

В.С. Кузнецов, А.С. Шабловский,  
В.В. Яроц

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ  
КОЭФФИЦИЕНТОВ  
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ  
СОПРОТИВЛЕНИЙ**

*Методические указания  
к выполнению лабораторной работы  
по дисциплине «Механика жидкости и газа»*



Москва  
2014

УДК 532.5  
ББК 39.71-022  
К89

Издание доступно в электронном виде на портале *e-books.bmstu.ru*  
по адресу: <http://ebooks.bmstu.ru/catalog/106/book45.html>

Факультет «Энергомашиностроение»  
Кафедра «Гидромеханика, гидромашины  
и гидропневмоавтоматика»

*Рекомендовано методической комиссией Научно-учебного комплекса  
«Энергомашиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана*

*Рецензент*

канд. техн. наук, доцент *С.Н. Прудников*

**Кузнецов В. С.**

К89 Экспериментальное определение коэффициентов гидравлических сопротивлений : метод. указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Механика жидкости и газа» / В. С. Кузнецов, А. С. Шабловский, В. В. Яроц. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. – 18, [6] с. : ил.

ISBN 978-5-7038-3930-0

Изложены основные сведения о движении жидкости в трубопроводах. Рассмотрена методика экспериментального определения гидравлических потерь напора в трубах и местных сопротивлениях. Приведены описание экспериментального стенда для получения коэффициентов гидравлических сопротивлений, а также порядок проведения опытов и обработки результатов измерений.

Для студентов, обучающихся по программам бакалавриата и специалитета и изучающих дисциплину «Механика жидкости и газа».

УДК 532.5  
ББК 39.71-022

ISBN 978-5-7038-3930-0

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014  
© Оформление. Издательство  
МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014

## ВВЕДЕНИЕ

Одним из важнейших элементов гидравлических систем являются трубопроводы, по которым жидкость перемещается с целью переноса либо массы самой жидкости (например, в системе заправки топливных баков летательных аппаратов), либо механической энергии (например, от насоса к гидродвигателю).

Трубопроводы обычно оснащены устройствами для их коммуникации (штуцерами, переходниками, ниппелями, крестовинами), управления потоком жидкости (вентильями, распределителями, обратными клапанами, гидрозамками) и другими функциональными элементами (фильтрами, кондиционерами).

Как известно, при движении жидкости вследствие присущего ей свойства вязкости в потоке возникают силы внутреннего трения, создающие сопротивление движению, на преодоление которого затрачивается часть механической энергии, переносимой жидкостью. Эта часть, необратимо переходя в теплоту, оказывается безвозвратно потерянной. Поэтому при проектировании гидросистем одна из задач конструктора – расчет потерь энергии. Такая задача может быть решена при условии знания причин и владения приемами количественных оценок этих потерь. Однако ввиду сложности кинематики и динамики движения жидкости количественная оценка потерь энергии не всегда может быть получена расчетным путем.

Настоящая работа посвящена экспериментальным методам количественной оценки потерь энергии при движении жидкости по трубопроводам при установившемся режиме.

*Цель работы* — ознакомление с методикой экспериментального определения гидравлических потерь напора в трубах и местных сопротивлениях; определение коэффициентов сопротивления трения стальной трубы круглого сечения и эквивалентной

шероховатости ее стенок, а также коэффициента местного сопротивления для углового вентиля.

## 1. Движение жидкости в трубопроводах. Общие сведения и определения

**Расход и средняя скорость.** Количество жидкости, которое протекает через данное поперечное сечение трубы в единицу времени, называется **расходом**. Это количество можно измерять в единицах объема  $Q$ .

В общем виде (при любой форме распределения скоростей потока по сечению) объемный расход выражается формулой

$$Q = \int_F v dF,$$

где  $v$  — скорость в данной точке сечения трубы;  $F$  — площадь сечения трубы.

Распределение скоростей по сечению трубы почти никогда не бывает равномерным. Для простоты решения практических задач вводится понятие «средняя скорость потока», определяемая соотношением

$$v_{\text{ср}} = \frac{Q}{F}.$$

**Уравнение неразрывности.** Уравнение неразрывности представляет результат применения закона сохранения массы к движущейся жидкости. Закон сохранения массы для потока несжимаемой жидкости сводится к закону постоянства расхода вдоль трубопровода и выражается уравнением расхода

$$Q = v_{\text{ср}1} F_1 = v_{\text{ср}2} F_2 = \text{const.}$$

**Уравнение Бернулли.** К жидкости, движущейся по трубопроводу, может быть применен закон сохранения энергии.

Частицы жидкости, проходящие через любое поперечное сечение трубы, обладают механической энергией, складывающейся из потенциальной энергии положения, потенциальной энергии давления и кинетической энергии. В гидродинамике принято характеризовать энергию, которой обладает поток, удельной энергией, т. е. энергией, отнесенной к единице веса жидкости. Эта величина называется **напором потока** и для трубы постоянного диаметра, когда распределение давления подчиняется гидростатическому закону, выражается суммой

$$z + \frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{v_{\text{cp}}^2}{2g},$$

