

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ**

# **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

к выполнению лабораторных работ по курсам:

«Механика жидкости и газа»

*для студентов специальности 1 – 36.01.03*

*«Технологическое оборудование*

*машиностроительного производства»*

«Гидро- и пневмопривод и гидро- и пневмоавтоматика»

*для студентов специальности 1 – 36.01.01*

*«Технология машиностроения»*

**«ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ»**

**ЧАСТЬ 1**

УДК 621.62 – 822(035)

Методические указания предназначены для обеспечения помощи студентам специальностей 1-36.01.03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» и 1-36.01.01 «Технология машиностроения» при выполнении лабораторных работ на лабораторном стенде НТЦ-11.17.2 ГИДРАВЛИКА М2 по курсам «Механика жидкости и газа» и «Гидро- и пневмопривод и гидро- и пневмоавтоматика». В методических указаниях приведены основные теоретические сведения, описан порядок выполнения заданий. В первой части методических указаний включены лабораторные работы, позволяющие изучить основные законы движения жидкости.

Составители: В. М. Голуб, к. т. н., доцент  
А. Н. Литвинович, ассистент

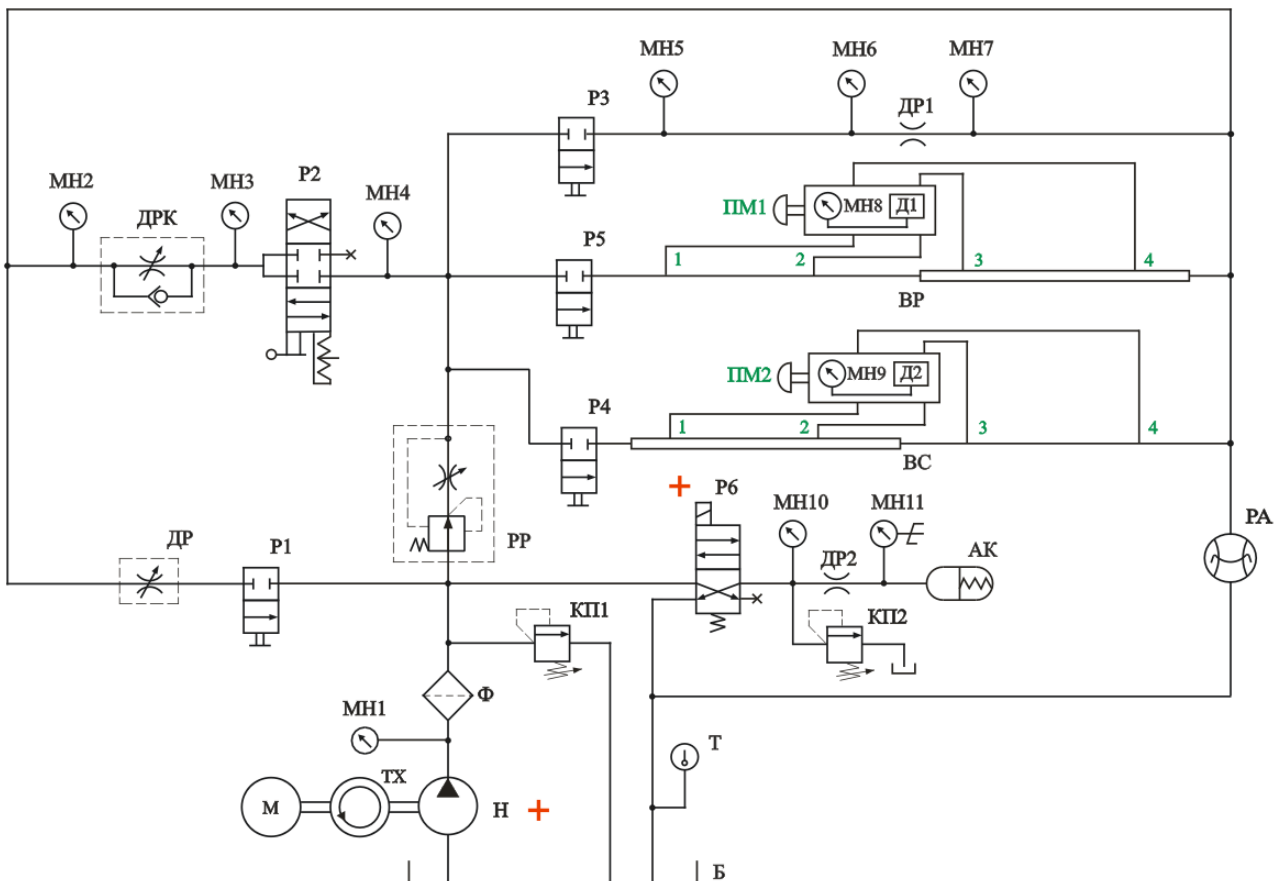
Рецензент: В. Н. Капитонов, зам. начальника КТО, ОАО «Брестмаш»

## Описание лабораторной установки

Стенд НТЦ-11.17.2 ГИДРАВЛИКА М2 предназначен для экспериментальных исследований, в том числе:

- ✓ по изучению уравнения Бернулли и построению напорной и пьезометрической линий трубопровода;
- ✓ по определению режимов течения жидкости;
- ✓ по определению коэффициентов местных гидравлических сопротивлений;
- ✓ по определению коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси).

Гидравлическая принципиальная схема стенда приведена на рисунке 1.



