



Негосударственное частное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Технический университет УГМК»

Т. П. Бебенина

**МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА**  
Методическое пособие

Верхняя Пышма

2019

Бибенина Т. П. Механика жидкости и газа. - Екатеринбург

Материал учебного пособия «Механика жидкости и газа» составлен в соответствии с требованиями к обязательному минимуму содержания дисциплин, установленному ГОС ВО по направлению Горное дело.

Пособие включает краткие теоретические положения курса, примеры решения задач и задания для выполнения расчетно-графической работы.

## ВВЕДЕНИЕ

Курс «Механика жидкости и газа» является продолжением дисциплины «Гидравлика», в котором на основе законов механики сплошной среды изучались теоретические и прикладные задачи равновесного состояния и движения жидкости. Рассматривались выводы уравнений Эйлера, получение при их интегрировании основных законов гидростатики и динамики несжимаемой вязкой жидкости и применение уравнений Д. Бернулли для решения одномерных задач. Отметим, что «Гидравлика» является одним из разделов классической науки «Гидромеханика» или «Механика жидкости и газа», поэтому при изучении этого раздела, в основном, рассматривалось решение задач, связанных с движением жидкой среды. Полученные закономерности рекомендовались для газов в случаях, когда их большой сжимаемостью можно пренебречь и рассматривать газы в соответствии с моделью несжимаемой жидкости. При действии больших давлений и движении с большими скоростями следует учитывать изменение плотности газа.

При изучении курса «Механика жидкости и газа» в первой части предусматривается для повторения и закрепления законов динамики жидкости решение комплексной задачи на основании уравнения Бернулли для установившегося движения. Далее рассматриваются вопросы газовой динамики, в которых учитывается влияние скорости движения газового потока на изменение давления и температуры. Это значит, что наряду с законами механики учитываются законы термодинамики. В связи с этим при отборе материала для изучения рассмотрены выводы уравнения Бернулли для газовой среды с учетом протекающих процессов и приведены решения задач для установившегося движения газов в трубах.

Так как при изучении «Гидравлики» элементы кинематики изучались только в необходимом для изложения динамики объёме, в данном курсе некоторые вопросы рассматриваются более подробно. Также приводятся примеры плоскопараллельного движения жидкостей. В каждом разделе после рассмотрения теоретических положений и примеров решения задач приводятся задания для самостоятельного выполнения заданий.

## Глава 1

# ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ МЕХАНИКИ ЖИДКОСТИ

При выполнении выводов в гидравлике использовалась модель идеальной жидкости и струйная модель потока. Выведенные на основе этих допущений уравнения Эйлера и интеграл Д. Бернулли получены в соответствии с законами механики. Для учета реальных условий течения вязких жидких сред в гидравлике использованы полуэмпирические теории, дополняющие математические модели экспериментальными зависимостями. При решении одномерных задач в данных математических моделях применяют осредненные по живым сечениям потоков гидродинамические параметры, к которым относятся:

$v$  - средняя скорость;

$p$  - давление в центре сечения;

$z$  - геометрическая высота положения центра сечения относительно выбранной горизонтальной плоскости сравнения (координата).

При использовании данных параметров основные законы механики отражаются в следующем виде:

- закон сохранения массы или уравнение неразрывности для сечений по длине потока

$$Q = v \omega = \text{const};$$

- закон сохранения энергии или уравнение баланса удельной механической энергии для двух сечений потока

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{w_{1-2}} ;$$

где  $Q$  – расход в сечениях,

$\omega$  – площадь живого сечения,

$\alpha$  – коэффициент Кориолиса, зависящий от режима течения,

$g$  – ускорение свободного падения,

$h_w$  – затраты удельной механической энергии, учитывающие рассеивание той её части, которая вследствие вязкого трения переходит в тепло.

В приведенном виде уравнение Бернулли записано для механической энергии, отнесенной к единице силы тяжести жидкости в сечении. Члены уравнения имеют размерность длины и могут быть представлены в виде высот –

напоров: геометрического  $z$ , пьезометрического  $\frac{p}{\rho g}$  и скоростного  $\frac{\alpha v^2}{2g}$ . В

сумме все слагаемые составляют полный напор, а слагаемое  $h_w$  отражают потери напора, происходящие в гидравлических сопротивлениях.

В курсе Гидравлики были даны методические рекомендации для использования уравнения Бернулли при решении различных прикладных задач, которые кратко приводятся далее.

### Методика применения уравнения Бернулли

**1. Выбираются два сечения**, которые будут соединяться уравнением Бернулли. В качестве сечений могут быть приняты

- **поперечные сечения трубопровода**, где установлены приборы для измерения давления, а также выходное сечение трубы при выходе потока в атмосферу,
- **поверхности жидкости** в резервуарах.

Сечения нумеруются **по направлению движения жидкости**.

**2. Проводится горизонтальная плоскость сравнения (0-0)**, так, чтобы было удобно определять геометрическую высоту (напор)  $z$ . Её лучше всего (но не обязательно) проводить через **нижнее** из сечений. Тогда для этого сечения  $z = 0$ . Для сечений, расположенных **выше**,  $z$  - положительно.

**3. Записывается в общем виде уравнение Бернулли** для потока

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{w_{1-2}}$$

**4. Определяются все параметры для рассматриваемых сечений в общем виде.** Лучше это оформить в соответствии со схемой таким образом: прямо под уравнением для каждого сечения анализируются параметры

$$\begin{aligned} z_1 &= & z_2 &= \\ p_1 &= & p_2 &= \\ v_1 &= & v_2 &= \end{aligned}$$

- В уравнение Бернулли рекомендуется подставлять **абсолютное давление в выбранных сечениях**. Так, если сечение открыто, или жидкость выходит из трубы в атмосферу, **абсолютное давление** равно атмосферному:  $p = p_a$ .

В закрытом резервуаре или на трубопроводе, где установлены приборы для измерения давления, **абсолютное давление** записывается в виде

$$p = p_a + p_{\text{ман}}; \quad \text{или} \quad p = p_a - p_{\text{вак}};$$

$p_{\text{ман}}$  и  $p_{\text{вак}}$  – показания манометра или вакуумметра в зависимости от прибора.

- Для **сечений**, которые проведены по поверхности жидкости и имеют большую площадь, скорость принимается **равной** нулю  $v=0$ , в **сечениях** трубопровода **средняя скорость** равна  $v$ .
- Определяются общие **потери напора**

$$h_w = \Sigma h_r + h_l$$

где  $h_r$  - местные потери напора, рассчитываемые по формуле Вейсбаха

$$h_r = \zeta \frac{v^2}{2g}$$

$\zeta$  – коэффициент местного сопротивления, их значения принимаются по таблицам;

$h_l$  - потери напора по длине, определяемые по формуле Дарси-Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси). Их можно рассматривать отдельно и потом суммировать или после определения коэффициентов сопротивлений  $\zeta$  и  $\lambda$  представить по формуле общих потерь для трубопровода постоянного сечения в виде

$$h_w = \Sigma h_r + h_l = h_r = \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \left( \Sigma \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{v^2}{2g}$$

**5. Все данные в общем виде выписываются под уравнением, выполняется их подстановка в уравнение, выводится расчетная формула для определяемого параметра и затем выполняется цифровой расчет в соответствии с типом задачи.**

При выполнении расчета наиболее трудоемким является вопрос по определению коэффициента Дарси. В связи с этим можно выделить три типа задач:

- с известным расходом,
- по определению расхода
- по выбору необходимого размера сечения потока.

#### **Порядок цифрового расчета при заданном расходе $Q$**

Рассчитывается средняя скорость движения потока:

$$v = \frac{Q}{\omega},$$

где  $Q$  – расход жидкости,

$\omega$  – площадь живого сечения.

Для трубопроводов круглого сечения формула принимает вид

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{1,27Q}{d^2},$$

где  $d$ - диаметр трубы.

Затем вычисляется число Рейнольдса, определяется режим движения и принимаются соответствующие коэффициент Кориолиса  $\alpha$  и формула для расчета коэффициента Дарси:

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} = \frac{1,27Q}{d\nu},$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости.

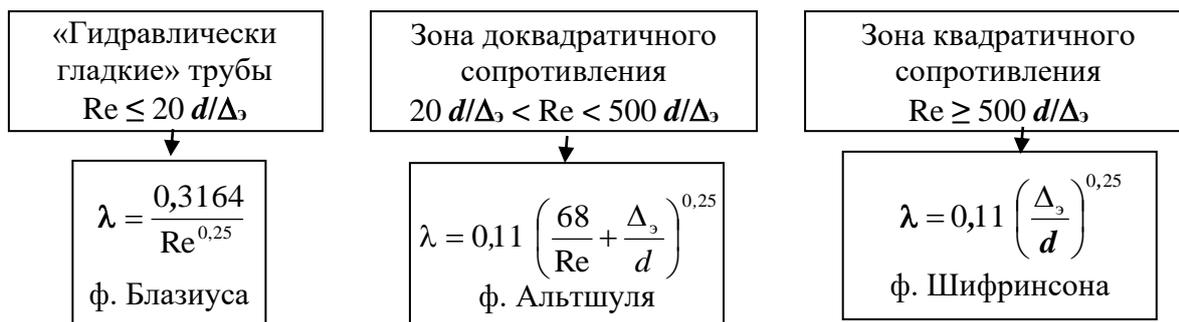
При  $\text{Re} \leq 2300$  - режим ламинарный:  $\alpha = 2$ ;

для трубопровода круглого сечения

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (\text{формула Пуазейля})$$

При  $\text{Re} > 2300$  турбулентный режим:  $\alpha = 1$ .

Коэффициент Дарси определяется по соответствующей формуле после нахождения границ зон турбулентного течения:



$\Delta_3$ - эквивалентная шероховатость поверхности, ограничивающей поток.

### Порядок цифрового расчета при определении расхода $Q$

В случае, если требуется определить расход, в первом приближении принимается, что режим турбулентный, область сопротивления – квадратичная, коэффициент  $\lambda$  определяется по формуле Шифринсона и из уравнения Бернулли определяется средняя скорость  $v$ . При необходимости может быть уточнен режим согласно полученной скорости и область сопротивления турбулентного режима и заново определен коэффициент Дарси:

$$v = \sqrt{\frac{2gH}{\Sigma\zeta + \lambda \frac{l}{d}}}$$

Тогда расход будет равен

$$Q = \mu_{тр} \omega \sqrt{2gH}$$

Здесь  $\mu_{тр}$  – коэффициент расхода

$$\mu_{тр} = \sqrt{\frac{1}{\Sigma\zeta + \lambda \frac{l}{d}}}$$

величина которого остается постоянной для данного трубопровода при турбулентном режиме в квадратичной области сопротивления.

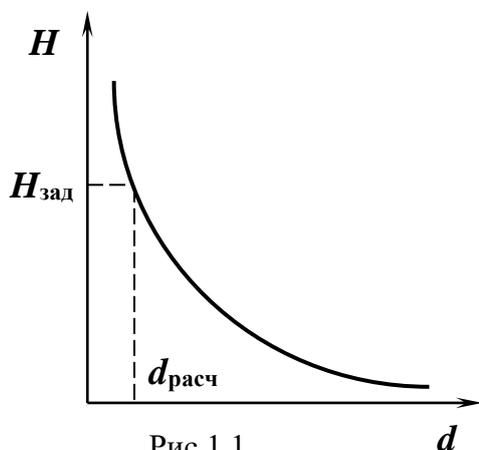


Рис.1.1

Задачи по определению размеров сечения

решаются методом перебора вариантов. Задава-

ясь значениями диаметров в соответствии с заданным расходом, несколько раз

решается задача первого типа, определяется располагаемый напор. Затем строится график зависимости  $H = f(d)$  (рис. 1.1) по которому, проведя линию, соответствующую заданному напору до пересечения с кривой, находят расчетный диаметр  $d_{\text{расч}}$ .