где  $z$  — высота расположения центра сечения над горизонтальной плоскостью, выбранной произвольно для отсчета высот;  $p$  — давление в центре сечения;  $\rho$  — плотность жидкости;  $g$  — ускорение силы тяжести,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $v_{\text{cp}}$  — средняя по сечению поступательная скорость потока;  $\alpha$  — коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса), представляющий собой отношение действительной кинетической энергии к кинетической энергии, вычисленной по средней скорости потока в сечении.

С учетом изложенного закон сохранения и превращения энергии для установившегося потока, т. е. потока, гидродинамические параметры которого неизменны во времени, несжимаемой вязкой жидкости в поле силы тяжести выражается уравнением Бернулли

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_{\text{cp}1}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_{\text{cp}2}^2}{2g} + h_{\text{п}}.$$

Слагаемое  $h_{\text{п}}$  (потери напора) характеризует уменьшение удельной механической энергии потока, происходящее в результате работы сил внутреннего трения, на участке между сечениями 1 и 2, отстоящими друг от друга на расстоянии  $l$ .

**Режимы движения жидкости.** Характер (режим) движения жидкости бывает ламинарным и турбулентным. Первому режиму присуща устойчивость течения без пульсаций скоростей и давле-

ний; при нем элементарные струйки потока движутся, не смешиваясь друг с другом, плавно обтекая все встречающиеся на их пути препятствия. Второму же режиму присуще беспорядочное перемешивание конечных масс жидкости между собой.

Режим движения жидкости зависит от соотношения сил инерции и сил вязкости (внутреннего трения) в потоке. Это соотношение характеризуется безразмерным коэффициентом — критерием (числом) Рейнольдса

$$Re = \frac{v_{cp} d}{\nu},$$

где  $d$  — внутренний диаметр трубы;  $\nu$  — кинематическая вязкость.

В практических расчетах для труб круглого сечения принято считать, что переход от ламинарного к турбулентному режиму движения жидкости происходит при  $Re = 2300$ .

При движении жидкости в трубопроводе скорость частиц жидкости на стенках равна нулю вследствие эффекта «прилипания».

При переходе к турбулентному режиму у стенок сохраняется тонкий слой жидкости, в котором имеет место в основном слоистый характер движения (так называемый ламинарный, или вязкий, подслоя). Толщина вязкого подслоя чрезвычайно мала (сотые и тысячные доли диаметра трубы) и уменьшается с увеличением числа  $Re$ .

При движении потока в прямых трубах различают начальный участок и участок стабилизированного течения.

Под начальным участком подразумевается участок трубы, на котором равномерный профиль скоростей, соответствующий сечению на входе через плавный коллектор, постепенно переходит в нормальный профиль, соответствующий стабилизированному течению.

При ламинарном режиме стабилизированный профиль скоростей устанавливается по параболическому закону, а при турбулентном режиме — приближенно по логарифмическому или степенному закону.

**Гидравлические потери напора.** Источником гидравлических потерь при движении вязкой жидкости является процесс необратимого перехода механической энергии потока в тепловую. Различают два вида гидравлических потерь напора.

1. Потери, обусловленные трением  $h_T$ . Потери трения объясняются вязкостью жидкости, возникающей при ее движении и являющейся результатом обмена количеством движения между молекулами (при ламинарном течении), а также между отдельными частицами (при турбулентном течении) соседних слоев жидкости, движущихся с различными скоростями. Названные потери имеют место на протяжении всей длины трубопровода, поэтому их называют также потерями по длине.

Потерю напора на трение принято выражать формулой

$$h_T = \lambda \frac{l v_{\text{ср}}^2}{d 2g},$$

где  $\lambda$  — безразмерный коэффициент сопротивления трения;  $l$  — длина трубы.

Коэффициент  $\lambda$  в общем случае зависит от режима движения жидкости, т. е. числа Re и относительной шероховатости стенок трубопровода  $\Delta/d$ , где  $\Delta$  — абсолютная шероховатость.

