникает разница давлений, которую обозначим через p . Эта разница давлений изменяется по закону кривой p рис. 193.

Между величинами p и q , как известно, существует соотношение:

$$f(\psi) = q = C \cdot \sqrt{p}, \quad (24)$$

где C — постоянная для данного измерителя величина.

Измеряя в разные моменты давления p и пользуясь этим соотношением, можем для каждого данного момента определить расход, а затем, просуммировав моментные расходы, получить полный расход за весь период пульсации.

Если бы движущиеся части дифференциального манометра, применяемого с измерителями Вентури для учета давлений, не обладали инерцией, то, присоединив к этому манометру регистрирующий прибор, также безинерционный, можно было бы получить кривые p на диаграмме прибора и по ним определить расход.

Однако подвижные части манометра и регистрирующего прибора обладают довольно значительной инерцией, а потому при достаточно быстрых изменениях давления они не могут следовать за всеми этими изменениями, и прибор указывает лишь некоторое среднее давление.

Обозначая это среднее давление через P , а мгновенное значение давления в момент x — через p , получим:

$$P = \frac{1}{\alpha} \int_0^{\varphi} p \cdot d\varphi.$$

Следовательно, кажущийся расход, показываемый манометром, будет:

$$Q_0 = C \sqrt{P} = C \sqrt{\frac{1}{\alpha} \int_0^{\varphi} p \cdot d\varphi} \quad (25)$$

тогда как действительный расход определяется ур-нием (23).

Отношение кажущегося расхода к действительному будет:

$$K = \frac{Q_0}{Q} = \frac{C \sqrt{\frac{1}{\alpha} \int_0^{\varphi} p \cdot d\varphi}}{\frac{1}{\alpha} \cdot \int_0^{\varphi} f(\psi) \cdot d\psi}$$

Заменяя p в подкоренном выражении числителя его величиной, определяемой из уравнения (24), получим:

$$K = \frac{\sqrt{\frac{1}{\alpha} \int_0^{\varphi} [f(\varphi)]^2 \cdot d\varphi}}{\frac{1}{\alpha} \cdot \int_0^{\varphi} f(\varphi) \cdot d\varphi} \quad (26)$$

и

$$Q_0 = K \cdot Q, \quad (27)$$

где коэффициент K показывает, во сколько раз кажущийся расход, указываемый прибором, больше действительного расхода. Этот коэффициент может быть вычислен по формуле (26), если известен вид функции $f(\varphi)$.

Предположим теперь, что измеритель Вентури применяется для учета воды, подаваемой плунжерными насосами трех основных типов, т. е. простого действия, двойного действия и сдвоенный двойного действия, причем измеритель поставлен непосредственно за насосом до воздушного колпака, так что пульсации потока воды всецело воспринимаются водомером.

Закон моментных изменений количества подаваемой жидкости для плунжерных насосов выражается синусоидой. Следовательно, для них будет справедливо выражение:

$$f(\varphi) = q_{max} \cdot \sin \varphi,$$

где q_{max} — есть максимальная ордината синусоиды.

На рис. 194 изображен график работы плунжерного насоса с периодом нагнетания $\alpha = n \cdot \pi$ при длительности подачи жидкости $\varphi = \pi$. Для этого случая, согласно уравнению (26), имеем:

$$K = \frac{\sqrt{\frac{1}{n \cdot \pi} \cdot \int_0^{\pi} q_{max}^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot d\varphi}}{\frac{1}{n \pi} \cdot \int_0^{\pi} q_{max} \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi} = \frac{\sqrt{\frac{1}{2n}}}{\frac{2}{n\pi}} = \pi \sqrt{\frac{n}{8}}$$

Для насоса простого действия $n = 2$, а следовательно:

$$K = \pi \cdot \sqrt{\frac{1}{4}} = 1,57 \quad \text{и} \quad Q_0 = 1,57 Q,$$

т. е. кажущийся расход, показываемый водомером, на 57% больше действительного расхода.

Для насоса двойного действия $n = 1$, а следовательно:

$$K = \pi \sqrt{\frac{1}{8}} = 1,11 \text{ и } Q_0 = 1,11 Q,$$

т. е. кажущийся расход на 11% больше действительного.

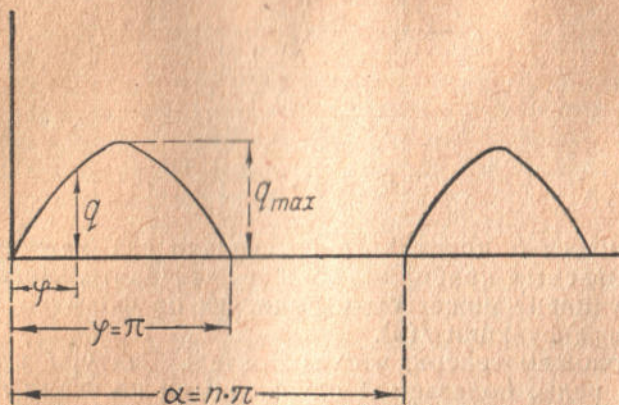


Рис. 194.

Для дублированного насоса двойного действия график работы изображается так, как показано на рис. 195.

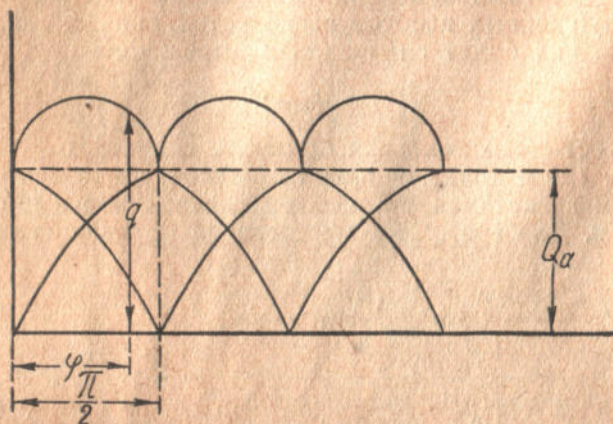


Рис. 195.

Для этого случая имеем:

$$f(\varphi) = q = Q_\alpha \left[\sin \varphi + \sin \left(\varphi + \frac{\pi}{2} \right) \right] = \sqrt{2} \cdot Q_\alpha \cdot \sin \left(\varphi + \frac{\pi}{4} \right)$$

$$\alpha = \frac{\pi}{2}.$$

Подставляя эти величины в уравнение (26), получим:

$$\begin{aligned}
 K &= \frac{\sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} 2 \cdot Q^2 \cdot \sin^2\left(\varphi + \frac{\pi}{4}\right) \cdot d\varphi}}{\frac{2}{\pi} \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{2} \cdot Q_0 \cdot \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{4}\right) \cdot d\varphi} = \\
 &= \frac{\sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot 2 \cdot Q^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{1}{2}\right)}}{\frac{2\sqrt{2}}{\pi} \cdot Q_0 \cdot 2\sqrt{2}}
 \end{aligned}$$

или

$$K = \frac{\pi}{4} \sqrt{1 + \frac{2}{\pi}} = 1,005$$

и

$$Q_0 = 1,005 \cdot Q,$$

т. е. для этого случая ошибка показаний составит всего лишь 0,5% в сторону преувеличения действительного расхода.

Приведенные выше соображения показывают, что применение измерителей расхода по системе Вентури требует сугубой осторожности во всех тех случаях, где возможно ожидать пульсаций измеряемого потока.

Целесообразность установки в таких случаях перед измерительным прибором специального уравнивателя давлений, хотя бы в виде сосуда соответствующей емкости, становится особенно очевидной.

Насадки (дюзы, сопло). Главным недостатком диафрагмы является неопределенность, существующая относительно расположения наиболее сжатого сечения потока, и сравнительно большое сопротивление прохождению газа. Оба эти нежелательных фактора, как уже было отмечено, не имеют места в приборе Вентури, но устранение их происходит за счет значительного увеличения стоимости прибора и приводит, кроме того, к затруднениям в установке прибора. Насадки в форме сжатой струи по роду действия являются прибором Вентури, но без расходящегося конуса, и являются промежуточным типом сужения между отверстиями в диафрагме и трубкой Вентури. Невосстанавливаемые потери в насадке только немного меньше, нежели в отверстии диафрагмы, и в этом отношении насадка хуже прибора Вентури. Однако она обладает главным преимуществом последнего, а именно, струйки жидкости или газа протекают параллельно

друг к другу в том сечении, где происходит измерение пониженного давления. Кроме того, сечение вытекающей струи равно сечению насадки, т. е. здесь не происходит сжатия струи.

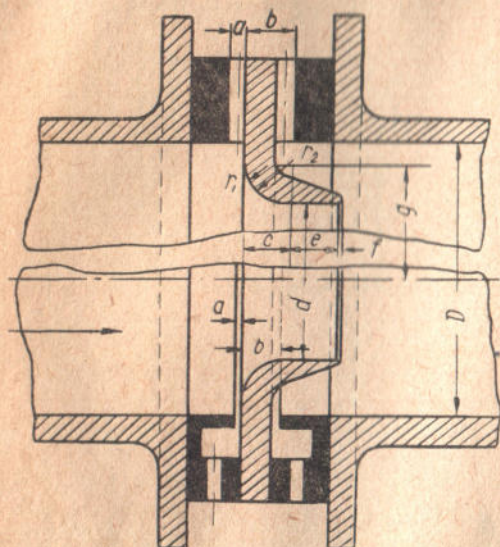


Рис. 193. Германская стандартная насадка 1930 года.

С точки зрения стоимости и легкости установки насадка дешевле и проще прибора Вентури, и в этом отношении она только незначительно отличается от диафрагмы.

Союз германских инженеров принимает в качестве стандарта тип насадки, изображенный на рис. 196, под названием „Германский стандарт насадки 1930 г.“. Точно так же, как и в случае диафрагмы, существует два видоизменения этого стандарта — один с обыкновенными пьезометрическими трубками и другой с кольцевыми камерами.

Соотношения между основными размерами такой стандартной насадки приняты по германским нормам следующие (по рис. 196): $a \leq 0,03D$;

$b \leq 0,13D$; $c = 0,304d$; $e = 0,30d$; $f \leq 0,03d$; $g = 0,75d$; $r_1 = 0,2d$;

$r_2 = \frac{1}{3}d$. Насадки применимы для измерения потоков в трубах любых диаметров, начиная от 50 мм и выше. Экспериментально изучены до сего времени насадки для труб диаметром от 50 мм до

500 мм, и для m в пределах от 0,05 до 0,64 (m — отношение

квадратов диаметров насадки и трубы, т. е. $m = \frac{d^2}{D^2}$).

Точность диаметра насадки должна лежать в пределах $\pm 0,001d$. Вся внутренняя поверхность насадки должна быть совершенно гладкой; точность обработки насадки должна быть особенно тщательной при небольших ее диаметрах.

Коэффициент истечения для германской стандартной насадки. Упомянувшиеся ранее „Правила Союза германских инженеров“ дают значения коэффициента α насадки, основанные на работах Witte. Принятые значения коэффициента истечения приведены в табл. 23. Точно так же, как и в случае диафрагмы, эти значения действительны только для определенных значений числа

Рейнольдса $\frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu_2}$. Однако для насадок нет общей и удобной формулы, указывающей границу применения данных значений α , но некоторые предельные значения числа Рейнольдса в зависимости от величины m приведены в таблице 24.

При условии, что число Рейнольдса превосходит значения, приведенные в табл. 24, значения α для стандартной насадки, взятые из табл. 23, могут иметь точность $\pm 0,5^0/0$.

Таблица 23

m	α	m	α
0,05	0,987	0,35	1,028
0,10	0,989	0,40	1,041
0,15	0,993	0,45	1,059
0,20	0,999	0,50	1,081
0,25	1,007	0,55	1,108
0,30	1,016	0,60	1,142
		0,65	1,183

Таблица 24

Нижний предел числа Рейнольдса для насадки

m	$\frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu_2}$
0,1	200,000
0,2	190,000
0,3	240,000
0,4	280,000
0,5	400,000

Коэффициент сжимаемости в приборе Вентури и насадках.

При правильно сконструированных насадках и трубках Вентури ось основания считать, что площадь наименьшего сечения потока здесь равна площади сечения суженной части прибора; вследствие этого значения для коэффициента ϵ , найденные теоретическим и экспериментальным путем для насадок, остаются действительными и для трубок Вентури. В табл. 25 приведены значения ϵ для насадок и трубок Вентури при различных отношениях давлений $\frac{P_2}{P_1}$ и различных m .

Таблица 25

Значения коэффициента ϵ для насадок и трубок Вентури

$\frac{1}{m}$	$\frac{d_2}{d_1} = \sqrt{m}$	Значения ϵ при $\frac{P_2}{P_1} = \pi$									
		0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80
1,4	0,845	0,975	0,952	0,928	0,901	0,884	0,863	0,841	0,823	0,802	0,783
1,6	0,791	0,980	0,963	0,943	0,925	0,906	0,889	0,871	0,854	0,835	0,819
1,8	0,745	0,982	0,968	0,950	0,934	0,918	0,902	0,886	0,871	0,854	0,838
2,0	0,707	0,984	0,971	0,954	0,940	0,925	0,910	0,894	0,882	0,865	0,850
2,2	0,674	0,985	0,973	0,958	0,943	0,929	0,915	0,901	0,888	0,872	0,857
2,4	0,646	0,986	0,974	0,960	0,946	0,932	0,919	0,904	0,892	0,877	0,863
2,6	0,620	0,986	0,975	0,961	0,948	0,934	0,921	0,908	0,896	0,881	0,867
2,8	0,598	0,987	0,976	0,962	0,949	0,936	0,924	0,910	0,898	0,884	0,870
3,0	0,577	0,987	0,976	0,963	0,951	0,938	0,925	0,912	0,899	0,885	0,872
3,5	0,535	0,988	0,978	0,965	0,952	0,940	0,927	0,915	0,903	0,889	0,876
4,0	0,500	0,988	0,978	0,965	0,954	0,942	0,929	0,917	0,906	0,892	0,879
4,5	0,471	0,988	0,978	0,966	0,954	0,942	0,931	0,919	0,907	0,893	0,881
5,0	0,448	0,988	0,979	0,966	0,955	0,943	0,932	0,919	0,908	0,895	0,882
5,5	0,426	0,988	0,979	0,966	0,956	0,944	0,932	0,920	0,909	0,896	0,883
6,0	0,408	0,988	0,979	0,967	0,956	0,944	0,932	0,920	0,909	0,896	0,884

Чтобы ярче оттенить отношение площади сечения трубы к площади сечения горловины, в первом столбце даны значения $\frac{1}{m}$, а значения $\frac{d_2}{d_1} = \sqrt{m}$ даются во втором столбце. Для промежуточных значений $\frac{p_2}{p_1}$ и $\frac{1}{m}$ значения ϵ можно получить интерполяцией.

Точно так же, как и при применении диафрагм, коэффициенты для насадки Союза германских инженеров, данные в табл. 23, могут быть применены только при достаточной длине прямолинейных участков трубы выше и ниже насадки. В противном случае насадка должна быть калибрована.

По данным Союза германских инженеров следует, что длина прямолинейных участков трубы выше и ниже насадки почти та же самая, что и в случае диафрагмы. Таким образом, цифры, приведенные в табл. 18 для диафрагмы, могут служить для ориентировки и в случае применения насадок. Невосстанавливаемые потери давления при истечении газа через насадку имеют тот же характер, что и при диафрагме. В действительности опытные данные Союза германских инженеров показывают, что потери напора одинаковы для двух типов сужений, если отношение m выбрано так, что скорости потока одинаковы при одинаковой разности давлений $p_1 - p_2$. Так как α для насадок больше, чем для диафрагмы, то при данном значении m потери напора в насадке, выраженные в процентах от разности $p_1 - p_2$, будут меньше, чем в случае диафрагмы.

Одна особенность этих насадок, имеющая большое практическое значение, заслуживает специального упоминания. Тщательные и многочисленные исследования выходящей струи показывают, что скорость практически постоянна во всем ее сечении. И только в непосредственной близости от стенки наблюдается некоторое падение скорости. Для всех практических целей струю можно рассматривать как имеющую постоянную скорость, равную скорости, измеряемой на оси. Эти опыты были произведены с насадкой, по конструкции сходной с германским стандартом 1930 г., но несколько отличной от нее. Весьма вероятно, что и стандартная насадка будет обладать этим же свойством.

Если соблюдение правила о длине прямолинейных участков трубопровода до насадки и после нее не осуществимо, то в целях выравнивания потока следует устанавливать в трубопроводе сита, трубки, направляющие листы и проч.

При измерении пульсирующих потоков перед насадкой необходимо устанавливать уравнительную камеру и учитывать соображения и расчеты, приведенные в этой главе по измерению пульсирующих потоков трубками Вентури.

Установка насадки. На рис. 197 дана схема установки для измерения посредством насадки производительности поршневого компрессора. Компрессор нагнетает воздух в воздушную камеру

a емкостью приблизительно в 21 м^3 , к которой при нормальном ходе производства присоединен трубопровод, ведущий в шахту. Трубопровод этот можно закрыть заглушкой, а количество воздуха, подлежащего измерению, можно через дроссельный клапан b направить в сборник для выравнивания давления c , откуда он вытекает через измерительную насадку. В другой воздушной камере с диаметром в 1200 мм и длиной в 6200 мм

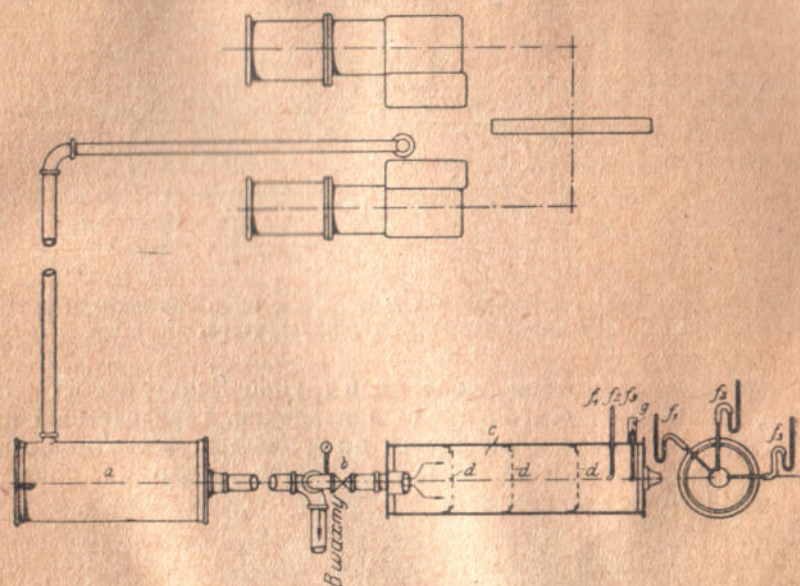


Рис. 197. Схема установки для измерения с помощью насадки производительности компрессора.

были помещены три продырявленных жестяных листа d для выравнивания потока. Давление перед насадкой измерялось водяными манометрами f_1, f_2, f_3 , а температура перед ним измерялась ртутным термометром g , помещенным против центра сопла. При измерении посредством насадки были одновременно засняты диаграммы с компрессора и с двигателя.

На рис. 198 изображено приспособление для измерения посредством насадки производительности газовых турбовакuumсосов.

Вычисление численного значения результатов измерений — по указанным выше уравнениям и формулам.

Сравнение насадки, диафрагмы и трубки Вентури. Метод, положенный в основу работы этих приборов, позволяет непосредственно измерять по перепаду давления объемы протекающего воздуха, газа или пара при всех температурах и давлениях, и в большинстве случаев дает надежные результаты.

Потеря энергии при одинаковом соотношении сечений отверстия и трубопровода — наименьшая у трубки Вентури, наибольшая — у диафрагмы.

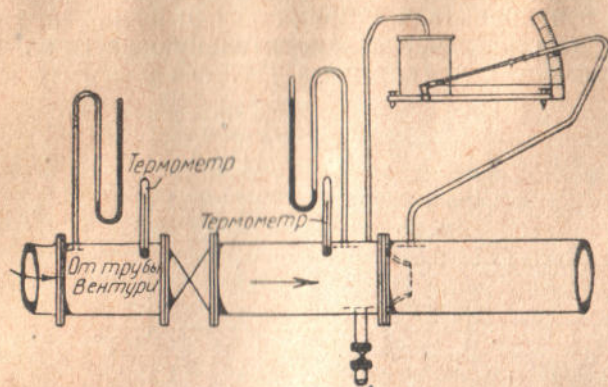


Рис. 198. Схема установки для измерения с помощью насадки производительности турбоэксавтера.

Безвозвратная потеря давления в трубке Вентури составляет только 10—15% от всего перепада давления, создаваемого прибором. При насадках и особенно при диафрагмах эта безвозвратная потеря значительно выше, как это видно из приводимой ниже сравнительной таблицы 26.

Таблица 26

Отношение потери давления к перепаду

$$\frac{P - P_2}{P_1 - P_2}$$

$m = \frac{d^2}{D^2}$	При насадке	При диафрагме
0,9	0,053	0,114
0,8	0,111	0,214
0,7	0,177	0,308
0,6	0,250	0,399
0,5	0,333	0,487
0,4	0,428	0,578
0,3	0,539	0,672
0,2	0,667	0,773
0,1	0,818	0,880

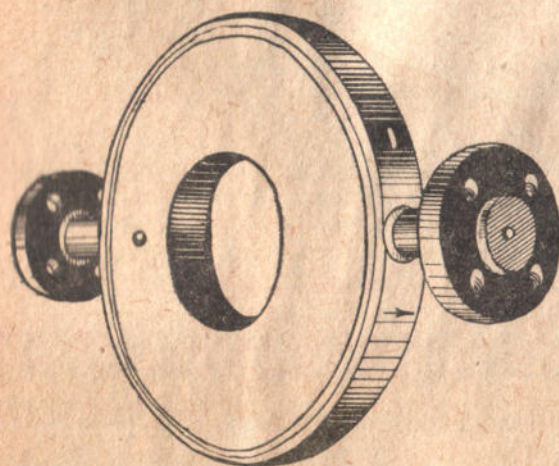


Рис. 199. Общий вид стандартной германской насадки.

Эти отношения в наглядной графической форме даны на рис. 200.

Трубка Вентури обладает тем преимуществом, что она благодаря плавности переходов менее всего подвержена загрязнению. Этим преимуществам противостоит тот недостаток, что трубку Вентури вследствие ее большой длины не всегда можно установить на существующем трубопроводе.

Диафрагма имеет то преимущество, что измерение разности давлений производится непосредственно у диафрагмы; ее установка исключительно проста; для установления размеров диафрагмы требуется лишь определить ее диаметр.

Простая плоская диафрагма находит себе применение там, где можно не считаться с потерей энергии, а трубка Вентури — там, где эти потери необходимо избежать и где

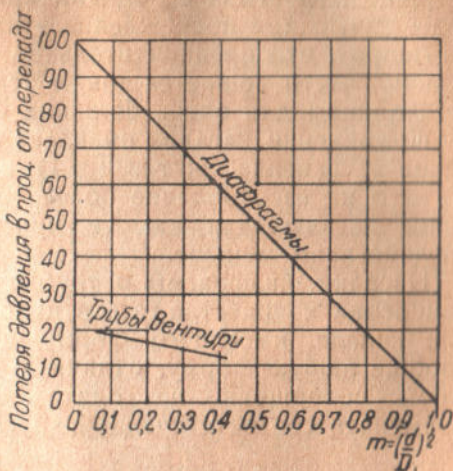


Рис. 200. Сравнительные потери давления при диафрагмах и трубках Вентури.

требуется наивысшая точность измерения.

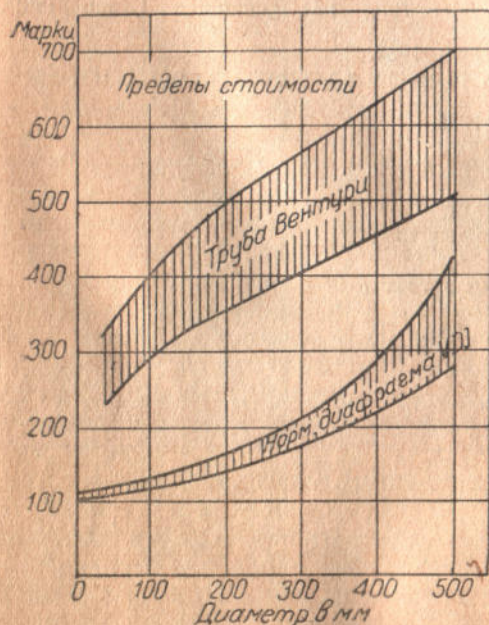


Рис. 201. Сравнительная установочная стоимость трубок Вентури и германских стандартных диафрагм.

Как насадке, так и диафрагме свойственен один и тот же недостаток: отложения воды, смолы и пыли сокращают длительность измерения, если только не предусмотрен спуск конденсата и вообще очистка от загрязнений.

Установка насадки дороже диафрагм и поэтому их целесообразнее применять лишь для стационарных трубопроводов. Установка трубок Вентури требует еще больших затрат.

На рис. 201 дана диаграмма сравнительных стоимостей острых диафрагм, выполненных по нормам Союза германских инженеров, и трубок Вентури с диаметром до 500 мм. Как видно из этой диаграммы,

стоимость трубки Вентури значительно превышает затраты на острые диафрагмы.

При диафрагмах с острыми краями имеют большое значение даже ничтожные повреждения этих краев.

Вопрос, что предпочтительнее установить, насадку или диафрагму, часто решается также тем, что насадки не могут быть изготовлены для очень больших соотношений диаметров.

Применение насадок обладает тем преимуществом, что вследствие устранения сжатия ($\cong 1$) надежность измерения больше, но зато их изготовление более трудно. Часто отдают предпочтение насадке, так как ее чувствительность к механическим воздействиям меньше.

Насадки, диафрагмы и трубки Вентури применимы лишь для измерения количества газа в цилиндрических трубах. Для трубы или канала, имеющего форму многоугольника, овальную или вообще любую форму, отличную от цилиндра, насадки и диафрагмы совершенно не годятся. В таких случаях необходимо применять соответствующие другие методы.

Литература

1. Э. Оуэр, Измерения воздушных потоков, 1935.
2. М. Х. Шахназаров, Естественный газ, его добыча и утилизация, ч. I, 1932.
3. VDI, Regeln für die Durchflüssmessung mit genormten Düsen und Blenden, 1937.
4. Kalender für das Gas- u. Wasserfach, 1932.
5. В. Бермельсман и Ф. Шустер, Введение в техническую обработку газовых веществ, 1935.
6. „Точная Индустрия“, № 2 и 3, 1935.
7. „Stahl u. Eisen“, 19/IX, 1935.
8. „Кокс и Химия“, № 3, 1934.
9. VDI, № 22, 1932.
10. American Gas Journal, № 3742, 1935.
11. L. Littinsky, Messung grosser Gasmengen, 1922.

Ссылки в тексте

1. „Санитарная техника“, № 4—5, 1930.

