

Предлагается метод расчета потерь полного давления при внезапном расширении трубопровода для случаев критического и докритического режима течения сжимаемой жидкости.

In this article we suggested the calculation method of absolute pressure total loss the case of pipe sudden expansion for critical flow compressible liquid.

Постановка задачи

Основным правилом для вычисления потери полного давления в случае несжимаемой жидкости является уравнение Бернуlli для реального потока, которое для случая равных пьезометрических высот может быть записано в виде:

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho_0 \cdot v_0^2}{2 \cdot g}, \quad (1)$$

где ΔP — потери полного давления потока жидкости, kg/m^2 ; ζ — коэффициент гидравлических потерь; ρ_0 — плотность жидкости, kg/m^3 ; v_0 — скорость жидкости, m/s ; g — ускорение свободного падения, m/s^2 .

В случае несжимаемой жидкости при неизменной величине перепада давления ΔP коэффициент местного сопротивления может быть пересчитан на скорость в произвольном сечении за счет приведения коэффициента ζ к этой скорости путем его умножения на квадрат соотношения площадей. При течении сжимаемой жидкости таким пересчетом можно пользоваться только при малых скоростях потока, когда влияние сжимаемости проявляется слабо. Поэтому в случае сжимаемой жидкости коэффициент сопротивления ζ рассчитывают по отношению к сечению с минимальной площадью. Корректность этого методического приема подтверждается на практике для таких типовых элементов, как внезапное сужение потока, трубка и сопло Вентури и т.д. Однако в случае внезапного расширения потока при критических режимах течения сжимаемой жидкости использование данного подхода приводит к парадоксальному результату, состоящему в следующем.

Скорость потока сжимаемой жидкости не может превышать скорость звука в потоке. Поэтому при равенстве таких скоростей между давлением на выходном сечении гидравлического элемента и расходом жидкости имеет место линейная зависимость, из которой по расходу определяют минимально допустимое значение полного давления. Если окажется, что текущее давление в сечении меньше минимально допустимого, то говорят, что имеет место скачок уплотнения. Такой разрыв полного давле-

ния рис. 3. В третьих, крупносштабный гидродинамический эффект этого явления такого же порядка, как и потери в скачке уплотнения, но в сотни раз выше от потерь в форме сужения.

А.А. Шестаков

Государственное предприятие «Антонов», г. Киев

и, кроме того, в этом случае потери в сужении и в расширении одинаковы. Поэтому в случае внезапного расширения потока сжимаемой жидкости потери полного давления в нем должны быть одинаковы, как и в случае сужения. Но это не так. Второе, что не так, — это то, что в случае сужения потери полного давления в нем пропорциональны квадрату скорости, а в случае расширения — нет. Третье, что не так, — это то, что в случае сужения потери полного давления пропорциональны квадрату коэффициента сопротивления, а в случае расширения — нет.

Это означает, что потери полного давления в случае внезапного расширения не зависят от диаметра широкого сечения, а зависят от диаметра узкого сечения. В то же время увеличение диаметра широкого сечения приводит к увеличению коэффициента сопротивления ζ . Следовательно, увеличение большего из диаметров приводит к увеличению потери давления на элементе, что не может соответствовать действительности. Результаты расчетов изображены на рис. 1.

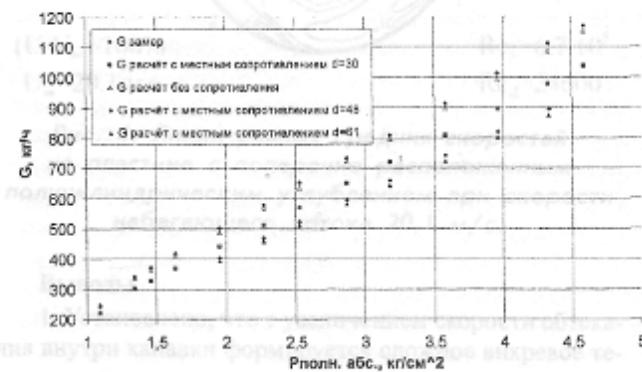


Рис. 1. Сравнительные данные по расходам воздуха при традиционном способе учета коэффициента гидравлических потерь.