Следует иметь в виду, что естественная шероховатость стенок промышленных труб всегда неоднородная (выступы имеют различные формы, размеры и расположение). Непосредственно измерить высоту выступов оказывается невозможно. Поэтому принято шероховатость труб вводить как условную величину, определяемую по специальной шкале искусственной шероховатости.

Такая шкала построена с помощью калиброванных зерен песка, наклеиваемых на гладкую поверхность трубы. Набор труб при различном размере зерен дает ряд значений относительной гладкости  $d/\Delta$  (величина, обратная относительной шероховатости  $\Delta/d$ ), в функции которой получены экспериментальные значения коэффициента трения  $\lambda$  для потоков в зоне турбулентной автомодельности. Результаты эксперимента представлены в виде эмпирической формулы (формула Никурадзе)

$$\lambda = \frac{1}{(2 \lg d/\Delta + 1,14)^2}.$$

С помощью такой шкалы за абсолютную шероховатость стенок промышленных труб  $\Delta$  принимают эквивалентную шероховатость  $\Delta_3$ , представляющую собой размер зерен песка искусственной шероховатости, который в зоне турбулентной автомодельности равнозначен по гидравлическому сопротивлению данной неоднородной шероховатости. Эквивалентная шероховатость определяется путем испытаний данной трубы в зоне турбулентной автомодельности и может быть получена по предварительно найденным значениям  $\lambda$ .

Благодаря преобладанию при ламинарном режиме сил вязкого трения обтекание выступов стенок происходит плавно. В силу этого шероховатость, если она не очень велика, не оказывает влияния на сопротивление. Коэффициент сопротивления  $\lambda$  при этом режиме всегда зависит только от числа  $Re$ . Для изотермических ламинарных потоков жидкости в трубах постоянного диаметра значение коэффициента  $\lambda$  получено теоретическим путем и определяется выражением  $\lambda = 64 / Re$ .

При увеличении числа  $Re$  начинают преобладать силы инерции. При этом возникает турбулентное движение. Если учесть, что при турбулентном режиме движения жидкости в пристенной области трубы существует ламинарный подслой, то при числах  $Re$ , незначительно превышающих его критическое значение для данной трубы, толщина ламинарного подслоя может быть больше максимальной высоты выступов (так называемый режим гидравлически гладких труб). В данном случае выступы утоплены в ламинарном подслое, плавно обтекаются с малыми скоростями и не влияют на распределение скоростей по сечению потока и потери напора, а коэффициент сопротивления  $\lambda$  зависит только от числа  $Re$ .

Верхняя граница гидравлически гладких труб ориентировочно оценивается формулой

$$Re_{\text{гд}} \approx 20d/\Delta_3.$$

При больших числах  $Re$  толщина ламинарного подслоя становится меньше высоты выступов. В этом случае определяющим фактором в формировании сил внутреннего трения становится образование вихрей при обтекании выступов. Коэффициент со-

противления  $\lambda$  перестает зависеть от числа  $Re$  (зона турбулентной автомодельности) и становится функцией только относительной шероховатости  $\Delta / d$ .

Число  $Re$ , примерно соответствующее нижней границе зоны гидравлически шероховатых труб:  $Re_{\text{кв}} \approx 500 d / \Delta_3$ .

При значениях  $Re_{\text{гл}} < Re < Re_{\text{кв}}$  коэффициент  $\lambda$  будет зависеть как от относительной шероховатости  $\Delta / d$ , так и от числа  $Re$ .

2. *Местные потери  $h_{\text{м}}$* . Местные потери напора возникают при местном нарушении течения потока вследствие его отрыва от стенки и вихреобразования в местах изменения конфигурации трубопровода или наличия препятствий (вход потока в трубопровод, расширение, сужение, изгиб и разветвление потока, протекание потока через отверстие, запорные или дроссельные устройства и т. п.).

Все виды местных потерь напора, за исключением потери скоростного напора при выходе из трубопровода, происходят на более или менее длинном участке трубопровода, при этом они неотделимы от потери на трение. Однако для удобства расчета их условно считают сосредоточенными в одном сечении и не включающими потери на трение. Суммирование же проводят по принципу наложения потерь, при котором берется арифметическая сумма потерь на трение и местных потерь. Потери на трение следует учитывать только для фасонных частей сравнительно большой протяженности (отводы, диффузоры с небольшими углами расширения и т. п.) или при их соизмеримости с местными потерями.

