

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

Л. Г. Филипова
И. А. Маковская

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности 1-36 01 07
«Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2022

УДК 532.5+533(076.5)(075.8)
ББК 22.253я7
Ф53

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Технология и организация технического сервиса»,
БГАТУ, зав. кафедрой *В. Е. Тарасенко*;
начальник сектора мобильного применения ООО «Линтера ТехСервис»,
канд. техн. наук *Е. М. Заболоцкий*

Филипова, Л. Г.

Ф53 **Механика жидкости и газа : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / Л. Г. Филипова, И. А. Маковская. – Минск : БНТУ, 2022. – 60 с.**
ISBN 978-985-583-831-0.

В пособии освещены вопросы определения основных свойств жидкостей, минеральных масел и газов; волнового взаимодействия жидкостей и твердой стенки; истечения жидкости через отверстия и насадки; построения пьезометрической и напорной линии при течении жидкости по трубопроводам разного сечения; определения коэффициентов местных потерь в элементах пневмо- и гидросистем, а также потерь энергии по длине трубопроводов.

УДК 532.5+533(076.5)(075.8)
ББК 22.253я7

ISBN 978-985-583-831-0

© Филипова Л. Г., Маковская И. А., 2022
© Белорусский национальный
технический университет, 2022

ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ

К выполнению лабораторных работ допускаются студенты, прошедшие инструктаж по технике безопасности.

1. До начала работ необходимо получить дополнительный инструктаж о размещении кнопок аварийного останова электродвигателя насоса, рубильника для обеспечения электропитания стенда и размещения средств пожаротушения.

2. При монтаже схем запрещается сгибать шланги в месте крепления штуцеров.

3. Запрещается проведение работ при наличии масла на полу учебного класса. Упавшие на пол капли масла следует немедленно убрать. Для исключения попадания капель на пол шланги и гидравлические устройства при сборке системы необходимо держать над поддоном стенда.

4. При монтаже гидравлических схем необходимо обеспечить надежное закрепление всех устройств. Усилия при монтаже шлангов должны прикладываться только в направлении, перпендикулярном монтажной доске.

5. Пуск стенда проводится только в присутствии преподавателя, ведущего данное занятие.

6. Изменение настройки гидравлических аппаратов следует проводить плавно, не допуская резких переходов к другим пределам.

7. Отсоединение шлангов можно проводить только при остановленном электродвигателе насоса и обязательном снижении до нуля давлений во всех гидравлических устройствах.

8. После окончания работ выключить электропитание насосной установки и электрической системы, разложить использованные устройства в строго отведенные места в ящиках стенда, тщательно убрать следы масла на монтажной доске и других частях стенда, после чего сообщить преподавателю о завершении работы.

9. В случае травмы немедленно выключить учебный стенд, вызвать при необходимости врача и до его прибытия оказать помощь пострадавшим.

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа № 1. Определение вязкости и плотности минеральных масел.....	5
Лабораторная работа № 2. Построение напорной и пьезометрической линий.....	12
Лабораторная работа № 3. Экспериментальное определение коэффициента сопротивления трения трубопровода (festo)	19
Лабораторная работа № 4. Определение коэффициентов местных сопротивлений (festo).....	28
Лабораторная работа № 5. Истечение жидкости через малое отверстие	35
Лабораторная работа № 6. Силовое взаимодействие потока жидкости и твердой преграды.....	43
Лабораторная работа № 7. Экспериментальное определение коэффициента сопротивления трения пневмопровода (festo).....	46
Лабораторная работа № 8. Опытное определение коэффициентов местных потерь энергии газового потока.....	53
Список использованных источников	60

Лабораторная работа № 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ И ПЛОТНОСТИ МИНЕРАЛЬНЫХ МАСЕЛ

Цель работы

1. Изучить методики определения вязкости рабочей жидкости.
2. Изучить методики определения плотности.
3. Определить вязкость и плотность минеральных масел.

Краткие теоретические сведения

Основными свойствами рабочих жидкостей являются вязкость, плотность, сжимаемость и расширение. В данной работе подробнее остановимся на двух из них: плотности и вязкости.

Плотностью жидкости называется физическая величина, равная отношению массы m жидкости к ее объему:

$$\rho = m/V. \quad (1.1)$$

Единицей плотности в системе СИ является 1 кг/м^3 . Плотность воды (при $4 \text{ }^\circ\text{C}$) $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$; нефти (при $20 \text{ }^\circ\text{C}$) $\rho_{\text{н}} = 850 \text{ кг/м}^3$.

Плотность жидкости измеряется ареометрами.

Ареометр общего назначения (рис. 1.1) представляет собой стеклянный полый цилиндрический корпус с верхним стержнем. В нижней части корпуса ареометра размещен балласт (металлическая дробь). Внутри стержня расположена шкала ареометра, проградуированная в кг/м^3 ; значения плотности на шкале увеличиваются в направлении сверху вниз. В корпусах ареометров, предназначенных для определения плотности нефтепродуктов, встроены термометры со шкалами.

Метод определения плотности нефтепродуктов устанавливает ГОСТ 3900-85. Сущность этого метода заключается в использовании закона Архимеда, по которому на погруженное

тело действует выталкивающая сила, зависящая от плотности жидкости.

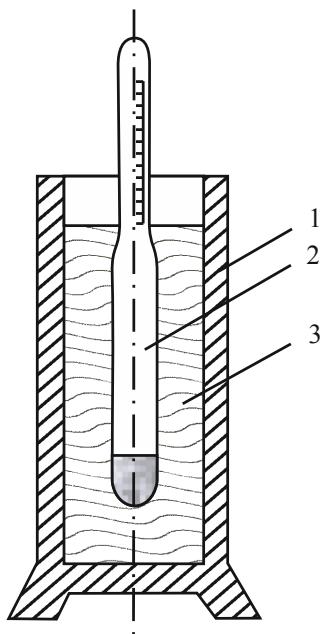


Рис. 1.1. Ареометр, погруженный в цилиндр с жидкостью

Ареометр 2 (см. рис. 1.1) погружают в стеклянный цилиндр 1, заполненный испытуемой рабочей жидкостью 3. Ареометр следует опускать в цилиндр медленно и осторожно, поддерживая его за стержень. Чем больше плотность жидкости, тем меньше погружается в нее ареометр. Когда ареометр перестанет погружаться и начнет плавать, производят отсчет показания ареометра по верхнему краю мениска жидкости. По округленному значению температуры и плотности, определяемой по шкале ареометра, находится плотность испытуемой жидкости при 20 °С по таблице стандарта.

Свойство среды сопротивляться сдвигающим усилиям называют **вязкостью**. Силы вязкости или силы внутреннего

трения обусловлены действием межмолекулярных связей между движущимися слоями жидкости:

$$F_{\mu} = \pm \mu \cdot S \frac{du}{dy}, \quad (1.2)$$

где μ – динамическая вязкость, Па·с;

S – площадь соприкосновения слоев, м²;

$\frac{du}{dy}$ – градиент скорости (интенсивность изменения величины скорости по нормали к ее направлению).

Динамическая вязкость μ является основной количественной характеристикой вязкости жидкости и газов и имеет размерность:

Динамическая вязкость μ является основной количественной характеристикой вязкости жидкости и газов и имеет размерность:

$$[\mu] = \frac{[F_{\mu}]}{\left[S \frac{du}{dy} \right]} = \frac{FT}{L^2} = \frac{M}{LT}.$$

Единицей измерения μ в системе СИ является $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} = \text{Па} \cdot \text{с}$.

Наряду с динамической вязкостью в гидродинамике широко применяется кинематическая вязкость или, собственно, вязкость, которая определяется следующей зависимостью:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (1.3)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Размерность $[\nu] = \frac{L^2}{T}$.

Единица измерения ν в системе СИ – м²/с.

Единица измерения кинематической вязкости $\text{см}^2/\text{с}$ называется стоксом, обозначается – Ст , $\text{мм}^2/\text{с}$ – сантистоксом (сСт).

Вязкость μ зависит от температуры, причем для жидкостей при повышении температуры она убывает, а для газов – возрастает.

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{\beta_T \Delta T}, \quad (1.4)$$

где μ_0 – динамическая вязкость при $40\text{ }^\circ\text{C}$, $\text{Па}\cdot\text{с}$;

β_T – температурный коэффициент расширения, K^{-1} ;

ΔT – разность температур, K .

Вязкость жидкостей зависит также от давления, однако эта зависимость существенно проявляется только при относительно больших изменениях давления (в несколько десятков МПа). С увеличением давления вязкость большинства жидкостей возрастает.

В приближенных расчетах при давлении до 20 МПа зависимость от давления обычно не учитывается.

На вязкость также влияет наличие воздуха в жидкости в растворенном и смешанном виде. При увеличении содержания воздуха в жидкости вязкость ее увеличивается.

Порядок выполнения работы

Вязкость жидкости определяется вискозиметрами ВПЖ (ГОСТ 33-2000).

Сущность метода определения кинематической вязкости при помощи капиллярного вискозиметра (ГОСТ 33-82) заключается в измерении времени истечения определенного объема испытуемой рабочей жидкости через его капилляр под воздействием силы тяжести.

Капиллярный вискозиметр типа ВПЖ-4 (рис. 1.2) представляет собой U-образную стеклянную трубку. Он имеет левое и правое колена, измерительный резервуар 2 между мет-

ками M_1 и M_2 , а также резервуары 1 и 4 . На левом колене вверху имеется отводная трубка 5 для надевания резиновой трубки с грушей. Нижняя часть правого колена выполнена в виде капиллярной трубки 3 .