В связи с вышесказанным актуальной оказалась задача разработки способа корректного определения потери полного давления для элемента «внезапное расширение», что, в свою очередь, потребовало проведения экспериментальных исследований.

Основная часть

Исследования проводились в лаборатории АНТК им. О.К. Антонова на специально спроектированном стенде. Все приборы, используемые во время испытаний, прошли аттестацию и метрологическую экспертизу. В испытаниях использовались четыре трубопровода различного диаметра, изготовленных из алюминиевого сплава. Внут-

ренний діаметр приточного трубопровода становив 20 м.м. Три робочих трубопроводи мали внутрішній діаметр 30, 48 та 61 м.м. Визначались втрати на елементі несподіваного збільшення сечення трубопроводу для випадків співвідношення площин рабочого (F) та приточного (f_0) трубопроводів $F/f_0 = 2,25; 5,76; 9,3$.

Схема стендів, що використовувався під час випробувань, представлена на рис. 2.

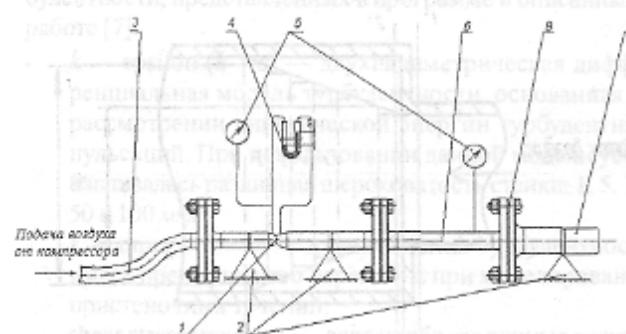


Рис. 2. Схема стендів для дослідження гідрравліческих втрат при несподіваному збільшенні сечення трубопроводу:

- 1 — расходомірне устройство типу трубки Вентури;
- 2 — креплення;
- 3 — підводящий трубопровод;
- 4 — водяний дифманометр;
- 5 — камерні манометри;
- 6 — приточний трубопровод;
- 7 — робочий трубопровод;
- 8 — прокладка.

При випробуваннях на манометрі 5 устанавлювалася ряд значень перепадів тиску та замерялося расход повітря, протекаючий через дослідувані трубопроводи. Для всіх режимів та трубопроводів, передбачених дослідженнями, замерені расходи відрізнялися в межах точності вимірювань і, отже, в таблиці № 1 приведені середні дані результатів замірювань.

Таблиця 1

$P_{\text{ст. изб.}}$ кг/см ²	0,2	0,4	0,8	1	1,5	1,75
$G, \text{ кг/ч}$	502	580	734	803	1008	1114

Розрахунок повітря здійснювався з допомогою стандартизованих труб Вентури 25×18 та 50×30. Температура повітря визначалася з допомогою приладу ТНВ-40 та становила 20 °C.

При несподіваному збільшенні сечення трубопроводу в потоці рідини виникають так називані втрати на удар. В результаті виникнення пульсаций в потоці рідини виникають вихри, а в деяких випадках та зворотне течіє рідини, що призводить до частичної втрати енергії потока та повного тиску.

Коефіцієнт місцевого супротивлення удару згідно [2, 3, 4, 6] в випадку рівномірного розподілення швидкості по сеченню узкого каналу та турбулентного режиму течії (Re = $w_0 D / v > 10^4$) залежить тільки від співвідношення площин узкого та широкого сечень F_0/F_2 (степені

збільшення $n = F_0/F_2$) та вираховується за формулою Бордо-Карно:

$$\zeta_m = \frac{\Delta P}{\rho w_0^2 / 2} = \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right)^2. \quad (2)$$

При несподіваному збільшенні сечення трубопроводу утворюється струя, яка умовно відокремлюється від основної рідини та після цього розпадається та свищується в сильні вихри. Довжина участка, на якому виникає вихреобразування, поступово зменшується, а потік рідини по сеченню, становить згідно [5] $8-12 D$ (D — гідрравлічний діаметр широкого сечення трубопроводу). Втрати на удар при несподіваному збільшенні сечення пов'язані, в основному, з утворенням вихрів на цьому участку.