Потери напора в местных сопротивлениях определяют по следующей формуле:

$$h_{\text{м}} = \zeta \frac{v_{\text{ср}}^2}{2g},$$

где  $\zeta$  — безразмерный коэффициент местного сопротивления;  $v_{\text{ср}}$  — характерная скорость потока (обычно средняя поступательная скорость в сечении трубы за сопротивлением).

Ввиду сложности структуры потока в местных сопротивлениях значения  $\zeta$ , как правило, могут быть определены только опытным путем.

## 2. Методика экспериментального определения потерь напора в трубах и местных сопротивлениях

Уравнение Бернулли, отражающее баланс удельной механической энергии, которой обладает поток жидкости, проходящей через сечения трубопровода 1 и 2 (баланс напоров в сечениях 1 и 2), имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_{cp1}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_{cp2}^2}{2g} + h_n.$$

В случае турбулентного режима движения жидкости, если сечения 1 и 2 одинаковы по форме и их площади равны между собой, кинематические характеристики установившегося стабилизированного потока в этих сечениях одинаковы:  $v_{cp1} = v_{cp2}$  и  $\alpha_1 = \alpha_2$ . Тогда

$$\left( z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) - \left( z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) = h_n,$$

т. е. уменьшение удельной потенциальной энергии потока, выражаемое разностью гидростатических напоров в сечениях 1 и 2, равно потере напора на участке трубы, заключенном между сечениями.

На этом выводе и построены все методики экспериментального определения потерь напора в трубе и местных сопротивлениях.

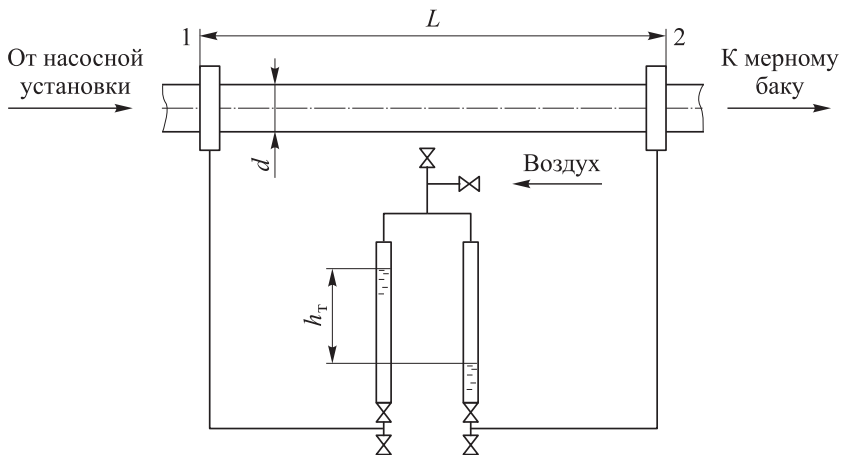
### **2.1. Определение значений коэффициента сопротивления трения $\lambda$ в трубе круглого сечения**

Коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  в трубе определяется следующим образом:

$$h_r = \lambda \frac{L}{d} \frac{v_{cp}^2}{2g},$$

на основе измерения потери напора  $h_r$  на контрольном участке трубы длиной  $L$  с внутренним диаметром  $d$ .

На рис. 1 представлена схема измерений для определения коэффициента сопротивления трения  $\lambda$ .



**Рис. 1.** Схема измерений потерь напора  $h_T$  в трубе

Питание установки рабочей жидкостью осуществляется насосной станцией, обеспечивающей стабилизированный расход.

Установка работает по циркуляционному циклу с забором жидкости из достаточно большого резервуара и возвращением прошедшей через систему жидкости в тот же резервуар.

Контрольный участок трубопровода должен быть совершенно прямым, без дефектов и иметь длину  $L$  достаточно большую, чтобы уменьшить влияние на его сопротивление различных местных особенностей (нарушение формы, размеров, различие в шероховатости поверхности). Начало этого участка должно быть удалено от входа в трубопровод на расстояние не менее  $50d$ , чтобы устранить влияние входа в трубу на результаты опытов.

Потерю напора на трение  $h_T$  измеряют дифференциальным пьезометром. Для наиболее точного измерения среднего по сечению давления измеряют давление на стенках трубы в четырех–шести точках по периметру, объединяя каналы от точек измерения давления в коллектор, связанный с пьезометром.

Расход измеряют с помощью мерного бака, а температуру жидкости — термометром.