**Рисунок 1 – Гидравлическая принципиальная схема стенда  
НТЦ-11.17.2 ГИДРАВЛИКА М2**

В состав стенда входят гидробак Б, шестеренный насос Н, фильтр Ф, предохранительный клапан КП1, двухлинейный регулятор расхода РР, шесть гидрораспределителей Р1 – Р6, регулируемый дроссель ДР, блок дросселей с обратными клапанами ДРК, переливной клапан КП2, пружинный гидроаккумулятор АК. Для привода насоса используется трехфазный асинхронный электродвигатель М.

Такие устройства, как электродвигатель М, гидронасос Н, фильтр (напорный) Ф, предохранительный клапан КП1 и гидробак Б, входят в состав гидростанции, которая выполнена в виде отдельного модуля.

Четыре двухлинейных двухпозиционных гидрораспределителя Р1, Р3, Р4 и Р5 относятся к числу клапанных и имеют шариковые золотниковые запорно-регулирующие элементы (ЗРЭ). Управление этими распределителями желательно осуществлять при неработающем стенде. При управлении этими распределителями во время работы стенда из-за колебаний ЗРЭ и рабочей жидкости возникает неприятный высокочастотный звук.

Гидрораспределитель с ручным управлением Р2 установлен совместно с блоком дросселей с обратными клапанами ДРК.

Для управления электромагнитом распределителя Р6 используется напряжение 24 В (постоянный ток).

Кроме упомянутых выше устройств на стенде установлены три специальных стальных трубопровода, являющиеся объектами исследований и содержащие различные гидравлические (местные и линейные) сопротивления.

Стенд имеет постоянную структуру. Перед выполнением исследований не требуется проведение каких-либо сборочных работ.

Информационно-измерительная система стенда включает 11 манометров (МН1 – МН11), два электронных датчика давления Д1 и Д2, расходомер РА (скоростной, интегрирующего типа), электронный тахометр ТХ, термометр Т, электронный секундомер, ваттметр. Дополнительно установлены цифровой датчик температуры (на схеме не показан, используется только при работе стенда с прилагаемым программным обеспечением) и импульсный расходомер.

Электронный тахометр ТХ служит для измерения частоты вращения вала насоса Н, а ваттметр – для измерения мощности на входе электродвигателя М.

Следует иметь в виду, что манометры МН5, МН6 и МН7 соединены с соответствующими сечениями верхнего трубопровода постоянно. Для измерения давлений в сечениях 1–4 среднего трубопровода используется электронный датчик Д1. В сечениях 1–4 нижнего трубопровода давления измеряются с помощью датчика Д2. Параллельно с датчиком Д1 установлен манометр МН8, а с датчиком Д2 – манометр МН9. Манометры МН8 и МН9 предназначены для контроля работоспособности датчиков давления и тарировки этих датчиков, выполняемого при наладке стенда. Подключение датчиков давления с манометрами к соответствующим сечениям трубопроводов осуществляется с помощью переключателей манометров ПМ1 и ПМ2. Для подключения датчика давления к требуемому сечению необходимо маховик управления переключателя манометра установить в позицию, соответствующую номеру сечения трубопровода. Так, например, при проведении исследований со средним трубопроводом для подключения датчика давления Д1 к сечению трубопровода 1 маховик управления переключателя манометра ПМ1 необходимо установить в позицию «1», для подключения к сечению 2 – в позицию «2» и т. д. Подключения осуществляются при работающем стенде.

Вывод информации с датчиков Д1, Д2, тахометра ТХ, ваттметров и импульсного расходомера осуществляется на табло с цифровыми индикаторами.

Электронный секундомер имеет два режима работы – ручной («Ручн.») и автоматический («Авт.»). При установке тумблера в положение «Авт.» управление секундомером осуществляется с помощью электроконтактного манометра МН11 (используется этот режим при выполнении лабораторной работы

«Исследование нестационарных процессов истечения жидкости через гидросель»). Кроме переключателя (тумблера) режима работы секундомера для управления секундомером используется тумблер «Счет» и кнопка «Сброс».

В ручном режиме работы (тумблер «Режим работы» в положении «Ручн.») запуск секундомера производится включением тумблера «Счет» (рычажок вверх), остановка секундомера производится отключением тумблера «Счет» (рычажок вниз), сброс показаний – нажатием кнопки «Сброс».

Общий вид стенда показан на рисунке 2.