Глава VIII

КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ ИЗМЕРЕНИЯ ГАЗОВ В ПРИБОРАХ С ПОДВИЖНЫМ СОПРОТИВЛЕНИЕМ И С РАЗДЕЛЕНИЕМ ПОТОКА

А. ПРИБОРЫ С ПОДВИЖНЫМ СОПРОТИВЛЕНИЕМ

Методы и приборы количественного измерения газов с помощью стационарных сопротивлений, т. е. с различными формами сужения поперечного сечения трубопровода, были описаны в главе VII; эти сужения сечения достигались установкой в трубопроводе диафрагм, дюз и т. п., укрепляемых неподвижно.

В данном разделе описываются приборы, основанные на том же принципе, — принципе изменения сечения трубопровода и определения происходящего при этом изменения скорости газового потока, — но в данном случае изменение сечения осуществляется с помощью подвижного поплавка или шайбы, изменяющих свое положение в потоке газа в зависимости от мощности этого потока. Положение поплавка определяет количество протекающего газа.

К числу такого вида измерительных приборов относятся: 1) газомер со шкалой (Skala-gasmesser), 2) ротационный поплавок-газомер; 3) цитометр; 4) газомер Эка.

Газомер со шкалой. Прибор состоит из слегка расширяющейся сверху проградуированной стеклянной трубки, внутри которой помещен поплавок; при прохождении через трубку струи газа, поплавок увлекается этой струей и в зависимости от ее силы устанавливается на какой-то определенной высоте. Высота подъема поплавка указывает мощность струи.

Газ поступает в трубку снизу (на рис. 202). Наружный диаметр поплавка меньше внутреннего диаметра трубки, благодаря чему поплавок может свободно перемещаться по всей высоте трубки без трения о ее стенки. Шкала нанесена непосредственно на трубку; деления этой шкалы делают или в *мм*, или указывают непосредственно количество проходящего газа, например, *л/мин* или *м³/час*.

Если шкала нанесена в *мм*, то количество проходящего газа в объемных или весовых единицах определяется по специально составленной для данного прибора таблице.

Если прибор предназначается для измерения только одного какого-либо вида газа, проходящего с постоянным давлением, то шкалу наносят с делениями, указывающими количества проходящего газа в единицу времени. Если прибор переносной и служит для измерений различных видов газа при различных давлениях, то шкалу делят на *мм*.

Представленный на рис. 202 прибор приключается к трубопроводу параллельно и может быть с помощью кранов в любой момент включен или выключен; такой прибор удобен для прове-

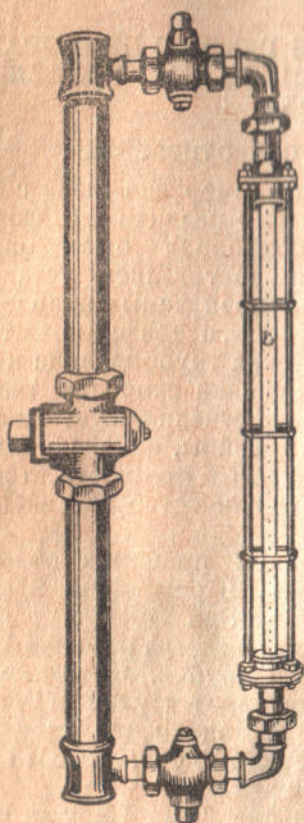


Рис. 202. Газомер со шкалой.

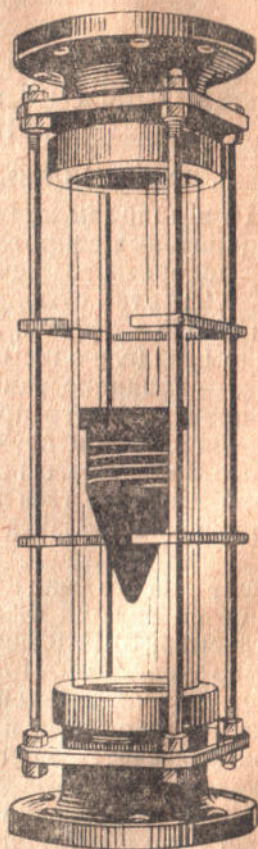


Рис. 203. Ротационный поплавковый газомер.

дения периодических наблюдений, а также при работе с загрязненными газами. С таким же успехом может быть сконструирован прибор для последовательного включения в трубопровод и проведения в нем постоянных наблюдений.

При измерении потоков под высоким давлением конструкция прибора должна быть соответственно более прочной.

Ротационный поплавковый газомер. Принцип работы этих приборов такой же, как и описанных выше. Разница заключается только в том, что поплавок здесь, имея на боковой поверхности соответствующей формы каналы, при перемещении по трубке совершает не только поступательные, но и вращательные движения (рис. 203, 204, 205).

Поплавок обычно делают из вулканизированного твердого каучука; на верхнем кольце поплавок имеют косые прорезы, на цилиндрической части — спиральной формы канал. При прохождении газа через эти косые прорезы, поплавок приходит во вращательное движение, аналогично сегнерову колесу, перемещаясь одновременно по высоте трубки. Благодаря вращательному движению в значительной степени облегчаются и уточняются поступательные движения поплавка; прибор становится более чувствительным к изменениям струи проходящего газа.

Достоинством этого прибора, получившего в промышленности большое распространение, является еще то, что вращение поплавка облегчает контроль за работой прибора; если поплавок вращается, — тем самым весьма наглядно подтверждается то, что прибор чист, поплавок не прилипает к стенкам трубки и работает нормально.

Приводящие поплавок во вращательное движение косые каналы *a* ясно видны на рис. 204; на этом же рисунке отчетливо виден спиральный канал *b*, назначение которого сводится, главным образом, к тому, чтобы ясно замечать вращение поплавка (после установки его в трубку каналы *a* мало заметны).



Рис. 204. Поплавок ротационного газомера.



Рис. 205. Положение поплавка ротационного газомера во время измерения.

Показания прибора зависят от плотности, температуры и давления измеряемого газа.

Зависимость показаний прибора от плотности газа. При прохождении через прибор газового потока, поплавок будет подниматься вверх до тех пор, пока динамическое давление потока не уравновесится весом поплавка. Это положение можно выразить еще так: поплавок поднимается вверх до тех пор, пока образуемая между поплавком и стенкой трубки щель не окажется достаточной для пропуска всего количества газа с давлением, уравновешивающим поплавок на данном месте. Более плотный газ требует для прохождения через щель такого же объема количества газа и с той же потерей давления большего сечения этой щели, иначе говоря, более плотный газ поднимет поплавок выше, чем газ менее плотный; если прибор был проградуирован для менее плотного газа, то он при этом даст завышенные показания. При измерении газов менее

плотных, чем те, для которых прибор проградуирован, — произойдет явление обратное: прибор даст заниженные показания.

Количественно эта зависимость между показаниями прибора и уд. весом измеряемого газа для данного случая выразится

так: если, например, через прибор, градуированный для воздуха, пропустить 150 м^3 газа с уд. весом 0,445, то прибор покажет только $\sim 100 \text{ м}^3$,

$$\frac{0,445}{1} = \frac{100^2}{150^2}$$

Это цифровое соотношение может быть выведено из формулы:

$$A = \frac{1}{2} \cdot \gamma \cdot \omega^2,$$

где A — работа, совершаемая газом при прохождении через щель;

γ — удельный вес газа;

ω — скорость газа, которая в данном случае пропорциональна объему проходящего газа.

Так как работа A для различных газов одинакова (если, конечно, в том же приборе поплавки поднимается этими газами до одной и той же высоты), то для двух газов с различными удельными весами может быть написано:

$$\gamma \cdot V^2 = \gamma_1 \cdot V_1^2,$$

$$\frac{V^2}{V_1^2} = \frac{\gamma_1}{\gamma},$$

$$\frac{V}{V_1} = \sqrt{\frac{\gamma_1}{\gamma}},$$

где V и V_1 — объемы этих двух газов; при одинаковых положениях поплавка, т. е. при одинаковых показаниях прибора истинные объемные количества этих двух газов будут обратно пропорциональны корню квадратному из уд. весов.

Эти соотношения очень точно подтверждаются приборами с большими диаметрами стеклянных трубок. Несколько иные соотношения дают узкие трубки; возникающие в них при прохождении газа силы трения искажают точность выведенных соотношений.

Зависимость показаний прибора от температуры газа. Повышение температуры сухого газа с 0° до 1°C вызывает увеличение его объема на $\frac{1}{273}$ начального объема при 0° (расширение с 1 до 1,0037) и в связи с этим уменьшение объемного веса газа с 1 до

$$\frac{1}{1 + \frac{1}{273}} = 0,996;$$

ввиду этого с одной стороны, прибор покажет не 100 м^3 , а только

$$1000 \cdot \sqrt{\frac{0,996}{1,000}} = 99,8 \text{ м}^3,$$

с другой стороны, будут измеряться прибором 100 м³ нагретого на 1° газа. Поскольку должны быть измерены 100 м³ первоначального газа (при 0°С), надо через прибор, выходящий, пропустить 100,37 м³ нагретого на 1° газа; пропуская эти 100,37 м³ через прибор, получим показание только

$$99,8 \frac{100,37}{100} = 100,17 \text{ м}^3,$$

так как плотность этих 100,37 м³ иная. Таким образом, прибор покажет, вместо 100 м³, 100,17 м³ т. е. изменение температуры газа на один градус вызывает ошибку в показании прибора на 0,17%.

Для сравнения надо вспомнить, что мокрые газовые часы дают ошибку большую; при пропускании 100 м³ газа при 15°С и 760 мм давления мокрые часы покажут:

$$100 \cdot \frac{273+16}{273+15} \cdot \frac{760+13,5}{760+12,7} = 100,45 \text{ м}^3 \text{ при } 16^\circ\text{С и } 760 \text{ мм рт. ст.},$$

т. е. с ошибкой 0,45%.

При больших колебаниях температур надо, конечно, обязательно вводить соответствующую поправку к показаниям прибора.

Общая зависимость между объемом измеряемого этим прибором газа и температурой может быть определена по формуле:

$$V_{\text{прив}} = V \cdot \sqrt{\frac{T_a}{T_{\text{изм}}}},$$

где V — объем газа по показанию прибора;

T_a — абс. температура, при которой прибор калиброван;

$T_{\text{изм}}$ — абс. температура при измерении;

$V_{\text{прив}}$ — объем газа, приведенный к температуре калибрования.

Пример 17. Прибор калиброван кислородом при 0°С (273° абс.). При измерении потока кислорода с температурой 80°С (273 + 80 = 353° абс.) прибор показал количество газа 1200 л/час; измеренное количество кислорода при 0° (температуре калибрования) будет:

$$1200 \cdot \sqrt{\frac{273}{353}} = 1055 \text{ л/час.}$$

Зависимость показаний прибора от давления газа. Влияние изменений давления газа на показания прибора может быть оцениваемо так же, как при изменении плотности газа, так как сжатие газа соответственно увеличивает его плотность.

В данном случае для выражения зависимости показаний прибора от давления может быть применено то же уравнение, только с заменой плотностей на давления, т. е.

$$\frac{V}{V_1} = \sqrt{\frac{p_1}{p}}.$$

На практике измерения количества газа этими приборами производятся обычно не при тех условиях, при которых были эти приборы градуированы. Общая корректировка показаний прибора и на давление и на температуру является поэтому необходимой. В качестве такой общей формулы для пересчетов может служить следующая:

$$V_{\text{прис}} = V \sqrt{\frac{273 + t^{\circ}}{273 + 20^{\circ}} \cdot \frac{760}{x}}$$

в предположении, что градуирование прибора производилось при $+20^{\circ}\text{C}$ и 760 мм рт. ст.

Потери давления. Наблюдаемое при прохождении газа через прибор (точнее через трубку с поплавком) падение давления не зависит от количества проходящего газа; иначе говоря, величина потери давления в данном приборе одна и та же как при малом количестве проходящего газа и низком положении поплавка, так и при большом количестве проходящего газа и высоком положении поплавка. Но поскольку к прибору относятся еще подводящая и отводящая трубки, а в случае необходимости и сетка на подводящей трубке для очистки газа, то с возрастом скорости газа сопротивления их также растут и, таким образом, общая суммарная потеря давления во всем приборе при больших количествах газа оказывается несколько более высокой. По практическим наблюдениям потеря давления в этих приборах колеблется от 5 до 50 мм вод. ст. в зависимости от величины и условий применения прибора.

Теоретическая зависимость основных размеров стеклянной трубки прибора от количества протекающего газа определяет очертание внутренней поверхности трубки и условия точности показаний прибора [1].

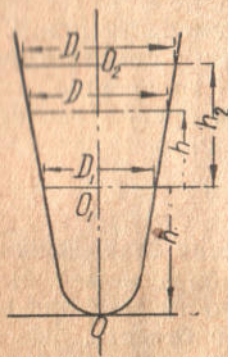


Рис. 206.

Пусть площадь поперечного сечения поплавка b ; площадь трубки при некотором промежуточном положении поплавка h равна B (рис. 206); для прохода газа, протекающего при данном положении поплавка через прибор, служит кольцеобразная площадь зазора между поплавком и стеклом $B - b$. На поплавок действует некоторая совокупность сил, главную часть которых составляют: его собственная сила тяжести Q и ей противоположная подъемная сила давления движущегося снизу вверх потока газа; прочие силы, а именно, вертикальные составляющие вращательных сил потока и сил трения при обычных условиях имеют ничтожную величину, которой можно пренебречь. Давление и удельный вес протекающего газа до поплавка примем равными соответственно P и γ ; за поплавком

должно происходить некоторое падение давления; выразим это равенством:

$$P' = P - \Delta p.$$

Условием равновесия поплавка в струе движущегося газа будет служить равенство:

$$b \cdot \Delta p = Q.$$

Скорость w протекающего через кольцевой затвор газа выразится равенством:

$$w = \sqrt{2g \cdot \frac{\Delta p}{\gamma}}$$

или

$$w = \sqrt{2g \cdot \frac{Q}{b \cdot \gamma}}$$

При коэффициенте истечения k , объем V и вес G протекающего газа будут равняться:

$$V = k \cdot (B - b) \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{Q}{b \cdot \gamma}}$$

$$G = k \cdot (B - b) \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{Q}{b} \cdot \gamma}. \quad (1)$$

Условие пропорциональности подъема поплавка весовому количеству притекающего через соответствующий кольцевой зазор газа дает следующее уравнение:

$$h = c_1 \cdot G = c_1 \cdot k (B - b) \sqrt{2g \cdot \frac{Q}{b} \cdot \gamma}$$

или, обозначая $c' = c_1 \cdot k \cdot \sqrt{2g\gamma}$, получим:

$$h = c' \cdot (B - b) \sqrt{\frac{Q}{b}}.$$

Но для каждого данного прибора величина

$$c' \cdot \sqrt{\frac{Q}{b}} = C$$

постоянна, а потому

$$h = C \cdot (B - b).$$

Таким образом, при указанном выше условии получаем, что переменные h и $(B - b)$ связаны уравнением, выражающим, что величина подъема поплавка прибора пропорциональна величине кольцевой площади зазора, через который проходит данный газ.

Следовательно, внутренняя поверхность трубки прибора должна представлять такую кривую поверхность вращения,

которая обладает свойством такого рода, что площадь нормальных к оси сечений увеличивается на каждую единицу длины оси на одинаковую величину. Таким свойством обладает поверхность параболоида вращения, уравнение которого при начале координат в вершине образующей параболы будет иметь вид:

$$x^2 = 2 \cdot q \cdot y,$$

где q — параметр параболы.

Обозначив переменный диаметр трубки прибора через D , длину рабочей части или шкалы через h_2 , длину от вершины образующей параболы до начала отверстия рабочей длины через h_1 , получим (рис. 206):

$$x = \frac{D}{2}, \quad y = h + h_1$$

или

$$\left(\frac{D}{2}\right)^2 = 2q \cdot (h + h_1),$$

$$\frac{\pi D^2}{4} = 2\pi q \cdot (h + h_1).$$

Но $\frac{\pi D^2}{4} = B$, следовательно,

$$2\pi q = \frac{B}{h + h_1}. \quad (2)$$

Обозначив значения диаметров в начале и в конце трубки через D_1 и D_2 , и значения площадей поперечных сечений трубки в тех же местах через B_1 и B_2 , получим для точки O_1 :

$$B_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} = 2\pi q \cdot h_1, \quad (3)$$

откуда:

$$\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi D_1^2}{4} = 2\pi q (h + h_1) - 2\pi q \cdot h_1 = 2\pi q \cdot h$$

или

$$B - B_1 = 2\pi q \cdot h;$$

$$2\pi q = \frac{B - B_1}{h}.$$

Для точки O_2 таким же путем получим:

$$\begin{aligned} \frac{\pi D_2^2}{4} &= 2\pi q (h_2 + h_1); \quad \frac{\pi D_2^2}{4} - \frac{\pi D_1^2}{4} = \\ &= 2\pi q (h_2 + h_1) - 2\pi q \cdot h_1; \quad B_2 - B_1 = 2\pi q \cdot h_2; \\ 2\pi q &= \frac{B_2 - B_1}{h_2}. \end{aligned}$$

Для равномерности истечения газа при крайнем высшем положении поплавка площадь кольцевого зазора должна быть равной площади входа в рабочую часть трубки B_1 , или, что приблизительно соответствует действительности, площади поперечного сечения поплавка b . Таким образом, имеем:

$$B_2 - B_1 = B_2 - b = B_1 = b,$$

откуда:

$$B_2 = 2B_1 = 2b.$$

Но

$$B_2 = 2\pi q \cdot (h_2 + h_1); \quad B_1 = 2\pi q \cdot h_1;$$

поэтому

$$h_2 + h_1 = 2h_1$$

или

$$h_2 = h_1,$$

т. е. вершина параболоида вращения, образующего внутреннюю поверхность трубки прибора, должна находиться на расстоянии, равном полной рабочей длине трубки прибора, в сторону меньших сечений трубки.

Из формул (1), (2) и (3) получим:

$$\begin{aligned} G &= k \cdot (B - B_1) \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{Q}{B_1} \cdot \gamma} = \\ &= 2\pi q \cdot h \cdot k \cdot \sqrt{2g \cdot \gamma \cdot \frac{Q}{B_1}} = k \cdot B_1 \cdot \frac{h}{h_1} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \gamma \cdot \frac{Q}{B_1}}. \end{aligned}$$

Принимая $\frac{h}{h_1} = z$, где z есть относительный подъем поплавка, отнесенный к рабочей длине трубки прибора, получим:

$$G = k \cdot B_1 \cdot z \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \gamma \cdot \frac{Q}{B_1}}.$$

Практически удобнее сечение B_1 , во избежание заедания поплавка, делать с некоторой слабиной для последнего, т. е. $B_1 > b$, тогда для G получим такое выражение:

$$G = k \cdot (B - b) \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \gamma \cdot \frac{Q}{b}} = k \cdot 2 \cdot \pi \cdot q \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \gamma \cdot \frac{Q}{b}}; \quad (4)$$

здесь $k = 0,65 - 0,90$.

О точности и чувствительности прибора. Предположим, что при данном количестве протекающего через прибор газа, при перемещениях поплавка в положения Z_1, Z_2, \dots, Z_i возникают действующие на него внутренние направляющие силы P_i ,

P_2, P_3, \dots, P_i . Эти силы обуславливаются изменением по величине соответствующих кольцевых площадок, открывающих большую или меньшую свободу для прохождения протекающего газа. Силы эти убывают по величине высоты подъема Z , асимптотически приближаясь к осям координат (рис. 207). Другие силы Q , называемые внутренними направляющими силами, противодействуют первым и остаются в приборе постоянными по величине и равными весу поплавка. Кривая этих сил представится на чертеже прямой, параллельной оси Z . Для равновесия поплавок при нормальных условиях необходимо, чтобы внешние и внутренние направляющие силы прибора были между собой равны и противоположно направлены, что возможно при пересечении указанных кривых (именно кривых I, II и III с прямой IV). При произвольных же отклонениях поплавка от его состояния равновесия должна возникать сила, принуждающая его вернуться к исходному положению. Эта сила

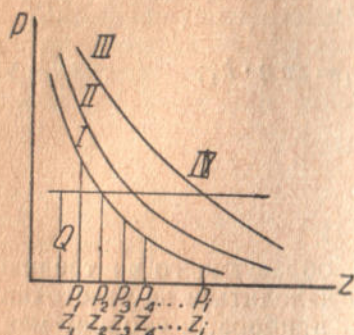


Рис. 207.

представится в виде разности между приращениями сил Q и P , именно:

$$R = \frac{dQ}{dZ} - \left(-\frac{dP_i}{dZ} \right) = \frac{dP_i}{dZ};$$

так как $\frac{dQ}{dZ} = 0$ при $Q = \text{const}$.

Из уравнения (4), заменяя Q на P_i , получим:

$$G = k B_1 \sqrt{2g\gamma \cdot \frac{P_i}{b} \cdot Z}$$

или

$$\frac{G}{Z\sqrt{P_i}} = \frac{k B_1 \sqrt{2g\gamma}}{\sqrt{b}} = C = \text{const}$$

или

$$P_i = \frac{G^2}{C^2 Z^2}. \quad (5)$$

Дифференцируя по Z , получим отклоняющую силу, возникшую от изменения положения поплавка на высоту подъема Z :

$$R_1 = \frac{dRt}{dZ} = \frac{G^2}{C^2} - \frac{2dZ}{Z^3} = -\frac{2 \cdot P_i}{Z}.$$

Для значений переменных Z , близких к положению равновесия, можно принять $P_i = Q$, а потому будем иметь:

$$R_1 = -\frac{2Q}{Z},$$

т. е. отклоняющая сила обратно пропорциональна величине относительного подъема поплавка.

При неизменном положении поплавка в трубке, но при произвольном изменении количества протекающего через трубку газа, также возникают силы, причем получается некоторая сила, равная:

$$R = \frac{dQ}{dS} - \left(-\frac{dP_i}{dS} \right) = +\frac{dP_i}{dS}.$$

Теперь снова получим из выражения (5):

$$R_2 = \frac{dP_i}{dS} = \frac{2G}{C^2 Z^2} = \frac{2P_i}{G}$$

или, принимая для положений, близких к точке равновесия, $P_i = Q$, окончательно имеем:

$$R_2 = \frac{2Q}{G},$$

т. е. отклоняющая сила обратно пропорциональна весовому количеству протекающего через прибор газа.

Следовательно, абсолютная точность показаний прибора тем значительнее, чем меньше количество газа, протекающего через него; или при небольших количествах газа абсолютная точность показаний прибора больше, чем при количествах более значительных.

Из выражения $R_2 = \frac{2P_i}{G}$, где P_i включает в себе и вертикальную слагающую возможной силы трения поплавка о стенку стекла, заключаем, что действие отклоняющей силы R_2 на поплавок, имеющееся в результате движения последнего, возможно лишь в том случае, если G увеличивается на величину ΔG , причем:

$$R_2(G + \Delta G) = 2(P_i + \Delta P_i)$$

или

$$\frac{\Delta \cdot G}{G} = \frac{\Delta P_i}{P_i}.$$

Здесь справа — относительное изменение силы P_i ; слева — относительное отклонение количества газа. Если второе остается постоянным, то и первое остается также постоянным.

Отсюда следует, что *относительная точность* прибора остается неизменной. Это указывает на чрезвычайно высокую устойчивость и точность показаний прибора, несравнимую с точностью других приборов подобного же рода. При этом на точность прибора не влияет ни рабочая длина стекла, ни вес поплавка. В случае увеличения веса поплавок Q отклоняющая сила должна была бы увеличиваться, но от этого точность прибора, понятно, не будет больше, так как одновременно с этим изменится и значение делений шкалы, причем общее количество работы поплавок останется одним и тем же.

Для повышения точности прибора, впрочем, следует стремиться к тому, чтобы стекло было с возможно меньшим нарастанием величины кольцевого зазора или площади для свободного прохода протекающего через прибор газа.

Как уже было указано, каждый прибор должен быть до употребления индивидуально проградуирован. Включение прибора в газопровод должно производиться постепенно и осторожно; при быстром включении получается сильный толчок струи газа, которым поплавок может быть подброшен до верха трубки. Прибор надо устанавливать строго вертикально.

Ротационные газомеры применимы для измерения любых количеств газа, начиная от нескольких литров и до многих десятков тысяч куб. метров в час.

В прилагаемой таблице указана пропускная способность изготавливаемых в Германии стандартных приборов этого типа; изготовление приборов на большую производительность осуществляется по особым заказам.

Таблица 27

Пропускная способность в л/час			
Максимальная	Минимальная	Максимальная	Минимальная
10	0,05	8000	800,00
20	0,10	10000	1000,00
50	1,00	12000	1200,00
100	2,00	15000	1500,00
200	10,00	20000	2000,00
300	30,00	25000	2500,00
500	50,00	30000	3000,00
800	80,00	40000	4000,00
1000	100,00	50000	5000,00
1500	150,00	60000	6000,00
2000	200,00	70000	7000,00
3000	300,00	80000	8000,00
4000	400,00	90000	9000,00
6000	600,00	100000	10000,00

Рабочая длина стеклянной трубки прибора делается обычно до 700 мм. Внутренняя поверхность трубки шлифуется и поли-

руется под поверхность параболоида вращения, причем от точности этой обработки зависит и точность показаний прибора.

Они достаточно точны для производственных целей и стоят недорого. Произведенные Шнейдером (*Handbuch der Gastechnik*, 6, стр. 230) многочисленные наблюдения с этими приборами дали вполне удовлетворительные результаты.

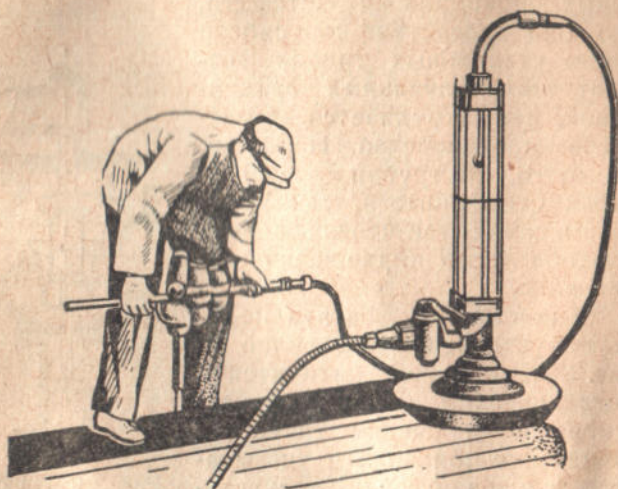


Рис. 208. Установка ротационного газомера при работе со сжатым воздухом.

Недостатком этих приборов является то, что они требуют индивидуального градуирования, вследствие трудности достижения полного подобия; влияет на это, по видимому, крайне незначительная конусность стеклянных трубок.

Область применения этих приборов очень большая. В зависимости от состава газа подбирается материал для изготовления поплавка и арматуры прибора. Благодаря возможности применения этих приборов для измерения газов, находящихся под высокими давлениями, эти приборы получили широкое распространение также в химической промышленности, для измерения газов, транспортируемых по дальним газопроводам, при работе со сжатыми газами, в медицинской практике, для проверки работы других измерительных приборов, например, газовых часов и т. д.