## 2.2. Определение численных значений коэффициентов местных потерь $\zeta$

При экспериментальном определении коэффициента местного сопротивления  $\zeta$  необходимо учитывать, что местное сопротивление нарушает равномерность потока в трубопроводе на значительном расстоянии за собой и на некотором расстоянии перед собой. Поэтому присоединение приборов для измерения перепада напоров непосредственно на входе и выходе местного сопротивления не позволит с достаточной степенью точности найти истинные потери напора на нем. Для повышения точности измерений дифференциальный пьезометр подключают на некотором расстоянии  $l_1$  и  $l_2$  до и после местного сопротивления, превышающем длину участков потока, на которых его равномерность нарушена. В этом случае дифференциальный пьезометр измерит суммарный перепад напоров  $\sum h_{\text{п}}$ , вызванный потерями напора в местном сопротивлении  $h_{\text{м}}$  и потерями напора на трение  $h_{\text{т}}$  на участках трубопровода  $l_1$  и  $l_2$ :  $\sum h_{\text{п}} = h_{\text{м}} + h_{\text{т}}$ .

Чтобы определить искомую величину  $h_{\text{м}}$ , необходимо знать  $h_{\text{т}}$ . Для этого в схеме измерений предусматривается контрольный участок трубопровода такой же длины и такого же диаметра, что и у участка трубопровода, включающего местное сопротивление. Дифференциальным пьезометром измеряется потеря напора  $h_{\text{т}}^*$  на контрольном участке. Тогда

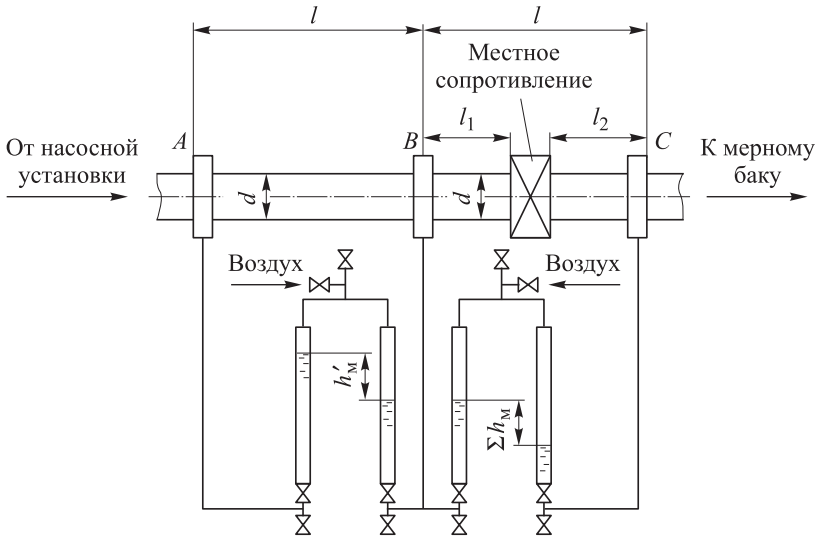
$$h_{\text{м}} = \sum h_{\text{п}} - h_{\text{т}}^*.$$

*Примечание.* На участке трубопровода, включающем местное сопротивление, поток жидкости возмущен, а на контрольном участке — стабилизирован. Поэтому, строго говоря,  $h_{\text{т}} \neq h_{\text{т}}^*$  и, следовательно, необходимо иметь в виду, что найденное по рассматриваемой методике значение будет включать разность между  $h_{\text{т}}$  и  $h_{\text{т}}^*$ .

На основе полученных экспериментальных данных определяемый коэффициент местного сопротивления можно вычислить по формуле

$$\zeta = \frac{h_M \cdot 2g}{v_{\text{ср}}^2}.$$

На рис. 2 представлена схема измерений потери напора в местном сопротивлении, установленном в трубопроводе постоянного диаметра.



**Рис. 2.** Схема измерений потери напора  $h_M$  в местном сопротивлении (вентиле)

От насосной станции рабочая жидкость подводится по трубопроводу к контрольному участку  $AC$ , состоящему из трубопровода  $AB$  и такой же длины трубопровода  $BC$  с установленным на нем местным сопротивлением. Затем жидкость направляется в мерный бак. Температура жидкости измеряется термометром.

### 3. Описание экспериментального стенда

На рис. 3 показан натуральный экспериментальный стенд, а на рис. 4 — его схема. Насосная станция укомплектована центробежным насосом  $1$ . Рабочая жидкость — вода. Вода поступает в насос по всасывающему трубопроводу из бака  $9$ . Давление воздуха над

свободной поверхностью воды в баке — атмосферное. Расход воды, циркулирующей в гидросистеме, регулируется вентилем 5, а его значение измеряется с помощью мерного бака 8.