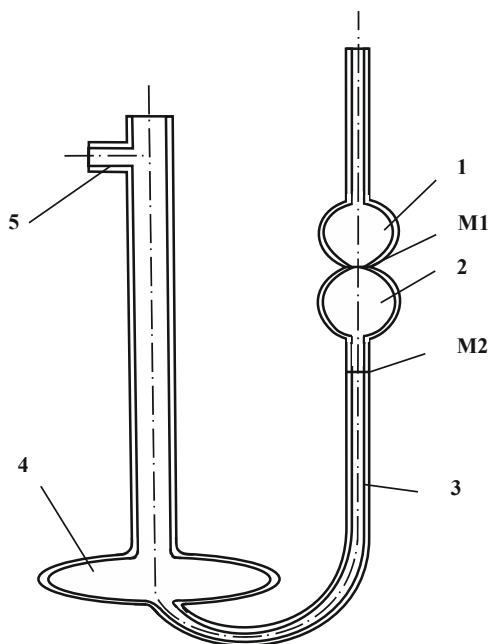


Рис. 1.2. Вискозиметр

Метод определения кинематической вязкости следующий. На отводную трубку 5 надеть резиновую трубку. Залить через левое колено в резервуар 4 примерно 25–30 мл испытуемой жидкости. После выдержки в термостате не менее 15 мин, закачать жидкость в правое колено с помощью резиновой груши примерно до $1/3$ высоты резервуара 1 . Затем отсоединить резиновую трубку от правого колена, жидкость под действием силы тяжести вытечет из резервуара 2 через капиллярную трубку 3 . При этом при помощи секундомера следует определить время τ перемещения мениска жидкости от метки M_1 до метки M_2 .

Кинематическую вязкость жидкости ($\text{мм}^2/\text{с}$) вычислить с точностью до четвертой значимой цифры по формуле:

$$v = c\tau, \quad (1.5)$$

где c – постоянная вискозиметра, $\text{мм}^2/\text{с}^2$ (определить из паспорта);

τ – среднее арифметическое время истечения жидкости в вискозиметре.

Произвести несколько измерений времени истечения масла при следующих температурах: 20, 40, 50, 70, 90, 100 °С.

Опытные данные и значения v , подсчитанных по формуле (1.5), занести в табл. 1.1.

Таблица 1.1

№ опытов	Температура t , °С	Время истечения τ , с (среднее значение)	Кинематическая вязкость v , сСт , $\text{мм}^2/\text{с}$	Динамическая вязкость, μ , Па·с
1				
2				
3				

Согласно требованиям ГОСТ 33-2000 необходимо провести по три опыта при каждой температуре и определить дополнительно средние значения параметров t , τ , v .

Для определения динамической вязкости μ необходимо определить плотность испытуемой жидкости ρ с помощью ареометра. При этом, как указывалось ранее, поддерживаемый за стержень ареометр медленно погрузить в испытуемую жидкость (при $t = 20$ °С). По шкале определить значение плотности. Далее, используя зависимость (1.3), подсчитать значение динамической вязкости и заполнить соответствующую графу табл. 1.1.

На основании опытных данных построить график зависимости вязкости масла от температуры.

Контрольные вопросы

1. Что такое вязкость жидкости?
2. Физический смысл динамической вязкости.
3. Взаимосвязь между динамической и кинематической вязкостью.
4. Единицы измерения кинематической и динамической вязкости жидкости.
5. Как зависит вязкость жидкости от температуры и давления?
6. Что такое плотность?
7. С помощью какого устройства определяется плотность и каким образом?

Лабораторная работа № 2 ПОСТРОЕНИЕ НАПОРНОЙ И ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ ЛИНИЙ

Цель работы

1. На основании опытных данных построить пьезометрическую и напорную линии для трубопровода переменного сечения.
2. Сделать вывод о причинах потерь давления в гидроприводе.

Краткие теоретические сведения

Каждая частица движущейся жидкости обладает определенным запасом потенциальной и кинетической энергии. При движении жидкости в канале из-за трения о его стенки и трения между самими частицами часть энергии преобразуется в тепловую. Кроме того, при деформации потока местными сопротивлениями происходит преобразование потенциальной энергии в кинетическую или наоборот. Так как полная энергия жидкости зависит от массы, то при расчетах используют удельную энергию. Удельной называют энергию, отнесенную к единице веса жидкости.

Основной закон гидродинамики (уравнение Бернулли) устанавливает связь между значениями удельной энергии в двух сечениях установившегося, плавно изменяющегося потока, по отношению к плоскости сравнения и представляет собой уравнение баланса энергии

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_c. \quad (2.1)$$

Каждый член уравнения Бернулли имеет геометрический и энергетический смысл, которые описаны в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Величина	Геометрический смысл	Энергетический смысл
Z	высота положения	удельная потенциальная энергия положения
$p / \rho g$	пьезометрическая высота	удельная потенциальная энергия давления
$Z + p / \rho g$	пьезометрический напор	удельная потенциальная энергия
$\alpha v^2 / 2g$	скоростной напор	удельная кинетическая энергия
$Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v^2}{2g}$	гидродинамический напор	полная удельная энергия
h_c	потери напора	потери энергии

Линия, характеризующая закон распределения по длине потока удельной потенциальной энергии или пьезометрического напора, называется линией потенциальной энергии или пьезометрической линией. Уклон этой линии называется пьезометрическим уклоном.

Линия, характеризующая закон распределения по длине потока полной удельной энергии или гидродинамического напора, называется линией энергии или напорной линией. Уклон этой линии (падение ее на единицу расстояния) называется гидродинамическим уклоном.

Описание установки и порядок выполнения работы

Схема установки для построения напорной и пьезометрической линии представлена на рис. 2.1.

Включить насос 2 (Н) и установить предельное давления (3 МПа) с помощью винта предохранительного клапана 4 (КП). Давление контролировать манометром 5 (МН). При этом рабочая жидкость из гидробака (Б1) будет всасываться насосом 2

и подаваться через фильтр 3 (Ф) к гидрораспределителю 6 (P1). Далее, при переключении распределителя P1 в левую позицию, жидкость будет поступать через регулируемый дроссель 8 (ДРП1) в напорный бак 10 (Б2), а из него в испытуемый участок трубопровода 11.

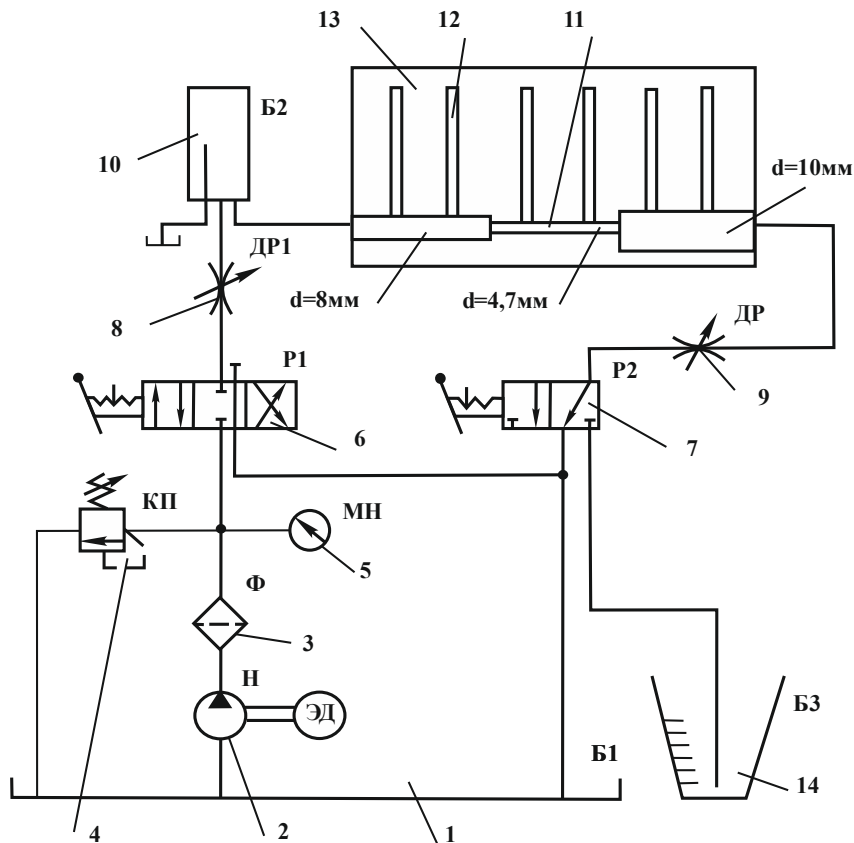


Рис. 2.1. Схема установки для построения напорной и пьезометрической линии

Участок трубопровода 11 состоит из труб различного диаметра (8 мм, 4,7 мм, 10 мм), последовательно соединенных

между собой. Трубы выполнены из прозрачного материала (оргстекла). К характерным участкам трубопровода (начало и конец каждого участка) подключены пьезометры 12. Пьезометры закреплены на вертикальной панели 13, на которую нанесена мерная шкала.

В начале эксперимента дроссель 9 (ДР) должен быть полностью закрыт. Вся система от насоса до дросселя заполняется рабочей жидкостью. Излишки жидкости из напорного бака 10 (Б2) слить в основной бак 1 (Б1).

Далее необходимо открыть дроссель 9 (ДР), т. е. соединить систему со сливом. При этом установится определенный расход рабочей жидкости в опытном трубопроводе. Уровни жидкости в пьезометрах уменьшатся и остановятся на определенных значениях $(z + p/\rho g)$, соответствующих избыточному давлению в точках подключения пьезометров при фиксированном расходе. По шкале, нанесенной на панели 13, определить показания пьезометров и записать в табл. 2.3.

Для определения расхода рабочей жидкости в схеме установки имеется распределитель 7 (Р2). При переключении его в левую позицию поток жидкости из системы направляется в мерную емкость 14 (Б3). Время наполнения мерной емкости t следует зафиксировать с помощью секундомера. Значения объема масла V в мерной емкости 14 (Б3) и время ее наполнения t занести в табл. 2.2.

После снятия результатов, полученных в ходе опыта, выполнить расчеты и заполнить в табл. 2.2 и 2.3.

Таблица 2.2

№ опыта	Объем масла V , м ³	Время t , с	Расход Q , м ³ /с (л/с)
1			

Таблица 2.3

	Сечения					
	1	2	3	4	5	6
Диаметр d , м						
Площадь S , м ²						
Показания пьезометра $z + p / \rho g$, м						
Средняя скорость $v = Q / S$, м/с						
$Re = v \cdot d / \nu$						
Скоростной напор $\alpha v^2 / 2g$, м						
Гидродинамический напор $Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}$, м						
Потери напора h_c , м						

Расход рабочей жидкости Q (м³/с) рассчитать по следующей формуле:

$$Q = \frac{V}{t}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

По расходу и заданным размерам сечений трубопроводов подсчитать средние скорости в этих сечениях:

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2}, \text{ м/с}.$$

Измерив температуру рабочей жидкости, определить вязкость по вязкостно-температурной кривой.