На рис. 208 показан ротационный газомер и метод его установки при работах со сжатым воздухом; по положению поплавка легко и удобно следить за расходом воздуха.

Изготавливаются эти приборы также карманного размера; ими удобно пользоваться для быстрых проверок расхода газа или воздуха в любом месте.

Насколько широкое применение нашли себе эти приборы, — видно из того, что их изготавливают теперь для измерения: воздуха, сжатого воздуха, светильного газа, аммиака, ацетилена, кислорода, водорода, хлора, сернистого газа, углекислого газа, азота, окиси азота, закиси азота, метана.



Рис. 209.
Цитометр
Рабэ.

Цитометр Рабэ. Основным недостатком описанных поплавковых приборов является то, что они вследствие конусности своих стеклянных трубок требуют индивидуальных градуировок, чем затрудняется их массовое производство. Неудобно также то, что трубки в этих приборах стеклянные и, таким образом, самая ответственная часть прибора легко подвержена разрушению.

В цитометрах оба эти недостатка устранены. Как видно на рис. 209, поплавок находится в металлической конической расширяющейся кверху трубке *c*; положение поплавка *g* указывается наконечником *h*, движущимся

в пределах высоты стеклянной трубки *d*; на поверхности трубки *d* нанесена шкала *f*. В случае повреждения стеклянная трубка может быть легко сменена, не вызывая необходимости вновь градуировать весь прибор.

Прибор „Эка“. Прибор в разрезе представлен на рис. 210. В этом приборе движущимся элементом является не поплавок, как в описанных выше приборах, а шайба, помещенная в конусообразном патрубке; при своем вертикальном перемещении шайба соответственно приоткрывает проход для газового потока. Вес конуса неизменен и давление под шайбой и над ней остается одинаковым.

Количество проходящего газа в этом приборе определяется по формуле

$$Q = k \cdot \gamma \cdot w,$$

где

w — скорость газа;

γ — уд. вес газа;

k — коэффициент трения.

Количество газа пропорционально площади свободного прохода, которая в свою очередь пропорциональна высоте подъема шайбы; таким образом, положение шайбы указывает количество газа.

Индивидуальное калибрование каждого такого прибора обязательно. Преимущество этих приборов перед поплавковыми

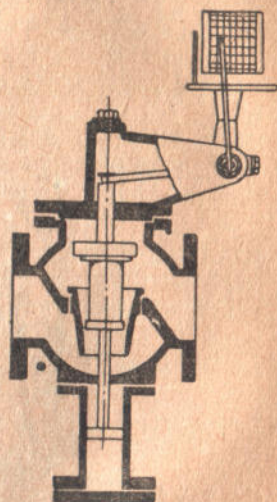


Рис. 210. Прибор „Эка“.

состоит в том, что они являются регистрирующими приборами, а не указательными, как все предшествующие поплавковые. Недостатком измерителя „Эка“ является наличие рычажной передачи.

Эта конструкция находит себе применение, главным образом, в качестве паромера.

Б. ПРОПОРЦИОНАЛЬНОЕ ИЛИ ПАРЦИАЛЬНОЕ ИЗМЕРЕНИЕ ГАЗА

Принцип пропорционального или парциального измерения газа состоит в том, что от газового потока ответвляется известная его часть, которая измеряется в боковом трубопроводе при помощи газовых часов или другого прибора. Показания, полученные в ответвленном трубопроводе, помноженные на коэффициент пропорциональности (отношение всего газового потока к ответвленному), дают количество газа, протекающего по главному трубопроводу.

Еще Клегг (1830 г.) воплотил эту идею в жизнь в своем пульсометре. Эдж (1842 г.) также сделал подобную установку.

В Америке получили распространение, в частности для измерения природного газа, приборы высокого давления Г. Вестингауза. Первые конструкции таких приборов относятся к 1886 году. Сущность их заключается в следующем: с помощью бокового ответвления от главного газопровода отводится определенная часть, например, 1% главного газового потока, подлежащего измерению; на главном газопроводе и на ответвлении установлено два сопряженных друг с другом вентиля, позволяющих одновременно включать или отключать боковой газопровод; на боковом газопроводе установлены газовые часы или какой-либо другой измерительный прибор; шкала измерительного прибора проградуирована так, что по ней можно отсчитывать количества газа, протекающие по главному газопроводу.

Ф. И. Джонг получил патент на улучшенную конструкцию. Однако пригодную для практического применения конструкцию таких приборов создал лишь Т. В. Вилие в 1897 г., применявшуюся сначала лишь для измерения природного газа. Благодаря дальнейшим улучшениям, пропорциональный газомер Вилие оказался пригодным также для измерения других видов газа и нашел себе в Америке весьма широкое распространение.

Ниже дается описание нескольких конструкций пропорциональных газомеров.

Пропорциональный газомер Вилие. Пропорциональный газомер Вилие состоит из элемента главного газопровода и бокового ответвления. На последнем установлены газовые часы, которые так же, как у прибора Вестингауза, измеряют часть главного потока газа, протекающую по боковому газопроводу.

Стрелка газовых часов показывает сразу общее количество газа, протекающее по главному газопроводу.

Рис. 211 дает наглядное представление о конструкции и методе работы этого газомера.

На главном пути газа имеется три камеры *B*, *C* и *D*. Отверстие *E* вентиля между газовой камерой *B* и газовой камерой *C* регулируется вентиляем *F*, соединенным посредством стержня *G*

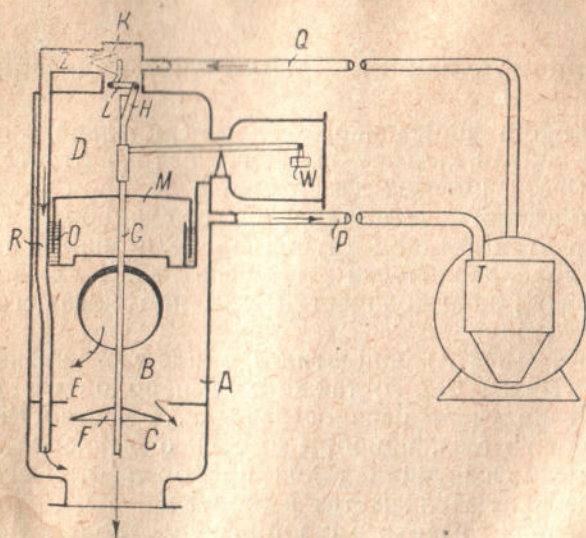


Рис. 211. Пропорциональный газомер Вилле.

с поплавковым колоколом *M*. Верхний конец стержня *G* соединен с маленьким вентиляем *K*, регулирующим прохождение газа через отверстие *Z*. Этот вентиль *K* вращается вокруг *L* и приводится в движение рычагом *H*, соединенным со стержнем *G*.

Поплавок *M* (вместо него можно также применить мембрану) разделяет камеры *B* и *D* посредством водяного затвора *O*. Входная камера *B* соединяется с газовыми часами *T* посредством отводного газопровода *P*. Выход из газовых часов соединен посредством трубы *Q* с камерой *D*, откуда поступающий по боковому газопроводу газ отводится к выходной камере *C* через вентиль *K* и трубу *R*.

Поплавок соединен с противовесом *W*. Груза *W* достаточно для того, чтобы закрыть оба вентиля, когда газ не расходуется. Отношение свободных поперечных сечений у *E* и *Z*, т. е. у обоих вентилях, соответствует отношению количества газа, проходящего по главному газопроводу, к количеству газа, проходящего через газовые часы. Эти отношения могут колебаться в пределах от 1:10 до 1:2000.

Недостатком описанных конструкций является то, что потери давления в газовых часах меняются с изменением давления газа, что влияет на соотношения давлений в камерах *B* и *D*.

В дальнейших конструкциях прибора удалось устранить основные причины, нарушающие точность измерения. Сравнительный опыт, проведенный с газометром последней конструкции в течение шестимесячного периода, дал отклонение от показаний одновременно включенных газовых часов всего лишь на 0,4%.

Эти измерительные приборы изготавливаются на производительность до 18 000 м³ в час.

Пропорциональный газометр Пинча. Поддерживать постоянное соотношение между количествами газа в трубопроводах (главном и боковом) весьма затруднительно; кроме того, газовый счетчик, включенный в боковой газопровод, дает различную потерю давления, в зависимости от количества проходящего через него газа. Для устранения или компенсации возникающих в газовом счетчике падений давления может быть применен соответствующий регулятор. Такого рода регулятор установлен в газометре Пинча.

Газ из главной трубы *e* (рис. 212) поступает по трубопроводу, соединенному с регулятором давления *a*, в сосуд *c*, в перегородке которого установлен ряд одинаковых патрубков или сопел *h*. Регулятор давления *a* предназначен для того, чтобы уменьшать давление газового потока на величину, равную каждоразовой потере давления в газовом счетчике *b*.

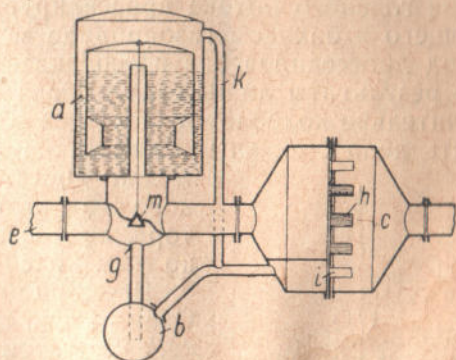


Рис. 212. Пропорциональный газометр Пинча с регулятором давления.

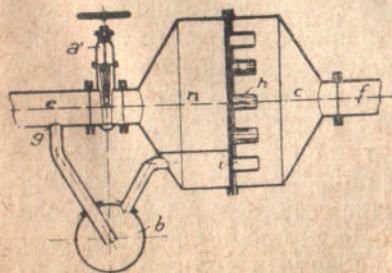


Рис. 213. Пропорциональный газометр Пинча с шибром (вместо регулятора давления).

Отводимая у *g* часть газового потока проходит через газовый счетчик *b* и затем через отдельное сопло *i* поступает в камеру *c*, где смешивается с основным газовым потоком. Пространство над колоколом регулятора соединено трубкой *k* с выходом из газового счетчика, благодаря чему дроссельный клапан *m* регулятора находится в связи как с давлением газа перед соплами *h*, так и с давлением перед отдельным соплом *i*.

Колокол регулятора *a* находится в покое до тех пор, пока давления газа внутри него и над ним равны между собой; как только равенство этих давлений нарушается (от изменения

количества газа или его давления) колокол приходит в движение и соответственно передвигает дроссель m до тех пор, пока равновесие будет снова восстановлено. Так как давление за соплами в камере c одинаково, то через сопло i всегда проходит такое же количество газа (отмечаемое газовым счетчиком b), как через каждое из остальных сопел h . Чтобы получить суммарное количество газа, следует лишь показание газового счетчика помножить на число установленных сопел.

Вместо относительно дорогого регулятора можно в качестве дросселирующего прибора установить также (рис. 213) заслонку, ventиль или дроссельный клапан, при помощи которого давление главного потока дросселируется до давления, господствующего в боковом газопроводе за газовым счетчиком b . Такой метод дросселирования обеспечивает в известной мере надежные результаты лишь тогда, когда количество газа лишь незначительно колеблется; во всех случаях, когда приходится иметь дело с сильными колебаниями давления или количества,

можно достигнуть действительно надежного результата лишь при помощи регулятора, автоматически приспособляющегося ко всем колебаниям, т. е. по рис. 212.

Пропорциональный газомер „Аскания“.

Схема этого сравнительно нового прибора такая: в газопроводе устанавливается диафрагма d ; обе ее отводящие трубки e и f присоединены к двум камерам a и b прибора (рис. 214), разделенным чувствительной мембраной; камера a соединена, таким образом, с пространством перед диафрагмой газопровода, камера b — с пространством за диафрагмой. В трубках e и f также установлены маленькие диафрагмы. Мембрана соединена с игольчатым клапаном c ; при открывании этого

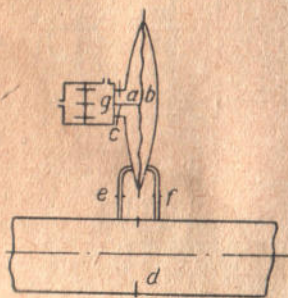


Рис. 214. Пропорциональный газомер „Аскания“.

клапана газ поступает в патрон g , соединенный с газовыми часами, указателем давления и регистрирующим прибором давления.

При включении прибора в камере a давление увеличивается, мембрана, перемещаясь вправо, приоткрывает игольчатый клапан и выпускает избыточный газ в патрон g ; перемещение мембраны прекращается как только давления камер a и b уравновесятся. Если измерить по газовым часам количество газа, вышедшего через игольчатый клапан, то, зная соотношение отверстий обеих диафрагм d и e , можно рассчитать количество газа, прошедшего по главному газопроводу.

Маленькая диафрагма f служит только для того, чтобы препятствовать быстрым и резким наполнениям камеры b и тем самым резким перемещениям чувствительной мембраны.

Схема установки измерительного прибора, газовых часов, указателя давления и регистрирующего прибора давления дана на рис. 215.

Пропорциональный газомер Весткотта. Из множества американских счетчиков заслуживают внимания по простоте конструкции пропорциональные счетчики Весткотта, приспособленные к измерению газа высокого давления — до 35 атм. Счетный механизм указывает количество пропускаемого компримированного газа, почему для приведения к стандартным условиям необходимо ввести поправки на давление.

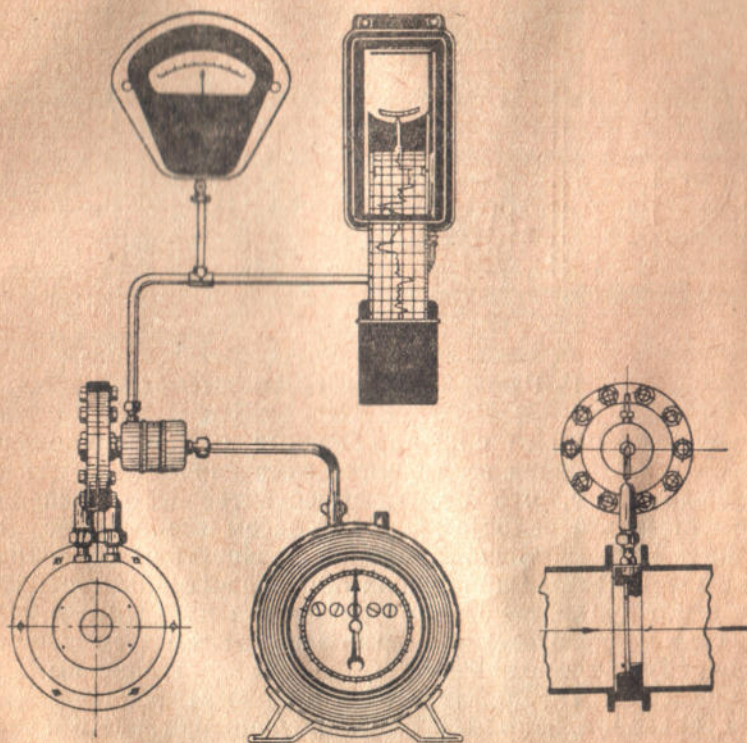


Рис. 215. Установка приборов при измерении газомером „Аскания“.

На рис. 216 изображен разрез газомера. Весь газ поступает в газомер, где разбивается на две части: главная масса уходит прямо через выходное отверстие, а пропорциональная часть через губчатый очиститель поступает в небольшой счетчик обычного золотникового типа, помещенный в особой камере внутри газомера. Счетный механизм регистрирует все количество пропущенного газа.

Содержание песка, грязи и прочих загрязнений в газе влияют на работу газомера, в сторону уменьшения точности показаний. Для устранения этого недостатка газомер Весткотта снабжен губчатым грязеочистителем, пропускающим в пропорциональный счетчик совершенно чистый газ, освобожденный от грязи и жидкости. Два-три раза в год счетчик разбирается, губки

промываются газOLIном, и снова собирается. В случае накопления конденсата в камере пропорционального газомера, он попадает в общую камеру и выносятся в магистраль.

Газомеры Весткотта снабжаются специальными самопишущими аппаратами с часовым механизмом, регистрирующим давление и количество пропущенного газа в течение суток.

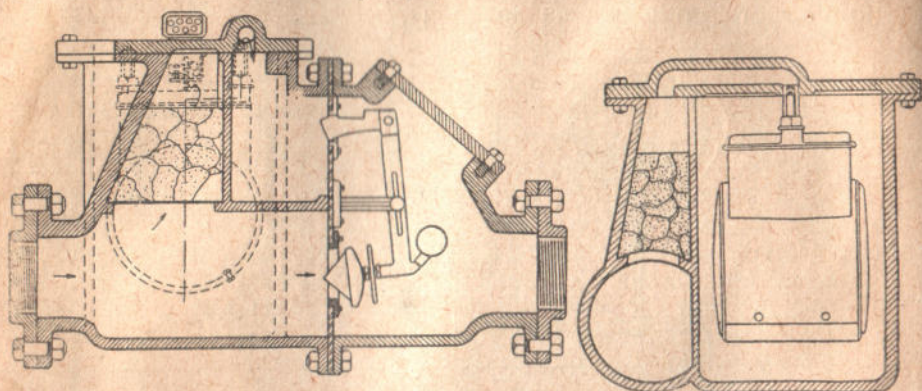


Рис. 216. Пропорциональный газомер Весткотта.

Опубликованные до сих пор данные о пропорциональных газомерах в отношении их точности измерения и ухода за ними так незначительны, что нельзя вывести твердого суждения об их достоинствах и недостатках. Не совсем ясен вопрос, достигается ли совершенно точная пропорциональность между потоками, обеспечивается ли она при всяких производственных условиях и прежде всего при непрерывном применении на практике.

Во всяком случае, эти газомеры обладают тем преимуществом, что они требуют немного места, мало весят и установочные расходы их невысоки. Эти достоинства особенно заслуживают внимания при сравнении, например, со стационарными газовыми часами.

Литература

1. В. Бертельман и Ф. Шустер, Введение в техническую обработку газовых веществ, 1935.
2. Ф. Мулерт и К. Дрюз, Технические газы, производство их и применение, 1934.
3. VDI, № 22, 1932.
4. L. Litinsky, Messung grosser Gasmengen, 1922.

Ссылки в тексте

1. „Химстрой“, № 5—6, 1930.

КАЛОРИМЕТРИЧЕСКИЕ И ХИМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ИЗМЕРЕНИЯ

В основу этих методов измерения газовых потоков положены совершенно иные принципы, чем при всех ранее описанных методах. Сводятся эти принципы к следующему.

Если искусственно изменять химический состав измеряемого газа, путем равномерного введения в измеряемый поток определенного количества какого-либо постороннего газообразного вещества, то концентрация этого постороннего газа в измеряемом газовом потоке может служить мерилем мощности этого потока.

Если искусственно изменять физическое состояние измеряемого газа, путем его подогрева или охлаждения, то, наблюдая пирометрический эффект такого изменения и зная количество затраченной или отнятой тепловой энергии, можно также определить объемное количество измеряемого газа.

На этих общих принципах и основаны описанные ниже приборы. Совершенно понятно, что этими методами можно производить количественные измерения газовых потоков только в трубопроводах или аналогичных сосудах.

А. КАЛОРИМЕТРИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ

При этих методах в качестве измерительного фактора для измерения газовых или воздушных потоков используется тепло. Калориметрическое измерение основано на положении, что количество тепла, каким угодно способом переданное газу или отнятое от него, пропорционально весу этого газа.

Пусть G — измеряемый вес газа или воздуха, c_p — уд. теплоемкость газа или воздуха при постоянном давлении, Δt — разность температур, обусловленная отводом или подводом тепла, Q — отнятое или подведенное количество тепла, тогда зависимость между этими величинами определяется уравнением

$$G = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta t}. \quad (1)$$

(Потери тепла на лучеиспускание в приборе при измерении больших количеств газа могут не учитываться).

На практике применяются два метода, основанные на этом принципе. Один основывается на отнятии тепла от измеряемого

газа измеренным количеством воды (в теплообменнике, калориметре и т. д.), при другом — к измеряемому газу подводится тепло электрическим током или паром и по расходу электрической энергии или пара судят о количестве газа.

Измерительный прибор Томаса. Этот прибор был сконструирован проф. Карлом Томасом (Thomas) и впервые изготовлен Гутлером (Gutler).

Положенный в основу действия этого прибора принцип основан на зависимости между количеством газа и повышением его температуры от нагревания его определенным количеством тепла. Для одного и того же вида газа количество его при одном и том же количестве подведенного тепла обратно пропорционально наблюдаемому при этом повышению температуры. При постоянной же разности температур количество газа, наоборот, прямо пропорционально требуемому для нагревания количеству тепла. Это соотношение вытекает из следующего уравнения: пусть, как выше, c_p обозначает уд. теплоемкость газа, тогда количество тепла Q , необходимое для нагревания G кг газа с t_1° до t_2° будет:

$$Q = G \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1). \quad (2)$$

Если c_p и $(t_2 - t_1)$ — постоянны, тогда требуемое количество тепла Q_1 для нагревания G_1 кг газа будет:

$$Q_1 = G_1 \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1), \quad (3)$$

откуда:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{G}{G_1}. \quad (4)$$

На рис. 217 дано схематическое изображение измерительного прибора Томаса. В корпусе прибора помещается нагревательный элемент H и приборы для измерения температуры T_1 и T_2 .

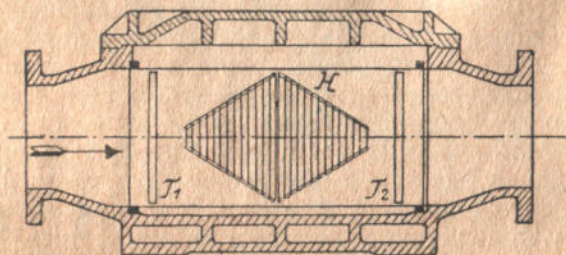


Рис. 217. Прибор Томаса.

Стрелка указывает направление газового потока. Подведение тепла так же, как регулировка температуры, в этом приборе производится электрическим током.

Если через нагревательную катушку H пропускать постоянное количество электрического тока, а через прибор одновре-

менно пропускать газовый или воздушный поток с постоянной скоростью, то оба термометра T_1 и T_2 покажут в течение длительного времени определенную постоянную разность температур. При увеличении скорости газового потока без увеличения расхода электрического тока тепла не хватит для того, чтобы протекающий газ нагреть до той же температуры; второй термометр покажет более низкую температуру, разность температур будет меньше. Итак, величина повышения температуры может служить измерителем протекающего количества газа.

На практике, однако, напряжение тока трудно длительно поддерживать постоянным и тем самым поддерживать постоянство подводимой тепловой энергии. Поэтому вместо того, чтобы измерять переменную разность температур, ее поддерживают постоянной, а измеряют расход электрической энергии, необходимой для поддержания постоянной разности температур в приборе; количество затрачиваемой при этом энергии прямо пропорционально количеству протекающего газа и поэтому является его прямым измерителем. Если аппарат прокалиброван для определенного вида газа и определенной разности температур, то по количеству тепла, необходимого для поддержания этой разности температур, можно определить количество протекающего газа. Оба термометра сопротивления T_1 и T_2 присоединяют к мостику Уитстона; при этом ток регулируется так, чтобы разность температур перед и за измерительным прибором, показываемая обоими электрическими термометрами сопротивления T_1 и T_2 , оставалась постоянной. Малейшее изменение температуры, а вместе с нею изменение сопротивления отмечаются отклонением гальванометра. Гальванометр со своей стороны изменяет силу электрического тока, пока не восстанавливается снова прежняя разность температур. Таким образом устраняется зависимость показаний прибора от колебаний напряжения электрического тока; кривая, записываемая включенным прибором для измерения расхода тока, непосредственно дает количество протекшего газа или воздуха без какого бы то ни было пересчета.

Нагревание проволоки элемента H производится электрическим током. Если ток силой i ампер проходит по проволоке, имеющей сопротивление R ом, то количество тепла Q , получаемое при этом, равно:

$$Q = \frac{i^2 \cdot R}{I} \text{ кал}, \quad (5)$$

где I — тепловой эквивалент.

Нагревательный элемент находится в газовом потоке и подогревает его с температуры t_1 до t_2 ; теплоемкость этого газа — c_p ; количество газа — G кг/час. Количество тепла, переданное проволокой газовому потоку для нагревания его до температуры t_2 по уравнению (3) равно:

$$Q = G \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1) = G \cdot c_p \cdot \Delta t \text{ кал/час},$$

откуда

$$G = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta t} \text{ кг/час.}$$

Подставляя значение Q из уравнения (5), получаем:

$$G = \frac{i^2 \cdot R}{I \cdot c_p \cdot \Delta t} \text{ кг/час.} \quad (6)$$

Это же уравнение может быть выражено в зависимости от изменения напряжения тока V :

$$G = \frac{V^2}{R \cdot I \cdot c_p \cdot \Delta t} \text{ кг/час} \quad (7)$$

или в зависимости от количества расходуемой на нагревание проволоки энергии E , определяемой установленным при приборе ваттметром в *квт-ч*

$$G = \frac{I \cdot E}{c_p \cdot \Delta t} \text{ кг/час.} \quad (8)$$

Для данного газа c_p — величина практически постоянная, разность температур Δt по условиям работы прибора также постоянна, эквивалент $I = 860$, поэтому

$$G = k \cdot E, \quad (9)$$

где

$$k = \frac{I}{c_p \cdot \Delta t}.$$

Таким образом, расход электрического тока является единственным измерителем протекающего количества газа.

Термометры T_1 и T_2 представляют собой прочные, устроенные в виде сита проволочные сетки (из платиновой или никелевой проволоки), которые установлены так, что они соприкасаются со всем количеством газа, протекающим через прибор (рис. 218). Термометры сопротивления позволяют измерять самые незначительные изменения температуры. Газ нагревается в приборе примерно только на $1,0 - 1,5^\circ \text{C}$. Поскольку газ проходит через прибор с относительно большой скоростью, потери тепла столь незначительны, что ими вполне можно пренебречь.

Одно из преимуществ измерительного прибора Томаса состоит именно в том, что его показания основываются на показаниях термометров сопротивления, и могут быть проведены с большей точностью, чем другими приборами.

На рис. 219 отдельно изображен электрический нагревательный элемент (H на рис. 217). Он устанавливается на пути газового потока таким образом, что ни одна часть потока, протекающего через прибор, не остается ненагретой.

Следует еще добавить основное, что прибор Томаса измеряет вес протекающего количества газа. Измерение количества газа в весовых единицах желательно во всех случаях, когда давление газа колеблется и количество его не может быть достаточно точно выражено в объемных единицах.

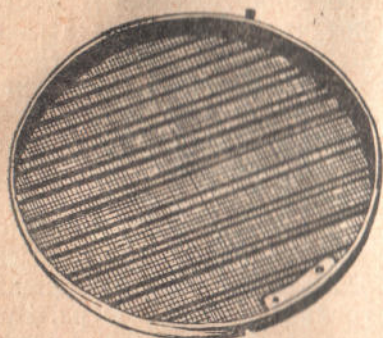


Рис. 218. Термометр сопротивления прибора Томаса.