**Рис. 3.** Экспериментальный стенд

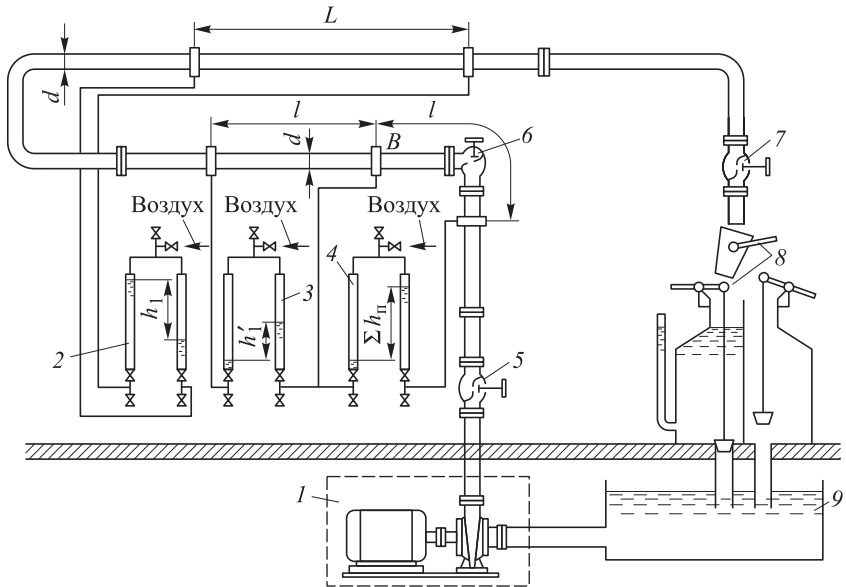
Объектами исследований являются:

- трубопровод, изготовленный из стали, с внутренним диаметром  $d = 50$  мм и длиной  $L = 3,5$  мм;
- местное сопротивление — угловой вентиль, задвижка которого полностью открыта.

Исследуемый угловой вентиль 6 (см. рис. 4) установлен в трубопроводе с внутренним диаметром  $d_1 = 80$  мм и суммарной длиной  $L$ .

Потеря напора  $\sum h_{\text{п}}$  на участке трубопровода, включающем угловой вентиль, определяется по перепаду напоров между входным и выходным сечениями этого трубопровода. Указанный перепад измеряется с помощью дифференциального пьезометра 4.

Потеря напора на трение  $h_t^*$  на контрольном участке трубопровода (также длиной  $l$ ) измеряется с помощью дифференциального пьезометра 3.



**Рис. 4.** Схема стенда для проведения работ

Потеря напора  $h_t$  на трение в трубопроводе, для которого определяется коэффициент сопротивления трения  $\lambda$ , измеряется с помощью дифференциального пьезометра 2.

После проведения измерений вода сливается из мерного бака в бак 9.

#### 4. Порядок выполнения эксперимента

1. Включить насосную станцию 1 (см. рис. 4).
2. Открытие вентиля 7 до начала эксперимента должно быть таким, чтобы обеспечить максимально возможный перепад напоров на том дифференциальном пьезометре, показание которого будет больше, чем у других.

Далее, в процессе выполнения эксперимента расход в системе регулируется вентилем 5.

3. Опорожнить мерный бак и, закрыв после этого выпускной клапан, подготовить его к измерениям.

4. При проведении эксперимента измерять с помощью мерных линеек перепад напоров в каждом дифференциальном пьезометре. Перебрасывая перекидное устройство у мерного бака  $\delta$ , одновременно включить секундомер. При почти заполненном мерном баке привести перекидное устройство в исходное положение и одновременно с этим остановить секундомер. Объем воды  $W$  в баке регистрируется по водомерному стеклу, а время заполнения  $t$  — по секундомеру.

5. Занести исходные записи показаний всех приборов в протокол испытаний (бланк протокола выдается преподавателем).

## 5. Обработка результатов измерений

На основе результатов измерений для каждого опыта вычисляются следующие параметры.

1. Расход воды, м<sup>3</sup>/с:  $Q = \frac{W}{t}$ .