С помощью приведенных кратких сведений предлагается сделать расчет циркуляционной насосной установки, в котором выполняются все три типа перечисленных задач. Такая установка (рис. 1.2) может быть элементом различных технологических процессов с большим набором аппаратов и устройств, применяемых для различных целей.

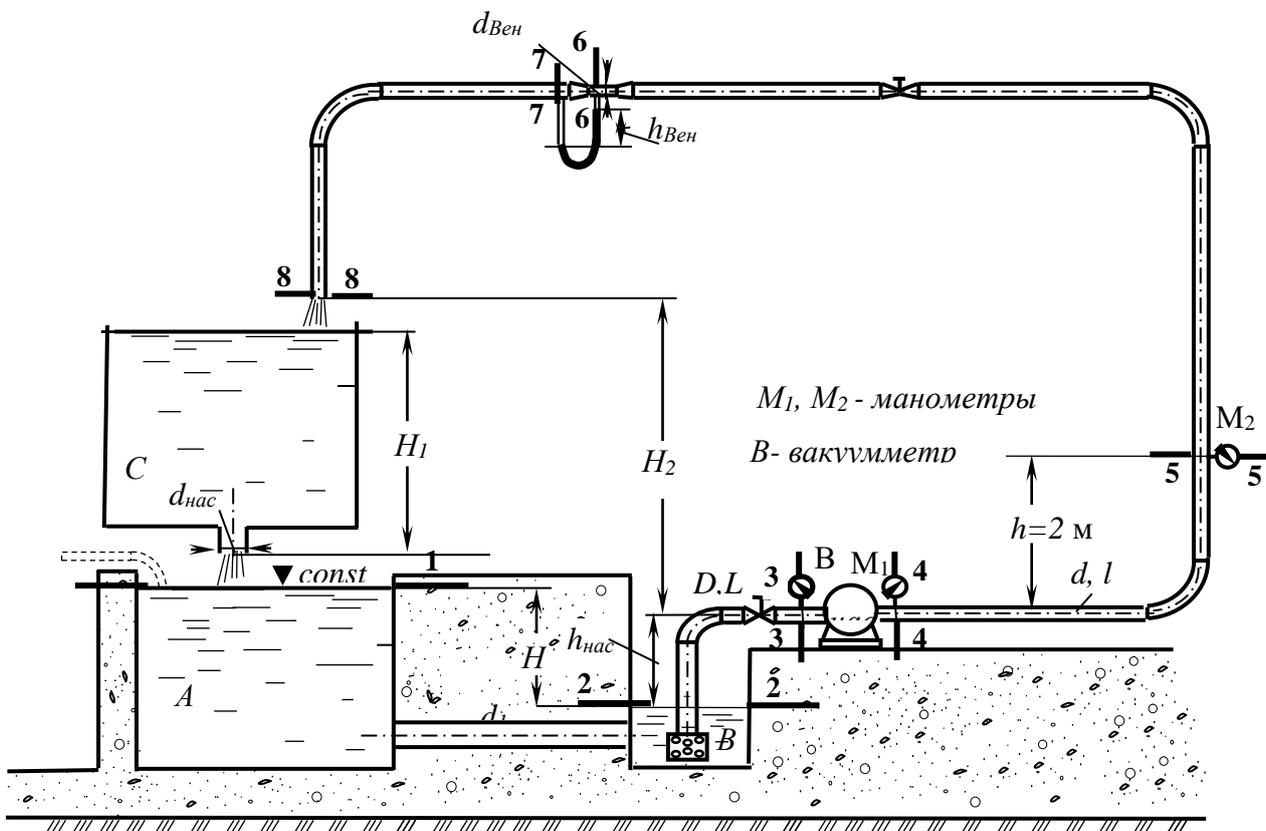


Рис. 1.2

**Пример.**

Вода по самотечному трубопроводу диаметром  $d$  и длиной  $l$  поступает из резервуара  $A$  в резервуар  $B$ , откуда насосом перекачивается в промежуточную емкость  $C$  и из нее выливается в резервуар  $A$ .

На всасывающей линии насосной установки ( $d_1, l_1$ ) имеется всасывающая сетка с обратным клапаном, колено и задвижка. На входе в насос установлен вакуумметр  $B$ . На нагнетательной линии установлены манометры  $M_1$  и  $M_2$ , за-

движка и расходомер Вентури. Промежуточная емкость  $C$  в донной части имеет внешний цилиндрический насадок.

Предполагая установившееся движение жидкости, выполнить следующие расчеты.

1) По показанию ртутного дифманометра - расходомера Вентури -  $h_{Вен}$  определить величину расхода в установке.

2) Подобрать диаметр самотечного трубопровода  $d_1$ .

3) Определить показание вакуумметра, установленного перед входом в насос.

4) Определить показание манометров  $M_1$  и  $M_2$ , установленного от первого на расстоянии 100 м.

5) Определить напор, создаваемый насосом, и его полезную мощность

6) Определить напор  $H_1$  в промежуточном резервуаре  $C$  при коэффициенте расхода  $\mu_{нас}=0,82$ .

7) Определить толщину стенок трубопровода из расчета на гидравлический удар, принимая скорость распространения ударной волны равной  $c=1350$  м/с,  $\sigma_{adm}=100$  МПа.

Рассмотрим пример решения при следующих данных:

$h_{Вен}$ , мм	$d_{Вен}$ , мм	$d$ , мм	$l$ , м	$D$ , мм	$L$ , м	$l_1$ , м	$H$ , м	$H_2$ , м	$h_{нас}$ , м	$d_{нас}$ , мм	$\Delta$ , мм	$\zeta_{завд}$	$\zeta_{сет}$	$\zeta_{кол}$
330	50	100	280	125	16	40	1,6	16	6,1	50	0,2	2,0	7	0,4

Для ответа на все поставленные вопросы при анализе элементов установки будет использовано уравнение Бернулли. Поэтому наметим на установке необходимое количество сечений потока и пронумеруем по ходу движения жидкости (рис. 1.2).

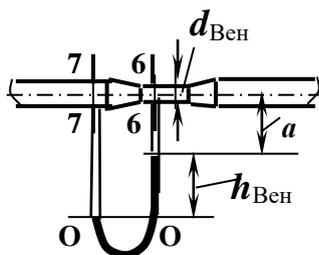


Рис. 1.3

1) Определяем величину расхода в установке. Так как движение стационарное, то величина расхода для аппаратов и частей установки одинакова. Она может быть найдена с помощью расходомера Вентури (рис.1.3). Рас-

четную формулу получим, рассмотрев сечения 6-6 и 7-7. Плоскость сравнения совмещена с осью трубопровода.

$$z_6 + \frac{p_6}{\rho g} + \frac{\alpha_6 v_6^2}{2g} = z_7 + \frac{p_7}{\rho g} + \frac{\alpha_7 v_7^2}{2g} + h_{w_{6-7}}$$

$$z_6 = 0; \quad z_7 = 0;$$

$$p_6 = p; \quad p_7 \text{ определим с помощью дифференциального ртутного манометра, проведя плоскость уровня О-О:}$$

$$p_7 = p + \rho g(a + h_{\text{Вен}}) - \rho_{\text{рт}} g h_{\text{Вен}} - \rho g a;$$

Скорость в шестом сечении выразим через скорость в седьмом на основании уравнения неразрывности  $Q = v \omega = \text{const}$ , приняв  $v_7 = v$ , тогда

$$v \frac{\pi d^2}{4} = v_6 \frac{\pi d_{\text{Вен}}^2}{4}; \quad v_6 = v \frac{d^2}{d_{\text{Вен}}^2}.$$

Потерями напора при расчете можно пренебречь, так как сечения расположены близко друг к другу и переход от одного сечения к другому выполнен плавно. Подставим все данные в уравнение Бернулли, преобразуем его и сформируем формулу для определения расхода, приняв коэффициент Кориолиса  $\alpha$  равным единице для турбулентного режима.

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \frac{d^4}{d_{\text{Вен}}^4} = \frac{p}{\rho g} + \frac{\rho g a}{\rho g} + \frac{\rho g h_{\text{Вен}}}{\rho g} - \frac{\rho_{\text{рт}} g h_{\text{Вен}}}{\rho g} - \frac{\rho g a}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$$

$$\frac{v^2}{2g} \left( \frac{d^4}{d_{\text{Вен}}^4} - 1 \right) = h_{\text{Вен}} \left( \frac{\rho_{\text{рт}}}{\rho} - 1 \right)$$

$$v = \sqrt{\frac{2g \left( \frac{\rho_{\text{рт}}}{\rho} - 1 \right) h_{\text{Вен}}}{\left( \frac{d^4}{d_{\text{Вен}}^4} - 1 \right)}}$$

$$v = \sqrt{\frac{19,6 \left( \frac{13600}{1000} - 1 \right) 0,33}{\left( \frac{0,1^4}{0,05^4} - 1 \right)}} = 2,33 \text{ м/с}$$

Теперь определим величину расхода:

$$Q = v \frac{\pi d^2}{4}; \quad Q = \frac{2,33 \cdot 3,14 \cdot 0,01}{4} = 0,0183 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2) Для определения диаметра  $d_1$  самотечного трубопровода рассматриваются сечения 1-1 и 2-2. Плоскость сравнения совмещаем со вторым сечением.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{w_{1-2}}$$

$$z_1 = H; \quad z_2 = 0;$$

$$p_1 = p_a; \quad p_2 = p_a;$$

$$v_1 = 0; \quad v_2 = 0.$$

После подстановки данных получаем

$$H = h_{w_{1-2}} = \left( \sum \zeta + \lambda \frac{l}{d_1} \right) \frac{v^2}{2g}.$$

Для упрощения расчетов выразим скорость через расход и преобразуем, подставив значения известных величин. Так сумма коэффициентов местных сопротивлений на входе ( $\zeta_{\text{вх}}=0,5$ ) и выходе ( $\zeta_{\text{вых}}=1$ ) трубопровода составит 1,5.

$$H = \left( 1,5 + \lambda \frac{40}{d_1} \right) \frac{16Q^2}{\pi^2 d_1^4 2g} = \left( 1,5 + \lambda \frac{40}{d_1} \right) \frac{2,77 \cdot 10^{-5}}{d_1^4}$$

Далее ход расчетов выполняется в следующей последовательности. Принимаем диаметр равным 100 мм и проверяем режим движения.

$$\text{Re} = \frac{1,27Q}{dv}.$$

При турбулентном режиме находим область сопротивления и определяем коэффициент Дарси. После этого рассчитывается действующий напор. Если он больше заданного, принимаем новое значение диаметра в сторону увеличения, и повторяем расчет. Расчетные данные сводим в таблицу, в соответствии с которой можно построить графическую зависимость.