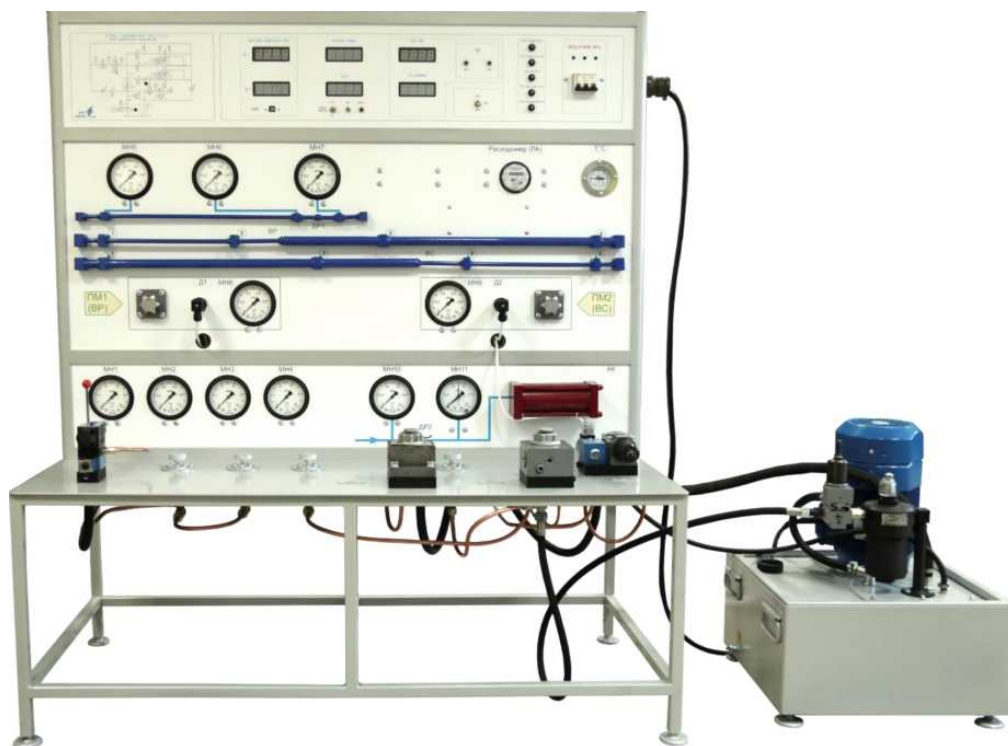


Рисунок 2 – Общий вид стенда

Стенд содержит три панели. На верхней панели расположены гидравлическая принципиальная схема стенда, а также электрические устройства управления и вывода результатов измерений. На средней и нижней панелях установлены исследуемые трубопроводы, гидроаккумулятор АК, электронные датчики давления (Д1 и Д2), манометры и переключатели манометров (ПМ1 и ПМ2). Все остальные гидравлические устройства установлены на столе стенда.

**Номинальное давление в основной гидравлической системе стенда 5 МПа** (устанавливается с помощью предохранительного клапана КП1, расположенного на гидростанции, и контролируется с помощью манометра МН1).

**Максимальное давление в подсистеме управления пружинным гидроаккумулятором АК 1,8 МПа** (устанавливается с помощью переливного клапана КП2, который расположен на столе).

*Примечание:* на некоторых модификациях стенда манометр МН10 имеет предел измерения давления 1,6 МПа (а не 2,5 МПа). В этом случае максимальное давление в подсистеме должно устанавливаться не более 1,2 МПа.

**ВНИМАНИЕ!** При попытке установки на стенде более высоких уровней давления могут выйти из строя манометры.

Напряжение питания стенда 380 В, ток переменный, 50 Гц. Напряжение питания электромагнита гидрораспределителя Р6 – 24 В (постоянный ток).

**ВНИМАНИЕ!** Перед началом работы стенд необходимо заземлить. При первом включении стенда (только при залитом в гидробак необходимом количестве масла) убедиться в соответствии направления вращения вала электродвигателя (насоса) со стрелкой на кожухе электродвигателя. При неправильном направлении вращения – поменять фазировку (наиболее просто при отключенном от сети стенде в клеммной коробке электродвигателя поменять местами на клеммнике два любых фазных провода).

Заправочная емкость гидробака – 25...35 дм<sup>3</sup> (литров).

Рекомендуемые рабочие жидкости: минеральные масла М-8В, МГЕ-46В, МГ-30у.

Для проверки правильности направления вращения вала гидронасоса необходимо путем кратковременного включения (2–3 с) зафиксировать направление вращения вентилятора электродвигателя. Направление вращения вентилятора должно соответствовать стрелке на кожухе.

### **Основные требования техники безопасности при работе на стенде**

Работа на стенде допускается только в присутствии лаборанта или преподавателя.

При выполнении лабораторных работ необходимо руководствоваться требованиями данных методических указаний.

При работе на лабораторном стенде необходимо выполнять следующие требования:

✓ перед включением стенда необходимо убедиться (путем внешнего осмотра) в исправности защитного заземления стенда и целостности соединений трубопроводов;

✓ распределители Р1, Р3, Р4 и Р5 необходимо переключать при неработающем стенде;

✓ давление на выходе насоса не должно превышать 5 МПа (следить по манометру МН1);

✓ не допускается продолжительная (более 3...5 с) работа насоса в случае, когда показание манометра МН1 равно нулю (такая ситуация может возникнуть при неправильном направлении вращения вала насоса, обусловленном неправильным подключением электродвигателя);

✓ при возникновении нештатных ситуаций необходимо выключить насос и отключить электрическое питание стенда.

Электрическое питание стенда – 380 В, 50 Гц.

## Лабораторная работа № 1

### Изучение уравнения Бернулли Построение пьезометрической и напорной линий трубопровода

#### Цель работы

- ✓ Уяснить физическую сущность полного напора и всех его составляющих: геометрического, пьезометрического и скоростного напоров.
- ✓ Уяснить физическую сущность закона Бернулли.
- ✓ Построить напорную и пьезометрические линии трубопровода.
- ✓ Построить графические зависимости изменения мощности потока по длине трубопровода.

#### Общие сведения

Движение безнапорных и напорных потоков жидкости сопровождается затратами энергии.