После определения средней скорости подсчитать число Re :

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}.$$

Вычислить скоростной напор в каждом сечении $\frac{\alpha v^2}{2g}$, где α – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скорости в сечении.

$$\left(\begin{array}{l} \text{при } Re < 2320; \alpha = 2 \\ \text{при } Re \geq 2320; \alpha = 1 \end{array} \right).$$

Полный гидродинамический напор $\left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} \right)$ определить как сумму пьезометрического напора $\left(z + \frac{p}{\rho g} \right)$ и скоростного напора $\left(\frac{\alpha v^2}{2g} \right)$.

Потери напора между сечениями подсчитать как разницу полных гидродинамических напоров в двух стоящих рядом сечениях.

На схему трубопровода из трех участков, вычерченную на миллиметровой бумаге, в определенном масштабе нанести пьезометрическую линию по показаниям пьезометров $\left(z + \frac{p}{\rho g} \right)$ и напорную линию по вычисленным значениям $\left(H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} \right)$ полного гидродинамического напора.

После этого, проанализировав каждый из участков испытуемого трубопровода, определить, по какой причине происходят потери напора.

Контрольные вопросы

1. Каков геометрический смысл членов уравнения Бернулли? Каков их энергетический смысл?
2. От чего зависит численное значение коэффициента Кориолиса?
3. Чем отличаются уравнения Бернулли для идеальной и реальной жидкости?
4. В каком случае пьезометрическая и напорная линии параллельны между собой?
5. Как определяется средняя скорость жидкости?
6. При помощи каких линий можно судить о величине и изменении давления вдоль потока?

Лабораторная работа № 3
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ
КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ
ТРУБОПРОВОДА (FESTO)

Цель работы

1. Определить коэффициент гидравлического сопротивления трения λ в трубопроводе постоянного сечения.
2. Построить график зависимости коэффициента гидравлического сопротивления трения λ от числа Рейнольдса Re .

Краткие теоретические сведения

При движении жидкостей по трубам вследствие трения возникают силы гидравлических сопротивлений, на преодоление которых затрачивается часть энергии.

Потери напора (давления) на трение по всей длине потока оцениваются формулами, которые называются формулами Вейсбаха-Дарси:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}; \quad \Delta p_{\text{тр}} = \rho \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (3.1)$$

где l – длина исследуемого участка, м;

v – средняя скорость потока, м/с;

d – диаметр трубопровода, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

λ – коэффициент сопротивления трения;

$h_{\text{тр}}$, $\Delta p_{\text{тр}}$ – потери напора и давления соответственно, м, Па.

Безразмерный коэффициент λ , используемый в формулах (3.1) называют коэффициентом потерь на трение по длине, или коэффициентом Дарси:

$$\lambda = \frac{2\Delta p_{\text{тр}} d}{\rho l v^2}. \quad (3.2)$$

Потери напора (давления) определяются из уравнения Бернулли:

$$h_{\text{тр}} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \text{ или } \Delta p_{\text{тр}} = p_1 - p_2,$$

где p_1 и p_2 – давления в начальном и конечном сечениях трубопровода, Па.

Установлено, что коэффициент сопротивления трения зависит от числа Re и относительной шероховатости стенок трубопровода Δ/d .

При ламинарном режиме течения жидкости ($Re < 2300$) в круглой трубе коэффициент гидравлического сопротивления определяется формулой Стокса:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (3.3)$$

Исходя из данной формулы, при ламинарном режиме движения жидкости в круглой трубе коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса.

По характеру и степени влияния этих факторов при турбулентном режиме различают зоны гидравлически гладких и гидравлически шероховатых труб, разделенные переходной зоной.

В зоне гидравлически гладких труб $\left(2300 \leq Re < 20 \frac{d}{\Delta} \right)$ толщина вязкого подслоя значительно больше максимальной высоты бугорков шероховатости. При этом бугорки утоплены в вязком подслое, плавно обтекаются с очень малыми скоростями и не влияют на распределение скоростей и потери напора (давления). В этой зоне коэффициент λ зависит только от числа Re . Для его определения применяется формула Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (3.4)$$

Указанную формулу можно применять до числа $Re \leq 10^5$.

Зависимость потери напора на трение от кинематической вязкости жидкости и средней скорости потока для гидравлически гладких труб:

$$h_{тр} = v^{0,5} \nu^{1,75}. \quad (3.5)$$

В переходной зоне от гидравлически гладких к шероховатым трубам при толщине вязкого подслоя меньше высоты бугорков шероховатости $\left(20 \frac{d}{\Delta} \leq Re \leq 500 \frac{d}{\Delta} \right)$ на величину λ уже оказывают влияние два фактора: Re и Δ . Для определения λ можно использовать формулу Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (3.6)$$

В зоне гидравлически шероховатых труб $\left(Re > 500 \frac{d}{\Delta} \right)$ толщина вязкого подслоя значительно меньше высоты бугорков шероховатости, которые оказываются в турбулентном ядре потока. Обтекание бугорков сопровождается интенсивным вихреобразованием, усиливающим турбулентность потока. Рассеивание кинетической энергии вращения этих вихрей, происходящее в процессе перемешивания частиц и приводящее к переходу этой энергии в тепло, увеличивает потерю напора. Коэффициент сопротивления трения является функцией только относительной шероховатости, возрастая с увеличением $\frac{\Delta}{d}$.

Потери напора в этой зоне не зависят от вязкости и пропорциональны квадрату средней скорости потока (квадратич-

ный закон сопротивления). Коэффициент сопротивления может быть подсчитан по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} . \quad (3.7)$$

В то же время, формула Альтшуля пригодна практически для всех зон турбулентного режима. В зоне гидравлически гладких труб (пренебрежимо мало $\frac{\Delta}{d}$) она преобразуется в формулу Блазиуса, а в зоне шероховатых труб (пренебрежимо мало $\frac{68}{Re}$) – в формулу Шифринсона.

Исследование гидравлического трения на установке для оценки гидropотерь в трубопроводах позволяет получить характеристики гидросистемы и построить безразмерные зависимости коэффициента сопротивления трения λ от числа Рейнольдса Re .

Описание установки и порядок выполнения работы

Принципиальная схема установки для определения коэффициента сопротивления трения приведена на рис. 3.1.

Установка состоит из насосной станции НС, включающей в себя насос Н и предохранительный клапан КП1; предохранительного клапана КП2; испытываемого трубопровода (навит спиралью диаметром D); манометров МН1, МН2 и МН3, подключенных в определенных участках трубопровода; тахогенератора ТГ с подключенным к нему вольтметром V , предназначенного для определения расхода жидкости; регулируемого дросселя ДР, являющегося нагружающим устройством.

Методика испытаний состоит в опытном определении расхода жидкости в системе и перепада давлений на испытуемом участке трубопровода в зависимости от настройки дросселя ДР.

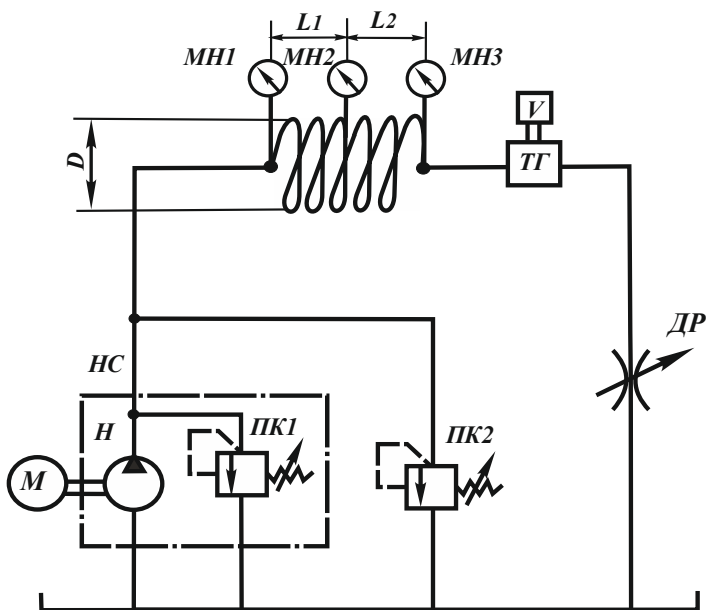


Рис. 3.1. Принципиальная схема установки для определения коэффициента сопротивления трения

Измерительная аппаратура: манометры МН1, МН2 и МН3; вольтметр V , регистрирующий изменение напряжения на тахогенераторе ТГ в зависимости от количества протекаемой в системе жидкости.

Порядок выполнения работы:

1. Из комплекта оборудования подобрать необходимые элементы и собирать схему в соответствии с рис. 3.1.

2. К тахогенератору подключить мультиметр, соединить «+» выход с черным гнездом тахогенератора, а «-» выход – с синим. Тахогенератор запитывать от источника постоянного тока напряжением 24 В с соблюдением полярности.

3. Включить установку. На предохранительном клапане (КП1) насосной станции установить давление 40 атм (4,0 МПа). Полностью открыть предохранительный клапан (КП2) и дроссель (ДР).

4. На мультиметре установить переключатель на измерение напряжения постоянного тока величиной 20 В и включить его нажатием кнопки «0» (на схеме не показана). Установка готова к снятию показаний. Вентилем открыть подачу жидкости в систему.

5. Нагружающим элементом в системе является дроссель (ДР). Изменяя его положение от максимального открытия до минимального, задать расход жидкости в системе. При этом изменится частота вращения вала тахогенератора и, соответственно, напряжение U , величину которого (в диапазоне от 4 до 1 В) следует зафиксировать мультиметром V , после чего заполнить табл. 3.1.