$d_1$ , мм	Re	$500 d_1/\Delta$	$\lambda$	$(1,5 + \lambda 40/d_1)$	H, м
100	232410	250000	0,0241	11,14	3,09
125	185928	312500	0,0232	8,92	1,01
150	154940	375000	0,0226	7,53	0,41
114	203868	285000	0,0235	9,78	1,604

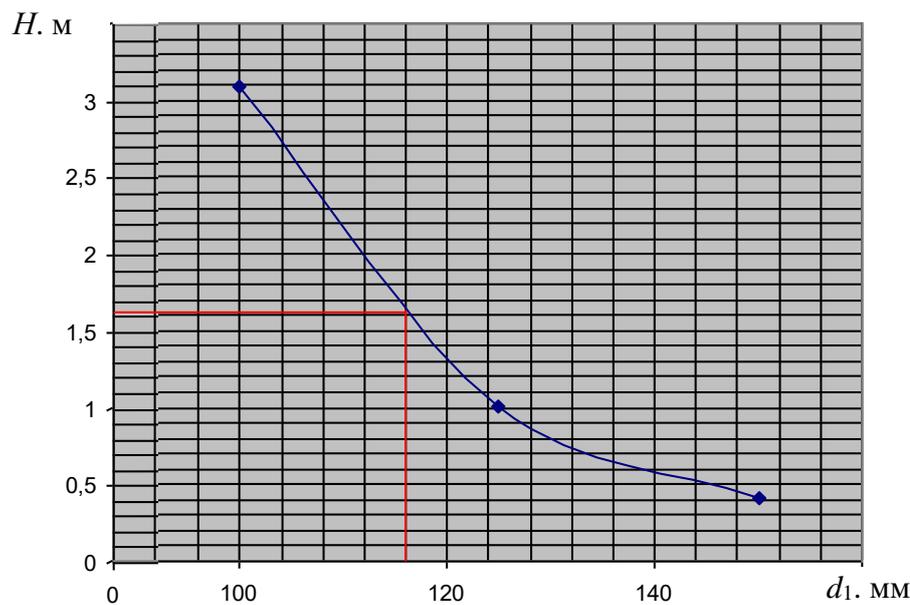


Рис. 1.4

Как можно видеть, режим движения во всех случаях турбулентный, область сопротивления докватричная, поэтому коэффициент Дарси рассчитан по формуле Альтшуля. Графическая зависимость приведена на рис. 1.4. По графику требуемый в соответствии с заданным напором

$H=1,6$  м диаметр составляет 116 мм. Для стальных бесшовных труб по ГОСТ8732-78 наиболее близкое значение внутреннего диаметра по таблицам Шевелева соответствует 114 мм, толщина стенки  $\delta=4$  мм. Расхождение действующего напора с полученным по расчету для принятого диаметра составляет 0,25%.

3) Для определения показания вакуумметра рассмотрим уравнение Бернулли для сечений 2-2 и 3-3. Плоскость сравнения совместим с сечением 2-2:

$$z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} = z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + h_{w_{2-3}}$$

$$z_2 = 0; \quad z_3 = h_{\text{нас}};$$

$$p_1 = p_a; \quad p_2 = p_a - p_{\text{вак}};$$

$$v_1 = 0; \quad v_2 = v_{\text{вс}}.$$

$$h_{w_{2-3}} = \left( \sum \zeta + \lambda \frac{L}{D} \right) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g}.$$

После подстановки данных получаем

$$\frac{p_a}{\rho g} = h_{\text{нас}} + \frac{p_a - p_{\text{вак}}}{\rho g} + \frac{\alpha v_{\text{вс}}^2}{2g} + \left( \sum \zeta + \lambda \frac{L}{D} \right) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g}.$$

$$\frac{P_{\text{вак}}}{\rho g} = h_{\text{нас}} + (\Sigma \zeta + \lambda \frac{L}{D} + \alpha) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g}.$$

$$v = \frac{1,27Q}{d^2} = \frac{1,27 \cdot 0,0183}{0,125^2} = 1,49 \text{ м/с.}$$

$$\text{Re} = \frac{1,27Q}{dv} = 185928 > 2300 \text{ режим турбулентный.}$$

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta}{D} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{68}{185928} + \frac{0,2}{125} \right)^{0,25} = 0,0232$$

$$\Sigma \zeta = \zeta_{\text{сет}} + \zeta_{\text{кол}} + \zeta_{\text{зад}} = 7,0 + 2,0 + 0,4 = 9,4; \quad \alpha = 1.$$

Тогда

$$\frac{P_{\text{вак}}}{\rho g} = 6,1 + \left( 9,4 + \frac{0,0232 \cdot 16}{0,125} + 1 \right) \frac{1,49^2}{2 \cdot 9,8} = 7,61 \text{ м вод.ст.} = 0,76 \text{ ат.}$$

Величина вакуума в пределах рекомендованных значений.

4) Для определения показания манометра  $M_1$  уравнение Бернулли записываем для сечений 4-4 и 8-8. Плоскость сравнения совместим по оси трубопровода, где расположено сечение 4-4.

$$z_4 + \frac{P_4}{\rho g} + \frac{\alpha_4 v_4^2}{2g} = z_8 + \frac{P_8}{\rho g} + \frac{\alpha_8 v_8^2}{2g} + h_{w_{4-8}}$$

$$z_4 = 0; \quad z_8 = H_2;$$

$$P_4 = P_a + P_{\text{ман1}}; \quad P_8 = P_a;$$

$$v_4 = v; \quad v_8 = v;$$

$$h_{w_{4-8}} = (\Sigma \zeta + \lambda \frac{l}{d}) \frac{v^2}{2g}.$$

$$\frac{P_a}{\rho g} + \frac{P_{\text{ман1}}}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} = H_2 + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} + (\Sigma \zeta + \lambda \frac{l}{d}) \frac{v^2}{2g}.$$

$$\frac{P_{\text{ман1}}}{\rho g} = H_2 + (\Sigma \zeta + \lambda \frac{l}{d}) \frac{v^2}{2g}.$$

$$\Sigma \zeta + \lambda \frac{l}{d} = 3 \zeta_{\text{кол}} + \zeta_{\text{зад}} + \frac{0,0231 \cdot 280}{0,1} = 3 \cdot 0,4 + 2,0 + 64,68 = 67,88$$

$$\frac{P_{\text{ман1}}}{\rho g} = 16 + 67,88 \cdot \frac{2,33^2}{2 \cdot 9,8} = 34,8 \text{ м вод.ст.} = 3,48 \text{ ат.}$$

Чтобы найти показание второго манометра, рассматриваем сечения 4-4 и

$$5-5: \quad z_4 + \frac{P_4}{\rho g} + \frac{\alpha_4 v_4^2}{2g} = z_5 + \frac{P_5}{\rho g} + \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} + h_{w_{4-5}}$$

$$z_4 = 0; \quad z_5 = 2 \text{ м;}$$

$$P_4 = P_a + P_{\text{ман1}}; \quad P_5 = P_a + P_{\text{ман2}};$$

$$v_4 = v; \quad v_5 = v;$$

$$h_{w_{4-5}} = \left( \sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{v^2}{2g}.$$

$$\frac{P_a}{\rho g} + \frac{P_{\text{ман1}}}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} = 2 + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{P_{\text{ман2}}}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} + \left( \sum \zeta + \lambda \frac{100}{d} \right) \frac{v^2}{2g}.$$

$$\frac{P_{\text{ман1}}}{\rho g} = 2 + \frac{P_{\text{ман2}}}{\rho g} + \left( \sum \zeta + \lambda \frac{100}{d} \right) \frac{v^2}{2g}; \quad \frac{P_{\text{ман2}}}{\rho g} = \frac{P_{\text{ман1}}}{\rho g} - 2 - \left( \sum \zeta + \lambda \frac{100}{d} \right) \frac{v^2}{2g}.$$

$$\frac{P_{\text{ман2}}}{\rho g} = 34,8 - 2 - \left( 0,4 + \frac{0,0231 \cdot 100}{0,1} \right) \frac{2,33^2}{2 \cdot 9,8} = 26,3 \text{ м вод.ст.} = 2,63 \text{ ат.}$$

5) Напор, создаваемый насосом, определяется как разность полных напоров на выходе из насоса (4-4) и на входе в него (3-3):

$$H_{\text{нас}} = H_4 - H_3 = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{P_{\text{ман1}}}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} - \left( \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_{\text{вак}}}{\rho g} + \frac{\alpha v_{\text{вс}}^2}{2g} \right)$$

$$H_{\text{нас}} = \frac{P_{\text{ман1}}}{\rho g} + \frac{P_{\text{вак}}}{\rho g} + \frac{\alpha(v^2 - v_{\text{вс}}^2)}{2g}$$

$$H_{\text{нас}} = 34,8 + 26,3 + \frac{(2,33^2 - 1,49^2)}{2 \cdot 9,8} = 61,26 \text{ м}$$

Полезная мощность насоса определяется по формуле:

$$N_{\text{плз}} = \rho g H_{\text{нас}} Q$$

$$N_{\text{плз}} = 1000 \cdot 9,8 \cdot 61,26 \cdot 0,0183 = 10986 \text{ Вт} \approx 11 \text{ кВт.}$$

б) При истечении жидкости через насадки величина расхода определяется по формуле

$$Q_{\text{нас}} = \mu_{\text{нас}} \omega_{\text{нас}} \sqrt{2gH_1}.$$

Выразим из формулы  $H_1$ :

$$H_1 = \frac{8Q_{\text{нас}}^2}{\mu_{\text{нас}}^2 \pi^2 d^4 g} = \frac{8 \cdot 0,0183^2}{0,82^2 \cdot 3,14^2 \cdot 0,05^4 \cdot 9,8} = 6,598 \text{ м} \approx 6,6 \text{ м}.$$

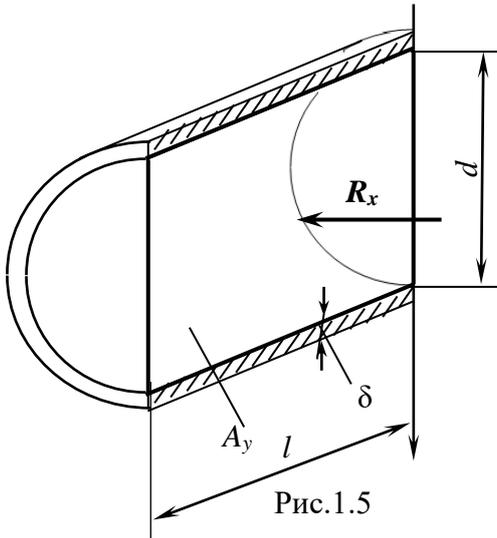


Рис.1.5

7) Определим толщину стенок трубопровода, учитывая давление после насоса и величину повышения давления при возможном гидравлическом ударе:

$$p_{\text{max}} = p_{\text{ман1}} + \Delta p = p_{\text{ман1}} + \rho c v,$$

где  $c$  – скорость распространения ударной волны

$$p_{\text{max}} = 34,8 \cdot 9,8 \cdot 10^4 + 1000 \cdot 1350 \cdot 2,33 = 6555900 \text{ Па}.$$

Для определения толщины стенки трубопровода, определим силу давления на единицу длины трубы, учитывая её горизонтальную составляющую  $R_x$  (рис.1.5):

$$R_x = p_{\text{max}} \cdot A_y = p_{\text{max}} \cdot d \cdot l = 6555900 \cdot 0,1 \cdot 1 = 655590 \text{ Н}.$$

Здесь  $A_y$  – площадь прямоугольника при  $l=1$ .