Для характеристики энергетического состояния потока в гидравлике применяется специальный показатель, который называют полным напором и обозначают буквой  $H$  (измеряется в метрах).

Полный напор представляет собой полную удельную (в расчете на единицу веса) энергию.

Полный напор в  $i$ -м сечении равен

$$H_i = h_{г.i} + h_{п.i} + h_{с.i}, \quad (1.1)$$

где  $h_{г.i}$  – геометрический напор в  $i$ -м сечении, м;

$h_{п.i}$  – пьезометрический напор в  $i$ -м сечении, м;

$h_{с.i}$  – скоростной напор в  $i$ -м сечении, м.

Входящие в  $H_i$  напоры равны:

$$\begin{aligned} h_{г.i} &= z_i; \\ h_{п.i} &= \frac{p_i}{\rho g}; \\ h_{с.i} &= \frac{\alpha_i \cdot v_i^2}{2g}, \end{aligned}$$

где  $z_i$  – вертикальная координата  $i$ -го сечения трубопровода, м;

$p_i$  – давление в  $i$ -м сечении, Па;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;

$v_i$  – средняя скорость потока в  $i$ -м сечении, м/с;

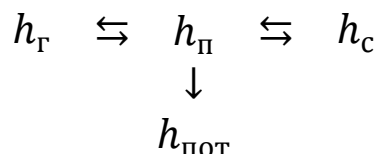
$\alpha_i$  – коэффициент Кориолиса, определенный для  $i$ -го сечения.

Чаще всего выражение для полного напора (1.1) записывают в виде:

$$H_i = z_i + \frac{p_i}{\rho g} + \frac{\alpha \cdot v_i^2}{2g}. \quad (1.2)$$

Геометрический и пьезометрический напоры выражают удельную потенциальную энергию положения и давления жидкости соответственно. Скоростной напор представляет собой удельную кинетическую энергию потока.

При движении жидкости по трубопроводу происходит постоянное преобразование ее удельной энергии, постоянный переход одного вида удельной энергии в другой (рисунок 1.1). При изменении геометрической высоты потока геометрический напор  $h_{\Gamma}$  обратимо переходит в пьезометрический  $h_{\Pi}$ , при изменении живого сечения – пьезометрический напор ( $h_{\Pi}$ ) переходит в скоростной  $h_c$  и наоборот, и лишь переход пьезометрического  $h_{\Pi}$  в потерянный напор  $h_{\text{пот}}$  происходит необратимо.



*Рисунок 1.1 – Схема преобразования напоров*

Связь между значениями удельной энергии в двух сечениях трубопровода при установившихся режимах движения жидкости устанавливается уравнением Бернулли, которое выражает закон сохранения энергии для гидравлических систем и записывается в следующем виде [1–3]:

$$z_i + \frac{p_i}{\rho \cdot g} + \alpha_i \cdot \frac{v_i^2}{2 \cdot g} = z_{i+1} + \frac{p_{i+1}}{\rho \cdot g} + \alpha_{i+1} \cdot \frac{v_{i+1}^2}{2 \cdot g} + h_{\text{пот.}i,i+1}. \quad (1.3)$$

Потери напора  $h_{\text{пот.}i,i+1}$  выражают, как и другие напоры, в метрах. Они возникают вследствие преодоления гидравлических сопротивлений, расположенных между  $i$ -м и  $(i+1)$ -м сечениями трубопровода. Потери напора в гидравлических сопротивлениях при установившихся режимах движения жидкости бывают двух типов:

- 1) по длине трубопровода (линейные потери);
- 2) потери в местных сопротивлениях (местные потери).

Линия, характеризующая закон распределения полного напора по длине потока, называется напорной линией. Полный напор всегда уменьшается в направлении течения жидкости. Наклон этой линии (изменение на единицу длины трубопровода) называется гидравлическим уклоном.

Линия, характеризующая закон распределения удельной потенциальной энергии потока ( $z_i + \frac{p_i}{\rho \cdot g}$ ), называется пьезометрической линией. Наклон этой линии называется пьезометрическим уклоном.

Мощность и полный напор связаны следующим выражением

$$N_i = H_i \cdot Q_{G_i} = H_i \cdot \gamma \cdot Q_i, \quad (1.4)$$

где  $Q_{G_i}$  – весовой расход, Н/с;

$\gamma$  – удельный вес жидкости, Н/м<sup>3</sup>;

$Q_i$  – объемный расход, м<sup>3</sup>/с.

Удельный вес жидкости находится по формуле

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (1.5)$$



где  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  
 $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Потери мощности  $\Delta N_{i,i+1}$  между  $i$ -м и  $(i+1)$ -м сечениями трубопровода вычисляются из следующего выражения

$$\Delta N_{i,i+1} = \gamma \cdot h_{\text{пот.}i,i+1} \cdot Q_i, \quad (1.6)$$

где  $Q_i$  – расход жидкости (объемный) на участке, заключенном между  $i$ -м и  $(i+1)$ -м сечениями ( $Q_i = Q_{i+1}$ ).

Потери напора равны

$$h_{\text{пот.}i,i+1} = H_i - H_{i-1}. \quad (1.7)$$

### Порядок выполнения работы

**Объектом испытаний** в данной работе является верхний стальной трубопровод (рисунок 1.2) постоянного диаметра ( $d = 8$  мм), трубопровод содержит дроссель (диаметр  $d_{\text{др}} = 3,8$  мм). Схема данного трубопровода (а б с) приведена на рисунке 1.3.