2. Потеря напора на угловом вентиле, м:

$$h_m = \sum h_{\Pi} - h_T^*$$

3. Средняя скорость потока воды в трубопроводе  $AB$ , содержащем угловой вентиль, и контрольном трубопроводе  $BC$  (см. рис. 4), м/с:

$$v_1 = \frac{Q \cdot 4}{\pi d_1^2}$$

4. Коэффициент сопротивления углового вентиля:

$$\zeta = \frac{h_m \cdot 2g}{v_1^2}$$

5. Число Рейнольдса для потока воды в трубопроводах  $AB$  и  $BC$ :

$$Re_1 = \frac{v_1 d_1}{\nu},$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость воды, определяемая в зависимости от температуры по графику, приведенному на бланке протокола испытаний.

6. Средняя скорость потока воды в трубопроводе (в м/с), для которого находится значение  $\lambda$ :

$$v_2 = \frac{Q \cdot 4}{\pi d_2^2}.$$

7. Коэффициент сопротивления трения в трубе:

$$\lambda = \frac{h_r d_2 2g}{L v_2^2}.$$

8. Число Рейнольдса для потока воды в трубопроводе, для которого определяется  $\lambda$ :

$$Re_2 = \frac{v_2 d_2}{\nu}.$$

9. Эквивалентная шероховатость  $\Delta_3$  (в мм) и относительная гладкость трубы  $d/\Delta_3$ . Для определения эквивалентной шероховатости используемой трубы экспериментальное значение  $\lambda$  в квадратичной области сопротивления подставляем в формулу

$$\Delta_3 = d_2 \cdot 10^{0,57 - \frac{1}{2\sqrt{\lambda}}},$$

откуда вычисляем соответствующие значения  $\Delta_3$  и  $d_2/\Delta_3$ .

Результаты испытаний записываем в отчет по лабораторной работе (рис. 5, 6).



ИЗМЕРЕНИЯ		РАСХОД			КОЭФФИЦИЕНТ МЕСТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ					КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРУБЫ В ТРУБЕ						
№ опыта	Секундомер	Мерный бак	Продолжительность опыта	Объем налитой жидкости	Расход	Дифференциальный пьезометр	Дифференциальный пьезометр	Местная потеря напора	Средняя скорость	Коэффициент сопротивления	Число Рейнольдса	Дифференциальный пьезометр	Средняя скорость	Коэффициент сопротивления	Число Рейнольдса	Эквивалентная шероховатость
t	W	t	с	м <sup>3</sup>	Q м <sup>3</sup> /с	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	h <sub>м</sub>	V <sub>ср</sub> м/с	ζ	Re <sub>1</sub>	h <sub>р</sub>	V	λ	Re	Δs мм
1																
2																
3																
4																
5																
6																
7																
8																
9																
10																

Расчетные формулы	$Q = \frac{W}{t}$	Тип местного сопротивления		Характеристика трубы	
		$V_1 = \frac{Q}{F_1}, F_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}; h_{м1} = \zeta \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}; Re_1 = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}; h_{м1} = h_1 - h_2$	$V_2 = \frac{Q}{F_2}, F_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}; h_{м2} = \zeta \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g}; Re_2 = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}$	$\Delta s =$	мм

**Рис. 6.** Отчет по лабораторной работе «Экспериментальное определение коэффициентов гидравлических сопротивлений» (2-я страница)

10. Сопоставить полученные опытные точки коэффициентов сопротивления трения  $\lambda$  и относительной гладкости  $d_2/\Delta_3$  с данными на графике Мурина (рис. 7). (График приведен на бланке отчета и получен А.И. Муриным на основе экспериментальных исследований стальных бесшовных труб, выпускаемых промышленностью.)