Условие прочности при растяжении можно записать в виде:

$$\sigma = \frac{R_x}{2\delta \cdot l} \leq \sigma_{\text{adm}},$$

где  $2\delta \cdot l = A_{\text{раз}}$  – возможная полная площадь разрушения.

Откуда

$$\delta \geq \frac{R_x}{2\sigma_{\text{adm}}} \geq \frac{655590}{2 \cdot 100000000} = 0,00328 \text{ м} = 3,28 \text{ мм}.$$

Как можно видеть, принятый к выполнению трубопровод для заданных условий работы соответствует условию прочности.

## **Задание №1**

### **Расчет циркуляционной установки**

Вода по самотечному трубопроводу диаметром  $d$  и длиной  $l$  поступает из резервуара  $A$  в резервуар  $B$ , откуда насосом перекачивается в промежуточную емкость  $C$  и из нее выливается в резервуар  $A$ .

На всасывающей линии насосной установки ( $d_1, l_1$ ) имеется всасывающая сетка с обратным клапаном, колено и задвижка. На входе в насос установлен вакуумметр  $B$ . На нагнетательной линии установлены манометры  $M_1$  и  $M_2$ , задвижка и расходомер Вентури. Промежуточная емкость  $C$  в донной части имеет внешний цилиндрический насадок.

Предполагая установившееся движение жидкости, выполнить следующие расчеты.

1) По показанию ртутного дифманометра - расходомера Вентури -  $h_{\text{Вен}}$  определить величину расхода в установке.

2) Подобрать диаметр самотечного трубопровода  $d_1$ .

3) Определить показание вакуумметра, установленного перед входом в насос.

4) Определить показание манометров  $M_1$  и  $M_2$ , установленного от первого на расстоянии 100 м.

5) Определить напор, создаваемый насосом, и его полезную мощность

6) Определить напор  $H_1$  в промежуточном резервуаре  $C$  при коэффициенте расхода  $\mu_{\text{нас}}=0,82$ .

7) Определить толщину стенок трубопровода из расчета на гидравлический удар, принимая скорость распространения ударной волны равной  $c=1350$  м/с,  $\sigma_{\text{adm}}=100$  МПа.

**Исходные данные (в соответствии с номером по списку)**

Таблица 1.1

№ П/П	Параметры														
	$h_{\text{Вен}},$ мм	$d_{\text{Вен}},$ мм	$d,$ мм	$l,$ м	$D,$ мм	$L,$ м	$l_1,$ м	$H,$ м	$H_2,$ м	$h_{\text{нас}},$ м	$d_{\text{нас}},$ мм	$\Delta,$ мм	$\zeta_{\text{зав}},$	$\zeta_{\text{сет}}$	$\zeta_{\text{кол}}$
1	400	25	65	250	80	15	20	0,5	9,0	5,1	30	0,2	2,0	10	0,6
2	320	30	80	270	90	18	25	0,7	10	4,8	35	0,3	2,4	8	0,4
3	215	40	90	300	90	20	20	1,5	15	3,9	40	0,5	1,7	7	0,4
4	350	40	125	280	100	15	30	0,9	12	4,1	45	0,2	2,0	5	0,3
5	290	50	100	320	100	18	40	1,2	16	3,8	50	0,3	2,4	6	0,4
6	450	45	100	370	90	20	20	1,5	9,0	4,9	60	0,5	1,7	6	0,4
7	370	50	110	350	110	15	25	1,7	10	5,2	65	0,2	2,0	6	0,3
8	340	60	150	280	100	18	20	2,1	15	4,7	70	0,3	2,4	5	0,3
9	150	50	100	290	125	20	30	0,8	12	4,9	30	0,5	1,7	10	0,4
10	310	50	100	320	110	15	40	1,6	16	4,3	35	0,2	2,0	8	0,4
11	180	60	125	350	150	18	20	1,9	9,0	3,8	40	0,3	2,4	7	0,3
12	240	60	125	320	150	20	25	1,8	10	5,1	45	0,5	1,7	5	0,3
13	380	40	75	370	80	15	20	0,8	15	4,8	50	0,2	2,0	6	0,5
14	350	40	90	400	100	18	30	0,5	12	3,9	60	0,3	2,4	6	0,4
15	550	30	65	280	80	20	40	0,4	16	4,1	65	0,5	1,7	6	0,6
16	410	30	80	300	100	15	20	0,25	9,0	3,8	30	0,2	2,0	7	0,5
17	470	50	100	350	100	18	25	2,5	10	4,9	75	0,3	2,4	10	0,4
18	400	50	125	280	150	20	20	0,9	15	5,2	30	0,5	1,7	5	0,3
19	180	60	125	290	150	15	30	1,0	12	4,7	35	0,2	2,0	6	0,3
20	210	60	100	320	125	18	40	0,6	16	4,9	40	0,3	2,4	6	0,4
21	360	50	100	350	100	20	20	1,6	9,0	4,3	45	0,5	1,7	6	0,4
22	420	40	100	320	90	15	25	0,8	10	5,3	50	0,2	2,0	8	0,4
23	500	30	75	370	80	18	20	0,2	15	4,5	60	0,3	2,4	10	0,5
24	600	30	65	400	80	20	30	0,15	12	3,9	65	0,5	1,7	8	0,6
25	330	50	100	280	110	16	40	1,6	16	6,1	50	0,2	2,0	7	0,4

## Глава 2

### ЭЛЕМЕНТЫ ГАЗОВОЙ МЕХАНИКИ

В самом начале раздела повторимся, что предметом изучения в данном курсе являются физические тела, обладающие свойством *текучести*: под действием малых сил при их движении изменяется относительное положение элементов, составляющих их структуру. В последнее время такие физические тела иногда объединяют под одним понятием – флюид (fluid).

Несмотря на различие некоторых свойств, обусловленных молекулярным строением жидкостей и газов, основной гипотезой при их изучении является гипотеза *сплошности*. Поэтому в гидравлике в некоторых расчетах процессов в газовых средах использовалась модель «несжимаемой жидкости». Тем не менее, в отличие от капельных жидкостей у газов свойство «сжимаемость» характеризуется большими значениями коэффициентов объемного сжатия и температурного расширения. Оно может существенно влиять на плотность газа.

#### 2.1. Связь плотности газа с давлением и температурой

Изменение плотности газа чаще всего сопровождается изменением температуры и теплообменом. Многие процессы в технике могут быть приближены к модели идеального или совершенного газа, для которого справедливо уравнение Клапейрона, позволяющее определять плотность при известных давлении и температуре:

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

где  $p$  - абсолютное давление;

$R$  - удельная газовая постоянная, различная для разных газов, но не зависящая от температуры и давления, для воздуха  $R=287$  Дж/(кг·К);

$T$  – абсолютная температура.

В технических расчетах плотность газа обычно приводят или к **нормальным** физическим условиям: ( $T=0^{\circ}\text{C}$ ;  $p=101325$  Па) или к **стандартным** условиям ( $T=20^{\circ}\text{C}$ ;  $p=101325$  Па). Так плотность воздуха при  $R=287$  Дж/(кг·К) в стандартных условиях будет равна

$$\rho_0 = \frac{101325}{287(273+20)} = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность воздуха при других условиях определяется по формуле

$$\rho = \rho_0 \frac{pT_0}{p_0T}.$$

**Пример 2.1.** Определить плотность воздуха при избыточном давлении  $p=4900\text{Па}$  и температуре  $t = 200^\circ \text{C}$ .

**Решение.** Находим абсолютное давление воздуха

$$p_{\text{абс}} = 101325 + 4900 = 106225 \text{ Па.}$$

Определяем абсолютную температуру воздуха

$$T = 273 + 200 = 473^\circ \text{K.}$$

Находим плотность воздуха из уравнения состояния

$$\rho = \frac{p_{\text{абс}}}{RT} = \frac{106225}{287 \cdot 473} = 0,78 \text{ кг/м}^3.$$

Физические константы газов зависят от характера протекания процессов в термодинамических системах. Термодинамический процесс – это изменение состояния системы, происходящее при обмене ее энергией с окружающей средой. Преобразование механической энергии в тепло (или обратный процесс) происходит с помощью газа, который в этом случае является рабочим телом системы. Рассмотренные формулы справедливы для состояний газов, когда их параметры не меняются (или меняются весьма медленно) во времени - *статических* (и *квазистатических*).

Более общим является **политропный процесс**,— термодинамический процесс, во время которого удельная теплоёмкость газа  $c$  остаётся неизменной. Простейший политропный процесс идеального газа определяется уравнением

$$pW^n = \text{const},$$

где  $W$  – объем газа,

$$n - \text{показатель политропы} \quad n = \frac{c - c_p}{c - c_w},$$

$c_p, c_w$  – теплоёмкости при постоянном давлении и постоянном объёме соответственно, которые связаны между собой по формуле Майера зависимостью

$$c_p - c_w = R.$$

Можно отметить, что показатель политропы отражает пропорцию разделения подводимой теплоты между внутренней энергией и работой.

Используя уравнение состояния, можно записать

$$pT^{\frac{n}{1-n}} = \text{const} \quad \text{или} \quad WT^{\frac{1}{n-1}} = \text{const}.$$

Тогда в зависимости от вида процесса (изохорный, изобарный, изотермический, адиабатический) могут быть получены соответствующие зависимости. Так для изотермического процесса ( $T=\text{const}$ ) из данной формулы имеем

$$p/\rho = \text{const};$$

для адиабатического процесса

$$p/\rho^k = \text{const},$$

где  $k=c_p/c_v$ - адиабатическая постоянная газа.

Для статических процессов закон сохранения энергии выражен **1-м началом термодинамики**:

$$Q_T = A + \Delta U = p\Delta W + \Delta U.$$

Здесь  $Q_T$  – подведенное к газу тепло,  $A = p\Delta W$  – совершаемая работа,  $\Delta U$  – изменение внутренней энергии газа. При передаче энергии тепловым путем происходит теплообмен, вызванный изменением температур. Это приводит к изменению физической величины, которую называют **энтропией S**:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int dS,$$

$dS = dQ_T/T$  - бесконечно малое изменение энтропии при передаче бесконечно малого количества теплоты. Тогда в дифференциальной форме

$$dS = \frac{dU}{T} + \frac{p}{T} dW.$$

При переходе из одного состояния в другое изменение энтропии составит

$$\Delta S = c_w \ln \frac{p_2 \rho_1^k}{p_1 \rho_2^k}.$$

Процесс, для которого  $\Delta S=0$ , называется *изоэнтропическим*.

При термодинамическом анализе важной функцией параметров состояния является удельная (единицы массы) **энтальпия** – теплосодержание при постоянном давлении

$$h = U + \frac{P}{\rho} = c_p T.$$

Сжимаемость газов зависит от характера процесса изменения состояния.

Для изотермического процесса

$$E = p,$$

а для адиабатического

$$E = kp,$$

где  $E$  - модуль упругости.