Все размеры на схеме приведены в мм. Нумерация сечений трубопроводов соответствует номерам манометров на схеме гидравлической принципиальной (рисунок 1.2). Трубопровод расположен горизонтально, имеет постоянный диаметр и содержит одно местное сопротивление – гидродроссель ДР1.

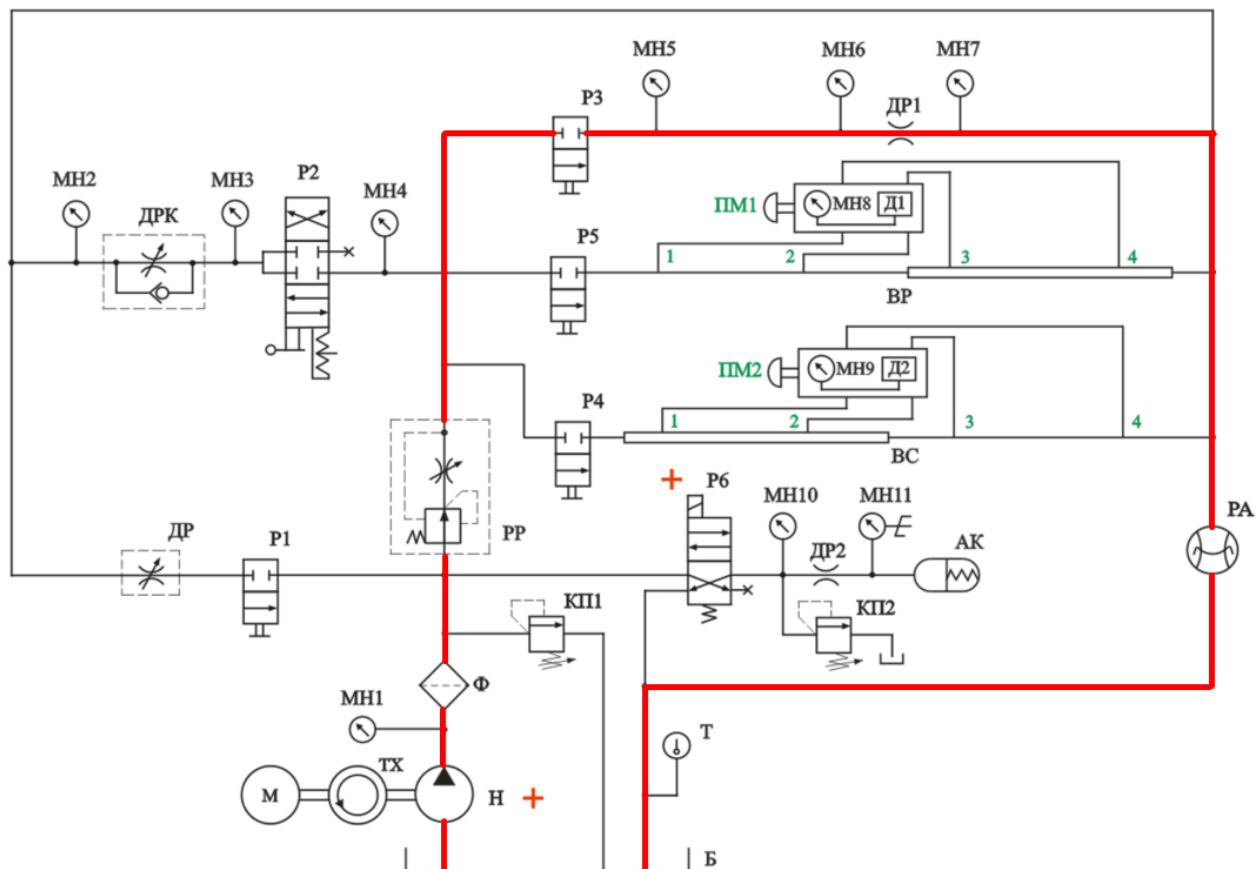


Рисунок 1.2 – Рабочий контур на гидросхеме

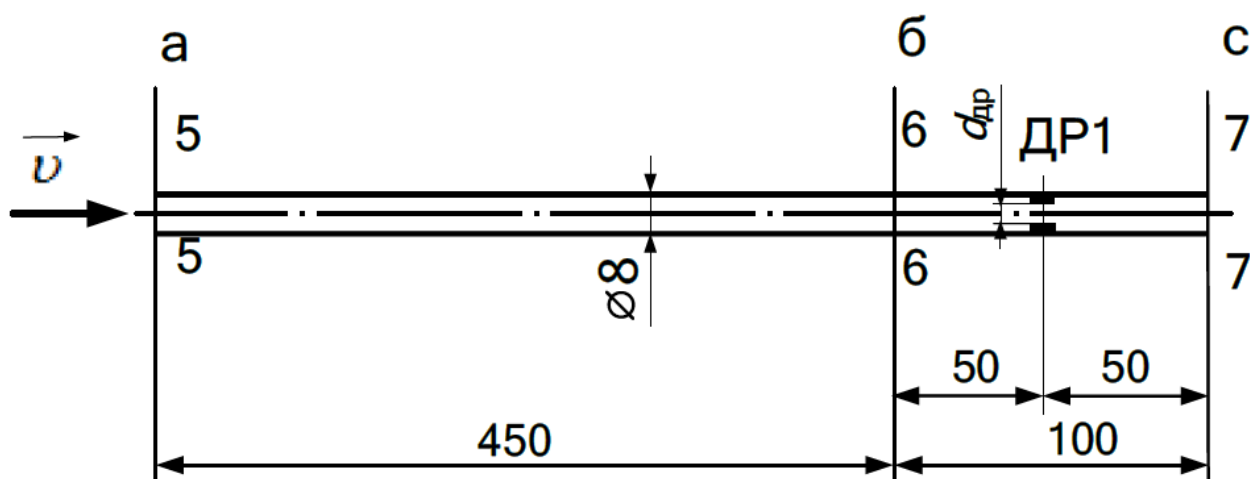


Рисунок 1.3 – Схема исследуемого трубопровода

### Порядок подготовки к работе

Изучить разделы «Описание лабораторной установки» и «Основные требования техники безопасности при работе на стенде».

До включения стенда необходимо:

- ✓ подключить исследуемый верхний трубопровод к напорной линии насоса (для этого следует повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик управления распределителя Р3);

- ✓ убедиться в том, чтобы гидрораспределители Р1, Р4 и Р5 были закрыты (маховики повернуты до ограничения по часовой стрелке), рукоятка распределителя Р2 находилась в нейтральной позиции, а тумблер управления распределителем Р6 был установлен в положение «Выкл.»;

- ✓ убедиться, чтобы регулятор расхода РР был настроен на минимальный расход (указатель в положении «1»).

Включить электрическое питание стенда («Сеть»). Включить насос (кнопка «Пуск»). Дать возможность поработать стенду в течение 3–5 минут.

### Эксперимент

При различных расходах провести два опыта. Первый опыт провести при минимальном расходе (при этом показание манометра МН3 должно отличаться от нуля). Второй опыт провести при максимальном расходе (при этом маховик управления РР необходимо повернуть до ограничения по часовой стрелке в положение «4»).

В каждом опыте необходимо измерять:

- ✓ давления  $p_5$ ,  $p_6$ ,  $p_7$  по манометрам МН5, МН6, МН7 соответственно;
- ✓ расход жидкости  $Q$  (см. по цифровому табло «Расход, л/мин»);
- ✓ температуру рабочей жидкости  $T$ , °С (по термометру).

Результаты измерений занести в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Результаты исследований

Номер опыта	1			2		
	5-5	6-6	7-7	5-5	6-6	7-7
$i$ – номер сечения трубопровода						
$p_i$ – величина давления, МПа						
$T$ – температура жидкости, °С						
$Q$ – расход, м <sup>3</sup> /с						
$v$ – средняя скорость, м/с						
$\nu$ – кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с						
$Re$ – число Рейнольдса						