Таблица 3.1

№ п/п	Напряжение U , В	Расход Q , м ³ /с	Скорость v , м/с	Число Re
1				
2				
3				
4				

6. При изменении открытия дросселя изменится также давление жидкости в испытуемом трубопроводе, величину которого следует зафиксировать манометрами (МН1, МН2, МН3) и заполнить табл. 3.2.

Таблица 3.2

№ п/п	Давление по показаниям манометров (МН1, МН2, МН3)			Потери давления		Коэффициент гидравлического трения	
	p_1 , МПа	p_2 , МПа	p_3 , МПа	Δp_1 , МПа	Δp_2 , МПа	λ_1	λ_2
1							
2							
3							
4							

После проведения опыта на основании расчетов параметров необходимо заполнить табл. 3.1 и 3.2.

7. Рассчитать:

– расход жидкости в системе, определяемый с помощью мультиметра.

Примечание: по паспортным данным тахогенератора, преобразующего вращение вала гидромотора в электрический сигнал, напряжение $U = 1$ В соответствует расходу жидкости $Q = 1$ л/мин.

$$Q = \frac{U \cdot 10^{-3}}{60}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где U – напряжение на мультиметре, В.

Средняя скорость жидкости в трубопроводе v :

$$v = \frac{4Q}{\pi d_{\text{тр}}^2}, \text{ м/с};$$

где $d_{\text{тр}}$ – диаметр трубопровода, $d_{\text{тр}} = 0,008$ м.

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{v d_{\text{тр}}}{\nu},$$

где ν – вязкость жидкости, $\nu = 22 \text{ cSt} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Результаты записать в табл. 3.1.

Перепад давления:

– для участка трубопровода $L1 = 13,06$ м:

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2;$$

– для участка трубопровода $L2 = 4,9$ м:

$$\Delta p_2 = p_2 - p_3.$$

Коэффициент сопротивления трения:

– для трубопровода длиной $L1$:

$$\lambda_1 = \frac{2\Delta p_1 d_{\text{тр}}}{\rho L1 v^2};$$

– для трубопровода длиной $L2$:

$$\lambda_2 = \frac{2\Delta p_2 d_{\text{тр}}}{\rho L2 v^2},$$

где ρ – плотность жидкости, $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$.

Заполнить табл. 3.2.

8. Сделать вывод о характере этих зависимостей и влиянии длины трубопровода на значение λ .

9. Полученные значения λ и Re нанести на график в полулогарифмических координатах $\lambda - \lg \text{Re}$.

10. Построить графики $\lambda_1 = f(\lg \text{Re})$ и $\lambda_2 = f(\lg \text{Re})$.

На основании расчетов и построенных графиков сделать вывод:

1) каким образом изменение длины трубопровода влияет на потери напора;

2) как изменение длины трубопровода влияет на коэффициент сопротивления трения.

Контрольные вопросы

1. Как определяется коэффициент гидравлического трения при ламинарном режиме?

2. От каких параметров зависят гидравлические потери в ламинарном и турбулентном потоке?

3. Почему гидравлические потери в турбулентном потоке больше, чем в ламинарном?

4. Сколько имеется зон сопротивления при турбулентном режиме движения жидкости? Как они называются?

5. От чего зависит коэффициент гидравлического трения в различных зонах, как можно его определить?

Лабораторная работа № 4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ (FESTO)

Цель работы

1. Определить коэффициенты местных сопротивлений ξ_M .
2. Построить график зависимости коэффициентов ξ_M от числа Рейнольдса Re .
3. Построить внешнюю характеристику местного сопротивления $\Delta p_M = f(Q)$.

Краткие теоретические сведения

Местные сопротивления представляют собой короткие участки трубопроводов, на которых скорости потока изменяются по величине или направлению в результате изменения размеров или формы сечений трубопровода, а также направления его продольной оси. Потери механической энергии, возникающие при деформации потока в местных сопротивлениях, относят к единице веса протекающей жидкости и называют местными потерями напора.

В зависимости от факторов, вызывающих потери напора в местных сопротивлениях, различают потери трения и вихревые потери. Потери на трение вызываются торможением потока стенками, которое приводит к неравномерному распределению скорости по сечениям потока и к появлению напряжений трения между смещающимися струями жидкости, что вызывает возрастание местных потерь трения. Вихревые потери связаны с отрывами потока от стенок, происходящими при резких изменениях конфигурации каналов. Возникающие при этом интенсивные вихреобразования приводят к сильному возрастанию местной потери напора.

При турбулентном движении происходит интенсивный обмен беспорядочно движущимися частицами между транзитным потоком и вихревой зоной.

Местные сопротивления создают деформацию потока, которая распространяется на значительный участок примыкающего трубопровода, где происходит постепенная стабилизация профиля скоростей.

Принято вычислять местную потерю как разность между полной потерей напора на участке местной деформации потока и потерей трения в примыкающем трубопроводе при стабилизированном движении жидкости. Тем самым местные потери в трубопроводе рассматриваются как дополнительные к потерям трения при равномерном движении жидкости во всех его прямолинейных участках постоянного сечения.

Местные потери напора (давления) выражаются общими формулами Вейсбаха:

$$h_m = \xi_m \frac{v^2}{2g}, \quad \Delta p_m = \xi_m \frac{v^2 \rho}{2}, \quad (4.1)$$

где ξ_m – безразмерный коэффициент местного сопротивления;

v – средняя скорость в сечении трубопровода перед местным сопротивлением или после него (берется большая скорость).

Ввиду большой сложности структуры потока в местных сопротивлениях коэффициенты ξ_m могут быть определены только опытным путем. Величина коэффициента ξ_m при установившемся движении зависит от формы местного сопротивления, распределения скоростей в граничных сечениях потока перед местным сопротивлением и после него и значения числа Re :

$$\xi_m = f(Re). \quad (4.2)$$

В большинстве местных сопротивлений ламинарный режим наблюдается только при очень малых значениях числа Re , ко-

гда силы инерции частиц незначительны по сравнению с действующими на них силами вязкостного трения. В этом случае:

$$\xi_{\text{M}} = \frac{\text{const}}{\text{Re}}. \quad (4.3)$$

По мере возрастания числа Re в местном сопротивлении развивается турбулизация потока, возникают отрывы потока от стенок, вихреобразование.

При $\text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}}$ поток полностью становится турбулентным. Зависимость ξ_{M} от Re становится все слабее. Для местных сопротивлений, в которых потеря напора в основном обусловлена вихреобразованием, практически можно принимать значения ξ_{M} постоянными во всей области турбулентного режима. В тех случаях, когда существенными являются потери трения, влияние числа Re сохраняется до значений $\text{Re} = 10^5$ (что соответствует границе квадратичной области сопротивления, в которой имеет место турбулентная автомодельность потока).

Коэффициенты местного сопротивления рассчитываются по формуле:

$$\xi_{\text{M}} = \frac{2\Delta p_i}{\rho v^2}. \quad (4.4)$$

Описание экспериментальной установки и порядок выполнения работы

Принципиальная схема установки для определения коэффициентов местных сопротивлений приведена на рис. 4.1.

Установка состоит из насосной станции (НС), включающей в себя насос (Н) и предохранительный клапан (КП1); предохранительного клапана (КП2), который является нагружающим устройством, распределителя (Р), манометров (МН1 и МН2), испытуемого дросселя с обратным клапаном (ДР), мерной емкости (Б).

Методика испытаний состоит в опытном определении расхода жидкости в системе и перепада давлений на испытуемом устройстве в зависимости от настройки предохранительного клапана (КП2). Распределитель (P) переключает поток жидкости: при включении левой секции проводится испытание дросселя, а при включении правой – обратного клапана.

Измерительная аппаратура: манометры (МН1 и МН2), мерная емкость (Б), секундомер.

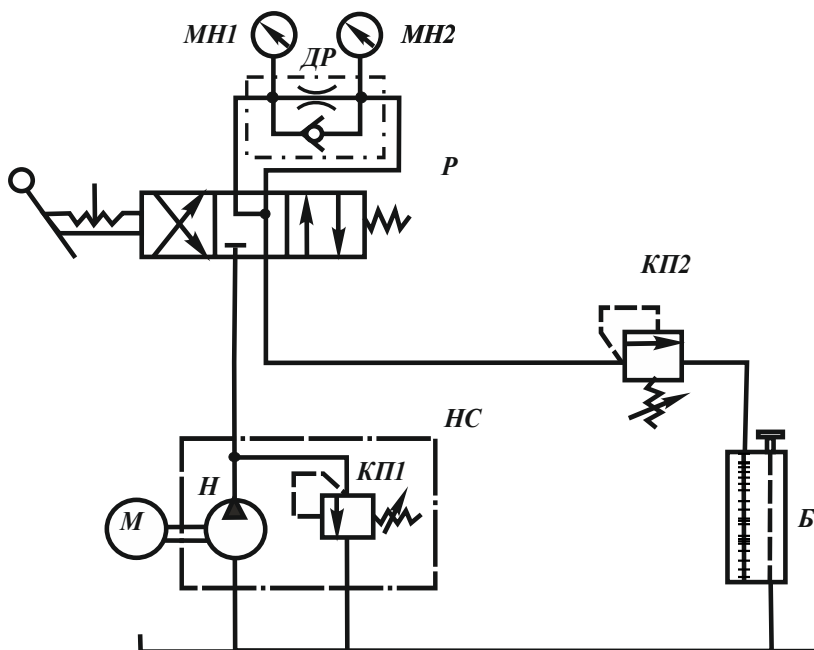


Рис. 4.1. Принципиальная схема установки для определения коэффициентов местных сопротивлений

Порядок выполнения работы:

1. Из комплекта оборудования подобрать необходимые элементы и собрать схему в соответствии с рис. 4.1.
2. Включить установку. Предохранительным клапаном КП1 насосной станции (НС) установить давление 40 атм. (4,0 МПа).

3. Установить дроссель (ДР) в некоторое открытое промежуточное положение.

4. Вентилем (на схеме не указан) открыть подачу жидкости в систему и установить предохранительным клапаном (КП2) начальное давление 3,5 МПа (контроль по манометру МН2).