В тих випадках, коли здатність рідини до зміни об'єму можна не враховувати ($V > 150 \text{ м}^3/\text{s}$), втрати повного тиску можна визначити за методом приведеної довжини, який описано в праці [1] та реалізовано в програмі Сеть-ВЭ. Ідея методу полягає в тому, що при розрахунку на основі газодинамічних функцій місцеві втрати тиску представляються як втрати на трінінг в трубі еквівалентної довжини.

Згідно з методом приведеної довжини тисок в узкому сеченні трубопроводу перед несподіваною збільшенню сечення визначається за формулою

$$P_{1'}^* = \frac{G \cdot \sqrt{T}}{m \cdot F_{1'} \cdot q(\lambda_{1'})}, \quad (3)$$

де $P_{1'}^*$ — повний тисок рідини в сеченні до несподіваної збільшення сечення, $\text{кг}/\text{м}^2$; G — расход рідини, $\text{кг}/\text{s}$; m — для повітря = 0,3965 $\text{град}^{0,5}/\text{s}$; $F_{1'}$ — площа сечення трубопроводу до несподіваної збільшення сечення, м^2 ; $q(\lambda_{1'})$ — газодинамічна функція; $\lambda_{1'}$ — приведена швидкість потока до несподіваної збільшення сечення, $\lambda_{1'} = v_{1'}/a_{1'}$, де $v_{1'}$ — швидкість потока, $\text{м}/\text{s}$; $a_{1'}$ — швидкість звука в даному сеченні потока, $\text{м}/\text{s}$; T — температура потока рідини, К.

Так як гідрравлічний розрахунок ведеться проти руху потока, приведена швидкість повітря в узкому сеченні 1' визначається з уравнення

$$\phi(\lambda_{1'}) = \phi(\lambda_{2'}) + \chi, \quad (4)$$

де $\phi(\lambda_{1'}), \phi(\lambda_{2'})$ — газодинамічні функції в сеченні

1' та 2' відповідно; $\phi(\lambda) = \frac{1}{\lambda^2} + 2 \ln \lambda$; $\chi = \frac{2k}{k+1} \zeta \frac{x}{D}$ — приведена довжина трубопроводу; ζ — коефіцієнт гідрравліческих втрат; x — довжина розрахункового участка трубопроводу, м; D — гідрравлічний діаметр трубопроводу, м; k — коефіцієнт адіабати, $k = c_p/c_v$, для повітря $k = 1,4$.

Согласно теорії термодинаміки скакок уплотнення виникає в узкому сеченні трубопроводу при співвідношенні

давлень $\frac{P^*}{P_{cm}} \geq 1.89$, де P^* та P_{cm} — відповідно повне та статичне давлення потока рідини в розрахунковому

риваемом сечении. При этом максимально возможная скорость в данном сечении не может превышать местной скорости звука. Однако, используя для расчета коэффициенты гидравлического сопротивления, рассчитанные по формуле (2), для различных отношений площадей, при определении полного давления в сечении 1', мы получаем скорость воздуха, которая превышает местную скорость звука, что противоречит теории. Более того, при увеличении отношения площадей расход воздуха, согласно выражениям 1 и 2, уменьшается (т.к. для $d = 30 \text{ мм}$, $\zeta = 0,3086$; $d = 48 \text{ мм}$, $\zeta = 0,6829$; $d = 61 \text{ мм}$, $\zeta = 0,7965$), что не соответствует данным, полученным в испытаниях, и указывает на нецелесообразность использования данного метода для определения потерь полного давления при подобных скоростях.

Если рассмотреть идеальное сужающееся устройство (трубка Вентури), в котором потери полного давления отсутствуют, то скорость в узком сечении может сильно отличаться от скорости в других сечениях, в результате чего она может достигать местной скорости звука, даже если отношение полного давления до сужения к статическому давлению после сужения не достигло критического. В этом случае потери полного давления, происходящие в скачке уплотнения, могут полностью перекрывать потери давления, связанные с вихреобразованиями, что подтверждается экспериментальными данными для разных соотношений площадей F/f_0 . Поэтому дополнительный учет потерь давления, связанных с вихреобразованиями, приводит к завышенному значению потерь давления на элементе, что показано на рис. 1.

Для решения поставленной задачи было использовано два подхода, основанные на гидравлике и механике жидкости.

В первом случае было обращено внимание на то, что возникающие потери давления связаны с возникающими вихрями, которые образуются за узким сечением. Следовательно, они должны учитываться с учетом такого обстоятельства.