$\alpha$ – коэффициент Кориолиса						
$z_i$ – геометрический напор, м						
$p_i / (\rho \cdot g)$ – пьезометрический напор, м						
$\alpha \cdot v^2 / (2 \cdot g)$ – скоростной напор, м						
$z_i + p_i / (\rho \cdot g)$ – удельная потенциальная энергия потока, м						
$H_i$ – полный напор, м						
$N_i$ – мощность потока, Вт						

### Порядок завершения работы

- ✓ выключить электродвигатель кнопкой «Стоп»;
- ✓ отключить питание стенда автоматическим выключателем «СЕТЬ».

### Обработка результатов эксперимента

Средняя скорость потока

$$v = Q / S_{\text{тр}} ,$$

где  $S_{\text{тр}}$  – площадь сечения трубопровода, м<sup>2</sup> ( $d = 8$  мм).

Кинематическая вязкость  $\nu$  определяется с учетом температуры по графику  $\nu = f(T)$  (должен быть в лаборатории для применяемого в гидростанции масла).

Число Рейнольдса:

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

Коэффициент Кориолиса  $\alpha = 2$  при  $Re < 2320$  и  $\alpha = 1$  при  $Re > 2320$ .

Геометрические напоры  $z_i$  равны значениям вертикальных координат (в выбранной системе координат). В связи с тем, что исследуемый трубопровод расположен горизонтально, для всех сечений  $z_i = \text{const}$ . Место расположения плоскости сравнения (а следовательно, и величину  $z_i$ ) необходимо согласовать с преподавателем. Если ось трубопровода совместить с плоскостью сравнения, то  $z_i = 0$ .

Полные напоры  $H_i$  и мощности потока  $N_i$  вычисляются по формулам (1.2) и (1.4).

Результаты вычислений занести в таблицу 1.1 и построить для обоих опытов:

- ✓ напорную линию трубопровода  $H = f_1(l_{mp})$ ;
- ✓ пьезометрические линии трубопровода  $z + p / (\rho \cdot g) = f_2(l_{mp})$ ;
- ✓ также зависимость  $N_i = f_3(l_{mp})$ .

При построении графиков необходимо учитывать, что начало трубопровода находится в сечении 5–5, а конец – в сечении 7–7 (размеры между сечениями приведены на рисунке 1.3).

### **Контрольные вопросы**

1. Устройство лабораторного стенда.
2. Физический смысл геометрического, пьезометрического, скоростного и полного напоров, методика их экспериментального определения.
3. Назначение и физический смысл уравнения Бернулли.
4. Напорная и пьезометрическая линии: назначение, методика построения.
5. Физический смысл гидравлического и пьезометрического уклонов.
6. Связь полного напора и мощности.
7. Определение потерь напора и мощности.