5. Переключить распределитель (Р) в левую позицию, при этом провести испытание местного сопротивления «дроссель».

6. При заданном давлении зафиксировать показания манометров (МН1 и МН2, давление p_1 и p_2 , МПа), отметить время (t , с) заполнения выбранного объема (V , м³) мерной емкости (Б). Результаты измерений занести в табл. 4.1. и 4.2.

7. Изменить давление настройки предохранительного клапана (КП2) в диапазоне от 3,5 до 1,0 МПа (контроль по манометру МН2) и повторить испытания. Результаты занести в табл. 4.1, 4.2.

После проведения испытаний выполнить необходимые расчеты.

8. Рассчитать:

– расход жидкости:

$$Q = \frac{V}{t}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где V – объем мерной емкости, м³;

t – время заполнения емкости, с;

– скорость жидкости в трубопроводе:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{тр}}^2}, \text{ м/с},$$

где S – площадь трубопровода перед местным сопротивлением или после него, м²;

d – диаметр трубопровода перед местным сопротивлением или после него, $d_{\text{тр}} = 0,008$ м;

– число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v d_{тр}}{\nu},$$

где ν – вязкость жидкости, $\nu = 22 \text{ cSt} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

– потери давления на местном сопротивлении:

$$\Delta p = p_1 - p_2, \text{ МПа};$$

– коэффициент местного сопротивления:

$$\xi_m = \frac{2\Delta p_i}{\rho v^2},$$

где ρ – плотность жидкости, $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$.

После проведения вычислений, заполнить табл. 4.1, 4.2.

Таблица 4.1

№ п/п	Показания манометров		Потери давления Δp_m , МПа	Коэффициент ξ_m
	p_1 , МПа	p_2 , МПа		
Местное сопротивление – дроссель				
Местное сопротивление – обратный клапан				

Таблица 4.2

№ п/п	Объем мерной емкости V , м ³	Время заполнения, t , с	Расход Q , м ³ /с	Скорость жидкости v , м/с	Число Рейнольдса, Re
Местное сопротивление – обратный клапан					

9. Распределитель (Р) переключить в правую позицию, при этом провести испытание местного сопротивления «обратный клапан» по методике, описанной в пунктах 6 и 7. Провести расчеты, указанные в пункте 8.

10. Полученные в результате расчетов ξ_m и Re указать на графике в полулогарифмических координатах $\xi_m = f(\lg Re)$. По графику установить границу квадратичной зоны для данного местного сопротивления, в которой $\xi_m = \text{const}$.

11. Построить внешнюю характеристику местного сопротивления, представляющую собой зависимость местной потери давления от расхода жидкости $\Delta p = f(Q)$.

12. Сделать вывод: какое из местных сопротивлений оказывает большее влияние на потери давления и чем это обусловлено. Описать внешние характеристики каждого из сопротивлений.

Контрольные вопросы

1. Какие сопротивления называются местными?
2. От чего зависит значение коэффициента ξ_m ?
3. Какой зависимостью определяется коэффициент местного сопротивления ξ_m ?
4. В каком сечении выбирается скорость для определения местных потерь?
5. Когда местные потери отдельных сопротивлений можно просто суммировать?

Лабораторная работа № 5 ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ МАЛОЕ ОТВЕРСТИЕ

Цель работы

1. Экспериментально определить коэффициенты расхода μ , скорости φ , сжатия струи ε и сопротивления ξ при истечении жидкости через малое круглое отверстие.
2. Построить график зависимости коэффициентов μ , ε , φ от числа Рейнольдса Re .
3. Наблюдать за инверсией струи, вытекающей из отверстий различной конфигурации.

Краткие теоретические сведения

Малыми отверстиями называются такие, при истечении через которые скорость движения жидкости во всех точках живого сечения струи в плоскости отверстия можно считать практически одинаковой. Отверстие принято считать малым, если диаметр его $d \leq 0,1 H$, где H – напор над центром тяжести отверстия.

При истечении жидкости из резервуара в атмосферу через малое круглое отверстие диаметром d на расстоянии $(1...2)d$ от края отверстия образуется сжатое сечение диаметром d_c . Средняя скорость в сжатом сечении может быть найдена из уравнения Бернулли и выражена зависимостью:

$$v_c = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \xi_{\text{отв}}}} \cdot \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \text{ м/с}, \quad (5.1)$$

где α_c – коэффициент Кориолиса в сжатом сечении;
 $\xi_{\text{отв}}$ – коэффициент сопротивления отверстия;
 $H(p)$ – напор (давление) истечения;
 φ – коэффициент скорости.

Коэффициент скорости φ определяется как отношение действительной скорости истечения к теоретической:

$$\varphi = \frac{v_c}{v_T}.$$

В общем случае расчетный напор H определяется из схемы (рис. 5.1):

$$H = h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}, \text{ м.} \quad (5.2)$$

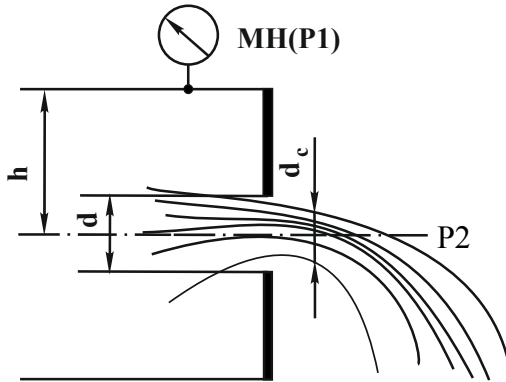


Рис. 5.1. Схема истечения жидкости через круглое отверстие

Значение коэффициента φ можно определить, учитывая параболическую траекторию падения струи, решая систему уравнений:

$$\begin{cases} X = v \cdot t, \\ Y = \frac{gt^2}{2}, \end{cases} \quad (5.3)$$

где X , Y – координаты центра тяжести струи в произвольном сечении в системе координат, начало которых лежит в центре тяжести сжатого сечения струи.

Проведя преобразование, получим:

$$\varphi = \frac{X}{2\sqrt{HY}}. \quad (5.4)$$

Степень сжатия струи, вытекающей через отверстие, характеризуется коэффициентом сжатия ε :

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S} = \frac{d_c^2}{d^2},$$

где S_c, S – соответственно, площади сжатого сечения и отверстия, м^2 ;

d_c, d – соответственно, диаметры сжатого сечения и отверстия.

Расход через отверстие определяется по формуле:

$$Q = \mu A \sqrt{2gH} = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad \text{м}^3/\text{с}, \quad (5.5)$$

где μ – коэффициент расхода;

A – площадь сечения отверстия, м^2 .

В свою очередь, коэффициент расхода μ определяется:

$$\mu = \varepsilon\varphi. \quad (5.6)$$

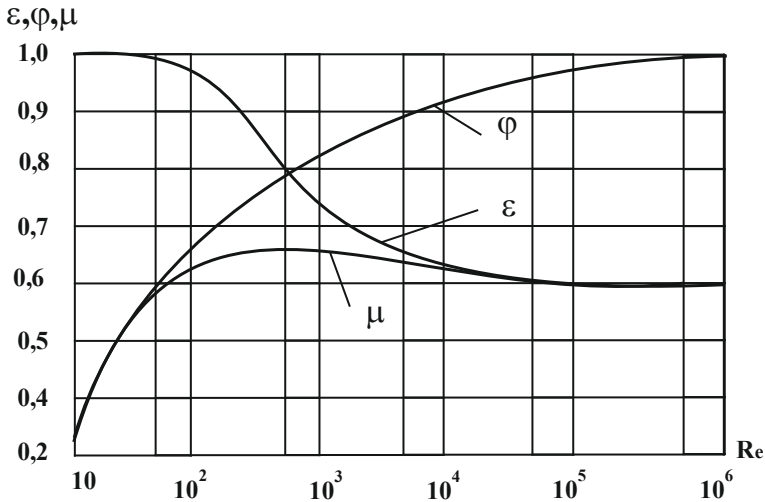
Коэффициент сопротивления отверстия:

$$\xi_{\text{отв}} = \frac{1}{\varphi^2} - \alpha. \quad (5.7)$$

Значения коэффициентов $\mu, \varepsilon, \varphi$ зависят от формы и размеров отверстия, условий подвода к нему жидкости, числа Рейнольдса. Число Re подсчитывается по теоретической скорости:

$$Re = \frac{d\sqrt{2gH}}{\nu}. \quad (5.8)$$

Зависимость коэффициентов истечения от числа Re показано на рис. 5.2.



$$Re = \frac{d}{\nu} \sqrt{2gH}$$

Рис. 5.2. График зависимости коэффициентов μ , ε , φ от числа Рейнольдса

Увеличение коэффициента сжатия струи ε с уменьшением числа Re объясняется тем, что возрастающее влияние сил вязкостного трения ведет к утолщению подторможенного слоя у стенок, к уменьшению скорости частиц у стенок. Возрастает неравномерность распределения скоростей в сжатом сечении (увеличивается α), и увеличивается потеря напора (возрастает $\xi_{отв}$). Увеличение коэффициента кинетической энергии α и коэффициента сопротивления $\xi_{отв}$ влечет за собой уменьшение коэффициента скорости φ .

Коэффициент расхода μ с увеличением Re сначала увеличивается, что обусловлено крутым возрастанием φ , а затем, достигнув максимального значения ($\mu_{max} = 0,69$ при $Re = 350$),

уменьшается в связи с уменьшением ε и при больших Re практически стабилизируется на значении $\mu = 0,60-0,61$.

В области $Re \leq 25$ роль вязкости настолько велика, а торможение жидкости у кромки столь значительно, что сжатие струи отсутствует ($\varepsilon = 1$) и ($\varphi = \mu$). В этом случае можно пользоваться теоретической формулой:

$$\mu = \sqrt{\frac{156}{Re^2} + 1} - \frac{12,5}{Re}. \quad (5.9)$$

Для маловязких жидкостей (бензин, керосин и др.), истечение которых происходит при достаточно больших числах Re , коэффициенты изменяются в небольших пределах. В расчетах обычно принимают следующие их средние значения: $\varepsilon = 0,64$; $\varphi = 0,97$; $\mu = 0,62$; $\xi = 0,065$.