Известные методы расчета потерь полного давления на гидравлических элементах всегда предполагают неизменность их сечения. Как было показано выше, расчет потерь давления при приведении сопротивления к узкому сечению f_0 приводит к завышению таких потерь. Если для расчета потерь давления использовать приведение местного гидравлического сопротивления к широкому сечению F , то в режимах, близких к критическим, такие потери будут занижены. Поэтому при выборе способа расчета потерь давления на гидравлическом элементе «внезапное расширение» необходимо было разработать способ выбора эффективного сечения трубопровода.

При выборе такого эффективного сечения трубопровода учитывался тот факт [5], что при критическом истечении как бы образуется жесткая коническая стенка. Поэтому расчетная область (рис. 3) разбивалась на ряд концентрических окружностей с равным шагом по площади.

Расчет потерь давления ведется при изменении площади трубопроводов от первого сечения ко второму и т.д. в предположении нулевой длины участка разбиения

(т.к. длинноволновые потери самой трубы большего диаметра рассчитываются отдельно). Кроме того, коэффициент гидравлических потерь ζ определялся для каждого из участков с учетом соотношения площадей так, что общий суммарный коэффициент сопротивления для случая несжимаемой жидкости, с пересчетом его на единую площадь, оставался равным рассчитанному по формуле (2) для такой же площади.

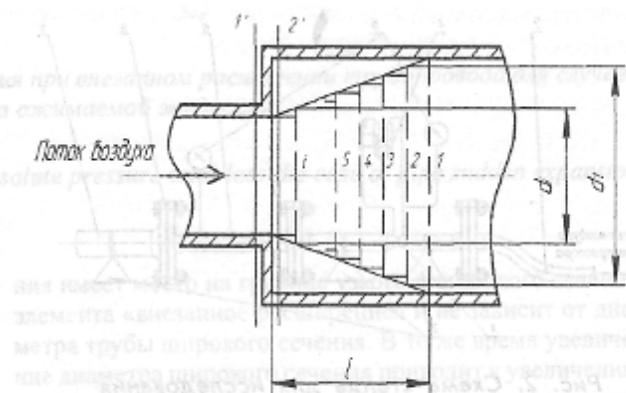


Рис. 3. Расчетная область при внезапном расширении потока жидкости.

В расчетах использовалось приведение коэффициента гидравлических потерь ζ к большему из сечений трубопровода на каждом из разбиений расчетной области. При этом на более узком сечении мог возникать скачок уплотнения. Последнее означало, что коэффициент гидравлических потерь на таком участке разбиения не влияет на расчет, поскольку полностью перекрывается скачком уплотнения.

Расчеты проводились при различном количестве разбиений расчетной области от 5 до 100 интервалов. В результате анализа результатов расчетов стало очевидно, что увеличивать количество разбиений более 20 нецелесообразно, так как отклонение результатов расчета от данных испытаний не превышает 2 %, что соответствует погрешности измерений.

Ниже приведено сравнение результатов, полученных в испытаниях, с расчетными значениями по предложенной методике, а также полученные результаты по методике, предложенной в работе [1] (при использовании формулы (2)).

Второй подход состоял в расчете потери давления на элементе «внезапное расширение» на основании определения трехмерного поля скоростей. Для этого использовалось приложение CFX программы ANSYS, которое было выбрано в качестве инструмента для анализа подобного режима течения из ряда подобных программ в связи с тем, что результаты, полученные с его помощью, наиболее точно совпадают с данными, полученными во время испытаний.

Трехмерная модель трубопроводов была создана в CATIA V5R18, которая затем была импортирована в программу ANSYS. При расчете анализировались следую-

щие факторы, влияющие на корректность создания математической модели течения сжимаемой жидкости при внезапном расширении потока: модель турбулентности, построение расчетной сетки — ее вид, толщина пристеночного слоя и градиент его изменения, теплообмен, шероховатость стенки.