## Лабораторная работа № 2

### Измерение давления и расхода, определение режима течения жидкости

#### Цель работы

- ✓ Ознакомление с физической сущностью основных величин гидравлики и пневматики, единицами и средствами, используемыми для их измерения.
- ✓ Ознакомление с режимами течения жидких и газообразных сред и методикой их определения.
- ✓ Уяснение зависимости потерь энергии от режима течения жидкости.
- ✓ Экспериментальное определение режимов течения жидкости.

#### Общие сведения

Основными величинами гидравлики и пневматики являются давление  $p$  и расход (объемный)  $Q$ . Известно, что между системами различной физической природы существуют аналоги, которые показаны в таблице 2.1. В столбцах записаны величины – аналоги. Например, аналогом давления в электрических системах является напряжение  $U$ , а аналогом расхода – сила тока  $I$ . Размерности величин в таблице 2.1 приведены в СИ.

Таблица 2.1 – Основные величины систем различной физической природы и их аналоги

Гидравлические и пневматические системы		$p$ – давление, Па	$Q$ – расход (объемный), м <sup>3</sup> /с
Тип систем		Основная величина	
Электрические системы		$U$ – напряжение, В	$I$ – сила тока, А
Механические системы	поступательного движения	$F$ – сила, Н	$v$ – скорость, м/с
	вращательного движения	$M$ – момент, Н·м	$\omega$ – угловая скорость, с <sup>-1</sup>

Произведение основных величин для всех типов систем, приведенных в каждой строке таблицы 2.1, представляет собой не что иное, как мощность (в ваттах), т. е.

$$N = p \cdot Q \quad (N = U \cdot I; N = F \cdot v; N = M \cdot \omega).$$

Таким образом, давление и расход являются важнейшими величинами. Для успешного решения задач проектирования и эксплуатации гидравлических и пневматических систем необходимо хорошо представлять, что такое давление и расход, какими они бывают, в чем и как их измеряют.

**Давление** – это напряжение, возникающее в жидкости или газе в результате действия сжимающих сил и сил трения.

Если система находится в состоянии покоя, то силы трения равны нулю. В этом случае давление иногда называют гидростатическим. Гидростатическое давление представляет собой не что иное, как напряжение сжатия. Важнейшим свойством гидростатического давления является его изотропность. Это означает, что давление в данной точке пространства во всех направлениях одинаково. В динамике из-за сил трения давление, строго говоря, изотропностью не обладает. Однако эта особенность при решении большинства прикладных инженерных задач не учитывается.

Различают давление среднее и давление в точке. Чаще всего используют среднее давление, которое равно

$$p = \frac{F}{S},$$

где  $F$  – сила сжатия, приходящаяся на поверхность площадью  $S$ .

Давление бывает абсолютным  $p_{\text{абс}}$ , избыточным  $p_{\text{изб}}$  и вакуумметрическим  $p_{\text{вак}}$  (рисунок 2.1).

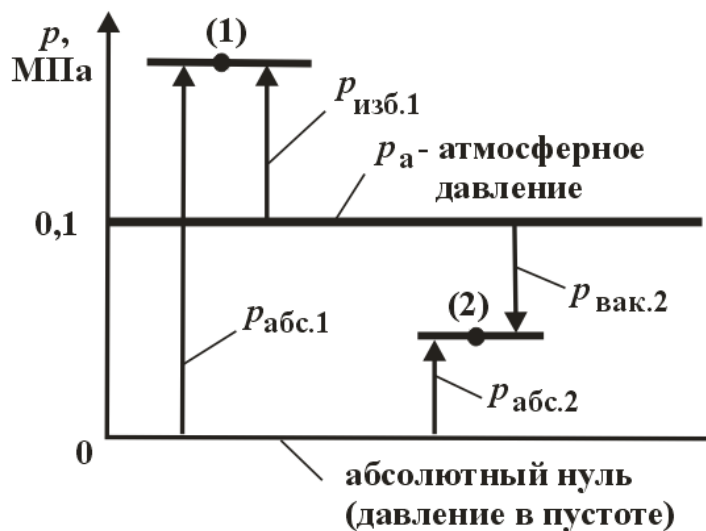


Рисунок 2.1 – Виды давлений

Абсолютное давление  $p_{\text{абс}}$  отсчитывается от абсолютного нуля, за который принято давление в пустоте. Абсолютное давление может быть только положительным.

Избыточное давление  $p_{\text{изб}}$  отсчитывается от нуля, за который принято атмосферное давление  $p_a$ .

Величина атмосферного давления  $p_a$  зависит от ряда факторов: высоты над уровнем моря, погодных условий и др.

*Примечание:* при решении большинства инженерных задач атмосферное давление  $p_a$  можно считать постоянной величиной, равной 0,1 МПа (736 мм рт. Ст.).

Поскольку большинство объектов находится в условиях атмосферного давления, то чаще всего на практике используют избыточное давление.

Связь избыточного и абсолютного давления устанавливается следующим выражением:

$$p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_a. \quad (2.2)$$

При  $p_{\text{абс}} < p_a$  избыточное давление является отрицательным. Давление в этом случае называют вакуумметрическим (отрицательным избытком над атмосферой, вакуумом).