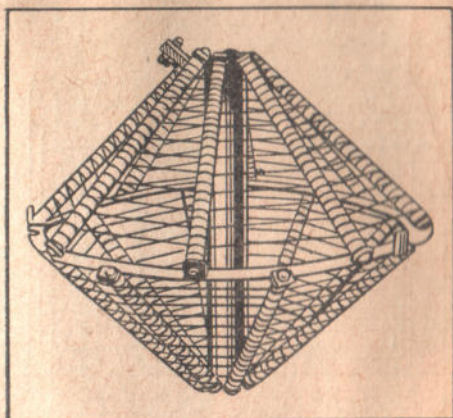


Рис. 219. Нагревательный элемент прибора Томаса.

Так как прибор Томаса, как выше было указано, в отличие от объеммеров и измерителей скорости определяет вес (а не объем) протекающей массы газа, то его показания не зависят от изменений давления газа. Если уд. вес газа или газовой смеси примерно постоянен, что большей частью имеет место на газовых заводах или при производстве чистых газов, как, например, водорода, хлора и т. п., то можно прибором Томаса измерять непосредственно *объемы* газа в кубических метрах.

Колебания температуры газа при входе в прибор почти не влияют на точность его показаний, так как измерение основано на разности температур, а не на абсолютной температуре.

Лишь для очень больших разностей температур следует принимать во внимание изменения уд. теплоемкости газа с ростом температуры.

Прибор Томаса годен поэтому для измерения газа или воздуха при высоком и низком давлении, и при высокой и низкой температуре при условии, конечно, если материалы прибора для этого приспособлены.

Для ведения непрерывных наблюдений прибор Томаса снабжают приспособлением (конструкция Пинча), схематически изображенным на рис. 220.

Подлежащий измерению газовый или воздушный поток вступает в корпус прибора по направлению, указанному стрелкой, и его температура при входе замеряется термометром сопротивления T_1 . Газ в приборе нагревается элементом H , и его

температура при выходе замеряется термометром сопротивления T_2 . Степень нагрева регулируется автоматически; количество расходуемой элементом энергии регулируется так, чтобы разность температур газа между T_1 и T_2 оставалась постоянной.

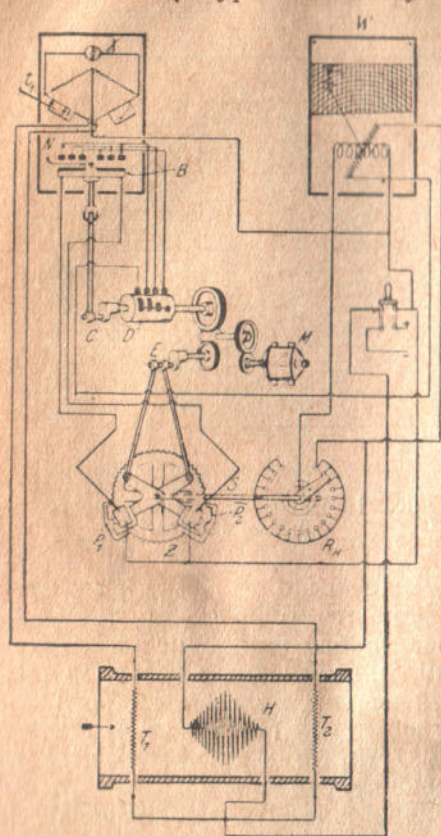


Рис. 220. Схема регистрирующего прибора Томаса.

Термометры сопротивления T_1 и T_2 включены по схеме мостика Уитстона — X ; включением в ветвь T_1 добавочного сопротивления t_1 достигают того, что стрелка гальванометра N занимает все время свое среднее положение. При каждой перемене мощности газового или воздушного потока изменяется также температура его на выходе, а вместе с нею и электрическое сопротивление T_2 , вызывая соответствующее отклонение стрелки гальванометра. Восстановление начальной разности температур осуществляется здесь при помощи следующего приспособления. Валик D , кривошип C , пластинка B , эксцентрик E и защелки P_1 и P_2 приводятся в постоянное движение электродвигателем M . Каждый раз, как только стрелка гальванометра отклоняется вправо или влево от своего среднего положения, замыкается электрическая цепь одного из электромагнитов и соответствующая защелка P_1 или P_2 зацепляет зубчатое колесо Z . Зубчатое колесо Z и соединенный с ним стержень S приходят в движение в одном или другом направлении и таким образом изменяют регулирующее сопротивление R_H , посредством которого регулируется подача тока в элемент H , пока стрелка гальванометра не возвратится в свое нормальное положение. Ваттметр W показывает непосредственно количество газа, протекающее через прибор в данный момент; второй электрический счетчик, не показанный на схеме (рис. 220), отмечает суммарное количество протекающего газа.

При измерениях с помощью прибора Томаса приходится учитывать удельную теплоемкость измеряемого газа.

Обычно принимают, что уд. теплоемкость одного и того же газа в определенном температурном интервале является постоян-

ной. Термометры сопротивления T_1 и T_2 включены по схеме мостика Уитстона — X ; включением в ветвь T_1 добавочного сопротивления t_1 достигают того, что стрелка гальванометра N занимает все время свое среднее положение. При каждой перемене мощности газового или воздушного потока изменяется также температура его на выходе, а вместе с нею и электрическое сопротивление T_2 , вызывая соответствующее отклонение стрелки гальванометра. Восстановление начальной разности температур осуществляется здесь при помощи следующего приспособления. Валик D , кривошип C , пластинка B , эксцентрик E и защелки P_1 и P_2 приводятся в постоянное движение электродвигателем M . Каждый раз, как только стрелка гальванометра отклоняется вправо или влево от своего среднего положения, замыкается электрическая цепь одного из электромагнитов и соответствующая защелка P_1 или P_2 зацепляет зубчатое колесо Z . Зубчатое колесо Z и соединенный с ним стержень S приходят в движение в одном или другом направлении и таким образом изменяют регулирующее сопротивление R_H , посредством которого регулируется подача тока в элемент H , пока стрелка гальванометра не возвратится в свое нормальное положение. Ваттметр W показывает непосредственно количество газа, протекающее через прибор в данный момент; второй электрический счетчик, не показанный на схеме (рис. 220), отмечает суммарное количество протекающего газа.

ной величиной, определяемой расчетом или экспериментально. Ее, однако, надо учитывать при изменении состава подлежащего измерению газа, а также при больших температурных колебаниях. Изменения удельной теплоемкости в интервале температур от 0° до 200° С для нескольких видов газов приведены в табл. 28.

Таблица 28

Средняя удельная теплоемкость при постоянном давлении, отнесенная к 1 кг газа

Г а з	При 0° С	При 50° С	При 100° С	При 150° С	При 200° С
Атмосферный воздух	0,241	0,242	0,2426	0,243	0,244
Азот	0,249	0,250	0,251	0,2515	0,252
Водород	3,445	3,456	3,467	3,478	3,490
Окись углерода	0,249	0,250	0,251	0,2515	0,252
Кислород	0,218	0,2185	0,219	0,220	0,221
Водяной пар	0,462	0,463	0,464	0,465	0,466
Углекислота	0,202	0,205	0,201	0,213	0,217
Сернистая кислота	0,202	0,206	0,209	0,213	0,217

Для неоднородных технических газов, как, например, светильного, коксового, генераторного, доменного и др., можно вычислить уд. теплоемкость по их химическому составу.

Уд. теплоемкость, например, светильного газа равна кругло 0,327 кал на м³ (при обыкновенном давлении и при 0° С), как видно из таблицы 29.

Таблица 29

Газ	Объем м ³	Вес кг/м ³	Суммар- ный вес кг	Уд. теплоем- кость кал/кг	Уд. теплоем- кость кал/м ³
CO ₂	0,02	1,9632	0,0393	0,202	0,0079
C ₂ H ₄	0,04	1,2507	0,0500	0,333	0,0167
CO	0,08	1,2493	0,0999	0,249	0,0249
CH ₄	0,34	0,7153	0,2432	0,478	0,1162
H ₂	0,50	0,0899	0,0450	3,445	0,1549
N	0,02	1,2502	0,0250	0,249	0,0062
	1,00	—	0,5024	—	0,3268

Уд. теплоемкость доменного газа практически такая же, как у атмосферного воздуха; то же можно сказать о генераторном газе.

Изменения удельных теплоемкостей газовых смесей, вырабатываемых при светильно-газовом производстве, сравнительно невелики. Таблица 30 (по Пинчу) уд. теплоемкостей различных

смесей карбюрированного водяного газа с каменноугольным газом показывает, [что наибольшее изменение уд. теплоемкости не превышает 1%, т. е. меньше 0,5% по сравнению со средними значениями, принимаемыми при расчетах состава светильного газа.

Таблица 30

**Удельные теплоемкости различных
смесей водяного
и каменноугольного газа**

Водяной газ %	Каменноугольный газ %	Уд. теплоемкость в кал./м ³ при 1,033 ата и 15° С
100	0	0,3356
90	10	0,3359
80	20	0,3362
70	30	0,3366
60	40	0,3369
50	50	0,3372
40	60	0,3375
30	70	0,3378
20	80	0,3381
10	90	0,3385
0	100	0,3389

Что касается точности показаний прибора Томаса, то в литературе имеется мало материала по этому вопросу. Фирма Milwaukee Gas Co провела опыты с прибором Томаса в трубопроводе высокого давления при производительности 85 000 м³/час; для проверки показаний прибора были использованы два газгольдера, куда газ нагнетался по трубопроводу, в который был включен прибор Томаса. За восьмичасовой период наблюдений прибор Томаса показал приблизительно на 0,1% меньше отсчетов газгольдеров.

Дальнейшие сравнительные наблюдения были проведены с природным газом; применялись до проверки прокальброванные трубки Пито; наблюдения были проведены при сильно меняющихся давлении и температуре, а также при сильных колебаниях протекающего газа; в течение 45-дневного опыта через прибор Томаса было пропущено приблизительно 9 миллионов м³ природного газа. Показания прибора Томаса разнились от показаний трубок Пито, находившихся под тщательным и точным надзором, приблизительно лишь на 0,2%.

Во всяком случае можно сказать, что в отношении точности прибор Томаса вряд ли уступает другим техническим способам измерения, и сверх того он обладает еще многими преимуществами, которых не следует недооценивать. Вкратце они состоят в следующем:

1. Внутри прибора отсутствуют подвижные части, которые приходили бы в соприкосновение с газом.

2. Точность показаний прибора и его чувствительность не зависят от протекающего количества, а также от колебаний давления и температуры.

3. Он работает с одинаковой точностью при пульсирующем газовом потоке (в нагнетательном трубопроводе компрессоров, всасывающей трубе газовых машин).

4. Его можно применять с одинаковым успехом для измерения газа или воздуха при высоком (до 20 ат) и при низком давлении, при высокой и при низкой температуре.

5. Прибор непрерывно и автоматически записывает протекающее количество газа.

6. Пропускная способность прибора очень велика при относительно малых размерах (малой занимаемой площади).

7. Регистрирование протекающего количества газа может происходить на любом расстоянии от прибора и в таком месте, где установка распределительного щита и самопишущего приспособления является наиболее удобной, например, в конторе начальника производства.

Кроме того, прибор Томаса может работать при полной и при частичной нагрузке — $\frac{1}{30}$ до $\frac{1}{50}$.

Однако прибор Томаса обладает и некоторыми недостатками.

Прежде всего он требует постоянного расхода электрической энергии. По одним источникам этот расход составляет до 4,0 квт на 1000 м³/час; по другим данным он составляет только 1 квт на 1000 м³/час. Сюда еще надо прибавить расход на мотор распределительного щита приблизительно 0,1 квт-ч, так что суммарный расход тока E в квт-ч для часового количества газа

Q м³ выражается: $E = \frac{Q \cdot 4,0}{1000} + 0,1$. При количествах газа выше

2000 м³/час расход тока может быть понижен путем разделения газового потока на несколько отдельных потоков посредством специальной насадки на трубе. При опытах на Берлинском газовом заводе расход тока был установлен в среднем в 0,657 квт на каждые 1000 м³/час.

Следующий недостаток этого прибора — влияние водяных паров на его показания.

Влияние водяных паров видно из следующего примера: при 15° С, 760 мм давления и 100% влажности 1 м³ газа весит, предположим, 0,50 кг; при этих условиях в 1 м³ газа содержится 0,0129 кг водяного пара, следовательно, вес водяного пара составляет 2,6% веса газа. Удельная теплоемкость водяного пара приблизительно на 20% больше удельной теплоемкости такого газа (на весовую единицу), следовательно, поправка на насыщенный водяной пар составляет приблизительно около 3%. Если речь идет о газах, насыщенных водяными парами при более

высоких температурах (40—50°С и выше), то ошибка может стать более значительной, ибо содержание водяных паров, как известно, весьма значительно растет с ростом температуры.

Если измеряемый газ содержит механически увлеченную воду—в виде тумана (из очистительных аппаратов, конденсации и т. д.), то, понятно, присутствие тумана также влияет на точность измерений. Такой туман, однако, можно легко превратить в сухой пар; для этой цели в вводном отверстии прибора устанавливается водоотделитель и маленький паровой змеевик или нагревательный элемент, благодаря которым газ освобождается от конденсата воды и тумана, прежде чем попасть в прибор. Расход пара при этом незначительный.

Прибор Томаса чувствителен также к механическим загрязнениям измеряемого газа—пыли, нафталину и т. п. При засорении этими загрязнениями нагревательного элемента и термометров сопротивления соответственно искажаются показания прибора.

Конструкция прибора предусматривает возможность его периодической очистки. Прибор можно легко открыть, продуть от пыли или промыть бензином. При измерении загрязненных газов такие прочистки надо делать возможно чаще.

Существенным недостатком прибора Томаса является его сравнительно высокая стоимость; он стоит значительно дороже наиболее распространенных приборов других систем.

В связи с перечисленными недостатками этот прибор получил до сего времени весьма ограниченное промышленное применение.

Кататермометр. Действие кататермометра основано на том, что если нагретое до определенной температуры тело погрузить в движущийся поток газа или воздуха, то нагретое тело начнет охлаждаться, причем скорость его охлаждения может характеризовать скорость движения измеряемого потока.

Примером такого рода приборов является предложенный Гиллем (L. Hill) спиртовой термометр; нижний конец этого термометра представляет собою цилиндр длиной 22 мм и диаметром 18 мм с полусферическим закруглением на конце; верхний конец термометра состоит из расширенной сверху трубки, градуированной в пределах 35—37,78°С (95—100°Ф).

Если такой термометр предварительно нагреть до известной температуры и затем погрузить в измеряемый поток, то зависимость между количеством отдаваемой термометром теплоты и скоростью потока v может быть выражена уравнением:

$$Q = (a + b\sqrt{v \cdot \gamma}) \cdot \Delta t, \quad (10)$$

где a и b — постоянные;

Δt — средняя величина температурного перепада между кататермометром и измеряемым потоком;

γ — плотность измеряемого газа или воздуха;

Q — полная потеря тепла кататермометром при охлаждении его от 37,78° до 35°С (100—95°Ф), разделенная на величину поверхности цилиндра ($см^2$) и на время охлаждения.

Величина теплоотдачи в милликалориях, отнесенная к 1 см^2 поверхности цилиндра, при охлаждении его в пределах указанных температур является для данного прибора постоянной величиной, определяемой экспериментально. Следовательно, для того чтобы определить величину Q , надо только знать время T в секундах, в течение которого происходит падение столбика спирта в указанных пределах; деля величину теплоотдачи F на T , можно найти величину Q .

Константа a определяется как значение $\frac{F}{T}$ при $v = 0$. Константу b можно определить по одной или нескольким известным скоростям.

Для подсчетов скоростей предложены следующие уравнения: для скоростей меньше 180 фут/мин ($\approx 55 \text{ м/мин}$):

$$\frac{F}{T} = (0,11 + 0,016\sqrt{v \cdot \gamma}) \cdot (97,7 - t); \quad (11)$$

для скоростей выше 180 фут/мин ($\approx 55 \text{ м/мин}$):

$$\frac{F}{T} = (0,07 + 0,019\sqrt{v \cdot \gamma}) \cdot (97,7 - t), \quad (12)$$

где T — в секундах;

t — температура измеряемого газа или воздуха в градусах Фаренгейта,

v — в фут/сек .

Измерения проводятся следующим образом. Кататермометр нагревается в термостате до температуры, превышающей 100°F (чтобы столбик спирта заполнил всю трубку и половину ее верхней расширенной части). После этого прибор быстро вынимают из воды, весьма тщательно высушивают, вводят в измеряемый поток и наблюдают время, в течение которого столбик спирта опустится от верхнего до нижнего предела. Измерение повторяют 4—6 раз в зависимости от сравнимости результатов, находят среднюю величину T и по одной из приведенных формул подсчитывают скорость.

Кататермометр может служить, таким образом, только для разовых измерений скорости потока.

Приборы, основанные на охлаждении измеряемого газа. Вышеописанные измерительные приборы основаны на принципе нагревания измеряемого потока газа или воздуха тем или иным способом и определении мощности потока по тому термическому эффекту, который при этом нагревании наблюдается.

Той же цели можно достичь, если не нагревать, а охлаждать подлежащий измерению поток газа или воздуха. Мы в нашей заводской практике фактически весьма широко применяем этот метод, устанавливая теплообменники, холодильники непосредственного действия, холодильники поверхностные и т. п. Правда,

газовые холодильники и газовые теплообменники ставятся обычно не преследуя цели учета газа, а для его охлаждения, но в ряде случаев эти аппараты, в частности теплообменники, могут быть использованы для определения количества проходящего газа. Приводимые ниже примеры могут это иллюстрировать.

При работе газовых или воздушных компрессоров многоступенчатого типа между ступенями устанавливаются теплообменники, в которых компримированный газ или воздух охлаждается водой; при одноступенчатых компрессорах такие теплообменники могут быть установлены или перед компрессором, или за ним.

Принимая обозначения:

G — измеряемое количество газа или воздуха (в $кг/сек$),

t_1 и t_2 — температура газа или воздуха перед и за теплообменником (в $^{\circ}C$),

v_1 и v_2 — скорость газа или воздуха перед и за теплообменником (в $м/сек$),

w — количество воды, протекающее через теплообменник (в $кг/сек$),

ϑ_1 и ϑ_2 — температура воды перед и за теплообменником (в $^{\circ}C$),

$A = \frac{1}{427}$ — механический эквивалент теплоты,

c_p — удельная теплоемкость газа или воздуха при постоянном давлении,

можно составить следующее уравнение:

$$G \cdot c_p \cdot t_1 + \frac{A \cdot G}{2g} \cdot v_1^2 + w \cdot \vartheta_1 = G \cdot c_p \cdot t_2 + \frac{A \cdot G}{2g} \cdot v_2^2 + w \cdot \vartheta_2. \quad (13)$$

Вследствие сопротивлений течения и трения газ или воздух в теплообменнике приобретает еще количество тепла $A \cdot L$ и теряет через лучеиспускание и теплопроводность количество тепла S ; таким образом, уравнение (13) приобретает вид:

$$G \cdot c_p \cdot t_1 + \frac{A \cdot G}{2g} \cdot v_1^2 + w \cdot \vartheta_1 + AL = G \cdot c_p \cdot t_2 + \frac{A \cdot G}{2g} \cdot v_2^2 + w \cdot \vartheta_2 + S$$

или в другом виде:

$$G \left[c_p \cdot (t_1 - t_2) + \frac{A}{2g} \cdot (v_1^2 - v_2^2) \right] = w \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) - AL + S. \quad (14)$$

Разницы температур $(t_1 - t_2)$ и $(\vartheta_2 - \vartheta_1)$ поддаются определению; точно также можно определить количество воды, протекающее через теплообменник. Если еще измерить количество тепла AL и потерю тепла S или свести их к ничтожной величине, то можно по уравнению (14) рассчитать искомый вес G газа (воздуха) при известной его уд. теплоемкости c_p . Количество тепла AL может быть определено из уравнения:

$$AL = \frac{Ni \cdot 75 \cdot 3600}{427} \text{ кал/час.} \quad (15)$$

Потеря тепла S складывается из потери на теплопроводность S_1 и потери на лучеиспускание S_2 .

Рассмотрим следующие три случая.

Случай 1. Для определения количества газа применяется теплообменник, изображенный на рис. 221. Измеряемый газ проходит по трубам; охлаждающая вода — между трубами. Приток воды регулируется таким образом, что температура выходящей воды ϑ_2 настолько выше температуры окружающей среды, насколько температура входящей воды ϑ_1 ниже ее. Если это достигнуто, то можно пренебречь потерями на лучеиспускание, так как они ничтожно малы; AL в этом случае тоже мало; условно принимая $v_1 = v_2$, получаем:

$$G = w \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{c_p (t_1 - t_2)}. \quad (16)$$

Как температуры, так и количества воды измеряются; c_p — известно; по уравнению (16) можно, таким образом, определить количество газа с известной точностью.

Случай 2. В теплообменнике вода течет по трубкам, а газ обтекает их снаружи. Вследствие этого корпус теплообменника принимает приблизительно среднюю температуру газа

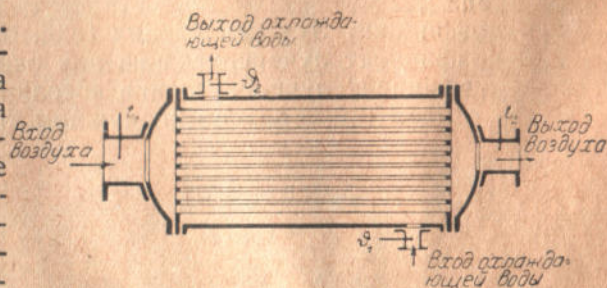


Рис. 221. Калориметр-теплообменник.

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

и известное количество тепла теряется на теплопроводность и лучеиспускание.

При известном $S = S_1 + S_2$ можно было бы на основании калориметрического измерения в теплообменнике с $AL=0$ определить количество газа по уравнению (14):

$$G = \frac{w \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) + S}{c_p (t_1 - t_2)} \text{ кг.} \quad (17)$$

Однако потери на излучение и теплопроводность экспериментально определить крайне трудно; значительно легче их подсчитать. Такой подсчет приведен в примере 18.

Пример 18. Потери на теплопроводность определяются по формуле (Hütte, изд. 1916 г., т. I, стр. 408):

$$S_1 = \alpha \cdot F \cdot Z \cdot (t - \vartheta), \quad (18)$$

где F — величина поверхности в m^2 ;
 ϑ — температура поверхности в $^{\circ}C$;
 t — температура жидкости в $^{\circ}C$;
 Z — длительность передачи тепла в часах;
 S_1 — количество передаваемого тепла в ккал;
 α — коэффициент теплопередачи.

Для потерь на излучение имеется закон Ламберта в модификации Нуссельта (Hütte, изд. 1916 г., т. 1, стр. 417):

$$S_2 = \frac{F \cdot Z \left[\left(\frac{\Theta}{100} \right)^4 - \left(\frac{T}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c}}, \quad (19)$$

где $\Theta = (273 + t)$ — абсолютная температура окружающего воздуха;
 $T = (273 + t_1)$ — абсолютная температура тела, отдающего тепло;
 c_1 — коэффициент лучеиспускания тела, отдающего тепло;
 c_2 — коэффициент лучеиспускания для окружающего воздуха;
 c — коэффициент лучеиспускания абсолютно черных тел.
 Пусть в этом примере при воздушном компрессоре:

$$\begin{aligned} \alpha &= 4, \\ F &= 14,7 \text{ м}^2, \\ Z &= 1 \text{ час}, \\ t &= 75^{\circ}, \\ \vartheta &= 22^{\circ}, \\ \Theta &= (273 + 75) = 348^{\circ}, \\ T &= (273 + 22) = 295^{\circ}, \\ c_1, c_2, c &= 4. \end{aligned}$$

Тогда:

$$S_1 = 4 \cdot 14,7 \cdot 1 (75 - 22) = 3116 \text{ ккал/час};$$

$$S_2 = \frac{14,7 (3,48^4 - 2,95^4)}{\frac{1}{4} + \frac{1}{4} - \frac{1}{4}} = 4160 \text{ ккал/час}.$$

Отсюда

$$S = S_1 + S_2 = 3116 + 4160 = 7276 \text{ ккал/час}.$$

Теплообменник при поверхности корпуса в $14,7 \text{ м}^2$ имеет поверхность охлаждения 114 м^2 и в состоянии охладить в час около 9250 кг воздуха со $118^{\circ}C$ до $32^{\circ}C$, т. е. отнять количество тепла:

$$G \cdot c_1 \cdot (t_1 - t_2) = 9250 \cdot 0,238 \cdot (118 - 32) = 189\,500 \text{ ккал/час}.$$

Таким образом, количество тепла S , потерянное на лучеиспускание и теплопроводность, составляет лишь около

$$\frac{7276 \cdot 100}{189500} = 3,8\%$$

суммарного количества тепла, отнятого у воздуха в теплообменнике. Пусть даже ошибка, сделанная в вычислении S , составляет 50% , то и тогда измерение количества воздуха даст ошибку лишь в 2% . Этот пример показывает, что неточности и погрешности в расчетном определении потерь тепла через теплопроводность и лучеиспускание имеют в данном случае второстепенное значение и по уравнению (17) можно с достаточной степенью приближения определить количество подаваемого компрессором газа или воздуха.

Случай 3. У компрессорной установки, работающей без промежуточного холодильника, или в тех случаях, когда нельзя холодильник использовать для измерений, например, из-за отсутствия приспособления для измерения значительного количества воды, протекающей через холодильник, для измерений можно использовать цилиндр самого компрессора, при условии, что у него охлаждаются корпус и крышки. Если снова примем $v_1 = v_2$, то количество газа или воздуха по уравнению (14) определится так:

$$G = \frac{\omega (\vartheta_2 - \vartheta_1) - AL + S}{c_p \cdot (t_1 - t_2)}. \quad (20)$$

Опытным путем Лоренц нашел, что если бы в этом случае при определении потерь на лучеиспускание ошибка составила даже $\pm 100\%$, то к общему результату она бы составила лишь $1,03\%$.

При всех подсчетах по этому методу следует, конечно, учитывать воду, конденсирующуюся при прохождении газа или воздуха через теплообменник, и делать соответствующую поправку на уносимое ею тепло.

Приведенные примеры показывают, что в заводской практике есть возможность определять количество газа или воздуха также этим путем. Точность этого метода в значительной степени зависит от точности самих измерений.

Б. ХИМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ

Эти методы основываются на примешивании к потоку измеряемого газа известного количества нейтрального вещества в газообразном состоянии. Определивши в измеряемом газе процентное содержание (в объемных процентах) введенного вещества, можно легко определить мощность газового потока. При введении газа, применяемого для измерения, — для краткости назовем его

„измерительный газ“—в количестве меньше 1%, давление потока не изменяется существенно; в крайнем случае, можно это изменение учесть при вычислении.