Важной характеристикой, определяющей зависимость изменения плотности газа при изменении давления в *движущемся* потоке, является скорость распространения звука  $c$ . В однородной среде скорость распространения звуковых колебаний определяется из выражения

$$c^2 = \frac{dp}{d\rho}.$$

Скорость звука с учетом процесса можно определить

для изотермического

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}},$$

для адиабатического процесса для газов следует

$$c = \sqrt{kRT}.$$

Соотношение между скоростью звука и скоростью движения потока позволяет судить о необходимости учета сжимаемости в каждом конкретном случае. Значительные разности давлений, вызывающие существенные изменение плотности газов, могут возникнуть при движении с большими скоростями. Практически газ можно принимать несжимаемым при скоростях движения, не превышающих 100 м/с.

Для реальных углеводородных газов уравнение состояния представляют в виде

$$\frac{p}{\rho} = zRT = z \frac{R_0}{\mu} T,$$

где  $R_0 = 8314$  Дж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная,  $\mu$  – масса киломоля. Коэффициент сжимаемости  $z$

$$z = z\left(\frac{p}{p_c}, \frac{T}{T_c}\right)$$

является функцией критических давления  $p_c$  и температуры  $T_c$ , соответствующих давлению и температуре в **критической точке** на карте изотерм. В этой точке исчезает различие между насыщенным паром и жидкостью. При температуре выше критической нет двухфазных состояний.

## 2.2. Равновесие газов в поле силы тяжести

При малой высоте столба газа его плотность можно считать одинаковой по высоте столба. Тогда давление, создаваемое этим столбом, определяют по основному уравнению гидростатики.

При большой высоте столба воздуха плотность его в различных точках уже не одинаковая, поэтому рассматривая дифференциальное уравнение давления для случая абсолютного покоя и подставляя в него значение плотности, имеем

$$dp = -\frac{\rho g z}{RT} \quad \text{или} \quad \frac{dp}{p} = -\frac{gz}{RT}.$$

Для того чтобы проинтегрировать это уравнение, необходимо знать закон изменения температуры воздуха по высоте столба воздуха. Однако выразить изменение температуры простой функцией высоты или давления не представляется возможным, поэтому решение уравнения может быть только приближенным.

Для отдельных слоев атмосферы с достаточной точностью можно принять, что изменение температуры в зависимости от высоты (а для шахты от глубины) происходит по линейному закону:

$$T = T_0 + \alpha z,$$

где  $T$  и  $T_0$  - абсолютная температура воздуха соответственно на высоте (глубине)  $z$  и на поверхности земли,  $\alpha$  - температурный градиент, характеризующий изменение температуры воздуха при увеличении высоты ( $-\alpha$ ) или глубины ( $+\alpha$ ) на 1 м, К/м.

Значения коэффициента  $\alpha$  на разных участках по высоте в атмосфере или по глубине в шахте различные. Кроме того, они зависят также от метеорологических условий, времени года, и других факторов. При определении температуры в пределах тропосферы (т. е. до 11000 м) обычно принимают  $\alpha = 0,0065$  К/м, для глубоких шахт среднее значение  $\alpha$  принимают, равным  $0,004 \div 0,006$  К/м для сухих стволов, - для мокрых стволов  $0,01$ .

Подставляя в дифференциальное уравнение давления формулу изменения температуры,

$$\int_{p_0}^p \frac{dp}{p} = \frac{g}{R} \int_0^H \frac{dz}{T_0 \pm \alpha z}$$

и интегрируя его, получаем

$$\ln \frac{p}{p_0} = -\frac{g}{R\alpha} \ln \frac{T_0 \pm \alpha H}{T_0}.$$

Уравнение может быть решено относительно  $H$  при замене натуральных логарифмов десятичными,  $\alpha$  - его значением из уравнения через температуру,  $R$  - значением для воздуха,  $R=287$  Дж/[(кг·К)]; и подставляя  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

В результате этих действий получается барометрическая формула

$$H = 29,3(T-T_0)(\lg p/p_0)/(\lg T_0/T),$$

которая используется для определения высоты (или глубины - в шахте) по измеренному давлению и температуре, а также формула для расчета давления

$$p = p_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^n,$$

где  $n$  определяется по формуле

$$n = \frac{H}{29,3(T - T_0)}.$$

### 2.3. Уравнения одномерного потока идеального газа

При одномерном течении идеального газа параметры, характеризующие его состояние, изменяются только по длине потока. Для установившегося движения основные законы механики для газа будут выглядеть в следующем виде.

**Закон сохранения массы** выражается уравнением неразрывности для сечений по длине потока

$$M = \rho_1 v_1 \omega_1 = \rho_2 v_2 \omega_2 = \text{const}$$

$M$  – массовый расход, кг/с;

**Закон сохранения количества движения** при принятом равномерном распределении параметров по сечению можно записать:

$$M(\vec{v}_2 - \vec{v}_1) = \vec{P} + \vec{T} + \vec{G} + \vec{R},$$

где в правой части уравнения представлены **главные векторы сил** давления  $\vec{P}$ , действующих в сечениях 1-1 и 2-2, трения  $\vec{T}$  по поверхности объёма газа между этими сечениями, массовых  $\vec{G}$  и реакции  $\vec{R}$  твердых тел, окружающих объём.

**Закон сохранения полной энергии** для тех же условий течения газа выглядит следующим образом:

$$\left( gz_2 + h_2 + \frac{v_2^2}{2} \right) - \left( gz_1 + h_1 + \frac{v_1^2}{2} \right) = \frac{K^{(e)}}{M} + \frac{N^{(e)}}{M}.$$

Здесь  $K^{(e)}$  - подведенная извне тепловая мощность,

$N^{(e)}$  - подведенная извне механическая мощность.

Остальные обозначения прежние.

Как можно видеть полная энергия единицы массы газа кроме удельной потенциальной и кинетической энергии включает и внутреннюю энергию газа.

Если для газа пренебречь действием силы тяжести и подставить значение энтальпии  $h$ , то получится следующее уравнение

$$(c_p T_2 + \frac{v_2^2}{2}) - (c_p T_1 + \frac{v_1^2}{2}) = \frac{K^{(e)}}{M} + \frac{N^{(e)}}{M}.$$

Рассматривая совместно зависимости для показателя адиабаты  $k=c_p/c_v$  и формулу Майера  $c_p - c_w = R$ , можно выразить

$$c_p = \frac{k}{k-1} R \quad c_w = \frac{1}{k-1} R.$$

Выражая  $T$  из уравнения состояния, полученные для закона сохранения энергии выражения можно переписать в виде

$$(\frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2}) - (\frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2}) = \frac{K^{(e)}}{M} + \frac{N^{(e)}}{M}.$$

Для энергетически изолированной системы  $K^{(e)} = 0$  и  $N^{(e)} = 0$  уравнения закона сохранения принимают вид

$$c_p T_1 + \frac{v_1^2}{2} = c_p T_2 + \frac{v_2^2}{2}$$

$$\frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2}$$

Рассмотрим для поперечного сечения при изоэнтропическом процессе уменьшение скорости до нуля

$$c_p T + \frac{v^2}{2} = c_p T_0 = h_0 = \frac{k}{k-1} RT_0$$

$$\frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0}$$

и обозначим параметры торможения через  $T_0, p_0, \rho_0, h_0$ . Для изоэнтропического потока идеального газа все параметры торможения остаются постоянными по длине потока. Для адиабатического потока с трением при изменении энтропии вдоль потока параметры  $p_0, \rho_0$  будут различными в разных сечениях, а  $T_0, h_0$  и  $p_0/\rho_0$  остаются постоянными в сечениях по длине потока.

Для энергетически неизолированного потока при  $N^{(e)} = 0$  подведенная внешняя теплота, рассчитанная на единицу массы определяется из выражения

$$\frac{K^{(e)}}{M} = (c_p T_1 + \frac{v_1^2}{2}) - (c_p T_2 + \frac{v_2^2}{2}) = h_{02} - h_{01}.$$

Мощность идеального компрессора и идеальной турбины ( $K^{(e)} = 0$ ) определяется по формуле

$$\frac{N^{(e)}}{M} = \left( \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} \right) - \left( \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2} \right) = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} - \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

или

$$L = \frac{N^{(e)}}{M} = \frac{k}{k-1} \frac{p_{01}}{\rho_{01}} \left[ \left( \frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} \frac{R_0 T_{01}}{\mu} \left[ \left( \frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

где индексом «01» обозначены параметры торможения до машины, «02» - после машины.

С помощью множителя  $\eta$ , являющегося к.п.д. машины, учитывается отклонение от изоэнтропического процесса, в случае компрессора

$$L_k = L/\eta$$

в случае турбины

$$L_T = L\eta.$$

Полезная мощность компрессора или затрачиваемая мощность турбины определяется

$$N^{(e)} = ML = \rho_{01} Q_{01} L,$$

где  $Q_{01}$  – объёмный расход газа при  $p_{01}$   $\rho_{01}$ .

## 2.4. Расчет трубопроводов для газа

Перекачивание газов (воздуха, пара, природного и искусственного) по трубам применяется очень широко в технических и бытовых целях. С точки зрения гидравлических расчетов удобнее выразить закон сохранения энергии в *механической форме*

$$-\frac{dp}{\rho} = d \frac{v_2^2}{2} + de_n + de_w,$$

располагаемая работа газа при его движении расходуется на изменение кинетической энергии, на совершение внешней (технической) работы  $de_n$  и на совершении работы трения (преодоление гидравлических сопротивлений)  $de_w$ .

Для элемента длины трубопровода  $dx$  без учета энергии на совершение внешней работы будем иметь

$$-\frac{dp}{\rho} = d \frac{v_2^2}{2} + \lambda \frac{dx}{d} \frac{v_2^2}{2}.$$

Здесь потери удельной энергии на трение взяты по формуле Дарси-Вейсбаха.

При движении газа в трубопроводе постоянного диаметра одновременно изменяются давление, плотность и скорость движения. Давление уменьшается вследствие совершения работы по преодолению силы трения, плотность также изменяется. Средняя скорость движения газа увеличивается по ходу его движения, так как массовый расход остается постоянным. Остается постоянным динамический коэффициент вязкости  $\mu = \nu \rho$  (из закона сохранения массы для изотермического процесса) и, следовательно, число Рейнольдса.

Для политропного процесса, преобразуя и интегрируя, результат можно записать в виде

$$\frac{\rho_1}{p_1^{1/n}} \cdot \frac{p_2^{\frac{n+1}{n}} - p_1^{\frac{n+1}{n}}}{n+1} + \frac{\rho v_2^2}{n} \ln \frac{p_1}{p_2} + \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v_2^2}{2} = 0.$$

В реальных длинных трубопроводах, выполненных без тепловой изоляции, существует теплообмен между газом и окружающей средой, поэтому температуру газа можно считать постоянной, а термодинамический процесс - изотермическим. Кроме того, для магистральных трубопроводов

$$\frac{1}{n} \ln \frac{p_1}{p_2} \ll \ll \lambda \frac{l}{d}.$$

Поэтому подставляя  $n = 1$  и выражая скорость из уравнения для массового расхода можно записать формулу

$$M = \omega \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2)d}{RT\lambda l}}$$

В случае более подробного расчета при изменении сечений потока и необходимости учета местных сопротивлений формула расхода будет иметь вид

$$M = \omega \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{RT(\zeta_{\text{сист}} - 2 \ln \frac{p_2}{p_1})}}$$

где

$$\zeta_{\text{сист}} = \sum \zeta + \lambda \frac{l}{d}$$

Коэффициент гидравлического сопротивления  $\lambda$  для газа в зависимости от числа Рейнольдса можно вычислить по формулам, используемым при течении жидкости.