Согласно результатам расчета наиболее точные данные были получены при использовании трех теорий турбулентности, представленных в программе и описанных в работе [7]:

- $k - \varepsilon$ — epsilon ($k - \varepsilon$) — двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности, основанная на рассмотрении кинетической энергии турбулентных пульсаций. При использовании данной модели устанавливалась различная шероховатость стенки: 1, 5, 15, 50 и 100 мкм;
- $k - \omega$ ($k - \omega$) — данная модель турбулентности имеет преимущество перед $k - \varepsilon$ при моделировании пристеночных течений;
- shear stress transport — дает наиболее точные результаты при существовании теплообмена.

Расчетная область была представлена сеткой, ячейки которой имели вид тетраэдра, а пристеночный слой разбит на 10 подслоев, ячейки которых имели форму призмы.

Расчеты проводились при различных видах теплообмена:

- total energy — учитывается кинетическая энергия потока, а также используется при скоростях потока больше 0,2 Маха;
- thermal energy — учитывает только внутреннюю энергию потока, и целесообразно использовать при скоростях менее 0,2 Маха.
- isothermal — теплообмен не учитывается.

Результаты расчета, полученные по программе ANSYS CFX, а также по описанной выше математической модели, и экспериментальные данные по расходам представлены на рис. 4.

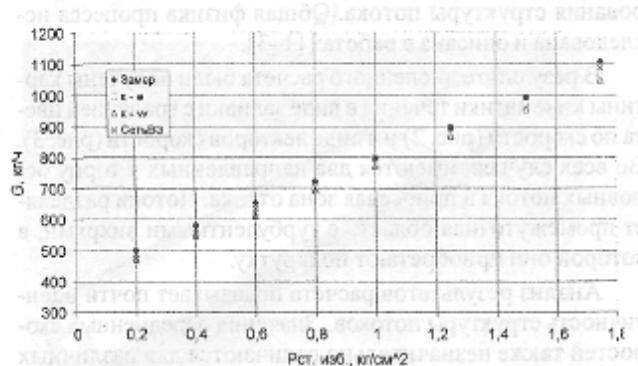


Рис. 4. Сравнение результатов расчета, сделанного по программе ANSYS CFX и СетьВЭ, с результатами испытаний.

б) — плоское горло, лежащее в плоскости симметрии потока под углом к оси 15°; д) — клиновидное горло под углом к оси 15°; ж) — цилиндрическое углубление диаметром 0,4 калибра, глубиной 0,7 калибра.

Выводы

1. Расчеты по методике приведенной длины с приведением коэффициента местных потерь к узкому сечению при его определении согласно зависимости (2) [5] показали, что с увеличением площади проходного сечения уменьшается общий расход, что не подтверждается экспериментальными исследованиями.

2. Методика расчета расхода воздуха, основанная на определении трехмерного поля скоростей и давлений показывает близкие результаты, но худшие чем в предложенном способе разбиения расчетной области концентрическими окружностями.

3. Метод разбиения расчетной области на концентрические окружности, предложенный в статье, обеспечил получение результатов расчета, наиболее близких к натуральным данным и может быть рекомендован для практического использования при гидравлических расчетах режимов гидравлических распределительных систем, содержащих элементы — внезапное расширение трубопровода.

Литература

1. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика. — 3-е изд., перераб. — М.: Наука, 1969. — 824 с.
2. Альтшулер, А.Д. Гидравлические сопротивления. — 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Недра, 1982. 224 с.
3. Альтшулер, А.Д., Арзуманов, Э.С., Везирян, Р.Е. Экспериментальное исследование зависимости коэффициентов сопротивления при внезапном расширении потока от числа Re // Нефтяное хозяйство. — 1967. — № 4. — С. 64—70.
4. Глотов, Г.Ф., Мороз, Э.К. Исследование течения газа в цилиндрическом канале при внезапном расширении звукового потока // Уч. записки ЦАГИ. — 1970. — Т. 1. — № 2. — С. 53—59.
5. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям // Под ред. М.О. Штейнберга. — 3-е изд., перераб. доп. — М.: Машиностроение, 1992. — 672 с.: ил.
6. Левин, Л.М., Малая, Э.М. Исследование гидродинамики потока при внезапном расширении // Труды гос. проект. исслед. ин-та Востокгипрогаз. — 1969. — Вып. 1. — С. 41—7.
7. Хитрых, Д. ANSYS Solutions // Инженерно-технический журнал. Русская редакция. — 2005. — 1 (1). — С. 9—11.

Надійшла 22.11.2010 р.