Измерительный газ должен быть не только нейтральным, т. е. не вызывать каких-либо реакций с измеряемым газом, но он должен легко поддаваться взвешиванию или измерению, чтобы легко можно было определить, какое количество его было введено за определенный промежуток времени. Особенно подходят для этой цели сжатые или же ожиженные газы, как углекислота, хлор, аммиак, сернистая кислота, соляная кислота, сероводород; можно также применять легко испаряющиеся жидкости, как бензин, бензол, эфир, спирт и т. д. Испытаны для этой цели также водяные пары.

Иллюстрацией этого метода может служить следующий пример определения количества протекающего по трубопроводу газа.

Определение производится с помощью аммиака. В пункте А (рис. 222) обычным аналитическим методом определяют содержание аммиака в $г/м^3$ (в тех случаях, когда измерению подлежит газ, уже содержащий аммиак, как, например, коксовый газ). В точке В в трубопровод подается из аммиачной бомбы опре-

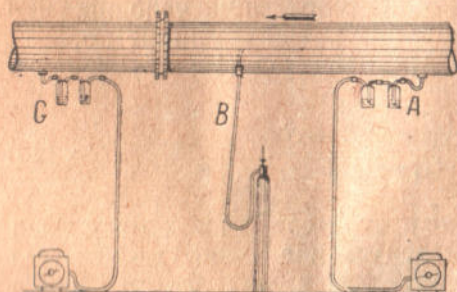


Рис. 222. Схема установки для измерения количества газа химическим методом (аммиаком).

Если разделить суммарное количество введенного аммиака на это число, то получится суммарное количество газа в $м^3$, прошедшее через газопровод в течение опыта.

При этом методе следует иметь в виду следующее:

1. Газ должен быть настолько сух, чтобы можно было быть уверенным, что на пути между А и С не произойдет никакой конденсации, так как в противном случае могут быть потери аммиака с конденсатом. При влажном газе необходимо установить в трубопроводе маленькие сифоны и учесть количество аммиака, потерянное с конденсатом в сифонах.

2. Зажимы на трубках от А и С к газовым часам в течение опыта не надо трогать. Изменения давления в трубопроводе должны отразиться в протекающих через газоанализаторы количествах газа. Можно также газовые часы снабдить манометром.

деленное количество аммиака, устанавливаемое по потере веса бомбой. В точке С снова определяется анализом количество NH_3 , содержащееся в $1 м^3$. При этом следует учесть температуру и статическое давление газа для того, чтобы иметь возможность найденное содержание NH_3 пересчитать на нормальный газ ($0^{\circ}C$ и $760 мм$). Разница между результатом анализа в С и А дает количество аммиака, поступившее из бомбы на $1 м^3$ газа.

метрами и в течение опыта поддерживать одинаковую скорость анализируемого газа.

3. Прибавляемое количество аммиака может меняться в течение опыта.

На основании сравнительных опытов с газовыми часами Деграль (De - Grahl) доказал, что этот метод измерения газа надежен.

Пример 19. Длительность опыта — 4 часа; введенное количество NH_3 , определенное по потере веса бомбой, равно 6450 г; содержание NH_3 в газе, измеренное в точке А и приведенное к нормальному состоянию (0°C , 760 мм), равно 0,17 г/м³; содержание NH_3 в газе, измеренное в точке С и приведенное к нормальному состоянию, равно 1,28 г/м³.

Отсюда количество газа составляет:

$$\frac{6450}{(1,28 - 0,17) \cdot 4} = 1453 \text{ м}^3/\text{час} \text{ (при } 0^\circ \text{ и } 760 \text{ мм).}$$

Вместо аммиака можно, конечно, применять также другие вещества, как, например, углекислый газ, абсорбируемый затем калиевой щелочью. Однако определение содержания углекислоты не так просто, как определение аммиака, ибо едкий калий одновременно с углекислотой поглощает и сероводород, который содержится во многих технических газах.

На коксо-химических заводах, улавливающих аммиак в скрубберах, этот метод может быть осуществлен непосредственно в скруббере. Для этой цели определяют содержание аммиака в газе перед и за скруббером и замеряют образовавшуюся аммиачную воду, а также содержание в ней NH_3 . Пусть газ перед скруббером содержал 8 г аммиака на 1 м³, после скруббера — 1 г аммиака; пусть аммиачной воды в течение опыта собрано 1000 л; концентрация воды — 5 г аммиака на 1 л; всего в этой воде содержится, таким образом, 5000 г аммиака; тогда за рассматриваемый отрезок времени через трубопровод должно было пройти $5000:7 = 714,3 \text{ м}^3$ газа.

Определение содержания аммиака в газе, как и в аммиачной воде, может производиться непрерывно и автоматически. На рис. 223 показан прибор Рейнеке, предложенный для этой цели. Действие этого прибора основано на том принципе, что температура нагретой платиновой проволоки, помещенной в струю газа, содержащего аммиак, находится в зависимости от количественного содержания аммиака. Работа этого прибора протекает следующим образом.

Исследуемая вода, содержащая аммиак, попадает через *a* в воронку *b*, куда из склянки *c* автоматически по каплям поступает раствор едкого натра, что способствует выделению связанного аммиака. Из воронки *b* вода проходит через U-образную изогнутую трубку *d* в смеситель *e*, поднимается здесь до

уровня U-образной трубки f и вытекает через нее. Названная система трубок, во избежание потери тепла, помещена в специальном футляре, в котором поддерживается температура приблизительно до 95°C электронагревом простого устройства. Аммиачная вода поступает в аппарат приблизительно с этой же температурой; электрический нагреватель в данном случае является гарантией, что температура воды не упадет ниже 95°C . Через трубку i поступает небольшая струя воздуха, который берется или от воздухопровода, или, в случае его отсутствия, от небольшого компрессора. Часовой расход воздуха достигает примерно 50—100 л.

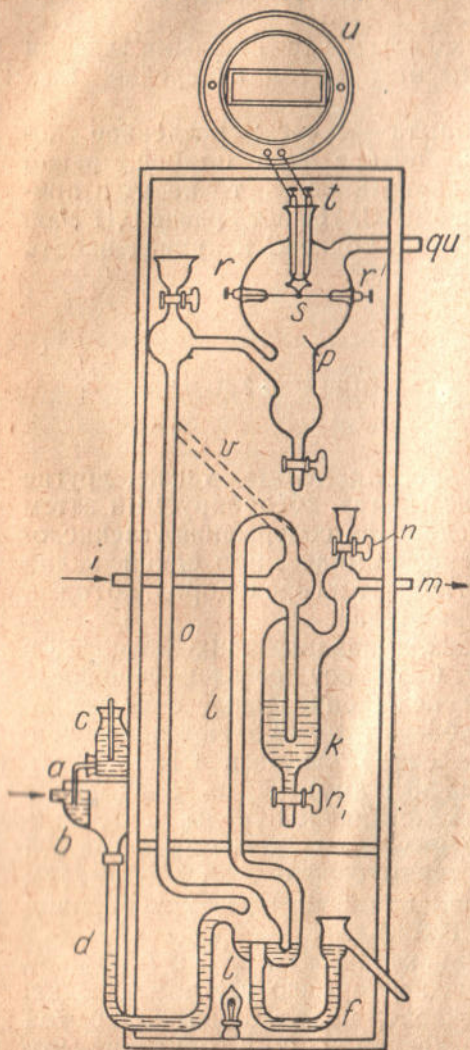


Рис. 223. Аппарат Рейнеке для автоматического определения аммиака в газе и в сточной воде.

аммиаком, которая проводится через трубку o в колбу p для сожжения и через трубку qu выводится наружу. Колба p снабжена двумя электродами rr' , между которыми натянута тонкая платиновая проволока s . В середине платиновая проволока припаяна к термоэлементу t . Термоэлемент связан с точным гальвано-

для создания равномерного давления употребляется сосуд k , наполненный жидкостью до определенной высоты. Сопротивление току газа со стороны трубки l значительно больше, чем сопротивление жидкости в сосуде k ; вследствие этого в трубке l и смесителе e образуется давление, пропорциональное высоте жидкости, находящейся в сосуде k . Излишний газ или воздух через трубку m выходит наружу.

Сосуд k снабжен двумя кранами n и n_1 , которые служат для установления уровня воды на определенной высоте.

Поступающая через трубку l в смеситель e струя воздуха пузырьками пронизывает подогретую аммиачную воду и увлекает из последней аммиак; образуется смесь воздуха с

метром *и*. Платиновая проволока *s* накаливается до определенной температуры электрическим током либо от небольшой батареи аккумуляторов, либо непосредственно от электрической сети. Гальванометр *и* показывает через термоэлемент *t* температуру накала нити. Если проходящий через колбу воздух содержит также незначительное количество аммиака, то температура нити *s* повышается и гальванометр *и* показывает отклонение, зависящее от содержания в воздухе аммиака. Шкала гальванометра *и* дает непосредственный отсчет процентного содержания аммиака в аммиачной воде или в газе. Само собой разумеется, что аппарат пригоден лишь для чистой смеси воздуха с аммиаком. Если к газовой смеси примешаны посторонние, мешающие сжигению аммиака газы, то они должны быть предварительно удалены специальной промывкой. Коль скоро это неисполнимо, то можно облегчить дело включением в цепь двух последовательно работающих промывателей.

Если требуется определить содержание NH_3 в газе, то аппарат необходимо видоизменить. Отпадает часть аппаратуры, предусмотренная для отгонки NH_3 из аммиачной воды. В таком случае сосуд *k* соединяется через капилляр *v* непосредственно с трубкой *o* и через последнюю — с колбой для сжигения *p*.

В иностранной литературе нет указаний о промышленном использовании такого рода автоматических газоанализаторов, несмотря на оригинальность принципа и схемы их действия.

Литература

1. Э. Оуэр, Измерения воздушных потоков, 1935.
2. GWF, № 18, 1932.
3. L. Litinsky, Messung grosser Gasmengen, 1922.

ЭЛЕКТРОТЕРМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ИЗМЕРЕНИЯ СКОРОСТЕЙ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ *

К электротермическим методам измерения газовых потоков относятся методы, основанные на зависимости между количеством тепла, теряемым нагретым электрическим током телом и скоростью потока, в котором это нагретое тело помещено.

Эти методы находят все более и более широкое применение для измерения скоростей газовых потоков, особенно в лабораторной практике, вследствие ряда преимуществ перед другими методами и значительного усовершенствования их за последние годы. Одним из основных преимуществ этих методов является возможность измерения малых скоростей потока.

Теория, общая для всех этих методов в основном, сводится к следующему. Телу электрическим током в единицу времени сообщается некоторое количество тепла Q_1 , являющееся функцией мощности электрического тока W

$$Q_1 = F_1(W). \quad (1)$$

С другой стороны, количество конвекционного тепла Q_2 , отдаваемого телом измеряемому потоку в единицу времени, является функцией мгновенной скорости V этого потока, температуры тела T и ряда других величин, характеризующих тело и поток, т. е.

$$Q_2 = F_2(V, T, \dots) \quad (2)$$

Для установившегося режима должно быть справедливо

$$Q_1 = Q_2 + q, \quad (3)$$

где q — потери тепла телом в единицу времени помимо конвекционной теплоотдачи потоку Q_2 .

Если каждая из величин, входящих в функцию F_2 (кроме V и T), а также q , или постоянна, или в свою очередь является однозначной функцией V или T , то можно установить связь между W , V и T :

$$V = F(W, T), \quad (4)$$

т. е. для определения V достаточно знать зависимость (4) и измерить W и T . Измерение W не представляет особых затруд-

* Составлена инж. С. С. Чугуновым.

нений и может производиться приборами, включенными в цепь подогревающего тока. Измерение температуры тела T может производиться либо путем использования термоэлектрического эффекта (термопарой), либо путем использования зависимости электрического сопротивления проволоки от температуры (термометром сопротивления). К первой разновидности электротермических методов следует отнести методы, в которых измерение T производится термопарой, ко второй—методы, использующие зависимость сопротивления от температуры.

Приборы, построенные на электротермических методах и служащие для измерения скоростей газовых потоков, получили название *термоанемометров*.

Термоанемометры с применением термопары. Термоанемометры с применением термопары применяются довольно редко, вследствие чего достаточно ограничиться кратким описанием только одного наиболее простого из них.

В измеряемый поток помещается спай термопары. На небольшом расстоянии от спаев термопара обмотана электрически изолированной проволокой, по которой пропускается ток, подогревающий термопару. К концам термопары подключается милливольтметр, показания N которого являются функцией температуры спаев T .

Если мощность подогревающего тока поддерживать постоянной, то согласно выше установленной зависимости (4) при оговоренных там же условиях

$$V = F(T) \text{ и } N = \varphi(V),$$

т.е. показания милливольтметра являются функцией скорости потока. Зная кривую зависимости N от V , которую нетрудно получить путем тарировки, можно по показаниям милливольтметра определять скорость потока; шкалу милливольтметра можно проградуировать, конечно, непосредственно по скорости потока. Если менять мощность W подогревающего тока, т.е. силу тока I или напряжение U , поддерживая постоянной температуру T , то можно определять скорость потока по силе тока I или напряжению U , найдя предварительно путем тарировки кривую зависимости V от I или U .

Влияние температуры газа при данном методе легко компенсировать, применяя вторую термопару, помещенную без нагревательного приспособления в тот же поток и включенную последовательно в цепь основной термопары так, чтобы создаваемые термопарами электродвижущие силы были направлены навстречу.

Термоанемометры с использованием зависимости сопротивления от температуры. Эти термоанемометры нашли более широкое применение, чем предыдущие, как более простые и позволяющие осуществить прибор с минимальным влиянием на измеряемый поток, вследствие малоразмерности вносимого в поток тела. Малоразмерность вносимого в поток тела позволяет

также свести к минимуму тепловую инерцию, речь о которой будет дальше.

В качестве вносимого в поток тела в этих термоанемометрах применяется платиновая или никелевая проволока длиной от нескольких сантиметров до 1 мм и диаметром от 0,2 — 0,3 мм до 0,005 мм. Эта проволока приварена к концам более толстой проволоки (вилке), служащей для подведения тока и укрепления измерительной проволоки в потоке. Наибольшее применение нашла платиновая проволока диаметром 0,1 мм и длиной 8—10 мм.

Проволочка нагревается пропускаемым через нее током. Количество тепла Q_1 калорий, сообщаемое в 1 секунду проволочке током силой I ампер, по закону Джоуля определяется следующим образом:

$$Q_1 = 0,24 \cdot I \cdot U = 0,24 \cdot I^2 \cdot R, \quad (5)$$

где U — напряжение между концами проволочки в вольтах,
 R — сопротивление ее омах.

Сопротивление R проволочки зависит от ее температуры T . В первом приближении:

$$R = R_0 (1 + \alpha T), \quad (6)$$

где R_0 — сопротивление проволочки при $T = 0^\circ\text{C}$ в омах,
 α — температурный коэффициент сопротивления, зависящий от материала проволочки.

Для платины $\alpha \approx 3,5 \cdot 10^{-5}$.

Для никеля $\alpha \approx 6 \cdot 10^{-5}$.

Законы охлаждения нагретой проволочки газовым потоком наиболее тщательно изучены King'ом. Он вывел достаточно точное выражение функции (2) для данного случая.

По King'у теплоотдача Q_2 калорий в секунду проволочки, нагретой до температуры T , отнесенная к единице длины выражается

$$Q_2 = (K + \sqrt{2\pi \cdot v \cdot K \cdot c_v \cdot \sigma \cdot d}) \cdot (T - t), \quad (7)$$

где K — теплопроводность газа,
 c_v — его теплоемкость при постоянном объеме,
 σ — плотность газа,
 d — диаметр проволочки,
 t — температура газа,
 v — скорость движения газа.

Это уравнение справедливо для значения $v \cdot d$ не менее $0,0187 \text{ см}^2/\text{сек}$ и выведено с предположением, что направление движения газа (вектор скорости v) лежит в плоскости перпендикулярной оси проволочки. При других направлениях теплоотдача будет отлична от установленной. Кроме того в уравнении (7) не учитывается теплоотдача проволочки за счет конвекционных

токов, вызываемых самой проволокой. Теплоотдача за счет конвекционных токов сказывается, главным образом, при малых скоростях потока, когда скорость потока того же порядка, что и скорость конвекционных токов (5—10 см/сек) или меньше. Вследствие этого в области малых скоростей зависимость Q_2 от v отличается от установленной выше.

Экспериментальная проверка зависимости теплоотдачи платиновой проволоки от скорости потока, произведенная King'ом и другими авторами, показала справедливость уравнения (7) для скоростей потока от 0,15 до 30 метров в секунду при толщине проволоки от 0,02 до 0,15 мм.

Из приведенного уравнения (7) видно, что количество тепла Q_2 , теряемого проволокой, зависит от скорости движения газа v , теплопроводности K , теплоемкости c_v , плотности σ газа и, кроме того, зависит от направления потока (в турбулентном потоке — от мгновенных направлений потока), которое в уравнении (7) принято перпендикулярным к оси проволоки; следовательно, можно использовать эту зависимость для измерения любой из упомянутых величин при условии, что остальные или постоянны, или зависят только от измеряемых величин. В данном случае нас интересует измерение только скоростей v и на измерении остальных величин останавливаться не будем.

Сопоставляя между собой уравнения (3), (5), (6) и (7) (принимая q — зависящим только от температуры T проволоки) нетрудно установить, что мы можем судить о скорости потока либо по силе тока I , необходимой для поддержания постоянной температуры T , а следовательно, и сопротивления R проволоки, либо по сопротивлению R , т. е. по температуре T , при постоянной силе тока I . Поэтому термоанемометры делятся на две основные группы: приборы с постоянным сопротивлением и приборы с постоянной силой тока.

Далее необходимо отметить, что в электрических схемах между силой тока I , напряжением U , сопротивлением R и мощностью W в любых частях цепи существует та или иная связь. Вследствие этого о скорости потока можно судить по изменению любой из этих величин и в общем случае совершенно не обязательным является поддержание I или R постоянным, необходимо только поддерживать с достаточной точностью питающее всю схему напряжение или ток. Этим же объясняется большое разнообразие применявшихся схем.

Термоанемометры, в которых I или R не постоянны, можно отнести к третьей группе приборов.

В зависимости от того, как осуществляется схема, будем получать ту или иную зависимость между скоростью потока и показаниями прибора, т. е. того или иного вида тарировочную кривую.

Для приборов с постоянным сопротивлением, приравнивая правые части уравнений (5) и (7) (на основании уравнения (3) и пренебрегая q), легко получить, что зависимость между силой

тока I и скоростью потока v при скоростях не ниже 10—15 см/сек имеет вид:

$$I^2 = I_0^2 + A \cdot \sqrt{v}, \quad (8)$$

где: I_0^2 и A — постоянные, зависящие от свойств газа и проволоки (I_0 — ток, необходимый для поддержания выбранного сопротивления проволоки в неподвижном потоке).

Для приборов, отнесенных ко второй и третьей группе, зависимость показаний от скорости будет более сложной и может быть получена аналогичным путем.

Simmons и Bailey показали, что при температурах проволоки не ниже 150°С приборы с постоянной силой тока чувствительнее, чем приборы с постоянным сопротивлением. Кроме того приборы второй и третьей группы позволяют производить непосредственный отсчет скорости по показаниям измерительного прибора (амперметра или вольтметра). Приборы с постоянным сопротивлением при измерении требуют приведения к нулю путем изменения одного из элементов схемы (например, сопротивления), вследствие чего применять их для регистрации переменных скоростей значительно труднее.

Схемы термоанемометров с использованием зависимости сопротивления от температуры. Как было указано, электрические схемы термоанемометров могут быть весьма разнообразны; ниже приведены только некоторые основные варианты их.

Простейшей является схема, при которой помещаемая в поток проволока присоединяется к источнику тока последовательно с амперметром и реостатом для регулирования силы тока. Параллельно проволоке приключается вольтметр, измеряющий напряжение на концах проволоки. Если реостатом поддерживать ток, проходящий через проволоку, постоянным — показания вольтметра будут зависеть от сопротивления проволоки, т. е. от скорости потока.

Для того, чтобы ток при изменении сопротивления изменялся незначительно, можно брать реостат, сопротивление которого значительно больше сопротивления проволоки, однако, это связано с необходимостью иметь большее напряжение источника тока. Наоборот, если поддерживать по вольтметру напряжение на концах проволоки постоянным, то показания амперметра будут зависеть от скорости тока.

Недостатком этой схемы является малая точность вследствие того, что измерительный прибор, по показаниям которого судят о скорости потока, показывает не приращение напряжения или тока, вызванное изменением сопротивления от движения потока, а полную его величину. Этого недостатка легко избежать, применяя схему с двухкатушечным измерительным прибором. Двухкатушечный прибор в этой схеме измеряет отношение двух токов, текущих в двух параллельных цепях. Одна цепь состоит из нагреваемой проволоки и одной катушки прибора, другая —

из постоянного сопротивления R и второй катушки прибора. Постоянное сопротивление R подбирается равным сопротивлению нагретой проволочки в неподвижном потоке, тогда токи, текущие в обеих цепях, равны и прибор стоит на нуле. При изменении сопротивления проволочки, вызываемом движением газа, равновесие нарушается и показания прибора зависят от скорости потока. Эта схема почти ничем не отличается от схемы, обычно применяемой для измерения температур термометром сопротивления с двухкатушечным прибором; разница заключается только в том, что в случае термоанемометра ток, текущий через проволочку, должен быть достаточно велик, чтобы нагревать ее, в случае же измерения температур, наоборот, ток должен быть достаточно мал, чтобы температура проволочки равнялась температуре окружающей среды. Для того, чтобы температура проволочки была вполне определенной величины, зависящей только от скорости потока, в схеме необходимо поддерживать постоянным или ток, или напряжение, питающее схему. Влияние температуры потока на показания прибора в данной схеме может быть в основном скомпенсировано путем помещения сопротивления R в тот же поток газа; при этом необходимо изготовить это сопротивление из проволоки с температурным коэффициентом, равным температурному коэффициенту нагреваемой проволочки, и достаточно большого сечения, чтобы она проходящим через нее током нагревалась незначительно. Схема эта довольно проста и хороша, не требует двухкатушечного прибора,

Следующая схема (рис. 224) представляет собой обычный мост Уитстона, одним плечом которого является нагреваемая проволочка; остальные три плеча X , Y и Z — постоянные сопротивления; величина их подбирается такой, чтобы мостик был уравновешен и гальванометр g стоял на нуле, при выбранной температуре проволочки. С изменением скорости потока газа сопротивление проволочки будет изменяться и для приведения его к первоначальной величине необходимо соответственно изменить силу тока, текущего через мост. Регулировка тока производится реостатом в цепи источника тока.

Судить о скорости потока при этой схеме можно либо по показаниям амперметра, измеряющего силу тока, текущего через проволочку (или весь мост), либо по показаниям вольтметра, измеряющего напряжение на концах проволочки при равновесии моста. Для повышения точности измерения тока можно вместо амперметра включить в цепь источника тока нормальное сопротивление и измерять падение напряжения на нем с помощью

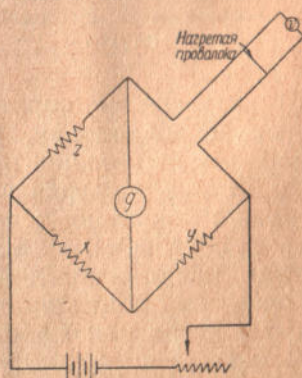


Рис. 224. Схема включения термоанемометра.

компенсатора. Схема, в которой реализован этот способ измерения тока, применявшаяся Simmons'ом и Bailey'ем, приведена на рис.

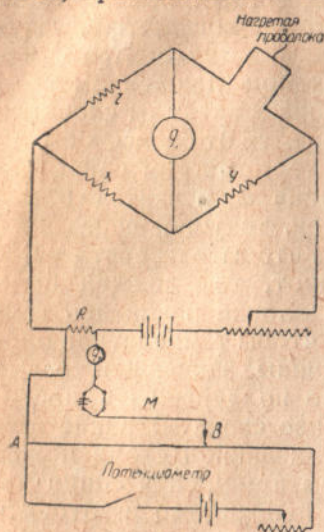


Рис. 225. Схема включения термоанемометра с потенциометром.

б) включенном нормальном элементе M и в) положении ползунка B на делении, соответствующем известному напряжению нормального элемента.

Для уменьшения влияния температуры газа на показания термоанемометра в схемах, построенных по принципу моста, King предложил делать сопротивления моста из проволоки того же материала, что и нагреваемая проволока, но большего сечения, и помещать их в измеряемый поток. В схеме рис 226, предложенной Davls'ом, компенсация влияния температуры газа достигается соответствующим температурным изменением соотношения плеч моста. Для этого небольшая часть сопротивления Z осуществляется в виде потенциометра S с ползунком C , и часть в виде отдельного сопротивления P , которое может быть замкнуто накоротко ключом K . Перед измерением ползунок C устанавливается в положение, соответствующее равновесию моста при короткозамкнутом сопротивлении P и при температуре проволоки, равной температуре газа, т. е. при очень слабом токе в мосте. Для измерения скорости потока ключ K размыкается,

на рис. 225 R —нормальное сопротивление. Компенсатор изображен в принципиальном виде; он состоит из градуированного потенциометра, питающегося через реостат от отдельного источника тока, нуль-гальванометра g_2 и нормального элемента M . Измерение падения напряжения производится путем сравнения его с противоположно направленным известным падением напряжения между точками A и B потенциометра. Равенство напряжений подбирается передвижением ползунка B до тех пор, пока гальванометр g_2 не покажет отсутствие тока. Отсчет напряжения делается по потенциометру. Установка на потенциометре падения напряжения, соответствующего градуировке, производится регулировкой реостата до тех пор, пока гальванометр g_2 не покажет отсутствие тока, при а) выключенном токе в мосте,

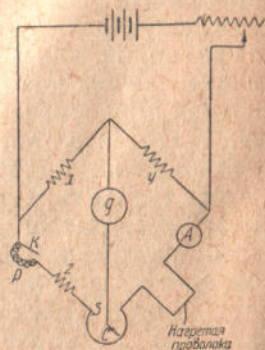


Рис. 226. Схема включения термоанемометра по Девису

вследствие чего сопротивление плеча Z возрастает на величину сопротивления P и мост выходит из равновесия; после этого увеличением тока в мосте восстанавливают равновесие, которое наступает тогда, когда сопротивление нагреваемой проволочки увеличится на определенную величину, пропорциональную величине сопротивления P , т. е. когда температура проволочки T будет превышать температуру газа t на вполне определенную величину $T - t$, зависящую от выбранной величины сопротивления P . Так как каждое положение ползунка C в этой схеме соответствует определенной температуре газа t , последняя может быть нанесена на шкалу потенциометра; тогда прибор можно использовать одновременно для измерения температуры потока.

Если в мостиковой схеме (рис. 224) вместо нуль-гальванометра применить прибор, измеряющий ток и вместо того, чтобы изменять реостатом ток, питающий мост, наоборот, — поддерживать напряжение на мосте постоянным, то получим прибор третьей группы, т. е. прибор с непосредственным отсчетом. Показания прибора, включенного вместо нуль-гальванометра, в этом случае будут зависеть от скорости потока.