В струе, вытекающей через круглое отверстие, силы поверхностного натяжения взаимно уравновешены вследствие осевой симметрии струи. При истечении из прямоугольных, треугольных и других некруглых отверстий из-за свойства инерции жидкости силы поверхностного натяжения вызывают изменения формы сечения струи, называемые инверсией струи.

Описание установки и порядок выполнения работы

Пластинчатый насос 2 из гидробака 1 (рис. 5.3) через фильтр 4 и распределитель 5 подает рабочую жидкость к дросселю 6.

При включении распределителя в крайнее правое положение рабочая жидкость поступает на слив в бак, в крайнее левое положение – подается через датчик расхода турбинного типа 7 к напорному цилиндру 8. В цилиндре установлены сетки-рассекатели для гашения скорости входящей струи. Через отверстие напорного цилиндра происходит истечение масла по параболической траектории в лоток 10 (Б2), по шкале на дне которого можно определить дальность отлета струи (координату X).

Давление в напорном цилиндре определить с помощью манометра 9.

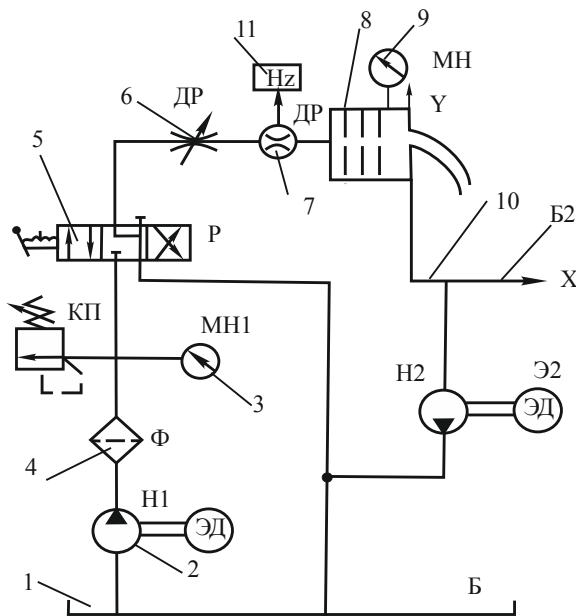


Рис. 5.3. Схема установки для исследования истечения жидкости через отверстия

Расход рабочей жидкости измерить с помощью датчика, расхода турбинного типа 7, частота вращения турбинки которого определяется частотомером 11. Опыты провести при различных значениях расхода, величина которого изменяется с помощью дросселя 6.

Наблюдаемые величины и результаты подсчетов с помощью формул (5.1–5.8) занести в табл. 5.1.

Коэффициент расхода μ определить с помощью формулы (5.5):

$$\mu = \frac{Q}{A} \sqrt{\frac{1}{2gH}}$$

Коэффициент сжатия ε определить с помощью формулы (5.6):

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\varphi}$$

На основании опытных данных в масштабе построить графики зависимости коэффициентов μ , ε , φ , $\xi_{\text{отв}}$ от числа Re подсчитываемого по формуле:

$$\text{Re} = \frac{\sqrt{\frac{2p}{\rho}} \cdot d}{\nu}$$

Путем изменения формы сечений отверстий изучить явление инверсии струи.

Таблица 5.1

№ п/п	Величина, размерность	№ опыта				
		1	2	3	4	5
1.	Показание частотомера f , Гц					
2.	Расход Q , м ³ /с					
3.	Давление в баке p , Па					
4.	Напор H , м					
5.	Координаты: X, м Y, м					
6.	Скорость теоретическая $v_{\text{т}}$, м/с					
7.	Число Рейнольдса Re					
8.	Коэффициенты: расхода μ скорости φ сжатия ε сопротивления ξ					

Проанализировать построенные графики в полученном диапазоне чисел Re .

Контрольные вопросы

1. Какие отверстия считаются малыми?
2. Как связаны между собой коэффициенты сжатия ε , скорости φ , расхода μ и местного сопротивления ξ малого отверстия?
3. Почему коэффициенты μ , ε , φ отверстия всегда меньше единицы?
4. Что такое инверсия струи?

Лабораторная работа № 6 **СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОТОКА** **ЖИДКОСТИ И ТВЕРДОЙ ПРЕГРАДЫ**

Цель работы

1. Изучить взаимодействие струи и рабочей жидкости с твердой преградой.
2. Измерить и рассчитать усилия давления жидкости на твердую преграду в зависимости от напора рабочей жидкости.

Краткие теоретические сведения

В относительном движении жидкости и твердых тел возникает силовое взаимодействие, обусловленное силами вязкости и инерции.

Изучение силового взаимодействия потока жидкости и твердых стенок, особенно когда это взаимодействие связано с изменением величины или направления скорости, имеет немаловажное значение в понимании принципов действия гидромашин, при расчетах распределителей типа сопло-заслонка.

Струя может воздействовать на твердые преграды различными способами: соударяться с твердой плоской поверхностью, взаимодействовать с поверхностями скругленной формы, воздействовать на вогнутые поверхности и др.

В общем случае воздействие струи на стенку определяется геометрической разностью секундных количеств движения на входе и выходе. В случае плоской стенки, расположенной перпендикулярно направлению потока, расчетное усилие его реакции на стенку для установившегося движения жидкости равно секундному импульсу силы:

$$P_{\text{дин}} = M \cdot v = \rho \cdot Q \cdot v, \quad (6.1)$$

где M и Q – массовый и объемный расходы жидкости;
 v – средняя скорость потока;
 ρ – плотность жидкости.

Для случая воздействия струи на неподвижно установленную стенку под углом α к направлению потока усилие будет равно:

$$P_{\text{дин}} = \rho \cdot Q \cdot v \cdot (1 - \cos \alpha). \quad (6.2)$$

Описание установки и порядок выполнения работы

Из гидробака 1 (рис 6.1) насос 2 через дроссель 3 подает масло к распределителю 4. Турбинный датчик расхода 5, установленный на входе в напорный цилиндр, посылает сигнал на частотомер 8, по показаниям которого определяется расход Q . Манометр 7 показывает давление, создаваемое в цилиндре 6.

Вытекая из цилиндра 6 через насадок, струя масла ударяет в тензобалку 9, угол наклона которой может быть изменен. С помощью тензобалки измерить силу давления струи на преграду:

$$P_{\text{бал}} = k \cdot U,$$

где k – коэффициент усиления тензоусилителя;
 U – напряжение на вольтметре тензоусилителя.

С помощью тензобалки статическое усилие определить по формуле:

$$P_{\text{ст}} = \rho \cdot g \cdot S \cdot H = p \cdot S,$$

где $H(p)$ – напор (давление) над центром тяжести насадки, м (Па);
 S – площадь сечения насадка, м^2 .

Силы $P_{\text{дин}}$, $P_{\text{бал}}$, $P_{\text{ст}}$ сравнить между собой. Результаты измерений и вычислений занести в табл. 6.1.

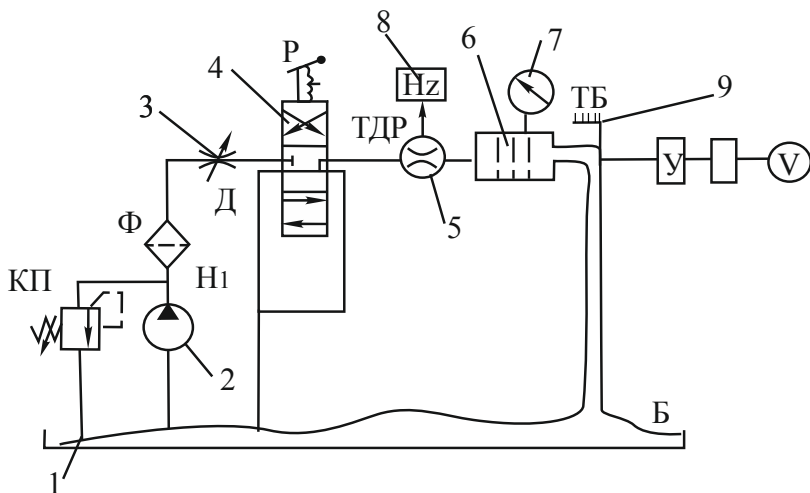


Рис. 6.1. Схема установки для исследования взаимодействия потока жидкости и твердой преграды

Таблица 6.1

Угол установки преграды	p , кПа	Q , м ³ /с	$P_{\text{дин}}$, Н	$P_{\text{бал}}$, Н	$P_{\text{ст}}$, Н	U , В	f , Гц
90°							
45°							

Контрольные вопросы

1. Чему равна активная сила воздействия струи жидкости на плоскую стенку?
2. На какой поверхности активная сила струи является наибольшей?
3. Чему равна реактивная сила взаимодействия между струей и твердым телом?
4. Какое практическое применение активной и реактивной сил взаимодействия между струей и твердой преградой?

Лабораторная работа № 7

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ ПНЕВМОПРОВОДА (FESTO)

Цель работы

1. Определить коэффициент сопротивления трения пневмопровода при малых перепадах давления.
2. Построить график зависимости расхода воздуха от потерь давления по длине в пневмопроводе.

Краткие теоретические сведения

Все элементы и устройства пневмоавтоматики соединяются пневмопроводами (пневматическими линиями связи). Пневмопровод может быть как небольшим по длине каналом, соединяющим элементы одного устройства, так и каналом большой протяженности, соединяющим отдельные устройства (например, датчики) с другими элементами пневмопровода и исполнительными механизмами.

Пневмопроводы представляют собой:

- металлические или пластмассовые трубки диаметром 1–10 мм;
- каналы круглого, прямоугольного или квадратного сечения, выполненные в металлических или пластмассовых пластинах пневматических струйных элементов промышленной пневмоавтоматики УСЭПА.

Для удобства монтажа пневмопроводов могут применять пневмокабели – несколько пластмассовых трубок, заключенных в один гибкий кожух.

По принципу передачи сигналов пневмопроводы можно разделить на *расходные* и *безрасходные*.