При изотермическом движении газа в трубопроводе постоянного сечения вывод расчетных зависимостей для определения давлений и массового расхода можно получить проще, применяя принятые допущения и учитывая изменение плотности в сечениях с помощью уравнения состояния для данного процесса.

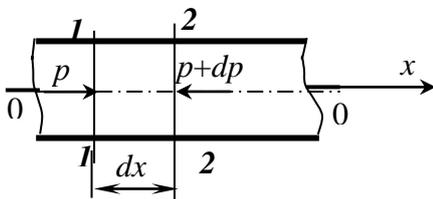


Рис. 2.1

Для двух сечений, расположенных в непосредственной близости друг от друга уравнение Бернулли будет выглядеть

$$\frac{p}{\rho g} = \frac{p + dp}{\rho g} + \lambda \frac{dx}{d} \frac{M^2}{\rho^2 \omega^2 2g},$$

где скорость выражена через массовый расход.

$$\frac{p}{\rho g} - \frac{p + dp}{\rho g} = \lambda \frac{dx}{d} \frac{M^2}{\rho^2 \omega^2 2g}; \quad -dp = \lambda \frac{dx}{d} \frac{\rho g M^2}{\rho^2 \omega^2 2g} = \lambda \frac{dx}{d} \frac{M^2}{\rho \omega^2 2}; \quad \rho = \frac{p}{RT};$$

$$-dp = \lambda \frac{dx}{d} \frac{M^2 RT}{p \omega^2 2}; \quad -p dp = \lambda \frac{M^2 RT}{2d \omega^2} dx$$

$$-\int_{p_1}^{p_2} p dp = \lambda \frac{M^2 RT}{2d \omega^2} \int_0^l dx \quad \frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \frac{\lambda l M^2 RT}{2d \omega^2};$$

Откуда формула для определения давлений

$$p_1^2 - p_2^2 = \frac{\lambda l M^2 RT}{d \omega^2}$$

и ранее рассмотренная для массового расхода

$$M = \omega \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2) d}{RT \lambda l}}$$

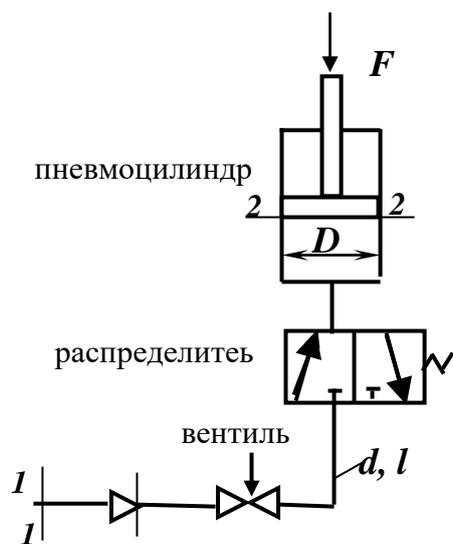


Рис. 2.2

**Пример 2.2** Определить массовый расход воздуха  $M$  в магистральном пневмоприводе с диаметром труб  $d = 15$  мм и общей длиной  $l = 15$  м, содержащем вентиль, распределитель и пневмоцилиндр с поршнем, диаметр которого  $D = 250$  мм (рис. 2.2). Величина подводимого давления составляет  $p_1 = 0,63$  МПа, температура воздуха  $T = 20^\circ \text{C}$ . К штоку поршня приложена сила  $F = 0,8$  кН. Принять эквивалентную шероховатость  $\Delta_s = 0,02$  мм и сумму коэффициентов местных сопротивлений  $\Sigma \zeta = 12$ . Процесс считать изотермическим.

термическим.

Как уже отмечалось, расчеты пневмосистем производятся на основе законов сохранения массы и энергии, математическим описанием которых для газовых течений являются уравнение сплошности и уравнение Бернулли.

Уравнение сплошности показывает, что массовый расход газа  $M$  через все поперечные сечения трубопровода  $\omega$  величина постоянная для данного потока:

$$M = \rho_1 \cdot v_1 \cdot \omega_1 = \rho_2 \cdot v_2 \cdot \omega_2 = \text{const.}$$

Сечения, для которых выполняется расчет, указаны на схеме (рис. 2.2).

Решение.

1. Определяется **абсолютное** давление в поршневой полости

$$p_2 = p_a + \frac{F \cdot 4}{\pi D^2},$$

здесь  $p_a$ - атмосферное давление,  $p_a=1 \text{ атм}=101325 \text{ Па}$  (физическая атмосфера)

$F$ – приложенная к поршню сила, Н;

$\frac{\pi D^2}{4}$  - площадь поршня,  $\text{м}^2$ .

$$p = 101325 + \frac{800 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,25^2} = 117631 \text{ Па.}$$

2. Рассчитывается плотность воздуха в поршневой полости на основании уравнения состояния совершенного газа:

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

где  $R$  – удельная газовая постоянная  $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг К})$  для сухого воздуха;

$T$  - абсолютная температура,  $^\circ \text{К}$

$$T = 273 + 20 = 293^\circ \text{ К}$$

$$\rho = \frac{117631}{287 \cdot 293} = 1,399 \text{ кг}/\text{м}^3 = 1,4 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

3. В первом приближении определим коэффициент гидравлического трения (Дарси)  $\lambda$ , предполагая, что газ движется в трубопроводе при турбулентном режиме в квадратичной зоне сопротивления по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_s}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{0,02}{15} \right)^{0,25} = 0,0210.$$

4. Коэффициент сопротивления системы с учетом суммы коэффициентов местных сопротивлений

$$\zeta_{\text{сист}} = \left( \sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) = 12 + 0,021 \frac{15}{0,015} = 33.$$

5. Массовый расход найдем по формуле

$$M = \omega \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{RT \left( \zeta_{\text{сист}} - 2 \ln \frac{p_2}{p_1} \right)}}$$
$$M_1 = \frac{3,14 \cdot 0,015^2}{4} \sqrt{\frac{630000^2 - 117631^2}{287 \cdot 293 \left( 33 - 2 \ln \frac{117631}{630000} \right)}} = 0,0625 \text{ кг/с}$$

6. Проверим правильность выбора формулы для расчета коэффициента Дарси. Для этого определим число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{Md}{\rho\omega\nu} = \frac{4M}{\pi d\mu}$$

Для изотермического процесса в связи с постоянной температурой кинематический  $\nu$  и динамический  $\mu$  коэффициенты вязкости не изменяются

$$\mu = \rho\nu = \rho_a \nu_a = \frac{p_a}{RT} \nu_a$$

Кинематическая вязкость воздуха при атмосферном давлении  $p_{ат} = 101325$  Па и температуре  $T = 293^\circ$  К принята  $\nu_a = 1,5 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с

$$\mu = \frac{101325 \cdot 1,5 \cdot 10^{-5}}{287 \cdot 293} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

$$Re = \frac{4M}{\pi d\mu} = \frac{4 \cdot 0,0625}{3,14 \cdot 0,015 \cdot 1,8 \cdot 10^{-5}} = 294880.$$

Границей начала квадратичной зоны сопротивления для трубопроводов можно считать соотношение  $500 \frac{d}{\Delta_s} : 500 \frac{15}{0,02} = 375000$ . Так как  $Re < 500 \frac{d}{\Delta_s}$ , то зона сопротивления в задаче доквadraticная. Коэффициент трения необходимо вычислять по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{\Delta_s}{d} \right)^{0,25}; \quad \lambda = 0,11 \left( \frac{68}{294880} + \frac{0,02}{15} \right)^{0,25} = 0,0218.$$

7. Новый коэффициент сопротивления системы

$$\zeta_{сист} = \left( \sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) = 12 + 0,0218 \frac{15}{0,015} = 33,8.$$

Значение массового расхода во втором приближении

$$M_2 = \frac{3,14 \cdot 0,015^2}{4} \sqrt{\frac{630000^2 - 117631^2}{287 \cdot 293 (33,8 - 2 \ln \frac{117631}{630000})}} = 0,0619 \text{ кг/с}$$

8. Определим относительное расхождение значений расхода в двух приближениях

$$\frac{M_1 - M_2}{M_2} \cdot 100\% = \frac{0,0625 - 0,0619}{0,0619} \cdot 100\% = 0,97\%$$

Разница не превышает 5% и считается допустимой. Дальнейших приближений выполнять не надо.

### Пример 2.3

От газопромысла по газопроводу внутренним диаметром  $d = 500$  мм, длиной  $l = 3,6$  км, шероховатостью  $\Delta_s = 0,1$  мм подается массовый расход природного газа  $M = 40$  кг/с ( $R = 520$  Дж/(кг·К),  $\nu = 14 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с) до газораспределительной станции (ГРС). Показание манометра, установленного на газопроводе у газопромысла составляет  $p_{M1} = 2,8$  МПа. При этом температура окружающего воздуха  $T = 15$  °С и атмосферное давление  $p_a = 98$  кПа. Определить давление  $p_{M2}$ , которое показывает манометр на газопроводе у газораспределительной станции ГРС.

#### Решение

1) Плотность газа в начальном сечении можно найти в соответствии с показанием манометра  $p_{M1}$  после определения абсолютного давления по уравнению состояния

$$p_{\text{абс}} = p_a + p_{M1} = 2800000 + 98000 = 2898000 \text{ Па};$$

$$\rho_1 = \frac{p_{\text{абс}}}{RT} = \frac{2898000}{287 \cdot (273 + 15)} = 19,35 \text{ кг/м}^3.$$

2) Скорость газового потока в начальном сечении определится из уравнения массового расхода:

$$M = \rho_1 v_1 \omega_1.$$

$$v_1 = \frac{M}{\rho_1 \omega} = \frac{4M}{\rho_1 \pi d^2} = \frac{4 \cdot 40}{19,35 \cdot 3,14 \cdot 0,25^2} = 10,53 \text{ м/с}.$$

3) Далее определяется число Рейнольдса потока, чтобы выбрать соответствующую формулу для расчета коэффициента гидравлического трения  $\lambda$ :

$$\text{Re} = \frac{v_1 d}{\nu} = \frac{10,53 \cdot 0,5}{14 \cdot 10^{-6}} = 37607 \gg 2300.$$

Режим турбулентный, поэтому определяем границы областей сопротивления:

«гладкие стенки»  $Re \leq 20 d/\Delta_3 = 20 \cdot 500/0,1 = 100000$ ;

начало квадратичной зоны сопротивления  $Re \leq 500 d/\Delta_3 = 500 \cdot 500/0,1 = 2500000$ .