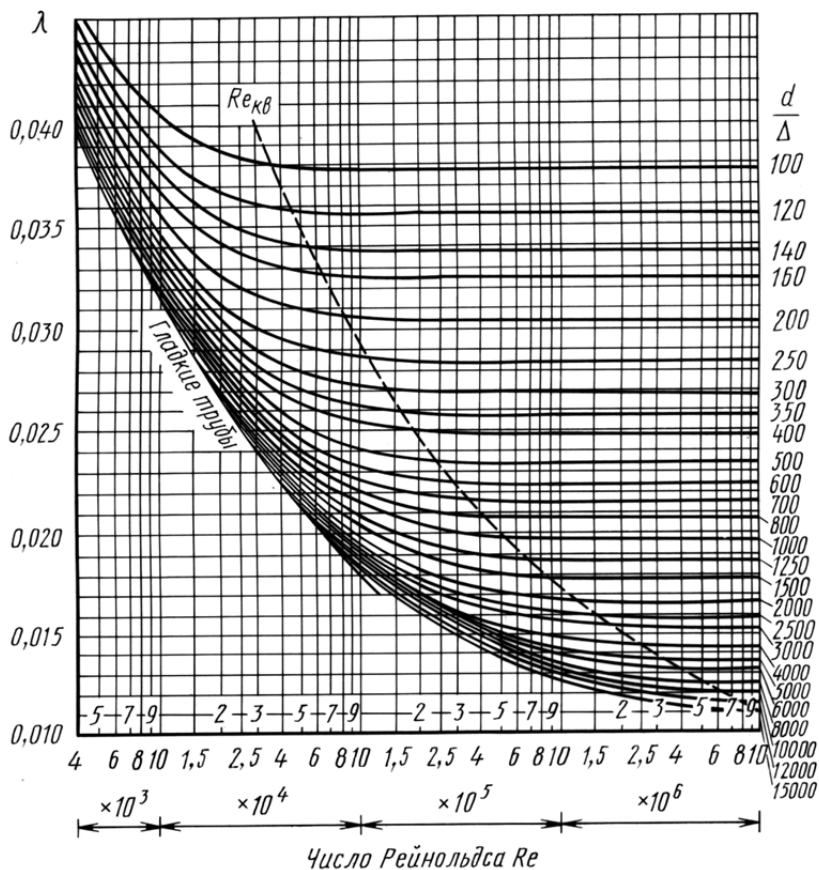


Рис. 7. Зависимость  $\lambda$  от  $Re$  для труб с естественной шероховатостью

## ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Какова причина возникновения гидравлических потерь напора при движении вязкой жидкости в трубопроводах?
2. По какой формуле определяются гидравлические потери напора на трение (потери по длине) при установившемся движении жидкости в трубе круглого сечения?
3. Какие измерения необходимо выполнить на экспериментальном стенде для получения опытных данных безразмерного коэффициента сопротивления трения  $\lambda$ ?
4. Какие конструктивные элементы гидравлической системы относят к категории местных сопротивлений? Какая общая формула определения гидравлических потерь напора на них?
5. Для чего устанавливают два дифференциальных пьезометра на двух контрольных участках при экспериментальном определении безразмерного коэффициента местного сопротивления  $\zeta$ ?
6. От каких параметров зависят безразмерные коэффициенты сопротивления  $\lambda$  и  $\zeta$ ?
7. На какие параметры влияет изменение температуры рабочей жидкости в гидросистеме?

## ЛИТЕРАТУРА

Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский / 2-е изд., перераб. и доп. М.: Альянс, 2010. 423 с.

Сборник задач по машиностроительной гидравлике: учеб. пособие для машиностроительных вузов / Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова, Л.Г. Подвидз, К.Н. Попов, С.Н. Рождественский, Б.И. Яньшин / под ред. И.И. Куколевского, Л.Г. Подвидза. 6-е изд. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 486 с.

Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередат: учеб. пособие для машиностроительных вузов / О.В. Байбаков, Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова, Ю.Л. Кирилловский, Л.Г. Подвидз / под ред. С.С. Руднева, Л.Г. Подвидза. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1974. 416 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	3
1. Движение жидкости в трубопроводах. Общие сведения и определения .....	4
2. Методика экспериментального определения потерь напора в трубах и местных сопротивлениях .....	10
2.1. Определение значений коэффициентов сопротивления трения $\lambda$ в трубе круглого сечения .....	10
2.2. Определение значений коэффициентов местных потерь $\zeta$ .....	12
3. Описание экспериментального стенда .....	13
4. Порядок выполнения эксперимента .....	15
5. Обработка результатов измерений .....	16
Вопросы для самоконтроля .....	21
Литература .....	22

*Учебное издание*

**Кузнецов** Валерий Сергеевич  
**Шабловский** Александр Сергеевич  
**Яроц** Валерий Владимирович

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ  
КОЭФФИЦИЕНТОВ  
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ  
СОПРОТИВЛЕНИЙ**

Редактор *Т.М. Ершова*  
Корректор *Н.А. Фетисова*  
Компьютерная верстка *А.Ю. Ураловой*  
Оригинал-макет подготовлен  
в Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Сертификат соответствия № РОСС RU. АЕ51. Н 16228 от 18.06.2012

Подписано в печать 29.04.2014. Формат 60×84/16.  
Усл. печ. л. 1,4. Тираж 2000 экз. Изд. № ЛР-152. Заказ

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.  
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
E-mail: [press@bmstu.ru](mailto:press@bmstu.ru)  
<http://baumanpress.ru>  
Типография МГТУ им. Н.Э. Баумана.  
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
[baumanprint@gmail.com](mailto:baumanprint@gmail.com)