Схема, предложенная Моррис'ом, по которой осуществлен прибор с непосредственным отсчетом, изображена на рис. 227. В

последней схеме, кроме обычной схемы моста с миллиамперметром M , имеется еще дополнительные два сопротивления E и F и потенциометр S . С помощью переключателя K миллиамперметр может быть переключен из диагонали моста $ABCD$ на диагональ моста, образуемого из сопротивлений $BCEF$.

Особенностью схемы является еще то, что все четыре плеча A , B , C , и D помещаются в измеряемый поток. При этом сопротивления C и D осуществляются из манганина, а плечи A и B представляют собой две одинаковые нагреваемые проволочки, одна из которых

заклучена в металлическую трубку для защиты ее от движения потока газа. Ра-

бота схемы происходит следующим обра-

зом: сначала переключают миллиамперметр в мост $BCEF$ и, снизив ток реостатом R_1 , чтобы проволочка B приняла температуру потока, находят положение ползунка потенциометра S , соответствующее отсутствию тока через миллиамперметр; затем передвигают ползунок на интервал, соответствующий определенной разности температур (например 20°), для чего на потенциометре S должна быть нанесена шкала температур. При этом нарушается равновесие моста, которое восстанавливается увеличением тока с помощью реостата R_1 , вследствие чего температура проволочки B (а при неподвижном потоке газа также и проволочки

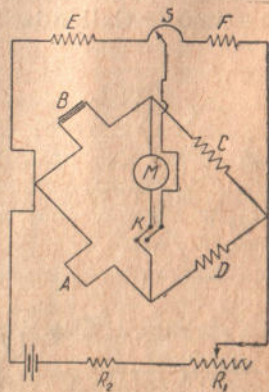


Рис. 227. Схема включения термоэлемента по Моррису.

А) повышается на соответствующую величину (20°). После этого переключают миллиамперметр обратно в диагональ главного моста $ABCD$ и по показаниям его судят о скорости. Схема Morris'a обладает особенными преимуществами при измерении малых скоростей газа, для чего устанавливаемая разность температур выбирается небольшой (порядка 20°), а проволочки A и B делаются из никеля.

Во всех рассмотренных схемах зависимость между скоростью и показаниями прибора значительно отличается от линейной. Например, в схемах с постоянным сопротивлением [по уравнению (8)] показания зависят от четвертой степени скорости. Последнее в некоторых случаях является весьма неблагоприятным, так как не дает возможности получить одинаковую точность измерения в широком интервале скоростей. Очевидно, что для приведения зависимости к линейному виду в схему необходимо внести элемент с нелинейной зависимостью противоположного характера.

Huguenard и его соавторы для этой цели использовали быстрое возрастание сопротивления накаливаемой в вакууме или неподвижном воздухе проволочки и увеличение эмиссии электронов с увеличением силы тока накала. В схеме рис. 228, предложенной Callendar'ом, близкая к линейной зависимость получается довольно простым прибором, названным вольт-термометром и состоящим из тонкой платиновой проволочки. Падение напряжения на концах последней растет быстрее, чем ток, вследствие одновременного возрастания сопротивления от повышения температуры проволочки. Как видно из схемы, вольт-термометр включен во внешнюю цепь и измеряет ток, текущий через мост. Для того, чтобы основная часть тока, текущего через вольт-термометр, проходила через плечо с нагреваемой проволочкой и только небольшая доля его ответвлялась через плечи X и Y , величина сопротивления последних выбирается соответственно большей, чем величина сопротивления плеча Z и нагреваемой проволочки. Подбором соответствующих размеров проволочки вольт-термометра можно получить зависимость скорости потока от показаний прибора, лежащую в пределах между линейной и квадратичной. В одном из термоанемометров, описанном King'ом, с нагреваемой проволочкой из платины диаметром $0,1$ мм и длиной $152,4$ мм вольт-термометр состоял из четырех платиновых проволочек того же диаметра в два раза меньшей длины, заключенных в кожух для защиты от потерь тепла. Такой вольт-термометр позволяет включение либо одной из проволочек, либо двух, трех или четырех параллельно, чем

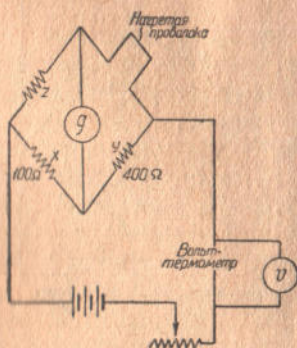


Рис. 228. Схема включения термоанемометра по Каллендару.

из проволочек, либо двух, трех или четырех параллельно, чем

достигается возможность соответственно изменять пределы измеряемого потока; а так как скорость газа [по уравнению (5)] приблизительно пропорциональна четвертой степени силы тока, то измеряемые скорости при двух, трех и четырех включенных проволочках будут приблизительно в $2^4 = 16$, $3^4 = 81$ и $4^4 = 256$ раз больше, чем при одной.

Как видно из нескольких приведенных схем, последние могут быть весьма разнообразны и каждая из них обладает относительными преимуществами и недостатками. Поэтому выбор схемы зависит как от возможностей, так от требований, предъявляемых к ней. При расчете любой схемы сила тока, проходящего через проволочку, выбирается такой, чтобы температура проволочки была по возможности выше ($400\text{--}800^\circ\text{C}$), но не выше температуры, представляющей опасность для ее целостности. Исключение из этого правила может иметь смысл только при измерении малых скоростей, когда желательно снизить скорость конвекционных токов. Общим требованием, предъявляемым ко всем схемам, является постоянство всех элементов схемы, например, сопротивления, которые не должны меняться, делаются из достаточно толстой манганиновой проволоки и т. д.

Тарировка термоанемометров и работа с ними. Ввиду сложности явлений, на которых основано действие термоанемометров, достаточно точное определение скорости без тарировки прибора чрезвычайно затруднительно; поэтому всякий термоанемометр обычно тарируется. Тарировка не представляет особых трудностей и можем производиться любым из известных способов.

Для удобства обращения с прибором шкала, по которой делается отсчет (например, шкала вольтметра V в схеме рис. 228), может быть проградуирована непосредственно по скорости потока.

При работе с термоанемометром необходимо учитывать следующие два важных обстоятельства.

Во-первых, показания прибора до некоторой степени зависят от направления потока вследствие того, что теплоотдача проволочки зависит от направления потока. В потоке, направленном вдоль оси проволочки, прибор будет давать меньшие показания, чем в потоке, направленном перпендикулярно. Поэтому проволочку необходимо устанавливать всегда в одно и то же положение (удобное перпендикулярное положение) относительно потока.

Во-вторых, градуировка термоанемометра зависит от теплопроводности, теплоемкости, и плотности потока, а также от температуры потока, если она в самом приборе не компенсируется. Поэтому необходимо градуировку производить для данного газа, или прибегать к внесению поправок, которые в некоторых случаях могут быть весьма значительны.

Из первого обстоятельства вытекает также то, что прибор измеряет суммарное воздействие скоростей разного направления. В потоке, в котором направление скорости меняется во времени

(в пульсирующем потоке) прибор показывает суммарный эффект с преимущественной чувствительностью для определенных направлений.

Зависимость показаний термоанемометра от направления потока может быть использована для определения этого направления. Вращая проволочку в потоке и наблюдая за показаниями прибора, нетрудно определить положения, соответствующие максимальному и минимальному показанию прибора в данной точке и по ним судить о направлении потока. Для этой же цели с большей точностью можно воспользоваться усложненной конструкцией термоанемометра, применявшейся Burgers'ом, в которой нагреваемая проволочка образует петлю и имеет третий отвод от середины. Принцип работы этой конструкции довольно прост. При направлении потока, перпендикулярном плоскости петли, обе половины проволочки находятся в одинаковых условиях охлаждения и сопротивления их равны. Если направление потока отклоняется от нормального, — одна из половин проволочки находится в тепловой тени другой и сопротивления их в большей или меньшей степени разнятся. Сравнивая сопротивления обеих половин петельки, можно судить о направлении потока. Лучше всего при этом вращать петельку и искать положение равных сопротивлений. Другая конструкция, применявшаяся рядом авторов, состоит из трех нагреваемых проволочек, расположенных в виде равносторонней трехгранной пирамиды. Конструкция из трех проволочек, по утверждению авторов, дает все три компонента скорости, хотя картина распределения температур в этом случае весьма сложна. Конечно, обе последние конструкции требуют специальных электрических схем.

Тепловая инерция проволочки и окружающей среды. Стационарное состояние в проволочке, соответствующее равновесию между количеством подводимого и отводимого тепла, устанавливается после изменения скорости через некоторый промежуток времени, вследствие наличия тепловой инерции как самой проволочки, так и среды ее окружающей. Теоретические вычисления времени установления стационарного состояния были проделаны Elias'ом, Ziegler'ом и другими. Основными моментами, установленными как на основании теоретических соображений, так и экспериментальных исследований инерции, проведенных в частности С. С. Чугуновым в Энергетическом институте Академии Наук СССР, являются следующие.

Во-первых, инерция в сильной степени зависит от толщины проволочки. Чем проволочка тоньше, тем время установления стационарного состояния меньше. Для платиновой проволочки диаметром 0,1 мм в неподвижном воздухе это время порядка нескольких секунд. Для проволочки 0,02 мм оно примерно в десять раз меньше. Поэтому, для уменьшения инерции желательно пользоваться по возможности тонкой проволокой 0,02 мм и тоньше. При этом одновременно уменьшается расход электри-

ческой мощности, необходимой для питания термоанемометра. Пределом толщины является механическая прочность проволоочки, хотя платиновая проволоочка толщиной 0,005 мм при длине около 1 м выдерживает скорости порядка 30—40 м/сек.

Во-вторых, инерция довольно значительно зависит от скорости потока. В неподвижном воздухе и при малых скоростях время установления стационарного состояния для проволоочки диаметром 0,02 мм в несколько раз больше, чем при скоростях 15—20 м/сек. В третьих, инерция зависит от свойств среды, главным образом, от ее теплоемкости и теплопроводности. Наоборот, конечная температура проволоочки на время установления стационарного состояния почти не влияет.

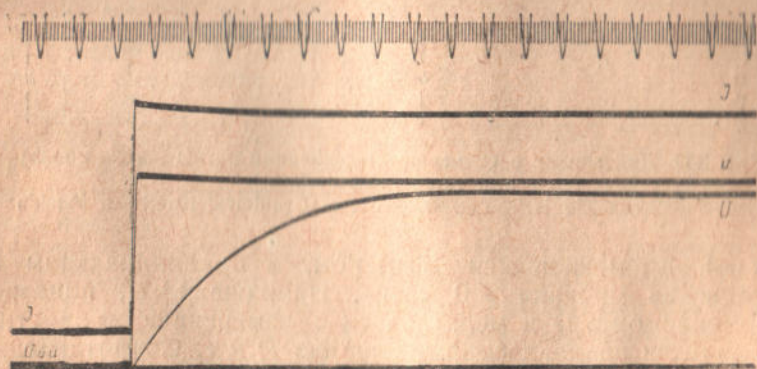


Рис. 229. Осциллограмма, иллюстрирующая запаздывание и компенсацию запаздывания показаний термоанемометра.

Рост температуры и соответственно сопротивления платиновой проволоочки диаметром 0,02 мм во времени при мгновенном резком изменении силы тока, протекающего через нее, т. е. количество подводимого к проволоочке тепла, хорошо виден на осциллограмме рис. 229, снятой С. С. Чугуновым. На осциллограмме: I — сила тока, проходящего через проволоочку, U — приращение напряжения на ее концах, вызванное ростом температуры. Сверху отметка времени (большие засечки через каждые 0,02 сек). Вследствие наличия тепловой инерции термоанемометр регистрирует осредненные скорости потока. Термоанемометр не может успевать следовать за достаточно быстрыми (больше нескольких колебаний в секунду) пульсациями скорости даже при применении регистрирующего прибора с малой инерцией — осциллографа. Колебания скорости будут регистрироваться с тем меньшей амплитудой, чем меньше период этих колебаний. При желании регистрировать пульсации скорости для частот не слишком больших имеется возможность вносить поправки; Elias⁽¹⁾ и Burgers достаточно подробно разработали метод внесения поправок на инерцию при регистрации переменных скоростей. Но внесение поправок в зарегистрированную

кривую чрезвычайно кропотливая работа. Поэтому ряд авторов (Draiden, Knethe, Mock и Ziegler) пошли по пути применения для регистрации пульсации скорости методы искусственного снижения запаздывания термоанемометра.

Методы снижения запаздывания показаний термоанемометров при измерении пульсирующих скоростей. Первый метод снижения запаздывания, применявший Ziegler'ом, Draiden'ом, Knethe и Mock'ом, заключается в искусственном снижении чувствительности термоанемометра второй или третьей группы к низким частотам пульсации скорости и постоянным скоростям.

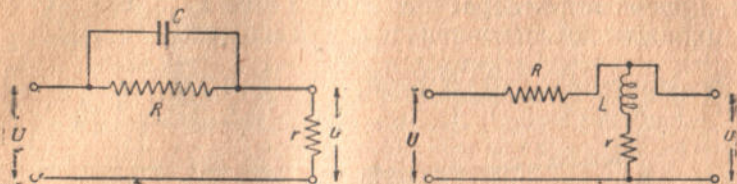


Рис. 230. Два варианта схемы по компенсации запаздывания показаний термоанемометров.
Слева — схема Ziegler'a, справа — схема Draiden'a, Knethe и Mock'a.

Схема, применявшаяся Ziegler'ом, в принципиальном виде приведена на рисунке 230 слева. Напряжение U , подаваемое от термоанемометра и меняющееся с изменением скорости потока, делится на двух сопротивлениях R и r . Сопротивление R значительно больше сопротивления r . При постоянном U , когда конденсатор C не играет никакой роли, часть напряжения, падающая на сопротивлении r , составляет небольшую величину

$$u' = \frac{r}{R+r} U.$$

При переменном U в цепи конденсатора течет ток, пропорциональный скорости изменения U , т. е. величине $\frac{dU}{dt}$; общее сопротивление R и C , соединенных параллельно, при этом уменьшается, а напряжение „ u “ растет с увеличением скорости изменения U , т. е. с ростом частоты. Приблизительно

$$u = c_1 U + c_2 \frac{dU}{dt},$$

где: c_1 и c_2 — постоянные, зависящие от величин R , r и C . Соответствующим подбором величин R , r и C можно получить такое соотношение c_1 и c_2 , что при увеличении частоты пульсаций уменьшение U , вследствие инерции проволоочки и среды, будет компенсироваться ростом $\frac{dU}{dt}$; напряжение „ u “, регистрируемое осциллографом с достаточной точностью и до некоторой предельной час-

тоты, при этом будет соответствовать скорости потока вне зависимости от частоты пульсаций. Предельная частота в свою очередь зависит от выбора величин R , r и C , и теоретически может быть как угодно велика. Однако, увеличивать предельную частоту можно только за счет потери общей чувствительности, поэтому практически предельная частота определяется чувствительностью регистрирующего прибора.

Другая схема, применявшаяся Draiden'ом, Kneithe и Mock'ом, приведенная на рис. 230 справа, в принципе отличается от предыдущей только тем, что вместо конденсатора C в ней применяется самоиндукция L . В последней схеме компенсация получается вследствие роста электродвижущей силы самоиндукции, пропорциональной $\frac{dU}{dt}$, или, другими словами, вследствие уменьшения общего сопротивления L и r , включенных последовательно, при увеличении частоты.

В обеих схемах компенсация достигается за счет неизбежных потерь общей чувствительности, поэтому в этих схемах обычно применяется усиление на катодных лампах. Чем больше применяемого усиления, тем большей может быть сделана предельная частота.

Инерция проволоочки и среды, как было указано выше, зависит от скорости потока. При постоянном соотношении c_1 и c_2 компенсация может быть осуществлена только для одной определенной скорости. Поэтому Ziegler'ом применялась схема, в которой c_2 автоматически соответственно менялось с изменением скорости. Последнее достигалось усилением члена $c_2 \cdot \frac{dU}{dt}$, отдельно от члена $c_1 \cdot U$.

Действие компенсации хорошо иллюстрируется на осциллограмме рис. 229, где кривая „ u “ тоже приращение напряжения на концах проволоочки за счет повышения температуры последней, что и кривая U , но с компенсацией по схеме рис. 230 (слева). Как видно, при мгновенном изменении тока I напряжение „ u “ почти одновременно достигает стационарного значения.

Другой интересный метод снижения запаздывания, предложенный Ziegler'ом^[2], заключается в применении термоанемометра с постоянным сопротивлением, ток которого автоматически и достаточно быстро изменяется с изменением скорости потока. Этот метод экспериментально еще не проверялся.

Приведенные схемы в практическом осуществлении достаточно сложны, но зато позволяют увеличить предел регистрируемых термоанемометром частот пульсаций скорости во всяком случае до 500 в секунду и даже выше.

Для полного изучения пульсирующего потока необходимо знать в каждый момент времени и в каждой точке потока вектор скорости как по величине, так и по направлению. Поэтому кроме безинерционной регистрации величины скорости необходимо одновременно регистрировать мгновенные направления

вектора скорости; этого можно достигнуть, применяя минимум двойной, а лучше, — тройной прибор с двумя или тремя проволочками, расположенными в перпендикулярных направлениях, и регистрировать соответственно две или три кривых одновременно, по которым легко восстановить направление вектора в каждый момент времени. Размеры проволочки термоанемометра должны быть достаточно малы, чтобы не нарушать поток.



Рис. 231. Конструктивные элементы термоанемометра.

Длина проволочки не должна превышать наименьшего расстояния, на котором скорость в каждый данный момент меняется незначительно. Методы регистрации пульсирующих скоростей термоанемометром появились в последние годы и поэтому в данный момент не достигли полного совершенства и простоты, но находят все более и более широкое применение, вследствие их значительной ценности.

Конструктивные элементы одного из простейших типов термоанемометров видны на рис. 231. *A* — тонкая платиновая проволока; *BB* — две более толстые платиновые проволоки, припаянные или приплавленные к концам проволоки *A*. Вторые концы проволок *BB* припаяваются к марганциновым держателям *CC*; последние укреплены на эбонитовой ручке *D*, с помощью которой нагреваемая проволока *A* может быть установлена в необходимом месте сечения измеряемого потока. Держатели *CC* должны быть слегка отогнуты, чтобы проволока *A* была все время в натянутом

положении и не имела вибрации при погружении в поток.

По имеющимся данным такого типа прибор позволяет измерять очень небольшие скорости потока. Так, при проволоке диаметром 0,025 мм и длине 12,5 мм, нагретой до 60—70°, достаточно удовлетворительные данные получены при измерении скоростей около 0,03 м/сек.

Область практического применения термоанемометров ограничивается до сего времени масштабами лабораторных исследований и исследований специального характера. Широкого промышленного применения для измерения мощных газовых потоков эти приборы пока не получили.

Возможность этими методами и приборами измерять небольшие скорости газовых потоков, а также направление измеряемых потоков открывает перед электротермометрией весьма широкие перспективы не только в области измерения скоростей потоков, но и изучения тех явлений, какие имеют место при движении газовых потоков по трубопроводам.

Литература

1. Э. Оуэр, Измерения воздушных потоков, 1935.
2. Handbuch d. Exper. Phys; Т. 1, В. 4.
3. Phil. Mag.; № 20, 1910; № 29, 1915; № 40, 1920; № 41, 1921; № 43, 1921; № 47, 1924; № 3, 1927.

4. Journ. Franklin Inst., № 181, 1916; № 183, 1917.
5. Phil. Trans. Roy. Soc. № 191, 1898; № 197, 1901, № 214, 1914, 1927.
6. Proceedings Amsterdam, № 29, 1926; № 7, 1930; № 21, 1931; № 3, 1932, № 1, 1936.
7. N. A. C. A. Techn. Rep. № 264, 1924; № 320, 1929; № 342, 1930; № 392 1931; № 448, 1932, № 562.
8. The Engineer, Sept. 27, 1912.
9. The Electrician № 70, 1912; Okt. 4. 1912.
10. Aircraft Engin. № 66, 1934.
11. Proc. Amer. Inst. Electric. Eng. № 26, 1907; № 28, 1909; June 1912; April 1913.

Ссылки в тексте

1. Zeitschr. f. ang. Mat. u. Mech. № 6, 1929; № 1, 1930; № 3, 1930.
 2. Proc. Amsterdam, № 1, 1936.
-

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДОВ И ПРИБОРОВ ПО ИЗМЕРЕНИЮ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ

В предшествующих главах были описаны фактически все известные в настоящее время методы измерения газовых потоков самых разнообразных мощностей; не освещенным остался, пожалуй, только так называемый „стехиометрический метод“, но поскольку этот стехиометрический метод сводится не к измерению, а к исчислению, какое количество газа может быть получено при том или ином технологическом процессе, то описание этого метода, выходящего за пределы измерительных методов, может быть на страницах данной книги опущено.

Было бы весьма отрядным в заключительной главе этой книги притти к какому-либо совершенно определенному выводу, что такой-то метод и такой-то прибор является наилучшим и должен быть рекомендован для всех случаев практики. Но этого сделать нельзя. Требования, предъявляемые в каждом отдельном случае, крайне разнообразны; производственные условия весьма различны; даже понятия: *хорошо*, *точно*, *дешево* и т. д. не легко поддаются определению в многообразных случаях практики. Из рассмотренных нескольких десятков методов нельзя выбрать ни одного, который оказался бы приемлемым для измерения любых газов и в любых условиях; из рассмотренных методов нельзя выбрать ни одного, который оказался бы совершенно непригодным в промышленной практике. Каждый из этих методов имеет свои положительные и отрицательные стороны, и задача инженера-производственника выбрать тот метод и тот прибор, который в данных условиях является наиболее приемлемым.

С целью облегчения труда выбора метода измерения и соответствующего прибора небесполезно произвести общую заключительную их оценку; такая оценка не может, конечно, дать точного рецепта и служить исчерпывающим обоснованием для реализации выбора метода или типа прибора; такую оценку можно использовать только в качестве общей ориентировки и рефератного анализа всех применимых к данному случаю методов или приборов.

Сравнение по пропускной способности. С этой точки зрения все рассмотренные методы могут быть прежде всего разбиты на две основные группы: 1) методы, позволяющие не ограничивать пропускную способность своих измерительных приборов и

2) методы, приборы которых имеют ограниченную пропускную способность и в таком случае речь может идти об установке целого ряда приборов, включенных параллельно.

К первой группе относятся измерения: анемометрами, пневмометрическими трубками, диафрагмами, насадками, трубками Вентури, с разделением потока, калориметрическими, химическими и электротермическими.

Ко второй группе относятся измерения: газовыми часами (мокрыми и сухими) и всеми остальными типами газовых счетчиков, описанных в главе IV, и приборами с подвижным сопротивлением (глава VIII); отнесенные к этой группе приборы могут измерять также любые количества газа, если через них пропускать не весь газ, а только определенную его часть, т. е. если использовать их как приборы, работающие по методу разделения потока.

Интересно сопоставление приборов второй группы по их максимальной пропускной способности. В наихудшем положении находятся газовые часы — этот один из старейших типов газовых счетчиков; максимальная пропускная способность изготавливаемых в настоящее время мокрых газовых часов определяется 15 000—17 000 м³/час. На втором месте за газовыми часами стоят газовые счетчики типа Вестингауза или Брандля-Маришка; их делают на пропускную способность до 20 000 м³/час. На следующем месте стоят ротационные газомеры (Drehkolbengasmesser), которые изготавливаются на пропускную способность до 25 000 м³/час.

Эти сопоставления показывают, что не только на городских газовых заводах, но в большом количестве случаев в современной мощной газовой промышленности газовые счетчики типа Маришка, а еще лучше — ротационные, могут находить себе должное применение. Особо выдающийся успех, выпавший за последние годы на долю ротационных газомеров, безусловно обеспечивает им и на ближайшее время широкое промышленное внедрение. Работа одного такого газомера на газовом заводе в Москве (внешний вид этого газомера показан на рис. 232) показала за достаточно продолжительный период времени вполне удовлетворительные результаты.

Сравнение по точности измерений. Как газовые часы различных систем и конструкций, так и относящиеся к этой же категории приборов ротационные газомеры являются точными приборами, гарантирующими в определенных пределах пропускной способности точность измерения $\pm 2\%$; этим объясняется, что газовые часы и ротационные газомеры широко применяются при учете светильного газа на городских газовых заводах и у потребителей этого газа, т. е. при учете одного из самых дорогих видов технических горючих газов.

Приборы, относящиеся к категории анемометров, дают значительно меньшую точность, уже хотя бы потому, что измеряют скорость газового потока только в какой-то его части; некоторое исключение в этом отношении представляют приборы

типа газомера „Ротари“, но они не получили в промышленности большого распространения. Приборы типа анемометров пригодны в связи с этим для измерения больших количеств газов, вытекающих из скважин, вытекающих из открытых трубопроводов и т. д.

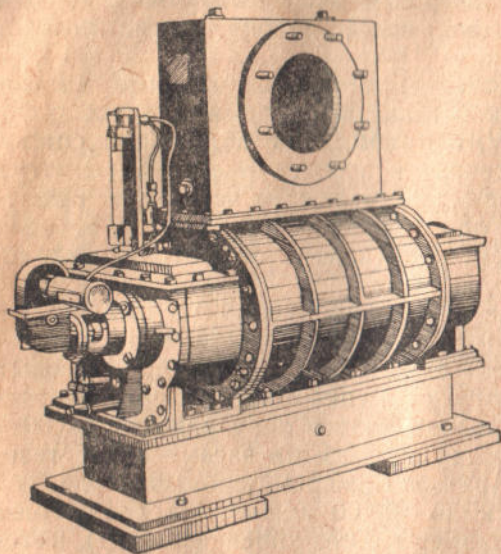


Рис. 232. Внешний вид ротационного газомера, установленного на Московском газовом заводе. Пропускная способность газомера 5000 м³/час.

в сочетании с точными микроанометрами можно иметь достаточно точные данные о количестве протекающего по трубопроводу газа, если температура, давление и удельный вес этого газа остаются практически постоянными или регистрируются отдельно.

Приборы с подвижным сопротивлением точны, но при измерении больших количеств они могут измерять только часть потока, вследствие своей небольшой пропускной способности. Они очень удобны для измерения сжатых газов, протекающих по трубкам небольшого сечения.

Пропорциональные газомеры, к категории которых могут быть отнесены многие из описанных приборов, за последние годы получают весьма широкое применение благодаря сочетанию точности их показаний с портативностью, негромоздкостью и др. достоинствами. Все возрастающие масштабы производства и потребления промышленных газов, транспортирование их под высокими давлениями или по газопроводам очень больших диаметров предreshают этому виду приборов большое распространение.

Калориметрические приборы, типа прибора „Томаса“, можно также отнести к категории приборов, дающих необходимую в заводской практике точность, если измеряемый газ не загрязнен.

Такую же степень точности дают приборы, описанные в главе VI; трубки Пито, Браббэ, Прандтля и др. позволяют измерять скорость потока газа только в одной точке сечения трубопровода; для получения более точных данных таких замеров надо делать достаточно много, причем, если скорость потока не постоянна, то и серия замеров по всему сечению необходимой точности при измерении ценных газов дать не может.