Так как  $Re \leq 500 d/\Delta_3$ , то область сопротивления – докватратичная и коэффициент гидравлического трения рассчитывается по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{68}{376071} + \frac{0,1}{500} \right)^{0,25} = 0,0154.$$

4) Из формулы массового расхода для трубопровода постоянного сечения определим абсолютное давление во втором сечении

$$M = \omega \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2)d}{RT\lambda}}$$

$$\frac{M^2}{\omega^2} = \frac{(p_1^2 - p_2^2)d}{RT\lambda}; \quad (p_1^2 - p_2^2) = \frac{M^2 RT\lambda}{\omega^2 d} = \frac{16M^2 RT\lambda}{\pi^2 d^5}$$

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 - \frac{16M^2 RT\lambda}{\pi^2 d^5}}.$$

$$p_2 = \sqrt{2898000^2 - \frac{16 \cdot 40^2 \cdot 520 \cdot 288 \cdot 0,0154 \cdot 3600}{3,14^2 \cdot 0,5^5}} = 2776430 \text{ Па}$$

Показание манометра  $p_{M2}$  составит

$$p_{M2} = p_{абс2} - p_a = 2776430 - 98000 = 2678429 \text{ Па} = 2,68 \text{ МПа}.$$

**Указание.** В случае отсутствия сведений о шероховатости газопровода коэффициент гидравлического трения может быть определен по формуле Веймаута:

$$\lambda = 0,009407/\sqrt[3]{d}$$

## Задание 2

В соответствии с приведенной схемой (рис.2.2) и исходными данными (таблица 2.1) рассчитать пневмопривод поступательного движения, для которого известны диаметр  $d$ , общая длина труб  $l$ , сумма коэффициентов местных сопротивлений  $\Sigma\zeta$ , включающая коэффициенты для вентиля, распределителя, входа в пневмоцилиндр с поршнем.

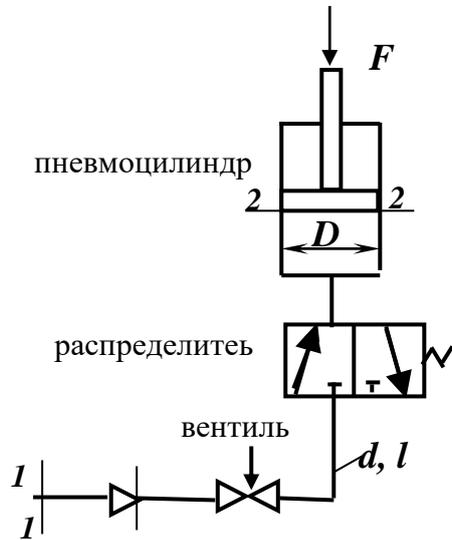


Рис. 2.2

К штоку поршня, диаметр которого  $D$ , приложена сила  $F$ . Величина подводимого давления составляет  $p_1$ , температура воздуха  $T$ , эквивалентная шероховатость. Процесс считать изотермическим.

Определить массовый расход воздуха  $M$ , скорость движения поршня  $v_2$  и скорость подводимого воздуха в трубопроводе  $v_1$ .

**Исходные данные** (в соответствии с номером по списку)

Таблица 2.1

№	Параметры						
	$d$ , мм	$l$ , м	$D$ , мм	$F$ , кН	$T$ , °C	$p_1$ , МПа	$\Sigma\zeta$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	15	15	250	0,8	20	0,5	9,0
2	8	10	120	0,85	25	0,7	10
3	10	12	150	0,7	20	1,5	15
4	12	11	100	0,75	30	0,9	12
5	16	8	200	0,9	40	1,2	16
6	15	15	200	0,7	20	1,5	9,0
7	8	10	100	0,75	25	1,7	10
8	12	12	200	0,9	20	2,1	15
9	10	11	150	0,8	30	0,8	12
10	16	8	250	0,85	40	1,6	16
11	15	15	120	0,7	20	1,9	9,0

1	2	3	4	5	6	7	8
12	8	10	100	0,9	25	1,8	10
13	10	12	150	0,85	20	0,8	15
14	12	11	200	0,7	30	0,5	12
15	16	8	200	0,75	40	0,4	16
16	15	15	150	0,9	20	0,25	9,0
17	10	10	100	0,85	25	2,5	10
18	12	12	120	0,75	20	0,9	15
19	16	15	250	0,8	30	1,0	12
20	15	10	120	0,85	40	0,6	16
21	8	12	150	0,7	20	1,6	9,0
22	12	11	100	0,75	25	0,8	10
23	10	8	200	0,9	20	0,2	15
24	16	15	200	0,7	30	0,15	12
25	15	10	100	0,75	40	1,6	16

### Задание 3

Номер задачи принимается в соответствии с номером по списку группы.

#### №3.1

От газопромысла по газопроводу внутренним диаметром  $d = 415$  мм, длиной  $l = 4,0$  км, с шероховатостью  $\Delta_s = 0,05$  мм подается массовый расход природного газа  $M = 30$  кг/с ( $R = 520$  Дж/(кг·К),  $\nu = 14 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с) до газораспределительной станции (ГРС). Показание манометра, установленного на газопроводе у газораспределительной станции (ГРС) составляет  $p_{M2} = 3,2$  МПа. При этом температура окружающего воздуха  $T = 20^\circ\text{C}$  и атмосферное давление  $p_a = 102$  кПа. Определить давление  $p_{M1}$ , которое показывает манометр на газопроводе у компрессорной станции газопромысла.

#### №3.2

От газопромысла по газопроводу внутренним диаметром  $d = 315$  мм, с шероховатостью  $\Delta_s = 0,2$  мм подается массовый расход природного газа  $M = 20$

кг/с ( $R = 520 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,  $\nu = 14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ). При этом температура окружающего воздуха  $T = 20^\circ\text{C}$  и атмосферное давление  $p_a = 102 \text{ кПа}$ .

Определить на каком расстоянии  $l$  давление составляет  $p_{m2} = 2,2 \text{ МПа}$ , если давление, которое показывает манометр на газопроводе у компрессорной станции газопромысла  $p_{m1} = 2,8 \text{ МПа}$ .

### №3.3

От коллектора газораспределительного пункта (ГРП) природный газ ( $R = 540 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,  $\nu = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ) подается потребителю по газопроводу внутренним диаметром  $d = 100 \text{ мм}$ , длиной  $l = 150 \text{ м}$ , шероховатостью  $\Delta_s = 0,15 \text{ мм}$ . Избыточное давление у потребителя  $p_{m2} = 2 \text{ кПа}$ . При этом редукционный клапан, установленный на ГРП, отрегулирован на давление  $p_{m1}$ . Атмосферное давление  $p_a = 98 \text{ кПа}$ , температура газа  $T = 25^\circ\text{C}$ .

Определить давление  $p_{m1}$ , необходимое для подачи массового расхода газа  $M = 0,05 \text{ кг/с}$ .

### №3.4

По газопроводу передается газ в количестве  $M = 4,33 \cdot 10^6 \text{ кг/сут}$ . По трассе расставлены компрессорные станции, которые дают абсолютное давление на выходе  $p_1 = 4 \text{ МПа}$ . Давление на приеме следующего компрессора должно быть  $p_2 = 2,86 \text{ МПа}$ . Газопровод состоит из труб диаметром  $630 \text{ мм}$ .

Определить расстояние между компрессорными станциями, если при  $p_a = 0,1 \text{ МПа}$  и температуре перекачки  $T = 20^\circ\text{C}$  плотность газа  $\rho_a = 0,722 \text{ кг/м}^3$ . Газ считать совершенным, процесс изотермическим.

### №3.5

От коллектора газораспределительного пункта (ГРП) природный газ ( $R = 540 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,  $\nu = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ) подается потребителю по газопроводу внутренним диаметром  $d = 80 \text{ мм}$ , длиной  $l = 100 \text{ м}$ , шероховатостью  $\Delta_s = 0,1 \text{ мм}$ . При этом редукционный клапан, установленный на ГРП, отрегулирован на давление  $p_{m1} = 4 \text{ кПа}$ . Атмосферное давление  $p_a = 104 \text{ кПа}$ , температура газа  $T = 15^\circ\text{C}$ .

Определить избыточное давление у потребителя  $p_{m2}$  при подаче массового расхода газа  $M = 0,04 \text{ кг/с}$ .

### №3.6

От коллектора газораспределительного пункта (ГРП) природный газ ( $R = 540$  Дж/(кг·К),  $\nu = 12 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с) подается потребителю по газопроводу внутренним диаметром  $d = 50$  мм, с шероховатостью  $\Delta_s = 0,05$  мм. При этом редукционный клапан, установленный на ГРП, отрегулирован на давление  $p_{M1} = 2,5$  кПа. Атмосферное давление  $p_a = 100$  кПа, температура газа  $T = 20^\circ\text{C}$ .

Определить на каком расстоянии  $l$  давление составляет  $p_{M2} = 1,8$  при подаче массового расхода газа  $M = 0,02$  кг/с.

### №3.7

В трубопроводе внутренним диаметром  $d = 40$  мм с шероховатостью  $\Delta_s = 0,02$  мм, движется газ метан ( $R = 520$  Дж/(кг·К),  $\nu = 0,165 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с) при температуре  $T = 20^\circ\text{C}$ . Манометры, установленные друг от друга на расстоянии  $l = 50$  м, показывают давление соответственно  $p_{M1} = 120$  кПа и  $p_{M2} = 115$  кПа. Определить массовый расход  $M$ , если атмосферное давление составляет  $p_a = 98$  кПа.

### №3.8

По газопроводу передается газ в количестве  $M = 4,33 \cdot 10^6$  кг/сут. По трассе расставлены компрессорные станции, которые дают абсолютное давление на выходе  $p_1 = 4,2$  МПа. Давление на приеме следующего компрессора должно быть  $p_2 = 2,8$  МПа. Газопровод состоит из труб диаметром 518 мм.

Определить расстояние между компрессорными станциями, если при  $p_a = 0,1$  МПа и температуре перекачки  $T = 20^\circ\text{C}$  плотность газа  $\rho_a = 0,722$  кг/м<sup>3</sup>. Газ считать совершенным, процесс изотермическим.

### №3.9

В трубопроводе внутренним диаметром  $d = 40$  мм, длиной  $l = 100$  м и с шероховатостью  $\Delta_s = 0,02$  мм, движется газ метан ( $R = 520$  Дж/(кг·К),  $\nu = 0,165 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с) с массовым расходом  $M = 0,025$  кг/с при температуре  $T = 20^\circ\text{C}$ . Определить показание манометра, установленного в начале газопровода, если манометр установленный в конце участка показывает давление  $p_{M2} = 180$  кПа. Атмосферное давление составляет  $p_a = 100$  кПа.

### №3.10

В трубопроводе внутренним диаметром  $d = 100$  мм с шероховатостью  $\Delta_s = 0,1$  мм, движется газ метан ( $R = 520$  Дж/(кг·К),  $\nu = 0,165 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с) с массовым расходом  $M = 0,035$  кг/с при температуре  $T = 28^\circ\text{C}$ . Манометры, установленные в начале и конце участка показывают давление соответственно  $p_{m1} = 280$  кПа и  $p_{m2} = 120$  кПа. Определить на каком расстоянии друг от друга установлены манометры, если атмосферное давление  $p_a = 98$  кПа.

### №3.11

В трубопроводе внутренним диаметром  $d = 80$  мм, длиной  $l = 300$  м и с шероховатостью  $\Delta_s = 0,02$  мм компрессором нагнетается сжатый воздух ( $R = 287$  Дж/(кг·К),  $\nu = 0,165 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с) с массовым расходом  $M = 2$  кг/с при постоянной температуре  $T = 25^\circ\text{C}$  и барометрическом давлении  $p_a = 10^5$  Па. Манометр, установленный после компрессора, показывает  $p_{m1} = 1$  МПа. При удалении от компрессора давление уменьшается, а скорость воздуха увеличивается. Определить показание манометра  $p_{m2}$ , установленного в конце участка, и скорость в этом сечении.