В расходных пневмопроводах постоянно протекает поток воздуха и, следовательно, сигналы передаются в движущейся

среде. В этом случае мерой сигнала служит расход воздуха. Этот тип пневмопроводов применяют в основном в элементах и устройствах струйной техники.

В безрасходных пневмопроводах передача сигналов осуществляется за счет изменения давления на их входе. Изменение расхода воздуха в сечении такого пневмопровода происходит до тех пор, пока во всем пневмопроводе давление не станет равным входному. После этого расход воздуха через пневмопровод становится равным нулю.

Мерой сигнала в этом случае служит установившееся давление. Этот тип пневмопроводов применяют во многих устройствах пневмоавтоматики, а также при создании импульсных линий от датчиков и регуляторов.

В безрасходных пневмопроводах потери механической энергии не имеют решающего значения, т. к. воздух по ним поступает в установившемся режиме, в расходных пневмопроводах потери механической энергии имеют решающее значение.

Как правило расходные пневмопроводы работают при малых избыточных давлениях, когда воздух можно рассматривать как капельную жидкость.

Поэтому все зависимости, описанные в лаб. работе № 3 для жидкости будут справедливы и для воздуха.

В отличие от гидравлических систем, где применяются трубопроводы только круглого сечения, в пневматических системах пневмопроводы могут иметь не только круглое, но и прямоугольное сечение (например в элементах струйной техники).

Потери напора (давления) по длине в пневмопроводе круглого сечения

$$h_{\text{дл}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \text{ м}; \quad \Delta p_{\text{тр}} = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2}, \text{ Па}, \quad (7.1)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения;

l – длина пневмопровода, м;

d – диаметр пневмопровода, м;
 ρ – плотность воздуха, кг/м³;
 v – средняя скорость потока воздуха, м²/с;
 g – ускорение свободного падения, м/с.

Описание установки и порядок выполнения работы

Принципиальная схема экспериментальной установки представлена на рис. 7.1.

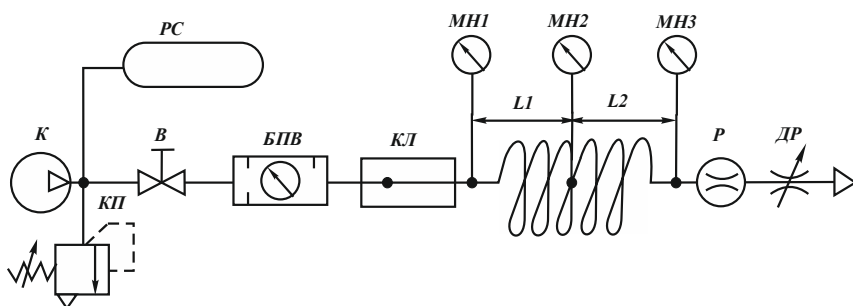


Рис. 7.1. Схема установки для определения коэффициента сопротивления трения пневмопровода

Установка состоит из компрессора (К); предохранительного клапана (КП); ресивера (РС); вентиля (В); блока подготовки воздуха (БПВ); коллектора КЛ; испытуемого пневмопровода (навит спиралью); манометров (МН1, МН2, МН3), подключенных в определенных участках пневмопровода; расходомера (P) и дросселя (ДР), являющегося нагружающим устройством.

Методика испытаний состоит в опытном определении расхода воздуха в системе и перепада давлений на испытуемом участке пневмопровода в зависимости от настройки дросселя (ДР).

Измерительная аппаратура: электронные манометры (МН1, МН2 и МН3), расходомер (P).

Порядок выполнения работы:

1. Собрать схему в соответствии с рис. 7.1.

2. Включить стенд и подключить питание к электронным манометрам (МН1, МН2, МН3). Открыть вентиль (В).

3. На манометре блока подготовки воздуха (БПВ) редуционным клапаном установить давление 2 бар (0,2 МПа) и скорректировать это давление по манометру (МН1) на входе испытуемого пневмопровода, т. к. он более точный. Это давление поддерживать постоянным на протяжении всех измерений.

4. Нагружающим элементом в системе является дроссель (ДР). Меняя его открытие от минимального до максимального, задать расход воздуха в системе, который измерить расходомером (Р). После этого показания занести в таб. 7.1.

5. При изменении открытия дросселя изменяется соответственно давление воздуха на выходе пневмопровода. Давление зафиксировать манометрами (МН1, МН2, МН3) и занести в табл. 7.1.

6. Рассчитываем потери давления на участках пневмопровода:

– для участка пневмопровода $L_1 = 10$ м, $\Delta p_1 = p_1 - p_2$ Па, где p_1 – давление воздуха на входе пневмопровода (по показаниям МН1), Па; p_2 – давление на расстоянии $L_1 = 10$ м (по показаниям МН2), Па;

– для участка пневмопровода $L_2 = 20$ м, $\Delta p_2 = p_1 - p_3$ Па. где p_3 – давление воздуха на выходе пневмопровода на расстоянии $L_2 = 20$ м (по показаниям МН3), Па. Значение занести в табл. 7.2.

7. Рассчитать скорость движения воздуха в пневмопроводе:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{пн}}^2}, \text{ м/с},$$

где Q – расход воздуха, м³/с;

S – площадь сечения пневмопровода (диаметр круглого сечения $d_{\text{пн}} = 2,5$ мм).

8. Рассчитать число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v d_{\text{шт}}}{\nu},$$

где ν – кинематическая вязкость воздуха, при $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T = 293 \text{ K}$) $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

9. Рассчитать плотность воздуха:

1) на входе в пневмопровод:

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{p'_1}{RT}, \text{ кг/м}^3,$$

где p'_1 – абсолютное давление на входе в пневмопровод $p'_1 = p_1 + p_{\text{атм}}$;

$p_{\text{атм}}$ – атмосферное давление, $p_{\text{атм}} = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

R – удельная газовая постоянная, для воздуха $R = 287,14 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

T – температура воздуха, К ($T = 273 + 20 = 293 \text{ K}$).

2) плотность воздуха на выходе участков $L1$ и $L2$:

$$\rho_1 = \frac{p'_2}{RT} \text{ и } \rho_2 = \frac{p'_3}{RT}, \text{ кг/м}^3,$$

где p'_2 и p'_3 – соответственно абсолютное давление на участках $L1$ и $L2$.

$$p'_2 = p_2 + p_{\text{атм}} \text{ и } p'_3 = p_3 + p_{\text{атм}}, \text{ Па};$$

3) средняя плотность воздуха на участке $L1$:

$$\rho_{\text{ср1}} = \frac{\rho_{\text{вх}} + \rho_1}{2}, \text{ кг/м}^3,$$

4) на участке L_2 :

$$\rho_{\text{ср1}} = \frac{\rho_{\text{вх}} + \rho_2}{2}, \text{ кг/м}^3.$$

Заполнить табл. 7.2.

10. Рассчитать коэффициент сопротивления трения:

– для пневмопровода длиной L_1 :

$$\lambda_1 = \frac{2\Delta p_1 d_{\text{пп}}}{\rho_{\text{ср.1}} L_1 v^2};$$

– для пневмопровода длиной L_2 :

$$\lambda_1 = \frac{2\Delta p_2 d_{\text{пп}}}{\rho_{\text{ср.2}} L_2 v^2}.$$

Результаты расчетов записать в табл. 7.1.

После этого построить графики зависимостей расхода воздуха от потерь давления по длине пневмопровода $Q = f(\Delta p)$ и коэффициентов сопротивления трения от числа Рейнольдса $\lambda = f(\text{Re})$.

Таблица 7.1

№	Давление манометров, Па · 10 ⁻⁵			Расход		Скорость v , м/с	Число Re
	p_1	p_2	p_3	Q , л/мин	Q , м ³ /с		
1	2,0			2,0			
2	2,0			4,0			
3	2,0			6,0			
4	2,0			10,0			
5	2,0			13,0			

Таблица 7.2

№	Потери давления, Па·10 ⁻⁵		Плотность воздуха, кг/м ³			Коэффициент сопротивления трения	
	$\Delta p_1 = p_1 - p_2$	$\Delta p_2 = p_1 - p_3$	ρ_1	ρ_2	$\rho_{\text{ср}}$	λ_1	λ_2
1							
2							
3							
4							
5							

На основании расчетов сделать вывод: как изменение длины пневмопровода влияет на потери давления.

Контрольные вопросы

1. Что такое пневмоприводы и что они могут собой представлять?
2. На какие виды по принципу передачи сигналов делятся пневмоприводы?
3. Какие пневмоприводы относятся к расходным, а какие к безрасходным?
4. Что собой представляет пневмокабель?
5. Как рассчитывается средняя плотность воздуха в пневмопроводе?
6. По какой зависимости можно рассчитать потери давления на трение воздуха по длине потока?

Лабораторная работа № 8 ОПЫТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ ГАЗОВОГО ПОТОКА

Цель работы

1. Определить опытным путем коэффициенты местных потерь элементов пневмопривода и пневмоавтоматики (распределитель, дроссель и т. д.)
2. Определить зависимости местных потерь от числа Рейнольдса Re .
3. Построить внешнюю характеристику местного сопротивления $Q = f(\Delta p)$.

Краткие теоретические сведения

Местные сопротивления в пневмосистемах вызываются различного рода фасонными частями и арматурой (переходники, сужения, краны, дроссели, регуляторы, жиклеры, сопла, фильтры и т. д.). Особенностью всех местных сопротивлений является наличие вихревых зон. Кинематическая структура течения с образованием отрывов потока от стенок и вихревых зон схематически показана на рис. 8.1.

На преодоление местных сопротивлений тратится некоторая часть механической энергии потока, которая называется местной потерей энергии (давления). По формуле Вейсбаха:

$$\Delta p = \xi_m \cdot \rho_{\text{ср}} \frac{v^2}{2}, \text{ Па}, \quad (8.1)$$

где Δp – потери давления на местном сопротивлении, Па;
 ξ_m – коэффициент потерь местного сопротивления;
 $\rho_{\text{ср}}$ – средняя плотность газового потока, кг/м³;
 v – средняя скорость потока в сечении пневмопровода, м/с.