Измерения диафрагмами, насадками и трубками Вентури значительно более точны, чем пневмометрическими трубками;

Сравнение по занимаемой площади и стоимости. Наихудшие показатели с этих точек зрения дают газовые часы; наилучшие показатели дают пневмометрические трубки и диафрагмы. Диафрагмы среди всех описанных приборов занимают вообще исключительное место и совершенно понятно, что они завоевали в заграничной практике и в СССР особое распространение при измерении больших количеств газа. Все остальные приборы занимают промежуточные места.

Сравнение по простоте устройства и удобству наблюдений. Наиболее желательными на практике являются те приборы, которые дают непосредственно объемные или весовые количества измеряемого газа. Газовые часы и все аналогичные приборы, показания которых регистрируются механизмом и могут быть записаны, в этом отношении наиболее удобны.

Техническая мысль за последние годы усиленно работала и работает над тем, чтобы показания любого прибора автоматически представить в совершенно законченном виде. Отсюда стремление к тому, чтобы прибор-измеритель и прибор-регистратор были возможно тесно связаны между собой, без промежуточных звеньев, порождающих в большинстве случаев те или иные ошибки; отсюда стремление к конструированию и совершенствованию приборов, которые автоматически вносят поправки на температуру и давление, и позволяют тем самым получать показания прибора в пересчете на нормальные условия; отсюда стремление насколько возможно упростить схему расчетов при тех приборах, которые до сего времени самостоятельно таких пересчитанных показаний не дают. Примером такого упрощения расчетов при измерении диафрагмой могут служить данные, приведенные в журнале „Stahl u. Eisen“ (1935, № 38, стр. 1013—1015) и взятые из практики учета газа на металлургическом заводе в Мюльгайме (Германия).

Учетная карточка имеет установленную форму. Расчет ведется на основании исходной формулы:

$$V_{t, \text{вл}} = \frac{3600}{10000} \cdot \sqrt{2g} \cdot a \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{h}{\gamma_{t, \text{вл}}}} = 1,252 a \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{h}{\gamma_{t, \text{вл}}}}$$

Принимается, что измеряемый коксовый газ насыщен вод. парами; пересчет на сухой газ и одновременно на газ стандартной теплотворной способности (4300 кал/м³ высшая) ведется по формуле:

$$V_0 = \frac{1,252 a d^2}{\gamma_0} \cdot \sqrt{h} \cdot \frac{\gamma_{t, \text{сух}}}{\sqrt{\gamma_{t, \text{вл}}}} \cdot \frac{H_0}{4300}$$

или

$$V_0 = x \cdot \sqrt{h} \cdot \frac{\gamma_{t, \text{сух}}}{\sqrt{\gamma_{t, \text{вл}}}} \cdot \frac{H_0}{4300} \text{ м}^3/\text{час},$$

где

$$x = \frac{1,252 ad^2}{\gamma_0};$$

в эту формулу для x входит также γ_0 , так как принимается, что удельный вес газа практически постоянен.

Значения для x , для $\sqrt{\frac{\gamma_{l, \text{сух}}}{\gamma_{l, \text{в.л}}}}$, для \sqrt{h} и для упругости водяных паров берутся по заготовленным таблицам.

Пример. Диаметр трубопровода $D = 400$ мм (внутренний); диаметр диафрагмы $d = 241$ мм;

$$\frac{d}{D} = \frac{241}{400} = 0,602; \quad m = \frac{f_0}{F} = \frac{241^2}{400^2} = 0,363;$$

$$\gamma_0 = 0,53 \text{ кг/м}^3; \quad a = 0,65;$$

$$x = \frac{1,252 \cdot 0,65 \cdot 241^2}{0,53} = 900.$$

Сравнение по потере давления. Пневмометрические трубки, анемометры и термоанемометры практически не вызывают потери давления. Все остальные приборы требуют той или иной потери давления, причем из распространенных приборов диафрагмы занимают в этом отношении одно из последних мест; при измерении газовых потоков, имеющих малое динамическое и статическое давление, диафрагмы ставить нельзя.

Из этой беглой сравнительной оценки видно, что каждый из описанных методов и приборов имеет свои положительные и отрицательные качества, делающие в одном случае данный метод или прибор незаменимым, а в другом конкретном случае — совершенно непригодным.

ПРИЛОЖЕНИЯ

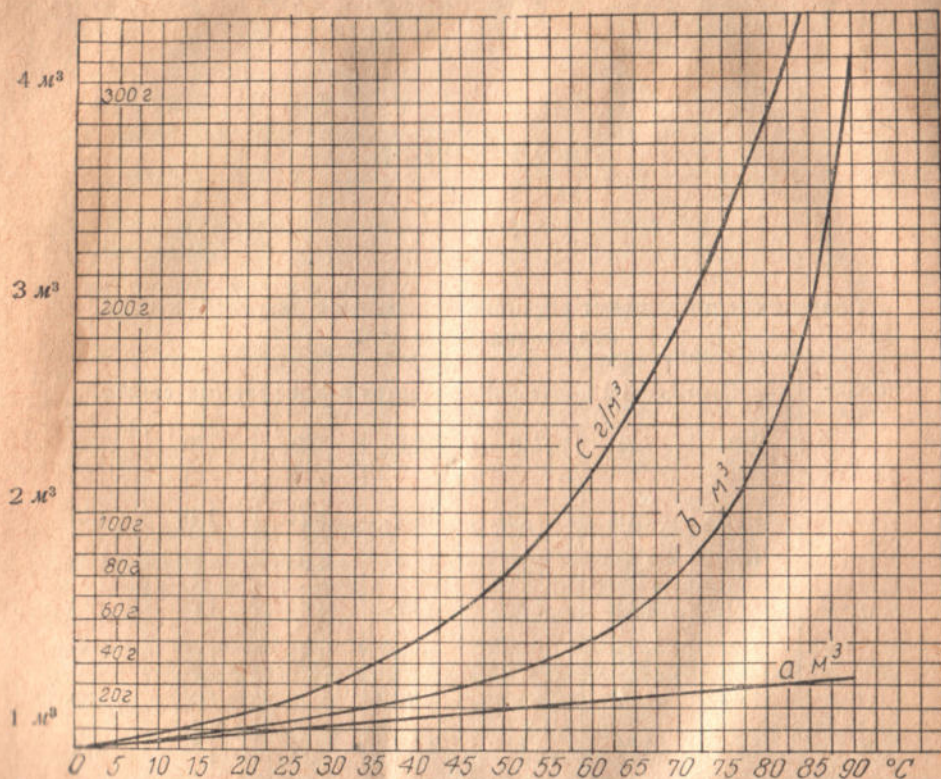
Приложение 1

**Поправки к показаниям ртутного барометра с латунной шкалой
при приведении к 0° С**

Темпера- тура ° С	Отсчитанное показание барометра в мм ртутного столба						
	720	730	740	750	760	770	780
10	1,17	1,19	1,21	1,22	1,24	1,26	1,27
11	1,29	1,31	1,33	1,34	1,36	1,38	1,40
12	1,41	1,43	1,45	1,47	1,49	1,51	1,53
13	1,53	1,55	1,57	1,59	1,61	1,63	1,65
14	1,64	1,67	1,69	1,71	1,73	1,76	1,78
15	1,76	1,78	1,81	1,83	1,86	1,88	1,91
16	1,88	1,90	1,93	1,96	1,98	2,01	2,03
17	2,00	2,02	2,05	2,08	2,11	2,13	2,16
18	2,11	2,14	2,14	2,20	2,23	2,26	2,29
19	2,33	2,26	2,29	2,32	2,35	2,38	2,42
20	2,35	2,38	2,41	2,45	2,48	2,51	2,54
21	2,46	2,50	2,53	2,57	2,60	2,64	2,67
22	2,58	2,62	2,65	2,69	2,73	2,76	2,80
23	2,70	2,74	2,77	2,81	2,85	2,89	2,92
24	2,82	2,86	2,89	2,93	2,97	3,01	3,05
25	2,93	2,97	3,02	3,06	3,10	3,14	3,18

Приведенные в таблице числа следует вычесть из отсчитанного показания барометра.

Объемы и максимальная влажность газов при различных температурах

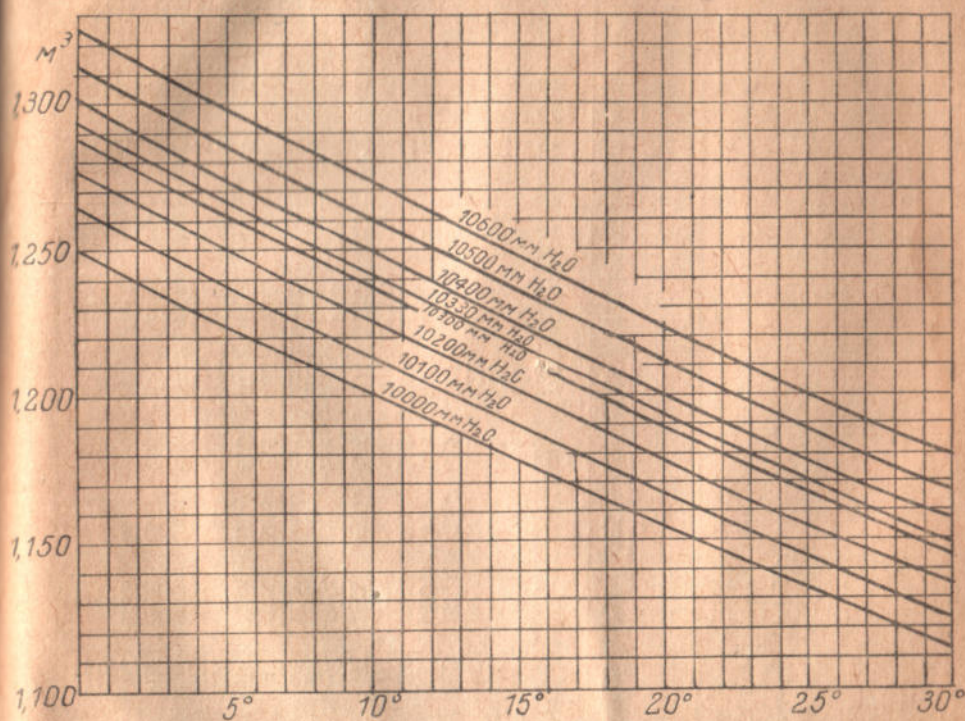


Температуры в °С	0	5	10	15	20	25	30	35	40
а) Объем сухого газа . . .	1,000	1,018	1,037	1,055	1,073	1,092	1,110	1,128	1,146
Парциальное давление водяного пара в насыщенном газе в кг на м²-мм вод. ст. . . .	62	99	136	174	259	346	431	602	752
Парциальное давление газа в кг/м³	10 271	10 234	10 197	10 159	10 074	9987	9902	9731	9581
б) Объем газа, насыщенного водяным паром при 0° . . .	1,006	1,027	1,049	1,073	1,099	1,129	1,158	1,199	1,240
в) Количество водяного пара в 1 м³ насыщенного газа в г . . .	4,93	6,92	8,92	12,90	18,73	24,56	30,4	42,82	54,84

Температуры в °С	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
а) Объем сухого газа	1,165	1,183	1,202	1,220	1,238	1,256	1,275	1,293	1,311	1,330
Парциальное давление водяного пара в насыщенном газе в кг на м²-мм вод. ст. . . .	974	1257	1676	2028	2661	3294	3929	5002	6076	7149
Парциальное давление газа в кг/м³	9359	9076	8657	8305	7672	7039	6404	5331	4257	3184
б) Объем газа, насыщенного водяным паром при 0° . . .	1,286	1,359	1,432	1,518	1,698	1,878	2,058	2,861	3,506	4,317
в) Количество водяного пара в 1 м³ насыщенного газа в г . . .	65,4	87,05	108,53	130,1	167,51	204,63	241,9	302,45	363,0	423,6

Приложение 3

Вес воздуха, насыщенного водяным паром, при различных давлениях и температурах



Пересчет объемов влажного газа на сухой газ при нормальных условиях

$$V_{0-760 \text{ сух}} = V \frac{b+p-t}{760} \cdot \frac{273}{273+t} = f \cdot V.$$

V — объем газа при температуре $t^{\circ}\text{C}$ и давлении $(b+p)$.

f — переводный коэффициент (берется из таблицы) для пересчета объемов влажного газа при $t^{\circ}\text{C}$ и $b+p$ (показание барометра плюс избыточное давление в трубопроводе) в мм рт. ст. на сухой газ при 0°C и 760 мм рт. ст.

Чистая поправка на температуру	t температура газа в $^{\circ}\text{C}$	τ упругость вод. пара в мм рт. ст.	Абсолютное давление газа $(b+p)$ в мм ртутного столба															
			720	725	730	735	740	745	750	755	760	765	770	775	780			
0,965	10	9,2	0,902	0,909	0,915	0,921	0,928	0,934	0,940	0,947	0,953	0,959	0,966	0,972	0,978			
0,962	11	9,8	898	905	911	917	924	930	935	942	949	955	961	968	974			
0,958	12	10,5	894	901	907	913	919	926	932	938	945	951	957	963	970			
0,955	13	11,2	890	897	903	909	915	922	928	934	940	947	953	959	966			
0,952	14	12,0	886	892	899	905	911	917	924	930	936	943	949	955	961			
0,949	15	12,8	882	888	895	901	907	913	919	926	932	938	944	951	957			
0,945	16	13,6	878	884	890	897	903	909	915	921	928	934	940	946	953			
0,941	17	14,5	874	880	886	893	899	905	911	917	923	930	936	942	948			
0,938	18	15,5	870	876	882	888	894	900	907	913	919	925	931	938	944			
0,935	19	16,5	865	872	878	884	890	896	902	909	915	921	927	933	939			
0,932	20	17,5	861	868	874	880	886	892	898	904	910	916	922	929	935			
0,929	21	18,7	857	863	869	875	881	888	894	900	906	912	918	924	930			
0,926	22	19,8	853	859	865	871	877	883	889	895	901	907	913	920	926			
0,923	23	21,1	848	854	860	866	873	879	885	891	897	903	909	915	921			
0,919	24	22,4	844	850	856	862	868	874	880	886	892	898	904	910	916			
0,916	25	23,8	839	845	851	857	863	869	875	881	887	893	899	905	911			
0,913	26	25,2	835	841	847	853	859	865	871	877	883	889	895	901	907			
0,910	27	26,7	830	836	842	848	854	860	866	872	878	884	890	896	902			
0,907	28	28,3	825	832	838	843	849	855	861	867	873	879	885	891	897			
0,904	29	30,0	821	827	833	839	845	851	856	862	868	874	880	886	892			
0,901	30	31,8	816	822	828	834	840	846	851	857	863	869	875	881	887			

Пересчет объемов влажного газа на сухой газ при нормальных условиях в этой таблице числа, приведенные в приложении 4 в форме переводных коэффициентов, заменены процентами, которые соответственно вычитаются.

Пример. Найденный объем газа, насыщенного водяным паром, составляет 200 м³;

t газа = 21° С;

$p = 40$ мм вод. ст. = $\frac{40}{13,6} = 2,94$ мм рт. ст.

$h =$ показание барометра 742,06 мм рт. ст. ($b+p$) = 745 мм рт. ст.

Процентная поправка по таблице: при 21° и 745 мм ($b+p$) поправка равна 11,1%. Исправленный объем равен $200 - \frac{200 \cdot 11,1}{100} = 177,8$ м³ при 0° С и 760 мм сухой.

Чистая поправка на температуру

t температура газа в °С

τ упругость водяного пара в мм рт. ст.

Абсолютное давление газа ($b+p$) в мм ртутного столба

	720	725	730	735	740	745	750	755	760	765	770	775	780
3,5	9,9	9,3	8,6	7,9	7,3	6,7	6,0	5,4	4,8	4,1	3,5	2,8	2,2
3,8	10,2	9,6	8,9	8,2	7,6	7,0	6,3	5,7	5,1	4,5	3,9	3,2	2,6
4,2	10,6	10,0	9,3	8,6	8,0	7,4	6,7	6,1	5,5	4,9	4,3	3,7	3,1
4,5	10,9	10,3	9,6	8,9	8,3	7,7	7,1	6,5	5,9	5,3	4,7	4,1	3,5
4,8	11,2	10,6	9,9	9,3	8,7	8,1	7,5	6,9	6,3	5,7	5,1	4,5	3,9
5,2	11,6	11,0	10,3	9,7	9,1	8,5	7,9	7,3	6,7	6,1	5,5	4,9	4,3
5,5	12,0	11,4	10,7	10,1	9,5	8,9	8,3	7,7	7,1	6,5	5,9	5,3	4,7
5,8	12,4	11,8	11,1	10,5	9,9	9,3	8,7	8,1	7,5	6,9	6,3	5,7	5,1
6,1	12,9	12,3	11,6	11,0	10,4	9,8	9,2	8,6	8,0	7,4	6,8	6,2	5,6
6,5	13,3	12,7	12,1	11,5	10,9	10,3	9,7	9,1	8,5	7,9	7,3	6,7	6,1
6,8	13,7	13,1	12,5	11,9	11,3	10,7	10,1	9,5	8,9	8,3	7,7	7,1	6,5
7,1	14,2	13,5	12,9	12,3	11,7	11,1	10,5	9,9	9,3	8,7	8,1	7,5	6,9
7,4	14,7	14,0	13,4	12,8	12,2	11,6	11,0	10,4	9,8	9,2	8,6	8,0	7,4
7,7	15,1	14,4	13,8	13,2	12,6	12,0	11,4	10,8	10,2	9,6	9,0	8,4	7,8
8,1	15,6	14,9	14,3	13,7	13,1	12,5	11,9	11,3	10,7	10,1	9,5	8,9	8,3
8,4	16,0	15,4	14,8	14,2	13,6	13,0	12,4	11,8	11,2	10,6	10,0	9,4	8,8
8,7	16,5	15,9	15,3	14,7	14,1	13,5	12,9	12,3	11,7	11,1	10,5	9,9	9,3
8,7	17,0	16,4	15,8	15,2	14,6	14,0	13,4	12,8	12,2	11,6	11,0	10,4	9,8
9,3	17,4	16,9	16,3	15,7	15,1	14,5	13,9	13,3	12,7	12,1	11,5	10,9	10,3
9,6	17,9	17,4	16,8	16,2	15,6	15,0	14,4	13,8	13,2	12,6	12,0	11,4	10,8
9,9	18,4	17,9	17,3	16,7	16,1	15,5	14,9	14,3	13,7	13,1	12,5	11,9	11,3

Приложение 6
Некоторые свойства газов (по Нитте изд. 1930 г. т. I и Chem. Kalender, изд. 1931 г. т. II)

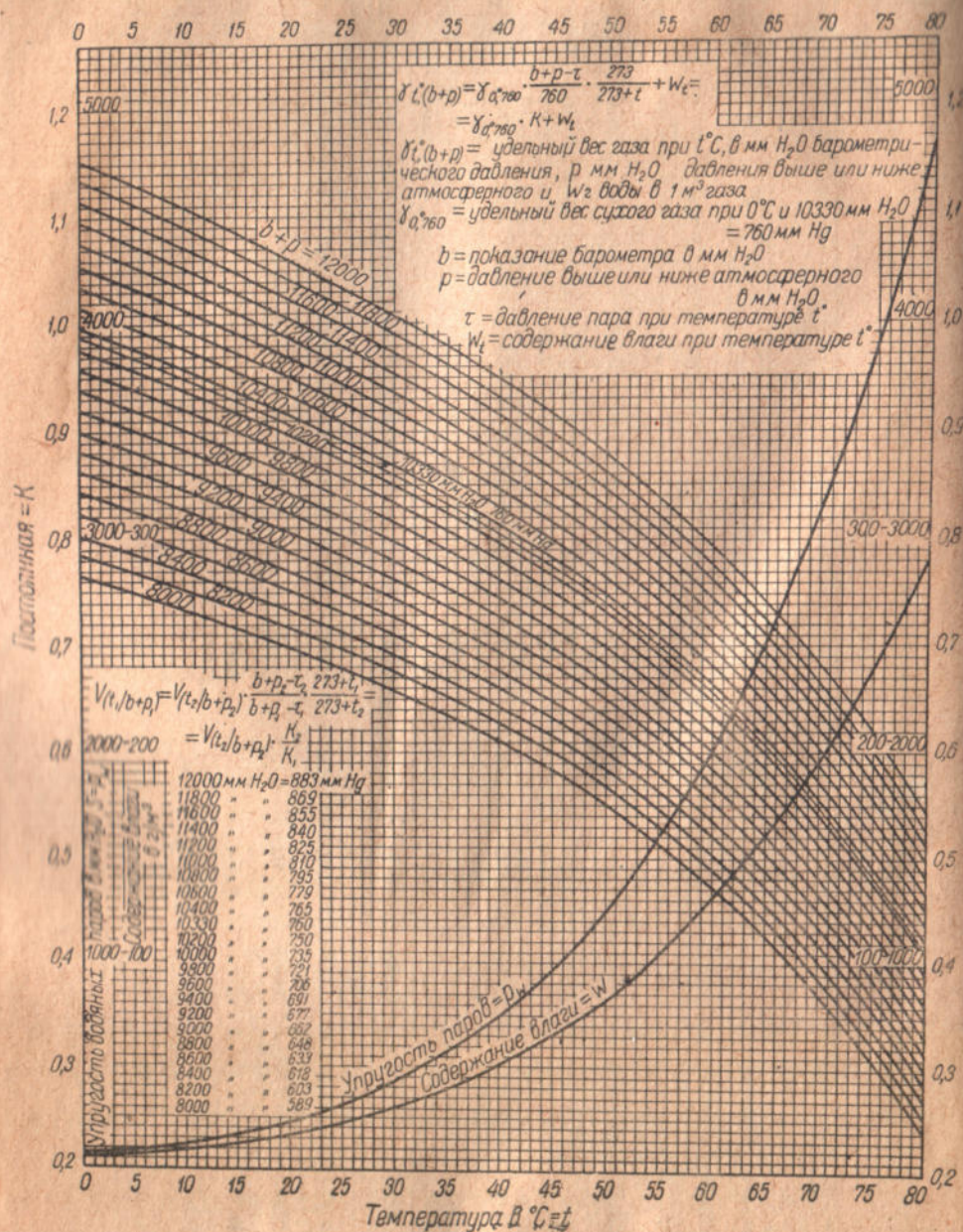
Наименование газа	Число атомов	Химическое обозначение	Молекулярный вес при $O_2 = 32$	Вес куб. метра K_2			Плотность относительно воздуха R	Удельная теплоемкость на 1 K_2		Удельная теплоемкость на 1 M^3 при 15° C и 1 ат (10 000 мм вод. ст.)		$\frac{c_p}{c_v} = \gamma$ $\frac{c_p}{c_v} = \kappa$
				При 15° C и 1 ат (10 000 мм вод. ст.)	При 0° C и 760 мм рт. ст.	Между 0° и 200°		c_p	c_v	c_p	c_v	
Гелий	1	He	4,00	0,164	0,178	0,138	1,25	0,755	0,205	0,123	1,667	
Аргон	1	Ar	39,88 (28,95)	0,6	1,781	1,378	0,127	0,077	0,205	0,123	1,66	
Оздух	—	—	32,00	1,188	1,293	1,000	0,241	0,172	0,282	0,200	1,41	
Кислород	2	O ₂	32,00	1,312	1,429	1,105	0,218	0,156	0,285	0,204	1,397	
Азот	2	N	28,02	1,151	1,251	0,967	0,249	0,178	0,281	0,200	1,400	
Водород	2	H ₂	16	0,0826	0,0899	0,0685	3,408	2,240	0,282	0,200	1,407	
Окись азота	2	NO	30,01	1,232	1,340	1,037	0,241	0,175	0,286	0,204	1,43	
Окись углерода	2	CO	28,00	1,148	1,250	0,967	0,250	0,179	0,279	0,205	1,41	
Хлористый водород	2	HCl	36,47	1,495	1,639	1,268	0,191	0,136	0,285	0,204	1,41	
Углекислота	3	CO ₂	44,00	1,804	1,977	1,529	0,202	0,165	0,33	0,209	1,275	
Воляной пар	3	H ₂ O	18,02	0,738	0,804	0,622	0,48	0,37	0,35	0,27	1,295	
Закись азота	3	N ₂ O	44,02	1,806	1,978	1,530	0,21	0,164	0,38	0,30	1,27	
Сернистый газ	3	SO ₂	64,07	2,627	2,927	2,264	0,151	0,120	0,39	0,31	1,260	
Аммиак	4	NH ₃	17,0	0,700	0,771	0,596	0,53	0,41	0,37	0,29	1,275	
Ацетилен	4	C ₂ H ₂	26,02	1,066	1,179	0,912	0,402	0,323	0,37	0,29	1,275	
Хлорметил	5	CH ₃ Cl	50,48	2,070	2,308	1,786	0,18	0,14	0,50	0,42	1,29	
Метан	5	CH ₄	16,03	0,656	0,717	0,555	0,531	0,406	0,39	0,31	1,26	
Этилен	6	C ₂ H ₄	28,03	1,14	1,261	0,975	0,365	0,292	0,46	0,38	1,21	

Таблица для пересчетов газов, насыщенных влагой
Расчетный пример приведен на стр.

мм ртутн. столба	мм водяного столба	Т е м п е р а т у р а													
		0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
883	12 000	1,154	1,132	1,109	1,084	1,060	1,034	1,008	0,980	0,950	0,916	0,880	0,829	0,792	0,740
869	11 800	1,135	1,113	1,090	1,066	1,042	1,016	0,989	0,962	0,932	0,898	0,853	0,822	0,776	0,724
855	11 600	1,116	1,094	1,071	1,048	1,023	0,988	0,972	0,945	0,915	0,883	0,846	0,805	0,761	0,710
840	11 400	1,097	1,075	1,053	1,029	1,005	0,980	0,954	0,926	0,898	0,865	0,829	0,790	0,745	0,696
825	11 200	1,078	1,057	1,034	1,011	0,987	0,962	0,936	0,909	0,880	0,848	0,813	0,774	0,730	0,679
810	11 000	1,056	1,035	1,014	0,991	0,968	0,944	0,918	0,892	0,863	0,833	0,798	0,758	0,713	0,662
795	10 800	1,037	1,016	0,996	0,974	0,951	0,927	0,903	0,877	0,847	0,816	0,782	0,742	0,697	0,646
780	10 600	1,017	0,997	0,977	0,955	0,935	0,909	0,886	0,858	0,830	0,799	0,764	0,725	0,680	0,629
765	10 400	0,997	0,978	0,958	0,936	0,915	0,892	0,868	0,842	0,814	0,783	0,748	0,708	0,665	0,613
760	10 330	0,988	0,970	0,950	0,928	0,907	0,884	0,860	0,834	0,806	0,775	0,740	0,700	0,657	0,605
750	10 200	0,977	0,958	0,940	0,918	0,897	0,874	0,850	0,824	0,797	0,766	0,731	0,692	0,649	0,598
736	10 000	0,958	0,940	0,921	0,900	0,879	0,856	0,833	0,807	0,780	0,750	0,715	0,676	0,634	0,583
721	9 700	0,939	0,921	0,902	0,882	0,861	0,839	0,816	0,791	0,763	0,733	0,699	0,660	0,618	0,568
706	9 600	0,920	0,902	0,883	0,863	0,842	0,821	0,798	0,773	0,746	0,716	0,682	0,644	0,602	0,552
691	9 400	0,900	0,883	0,864	0,844	0,824	0,803	0,780	0,755	0,727	0,699	0,665	0,628	0,586	0,536
677	9 200	0,881	0,864	0,845	0,826	0,806	0,785	0,762	0,738	0,711	0,682	0,650	0,612	0,570	0,523
662	9 000	0,862	0,845	0,826	0,807	0,788	0,767	0,744	0,720	0,694	0,665	0,634	0,596	0,554	0,505
648	8 800	0,843	0,826	0,808	0,789	0,770	0,749	0,725	0,703	0,677	0,648	0,618	0,579	0,537	0,489
633	8 600	0,824	0,817	0,789	0,771	0,752	0,731	0,709	0,686	0,661	0,632	0,601	0,562	0,520	0,473
618	8 400	0,805	0,788	0,770	0,753	0,734	0,713	0,692	0,670	0,644	0,616	0,584	0,546	0,503	0,457
603	8 200	0,786	0,770	0,752	0,735	0,716	0,696	0,675	0,653	0,628	0,600	0,568	0,530	0,488	0,441
589	8 000	0,767	0,751	0,734	0,716	0,698	0,678	0,658	0,636	0,612	0,584	0,552	0,515	0,473	0,425

П е р е в о д н ы е к о э ф ф и ц и е н т ы

Удельный вес и пересчет объемов насыщенных газов при различных температурах и абсолютных давлениях



Приложение 9

Расчетные таблицы для определения удельного веса газов по их химическому составу

В горизонтальных рядах дано содержание в газе соответствующей составной части в %, в вертикальных — относящиеся десятые доли процентов.