### №3.12

В трубопроводе внутренним диаметром  $d = 100$  мм, длиной  $l = 500$  м и с шероховатостью  $\Delta_s = 0,1$  мм компрессором нагнетается сжатый воздух ( $R = 287$  Дж/(кг·К),  $\nu = 0,165 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с) с массовым расходом  $M = 3$  кг/с при постоянной температуре  $T = 30^\circ\text{C}$  и барометрическом давлении  $p_a = 98$  кПа. При удалении от компрессора давление уменьшается, а скорость воздуха увеличивается. Определить показание манометра  $p_{m1}$ , установленного после компрессора, если показание манометра, установленного в конце участка  $p_{m2} = 800$  кПа

### №3.13

В трубопроводе внутренним диаметром  $d = 125$  мм и длиной  $l = 600$  м и с шероховатостью  $\Delta_s = 0,5$  мм компрессором нагнетается сжатый воздух ( $R = 287$  Дж/(кг·К),  $\nu = 0,165 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с) при постоянной температуре  $T = 20^\circ\text{C}$  и барометрическом давлении  $p_a = 100$  кПа. Манометр, установленный после компрессора, показывает  $p_{m1} = 1$  МПа. При удалении от компрессора давление

уменьшается, а скорость воздуха увеличивается. Показание манометра, установленного в конце участка  $p_{M2}=700$  кПа. Определить массовый расход воздуха  $M$ .

#### №3.14

Определить массовый суточный расход газа, который можно передать по газопроводу, уложенному из труб диаметром  $d = 426$  мм, на расстояние  $l = 154$  км. Абсолютное давление газа на выкиде компрессорной станции  $p_1 = 4,8$  МПа, в конце участка  $p_2 = 3$  МПа, плотность газа  $\rho_a = 0,1$  МПа при атмосферном давлении и температуре перекачки  $T = 15$  °С равна  $0,720$  кг/м<sup>3</sup>. Газ считать совершенным, течение изотермическим.

#### №3.15

По газопроводу передается газ в количестве  $M = 4,33 \cdot 10^6$  кг/сут. По трассе расставлены компрессорные станции, которые дают абсолютное давление на выходе  $p_1 = 4$  МПа. Давление на приеме следующего компрессора должно быть  $p_2 = 2,86$  МПа. Газопровод состоит из труб диаметром 630 мм.

Определить расстояние между компрессорными станциями, если при  $p_a = 0,1$  МПа и температуре перекачки  $T = 20$ °С плотность газа  $\rho_a = 0,722$  кг/м<sup>3</sup>. Газ считать совершенным, процесс изотермическим.

#### №3.16

От коллектора газораспределительного пункта (ГРП) природный газ ( $R = 540$  Дж/(кг·К),  $\nu = 12 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с) подается потребителю по газопроводу внутренним диаметром  $d = 120$  мм, длиной  $l = 150$  м, шероховатостью  $\Delta_s = 0,15$  мм. Избыточное давление у потребителя  $p_{M2} = 2,3$  кПа. При этом редукционный клапан, установленный на ГРП, отрегулирован на давление  $p_{M1}$ . Атмосферное давление  $p_a = 98$  кПа, температура газа  $T = 25$  °С.

Определить давление  $p_{M1}$ , необходимое для подачи массового расхода газа  $M = 0,08$  кг/с.

#### №3.17

От газопромывала по газопроводу внутренним диаметром  $d = 350$  мм, с шероховатостью  $\Delta_s = 0,2$  мм подается массовый расход природного газа  $M = 25$

кг/с ( $R = 520 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,  $\nu = 14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ). При этом температура окружающего воздуха  $T = 25^\circ\text{C}$  и атмосферное давление  $p_a = 102 \text{ кПа}$ .

Определить на каком расстоянии  $l$  давление составляет  $p_{m2} = 2,1 \text{ МПа}$ , если давление, которое показывает манометр на газопроводе у компрессорной станции газопромывла  $p_{m1} = 2,8 \text{ МПа}$ .

### №3.18

В трубопроводе внутренним диаметром  $d = 51 \text{ мм}$  с шероховатостью  $\Delta_s = 0,02 \text{ мм}$ , движется газ метан ( $R = 520 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,  $\nu = 0,165 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ) при температуре  $T = 18^\circ\text{C}$ . Манометры, установленные друг от друга на расстоянии  $l = 80 \text{ м}$ , показывают давление соответственно  $p_{m1} = 150 \text{ кПа}$  и  $p_{m2} = 120 \text{ кПа}$ . Определить массовый расход  $M$ , если атмосферное давление составляет  $p_a = 98 \text{ кПа}$ .

### №3.19

В трубопроводе внутренним диаметром  $d = 125 \text{ мм}$  и длиной  $l = 400 \text{ м}$  и с шероховатостью  $\Delta_s = 0,5 \text{ мм}$  компрессором нагнетается сжатый воздух ( $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,  $\nu = 0,165 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ) при постоянной температуре  $T = 15^\circ\text{C}$  и барометрическом давлении  $p_a = 98 \text{ кПа}$ . Манометр, установленный после компрессора, показывает  $p_{m1} = 1 \text{ МПа}$ . При удалении от компрессора давление уменьшается, а скорость воздуха увеличивается. Показание манометра, установленного в конце участка  $p_{m2} = 600 \text{ кПа}$ . Определить массовый расход воздуха  $M$ .

### №3.20

В трубопроводе внутренним диаметром  $d = 150 \text{ мм}$  и длиной  $l = 800 \text{ м}$  и с шероховатостью  $\Delta_s = 0,03 \text{ мм}$  компрессором нагнетается сжатый воздух ( $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,  $\nu = 0,165 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ) при постоянной температуре  $T = 20^\circ\text{C}$  и барометрическом давлении  $p_a = 100 \text{ кПа}$ . Манометр, установленный после компрессора, показывает  $p_{m1} = 1,2 \text{ МПа}$ . При удалении от компрессора давление уменьшается, а скорость воздуха увеличивается. Показание манометра, установленного в конце участка  $p_{m2} = 860 \text{ кПа}$ . Определить массовый расход воздуха  $M$ .

### №3.21

По газопроводу передается газ в количестве  $M = 1,84 \cdot 10^6$  кг/сут. По трассе расставлены компрессорные станции, которые дают абсолютное давление на выходе  $p_1 = 4$  МПа. Давление на приеме следующего компрессора должно быть  $p_2 = 2,86$  МПа. Газопровод состоит из труб диаметром 630 мм.

Определить расстояние между компрессорными станциями, если при  $p_a = 0,1$  МПа и температуре перекачки  $T = 20^\circ\text{C}$  плотность газа  $\rho_a = 0,722$  кг/м<sup>3</sup>. Газ считать совершенным, процесс изотермическим.

### №3.22

От коллектора газораспределительного пункта (ГРП) природный газ ( $R = 540$  Дж/(кг·К),  $\nu = 12 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с) подается потребителю по газопроводу внутренним диаметром  $d = 50$  мм, длиной  $l = 200$  м, шероховатостью  $\Delta_s = 0,05$  мм. Избыточное давление у потребителя  $p_{m2} = 5$  кПа. При этом редукционный клапан, установленный на ГРП, отрегулирован на давление  $p_{m1}$ . Атмосферное давление  $p_a = 98$  кПа, температура газа  $T = 25^\circ\text{C}$ .

Определить давление  $p_{m1}$ , необходимое для подачи массового расхода газа  $M = 0,025$  кг/с.

### №3.23

В трубопроводе внутренним диаметром  $d = 40$  мм, длиной  $l = 100$  м и с шероховатостью  $\Delta_s = 0,02$  мм компрессором нагнетается сжатый воздух ( $R = 287$  Дж/(кг·К),  $\nu = 0,165 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с) с массовым расходом  $M = 0,02$  кг/с при постоянной температуре  $T = 25^\circ\text{C}$  и барометрическом давлении  $p_a = 10^5$  Па. Манометр, установленный после компрессора, показывает  $p_{m1} = 800$  кПа. При удалении от компрессора давление уменьшается, а скорость воздуха увеличивается. Определить показание манометра  $p_{m2}$ , установленного в конце участка, и скорость в этом сечении.

### №3.24

От газопромысла по газопроводу внутренним диаметром  $d = 412$  мм, с шероховатостью  $\Delta_s = 0,2$  мм подается массовый расход природного газа  $M = 30$

кг/с ( $R = 520 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,  $\nu = 14\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ). При этом температура окружающего воздуха  $T = 20^\circ\text{C}$  и атмосферное давление  $p_a = 98 \text{ кПа}$ .

Определить на каком расстоянии  $l$  давление составляет  $p_{m2} = 1,6 \text{ МПа}$ , если давление, которое показывает манометр на газопроводе у компрессорной станции газопромысла  $p_{m1} = 2,3 \text{ МПа}$ .

### №3.25

В трубопроводе внутренним диаметром  $d = 20 \text{ мм}$ , длиной  $l = 28 \text{ м}$  и с шероховатостью  $\Delta_s = 0,02 \text{ мм}$ , движется газ метан ( $R = 520 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,  $\nu = 0,165\cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ) с массовым расходом  $M = 0,015 \text{ кг/с}$  при температуре  $T = 20^\circ\text{C}$ . Определить показание манометра, установленного в начале газопровода, если манометр установленный в конце участка показывает давление  $p_{m2} = 80 \text{ кПа}$ . Атмосферное давление составляет  $p_a = 97 \text{ кПа}$ .

### Библиографический список литературы, использованной при создании учебных материалов

1. *Альтшуль А. Д., Животовский Л. С., Иванов Л. П.* . Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1987. 497 с.
2. Гидравлика и гидропривод: Учеб. пособие / *Н. С. Гудилин, Е. М. Кривенко, Б. С. Маховиков, И. Л. Пастоев*; Под ред. И. Л. Пастоева- 2-е изд., стереотип. М.: Изд-во МГУ, 2001. 520 с.
3. *Емцев Б. Т.* Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. 463 с.
4. *Идельчик И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям Под ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
5. *Попов Д.Н., Панаиотти С.С., Рябинин М.В.* Гидромеханика: Учеб. Для вузов / Под ред. Д.Н. Попова. 2-е изд., стереотип. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 384с.

6. Сборник задач по гидравлике для технических вузов: учебное пособие / Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова, Л.Г. Подвидз и др.; под ред. И.И. Куколевского, Л.Г. Подвидза. - 6-е изд. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э.Баумана, 2009. – 486 с.

7. Сборник задач по гидравлике и газодинамике для нефтегазовых вузов / И. М.Астрахан, В. Г. Иванников, В. В. Кадет, И. Н. Кочина, А. Е. Евгенийев, Г. Д. Розенберг; под ред. В .В. Кадета –Изд. второе, переработанное и дополненное.- М.: Грифон, 2007.- 304 с.

8. Тужилкин А. М., Степанов В. М., Злобин Е. К., Калинин В. Н., Вислогузов В. М. Примеры гидравлических расчетов: учебное пособие. - М.: Изд-во АСВ, 2008. - 167 с.