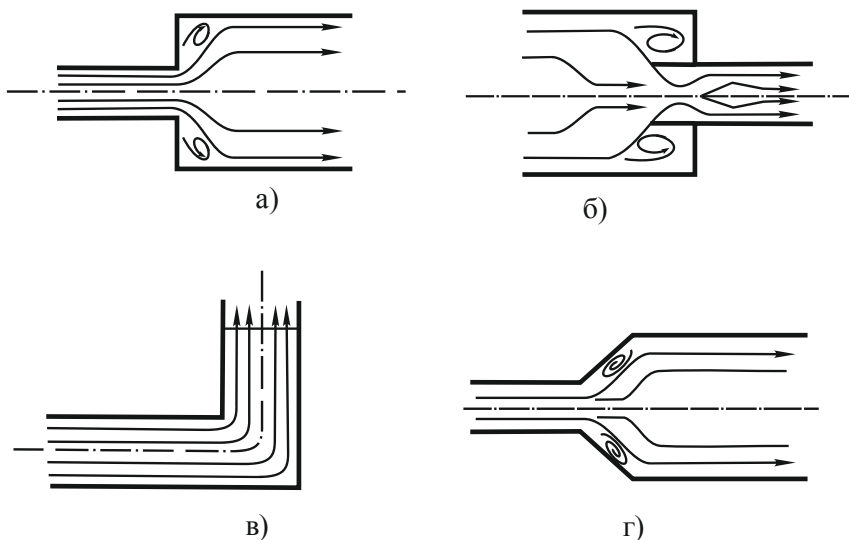


Рис. 8.1. Структурные схемы течения газовых потоков в пневموпроводах:
a – внезапное расширение; *б* – внезапное сужение;
в – поворот; *г* – диффузор.

Изменение плотности газа определяют по уравнению состояния:

$$\rho = \frac{p}{RT}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (8.2)$$

где p – абсолютное давление, Па;

R – удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К);

T – абсолютная температура, К.

Ввиду большой сложности явлений, происходящих в потоках, протекающих через местные сопротивления, только в отдельных случаях коэффициент ξ_m можно найти теоретически. Коэффициенты ξ_m в основном определяются опытным путем применительно к тому или иному режиму движения газового потока. Исследования, проведенные П. З. Френкелем, А. Д. Альтшулем

и другими исследователями, показали, что наибольшая зависимость коэффициент ξ_m от числа Рейнольдса (Re) наблюдается при ламинарном режиме движения (жидкости) газового потока. В турбулентном потоке влияние числа Рейнольдса на коэффициент ξ_m весьма незначительно. В практических расчетах в области турбулентного режима этот коэффициент считают зависящим только от вида и конструктивного выполнения местного сопротивления.

Описание экспериментальной установки и порядок выполнения работы

Принципиальная схема установки для определения коэффициентов местных потерь энергии газового потока приведена на рис. 8.2.

Установка состоит из компрессора (К), предохранительного клапана (ПК), ресивера (РС), вентиля (В), блока подготовки воздуха (БПВ), коллектора (КЛ), электронных манометров (МН1 и МН2), сменного испытуемого элемента (ЭИ1 – нормально открытый распределитель, ЭИ2 – нерегулируемый дроссель), расходомера (Р), регулируемого дросселя (ДР).

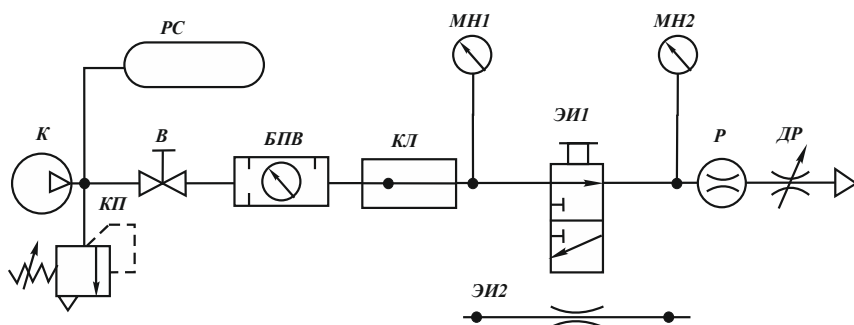


Рис. 8.2. Принципиальная схема установки для определения коэффициентов местных потерь энергии газового потока.

Методика испытаний состоит в опытном определении расхода воздуха в системе и перепада давлений на испытуемом элементе ЭИ в зависимости от настройки дросселя ДР.

Измерительная аппаратура: манометры МН1, МН2; расходомер Р.

Порядок выполнения работы:

1. Из комплекта оборудования подобрать необходимые элементы и собрать схему в соответствии с рис. 8.1, включая в нее испытуемый элемент (ЭИ1). Местное сопротивление – нормально открытый распределитель.

2. Включить питание к электронным манометрам (МН1 и МН2). Открыть вентиль (В).

3. На манометре блока подготовки воздуха БПВ редукционным клапаном установить давление 3 бар (0,3 МПа) и корректировать это давление по манометру (МН1) на входе испытуемого элемента (ЭИ1), т. к. он более точный. Величину давления на входе следует поддерживать постоянной на протяжении всех измерений.

4. Нагружающим элементом в системе является дроссель (ДР). Меняя его открытие от минимального до максимального, можно задать расход воздуха в системе, который следует измерить с помощью расходомера (Р) и занести показания в табл. 8.1. Выполнить несколько измерений.

5. При изменении открытия дросселя изменится соответственно давление воздуха на выходе испытуемого элемента, фиксируемое манометром (МН2). Значения давления манометров МН1 и МН2 для каждого опыта занести в табл. 8.1.

6. Рассчитать потери давления на местном сопротивлении:

$$\Delta p = p_1 - p_2, \text{ Па,}$$

где p_1 – давление воздуха на входе в местное сопротивление (по показаниям МН1), Па;

p_2 – давление воздуха на выходе из местного сопротивления (по показаниям МН2), Па.

7. Рассчитать скорость движения воздуха в местном сопротивлении:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2}, \text{ м/с,}$$

где Q – расход воздуха, м³/с;

S – площадь условного прохода, м²;

d – диаметр условного прохода, (для распределителя $d = 2 \text{ мм} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, для дросселя $d = 1 \text{ мм} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$);

Значения занести в табл. 8.1.

8. Рассчитать число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu},$$

где ν – кинематическая вязкость воздуха, при $t = 20^\circ$ ($T = 293 \text{ К}$)
 $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Используя полученные значения заполнить табл. 8.1.

9. Рассчитать плотность воздуха:

– на входе местного сопротивления:

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{p'_1}{RT}, \text{ кг/м}^3,$$

где p'_1 – абсолютное давление на входе в пневмопровод $p'_1 = p_1 + p_{\text{атм}}$, $p_{\text{атм}} = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$ – атмосферное давление;

R – удельная газовая постоянная для воздуха $R = 287,14 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

T – абсолютная температура воздуха, К;

– на выходе местного сопротивления:

$$\rho_{\text{вых}} = \frac{p_2'}{RT}, \text{ кг/м}^3,$$

где p_2' – абсолютное давление на выходе местного сопротивления;

– среднюю плотность воздуха:

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_{\text{вх}} + \rho_{\text{вых}}}{2}, \text{ кг/м}^3.$$

С помощью полученных значений заполнить табл. 8.1.

10. Рассчитать коэффициент $\xi_{\text{м}}$ местного сопротивления исходя из формулы Вейсбаха:

$$\xi_{\text{м}} = \frac{2\Delta p}{\rho_{\text{ср}} v^2}.$$

Вычисления отобразить в табл. 8.1.

11. После завершения испытания местного сопротивления распределителя закрыть вентиль (В) и изменить вид местного сопротивления. Установить испытуемый элемент (ЭИ2). Местное сопротивление – дроссель.

Примечание. Следует иметь в виду, что испытуемый дроссель на самом деле регулируемый. Диапазон его регулирования 16 полных оборотов. Следует сделать 10 полных оборотов и установить его в определенное среднее положение, при котором диаметр условного прохода $d = 1 \text{ мм} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Оставить дроссель в этом положении и испытать как нерегулируемый.

Повторить пункты 2–10.

После завершения испытаний построить графики зависимости коэффициентов потерь распределителя и дросселя от числа Рейнольдса $\xi = f(\text{Re})$ и внешние характеристики испы-

туемых элементов $Q = f(\Delta p)$. Сделать выводы на основании полученных результатов.

Таблица 8.1

№	Давление, 10^5 Па			Расход, Q		Скорость v , м/с	Число Re	Плотность кг/м^3			Коэф-т местных потерь, ξ
	p_1	p_2	Δp	л/мин	$\text{м}^3/\text{с}$			$\rho_{\text{вх}}$	$\rho_{\text{вых}}$	$\rho_{\text{ср}}$	
распределитель											
1	3,0			5							
2	3,0			10							
3	3,0			20							
4	3,0			30							
5	3,0			50							
дроссель											
1	3,0			5							
2	3,0			10							
3	3,0			20							
4	3,0			30							
5	3,0			50							

Контрольные вопросы

1. Что могут представлять собой местные сопротивления в пневмосистемах?
2. По какой формуле можно найти потери энергии (давления) на местных сопротивлениях?
3. Как зависит плотность газового потока от давления и температуры?
4. Как влияет величина числа Рейнольдса Re на значение коэффициента местных потерь ξ ?
5. Как зависят потери давления на местных сопротивлениях от изменения расхода воздуха в пневмосистеме?

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Емцев, Б. Т. Техническая гидромеханика. – М. : Машиностроение, 1987. – 440 с.
2. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика. – Машиностроение, 1971. – 672 с.
3. Лабораторные работы (практикум) по дисциплине «Механика жидкости и газа» / Н. В. Богдан [и др.]. – Минск, БГПА, 2000. – 61 с.
4. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.

Учебное издание

ФИЛИПОВА Людмила Геннадьевна
МАКОВСКАЯ Ирина Антоновна

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности 1-36 01 07
«Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин»

Редактор *П. П. Горбач*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 23.12.2022. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 3,49. Уч.-изд. л. 1,68. Тираж 50. Заказ 617.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.