Расчетный пример на основе этих таблиц приведен на стр. 60

1. Водород (H₂)

%	$\frac{1}{10}$ %									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
45	4,046	4,054	4,063	4,072	4,081	4,090	4,099	4,108	4,117	4,126
46	4,135	4,144	4,163	4,162	4,172	4,180	4,189	4,198	4,207	4,216
47	4,225	4,234	4,242	4,252	4,261	4,270	4,279	4,286	4,297	4,306
48	4,315	4,324	4,333	4,342	4,351	4,360	4,369	4,378	4,382	4,396
49	4,405	4,414	4,423	4,432	4,441	4,450	4,459	4,468	4,477	4,486
50	4,495	4,504	4,513	4,522	4,531	4,540	4,549	4,558	4,567	4,576
51	4,585	4,594	4,603	4,612	4,621	4,630	4,639	4,648	4,657	4,666
52	4,675	4,684	4,693	4,702	4,711	4,720	4,729	4,738	4,747	4,756
53	4,765	4,774	4,783	4,792	4,801	4,810	4,819	4,829	4,837	4,846
54	4,855	4,864	4,873	4,882	4,891	4,900	4,909	4,918	4,927	4,936
55	4,945	4,953	4,962	4,971	4,980	4,989	4,998	5,007	5,016	5,025
56	5,034	5,043	5,052	5,061	5,070	5,079	5,088	5,077	5,106	5,115
57	5,124	5,133	5,142	5,151	5,160	5,169	5,178	5,187	5,196	5,205
58	5,214	5,223	5,232	5,241	5,250	5,259	5,268	5,277	5,286	5,295
59	5,304	5,313	5,322	5,331	5,340	5,349	5,358	5,367	5,376	5,385
60	5,394	5,403	5,412	5,421	5,430	5,439	5,448	5,457	5,466	5,475
61	5,484	5,493	5,502	5,511	5,520	5,529	5,538	5,547	5,556	5,565
62	5,574	5,583	5,592	5,601	5,610	5,619	5,628	5,637	5,646	5,655
63	5,664	5,673	5,682	5,691	5,700	5,709	5,718	5,727	5,736	5,745
64	5,754	5,763	5,772	5,761	5,790	5,799	5,808	5,817	5,826	5,835
65	5,844	5,852	5,861	5,870	5,879	5,888	5,897	5,906	5,915	5,924

2. Метан (CH₄)

%	$\frac{1}{10}$ %									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
15	10,730	10,801	10,873	10,944	11,015	11,087	11,159	11,230	11,302	11,373
16	11,445	11,516	11,588	11,659	11,731	11,802	11,874	11,945	12,017	12,088
17	12,160	12,231	12,303	12,374	12,446	12,518	12,589	12,660	12,732	12,803
18	12,875	12,947	13,018	13,090	13,161	13,233	13,304	13,376	13,447	13,519
19	13,591	13,662	13,734	13,805	13,877	13,948	14,020	14,091	14,163	14,234
20	14,306	14,377	14,449	14,529	14,592	14,663	14,735	14,806	14,878	14,949
21	15,021	15,097	15,164	15,236	15,307	15,379	15,451	15,522	15,593	15,665
22	15,737	15,808	15,880	15,951	16,023	16,094	16,166	16,237	16,309	16,380
23	16,452	16,523	16,595	16,666	16,738	16,809	16,881	16,952	17,024	17,095
24	17,167	17,230	17,310	17,381	17,453	17,524	17,596	17,607	17,739	17,819
25	17,882	17,954	18,025	18,097	18,168	18,240	18,311	18,383	18,454	18,526
26	18,598	18,669	18,741	18,812	18,885	18,955	19,027	19,098	19,170	19,241
27	19,313	19,384	19,456	19,527	19,599	16,670	19,742	19,813	19,885	19,951
28	20,028	20,100	20,171	20,243	20,314	20,386	20,457	20,529	20,600	20,672
29	20,744	20,815	20,887	20,958	21,030	21,101	21,173	21,244	21,316	21,387

Продолжение приложения 9

3. Бензол (C₆H₆)

%	$\frac{1}{10}$ %									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	—	0,348	0,696	1,044	1,392	1,740	2,088	2,436	2,784	3,132
1	3,482	3,830	4,178	4,526	4,874	5,222	5,570	5,918	6,266	6,617
2	6,964	7,312	7,660	8,008	8,356	8,704	9,052	9,400	9,748	10,096
3	10,446	10,794	11,142	11,490	11,838	12,186	12,534	12,882	13,230	13,578

4. Азот (N₂). Окись углерода (CO). Этилен (C₂H₄)

%	$\frac{1}{10}$ %									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	—	0,125	0,250	0,375	0,500	0,625	0,750	0,875	1,000	1,125
1	1,250	1,375	1,500	1,625	1,750	1,875	2,000	2,125	2,250	2,375
2	2,500	2,625	2,750	2,875	3,000	3,125	3,250	3,375	3,500	3,625
3	3,750	3,875	4,000	4,125	4,250	4,375	4,500	4,625	4,750	4,875
4	5,000	5,125	5,250	5,375	5,500	5,625	5,750	5,875	6,000	6,125
5	6,250	6,375	6,500	6,625	6,750	6,875	7,000	7,125	7,250	7,375
6	7,500	7,625	7,750	7,875	8,000	8,125	8,250	8,375	8,500	8,625
7	8,750	8,875	9,000	9,125	9,250	9,375	9,500	9,625	9,750	9,875
8	10,000	10,125	10,250	10,375	10,500	10,625	10,750	10,875	11,000	11,125
9	11,250	11,375	11,500	11,625	11,750	11,875	12,000	12,125	12,250	12,375
10	12,500	12,625	12,750	12,875	13,000	13,125	13,250	13,375	13,500	13,625

5. Углекислота (CO₂)

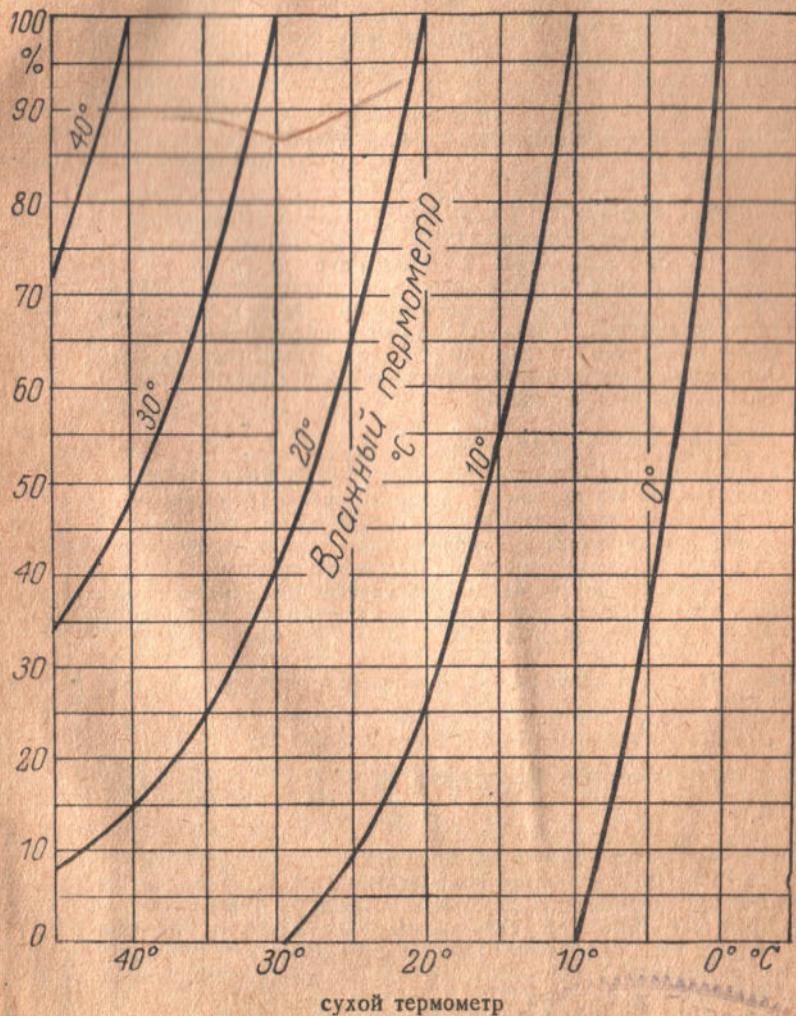
%	$\frac{1}{10}$ %									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	—	0,196	0,392	0,588	0,784	0,980	1,176	1,372	1,568	1,764
1	1,963	2,159	2,355	2,551	2,747	2,943	3,140	3,336	3,532	3,728
2	3,926	4,122	4,316	4,514	4,710	4,906	5,102	5,298	5,494	5,690
3	5,889	6,085	6,281	6,477	6,673	6,869	7,065	7,261	7,457	7,653
4	7,852	8,048	8,244	8,440	8,636	8,832	9,028	9,224	9,420	9,616
5	9,815	10,011	10,207	10,403	10,599	10,795	10,991	11,187	11,383	11,579
6	11,778	11,974	12,170	12,366	12,565	12,758	12,954	13,150	13,346	13,542
7	13,741	13,937	14,133	14,329	14,525	14,721	14,913	15,113	15,309	15,505
8	15,404	15,900	16,096	16,202	16,488	16,684	16,880	17,076	17,272	17,468
9	17,667	17,863	18,059	18,255	18,451	18,647	18,843	19,039	19,235	19,431
10	19,630	19,826	20,022	20,215	20,414	20,610	20,806	21,002	21,198	21,394

6. Сероводород (H₂S)

%	$\frac{1}{10}$ %									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	—	0,122	0,304	0,456	0,608	0,760	0,912	1,064	1,216	1,368
1	1,521	1,673	1,825	1,977	2,129	2,281	2,433	2,585	3,737	2 889

Приложение 10

Диаграмма для определения содержания влаги в воздухе в %
(по Hinz'y)





ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	Стр. 3
Глава I. Законы состояния газов и их движения	7—31
А. Законы состояния газов 7.	
Закон Бойля-Мариотта 7. Закон Гей-Люссака 8. Уравнение состояния газов 10. Закон Авогадро 11. Уравнение Ван-дер-Ваальса 11. Закон Грема 12. Закон Дальтона 12. Закон Генри и Рауля 13. Содержание водяного пара в газе без приведения последнего к нормальным условиям 13. Содержание водяного пара в газе при приведении последнего к нормальным условиям 14. Пересчет объемных процентов в весовые и обратно 14. Кажущийся или средний молекулярный вес 15. Определение весовой и молярной концентрации 15. Теплоемкость газов 17. Удельная теплоемкость 18.	
Б. Движение газов 19.	
Закон Бернулли 19. Вязкость газов 21. Ламинарное и турбулентное движение потока по трубам 25. Сопротивление труб движению потока 27. Сопротивление движению газа при резких поворотах 28. Сопротивление движению газа при закругленных поворотах 29. Сопротивление движению газа при последовательных поворотах 29. Сопротивление движению газов при изменении сечения 29. Потеря напора и сопротивление при резком расширении и сужении трубопровода 30. Литература 31.	
Глава II. Методы и приборы для определения влажности и удельного веса газа	32—62
А. Определение влажности газа 32.	
Волосяной гигрометр 32. Психрометр 33.	
Б. Удельный вес газов 34.	
Аппарат Шиллинга-Бунзена 35. Прибор Бюро стандартов 40. Газовые весы Эдвардса 41. Газовые весы Люкса 45. Аппарат Крелля 46. Регистрирующие газовые весы Симманса и Абади 48. Гидравлический самопишущий прибор для измерения удельного веса газа 51. Гидравлические газовые весы 54. Прибор Гидро-Реле 55. Денсограф Штрахе 57. Определение удельного веса по составу газа 60. Другие методы определения удельного веса газов 61. Замечания по проведению определения удельного веса на практике 61. Литература 62.	
Глава III. Измерение давлений газового потока и передача их на расстояния	63—123
Диафрагма Сера 66. Прибор Нифера 66. Прибор Розенюллера 67. Манометр Крелля 68.	
А. Микроманометры жидкостные 70.	
Микроманометры с неподвижной трубкой 72. Микроманометры Крелля 73. Микроманометры с передвижной измерительной трубкой 75.	

Микроманометр Гекнагеля 75. Микроманометр с постоянным нулем 76. Поворотный микроманометр 78. Микроманометр большой чувствительности 83. Микроманометры с большими пределами отсчетов 85. Манометр Казелла 87. Микроманометры с двумя жидкостями 88. Выбор жидкости для микроманометра 92. Корвометр Рабэ 93.

Б. Поплавковые манометры 94.

Прибор Гидро 95. Прибор Фюса 97. Прибор „Феникс“ 99. Измерители минимальных давлений Шульце-Доша 100. Дифференциальный микроманометр—тигомер 101. Дифференциальный манометр Весткота 101. Дифференциальный манометр Фоксборо 102. Дифференциальный манометр Сименс-Гальске 102. Дифференциальные манометры Брауна 105.

В. Кольцевые весы 110.

Г. Мембранные микроманометры 111.

Д. Приборы с электрическим сопротивлением 111.

Передача показаний приборов на расстояния 113. Передача показаний с помощью индуктивного мостика 114. Передача показаний с помощью мостика Уитстона 118. Литература 123.

Глава IV. Объемные методы измерения газа 124—163

А. Измерения в газгольдерах низкого давления 124.

Б. Измерения в газгольдерах высокого давления 129.

В. Газовые часы 131.

Мокрые газовые часы 132. Сухие газовые часы 142. Сравнительная оценка мокрых и сухих газовых часов 147. Американские правила установки счетчиков 148. Общие правила устройства и проверки объемных газометров (счетчиков) 150. Измерители газа с качающимся барабаном 152. Счетчик Вестингауза 153. Счетчик Брандля-Маришка 154.

Г. Ротационный газометр 157.

Счетчик-автомат для корректирования объемов газа 160. Литература 163.

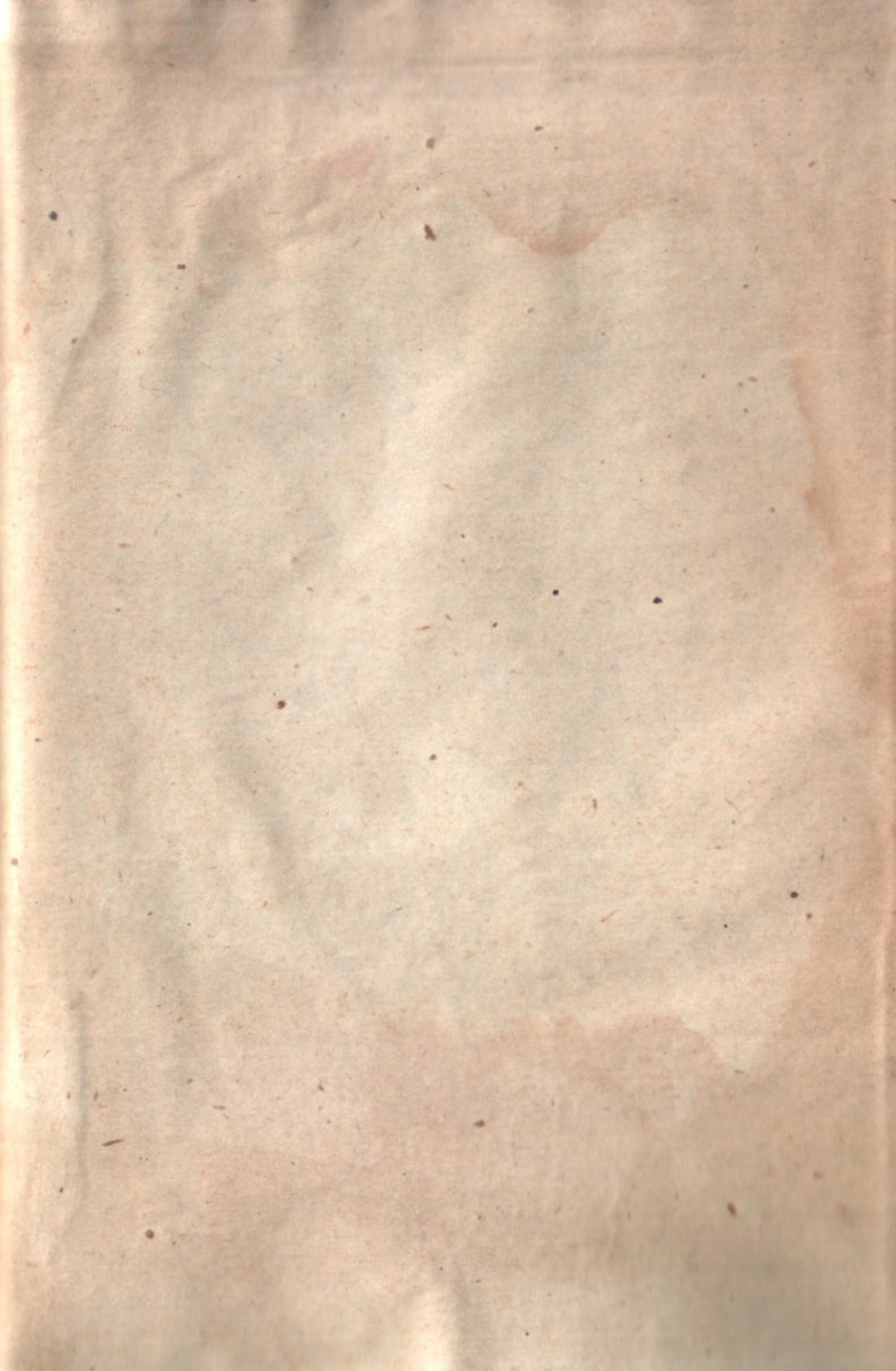
Глава V. Измерение количеств газа путем непосредственного измерения скорости газового потока 164—201

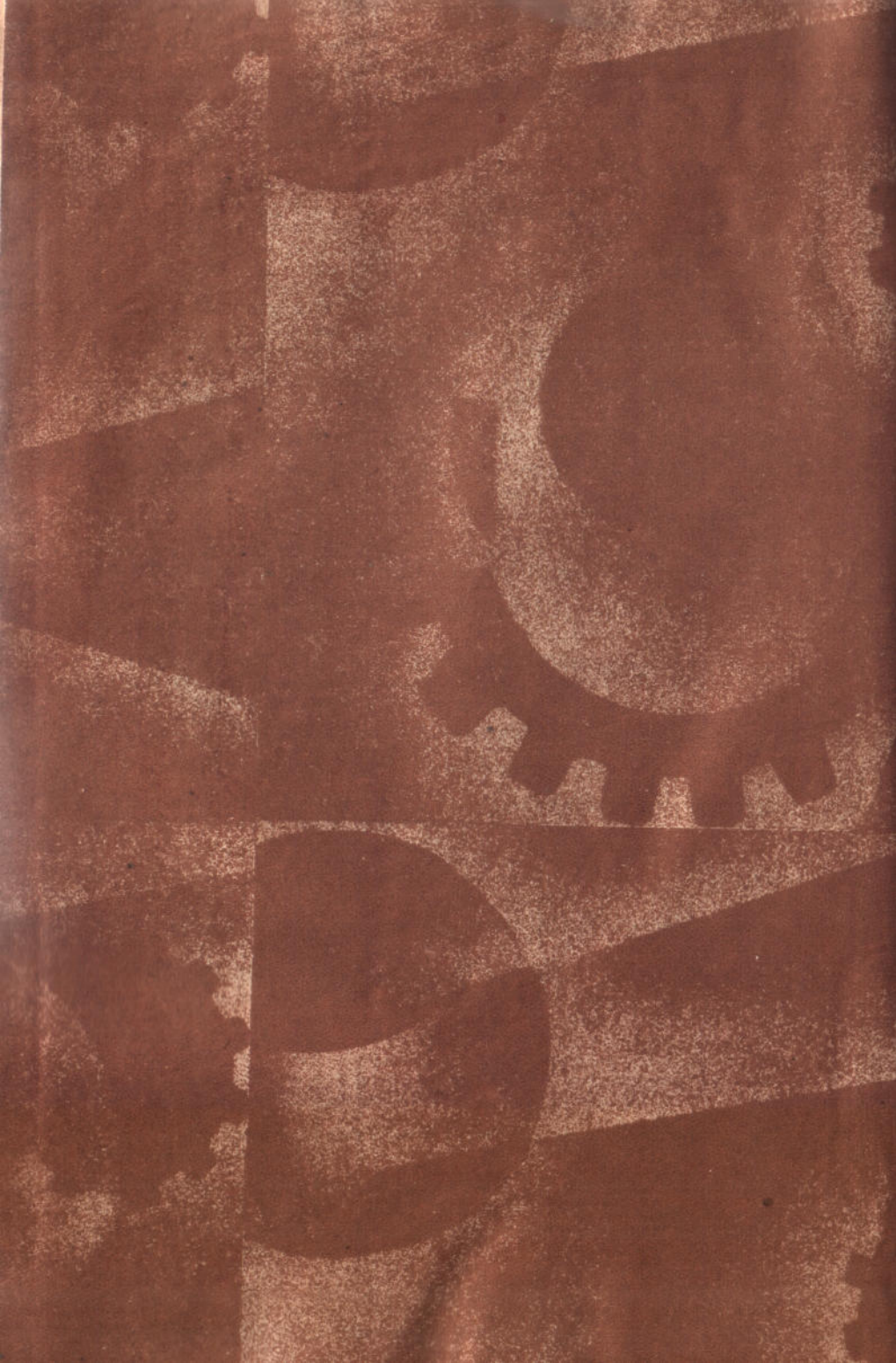
Крыльчатые анемометры 171. Теория крыльчатого анемометра 173. Влияние изменения плотности воздуха или газа 178. Влияние колебаний в режиме потока 183. Анемометр Казелла 188. Анемометр с часовым механизмом 189. Анемометры для небольших скоростей 190. Анемометр для закрытых трубопроводов и каналов 191. Чашечный анемометр 192. Сравнение крыльчатых анемометров с чашечными 194. Маятниковые анемометры 195. Статические анемометры 195. Регистрация показаний анемометров 196. Крыльчатый газометр „Ротари“ 196. Применение анемометров и уход за ними 199. Литература 201.

Глава VI. Определение количеств газа с помощью пневмометрических трубок 202—225

Пневмометры 204. Двойные трубки Прандтля и Браббэ 208. Трубка Прандтля 200. Трубка Браббэ 211. Трубка „Гидро“ 212. Проведение измерения. Выбор места измерения; установка приборов 213. Установка трубок и условия их работы 218. Соединение прибора с микроманометром 218. Измерение колеблющихся давлений 221. Литература 225.

Глава VII. Определение количеств газа путем изменения сечения трубопровода	226—274
Теоретические положения 227. Диафрагмы 237. Коэффициент сжимаемости при диафрагмах 243. Тонкостенные диафрагмы и их установка 244. Подсчет диаметра отверстия диафрагмы 251. Вычисление результатов измерения 255. Трубка Вентури 255. Коэффициент истечения прибора Вентури 259. Автоматические приспособления для регистрации показаний трубки Вентури 261. Измерение трубками Вентури пульсирующих потоков 263. Насадки 267. Коэффициент истечения для германской стандартной насадки 268. Коэффициент сжимаемости в приборе Вентури и насадках 269. Установка насадки 270. Сравнение насадки, диафрагмы и трубки Вентури 271. Литература 274.	
Глава VIII. Количественные измерения газов в приборах с подвижным сопротивлением и с разделением потока	275—294
А. Приборы с подвижным сопротивлением 275.	
Газомер со шкалой 275. Ротационный поплавковый газомер 276. Зависимость показаний прибора от плотности газа 279. Зависимость показаний прибора от температуры газа 270. Зависимость показаний прибора от давления газа 279. Потери давления 280. Теоретическая зависимость основных размеров прибора 280. О точности и чувствительности прибора 283. Цитометр Рабэ 288. Прибор „Эка“ 288.	
Б. Пропорциональное или парциальное измерение газа 289.	
Пропорциональный газомер Вилле 289. Пропорциональный газомер Пинча 291. Пропорциональный газомер „Аскания“ 292. Пропорциональный газомер Весткотта 293. Литература 294.	
Глава IX. Калориметрические и химические методы измерения	295—313
А. Калориметрические методы 295.	
Измерительный прибор Томаса 296. Кататермометр 304. Приборы, основанные на охлаждении измеряемого газа 305.	
Б. Химические методы 309.	
Литература 313.	
Глава X. Электротермические методы измерения скоростей газовых потоков	314—329
Термоанемометры с применением терморезисторов 315. Термоанемометры с использованием зависимости сопротивления от температуры 315. Схемы термоанемометров с использованием зависимости сопротивления от температуры 318. Тарировка термоанемометров и работа с ними 323. Тепловая инерция проволоочки и окружающей среды 324. Методы снижения запаздывания показаний термоанемометров при измерении пульсирующих скоростей 326. Литература 329.	
Глава XI. Сравнительная оценка различных методов и приборов по измерению газовых потоков	330—334
Сравнение по пропускной способности 330. Сравнение по точности измерений 331. Сравнение по занимаемой площади и стоимости 333. Сравнение по простоте устройства и удобству наблюдений 333. Сравнение по потере давления 334.	
Приложения	335







50-5-3

Цена 5 руб. 50 коп.

Переплет 1 руб.