### Вакуумметрическое давление

$$p_{\text{вак}} = p_a - p_{\text{абс}}. \quad (2.3)$$

Вакуумметрическое давление отсчитывается от атмосферного в сторону абсолютного нуля.

Предположим, что давление в системе соответствует точке 1 (см. рисунок 2.1). Это давление можно характеризовать абсолютным давлением –  $p_{абс.1}$ , а также избыточным давлением –  $p_{изб.1}$ .

Как видно из рисунка 2.1, давление  $p_{абс.1}$  больше  $p_{изб.1}$  на величину атмосферного давления, то есть на 0,1 МПа. В точке 2 абсолютное давление  $p_{абс.2}$  меньше атмосферного. Поэтому давление в точке 2 можно характеризовать следующими давлениями: абсолютным  $p_{абс.2}$  или вакуумметрическим  $p_{вак.2}$ . Связь между ними устанавливается выражением (2.3). Как видно из рисунка 2.1, вакуумметрическое давление может изменяться в пределах 0...0,1 МПа. Абсолютному нулю соответствует давление  $p_{вак} = 0,1$  МПа.

За единицу давления в международной системе единиц (СИ) принят паскаль – давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м<sup>2</sup>. Наряду с этой единицей давления применяют более крупные единицы: килопаскаль и мегапаскаль

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-3} \text{ кПа} = 10^{-6} \text{ МПа}.$$

В технике для измерения давления используют также внесистемные единицы – техническую атмосферу и бар:

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 98100 \text{ Па};$$

$$1 \text{ бар} = 10^5 \cdot \text{Па} = 1,02 \text{ ат}.$$

Давление также можно условно выражать высотой столба жидкости над рассматриваемой точкой. При этом высота столба жидкости определяется из выражения

$$h = \frac{p}{\gamma}, \quad (2.4)$$

где  $\gamma = \rho \cdot g$  – удельный вес жидкости.

Как следует из (2.4), одно и то же давление в зависимости от рода жидкости может быть создано столбом различной высоты. Так, например, давление, равное 1 ат, создается столбом воды высотой 10 м, ртути – 0,736 м, то есть

$$1 \text{ ат} = 10 \text{ м вод. ст.} = 736 \text{ мм рт. ст.}$$

Существует также такое понятие, как атмосфера физическая:

$$1 \text{ атм} = 101325 \text{ Па} = 10,33 \text{ м вод. ст.} = 760 \text{ мм рт. ст.}$$

Для измерения давления жидкостей и газов используют пьезометры, а также жидкостные, механические и электрические манометры [1, 2]. В технике для измерения давления наибольшее применение находят механические и электрические манометры.

Механические манометры бывают двух типов – пружинные и мембранные. Принцип их действия основан на деформации полой пружины или мембраны под действием измеряемого давления. Через преобразующий механизм эта деформация передается стрелке, которая показывает величину измеряемого давления на циферблате.

В электрическом манометре деформация мембраны передается на потенциометр, что приводит к изменению его электрического сопротивления. Потенциометр включен в электрическую измерительную схему.

С помощью манометров измеряют избыточное давление.

Для измерения вакуумметрического давления используют вакуумметры.

Существуют также комбинированные приборы – мановакуумметры, которые позволяют измерять как избыточное, так и вакуумметрическое давление.

Манометры, вакуумметры и мановакуумметры имеют одинаковый принцип действия. Ряд параметров и характеристик этих приборов регламентирован ГОСТ и другими нормативными документами [2].

Важнейшей характеристикой манометра является класс точности (указывается на циферблате). Манометры бывают следующих классов точности: 0,1; 0,15; 0,25; 0,4; 0,6; 1; 1,5; 2,5; 4.

Допустимая ошибка измерения давления манометром:

$$\Delta = \frac{K \cdot P}{100}, \quad (2.5)$$

где  $K$  – класс точности манометра;

$P$  – верхний предел измерения давления.

Для измерения давления с повышенной точностью используют образцовые манометры. Образцовые манометры имеют класс точности 0,1; 0,15; 0,25 или 0,4.

Второй важнейшей величиной гидравлики и пневматики является **расход**. Это количество жидкости (газа), проходящей через живое сечение потока в единицу времени.

Различают объемный  $Q$ , м<sup>3</sup>/с; весовой  $Q_G$ , Н/с и массовый  $Q_M$ , кг/с, расходы.

**Основной величиной в гидравлике является объемный расход.** Для измерения объемного расхода часто используется внесистемная единица – литр в минуту.

Весовой и массовый расходы связаны с объемным следующими зависимостями:

$$Q_G = \gamma \cdot Q; \quad Q_M = \rho \cdot Q, \quad (2.6)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости (газа).

Измерение расхода может осуществляться различными способами [2, 3].

Наиболее простым способом измерения расхода является объемный с помощью мерного бака. Суть его заключается в том, что измеряется время  $t$  прохождения через систему определенного объема жидкости  $W_{ж}$ , которая поступает в мерный бак. Зная  $W_{ж}$  и  $t$ , затем вычисляют объемный расход, который равен

$$Q = \frac{W_{ж}}{t}. \quad (2.7)$$

На практике наиболее широкое применение для измерения расхода находят расходомеры, которые бывают двух типов: объемные и скоростные [2]. Следует также учитывать, что расходомеры могут быть интегрирующего типа, а могут измерять мгновенное значение расхода.

**Принцип действия объемных расходомеров** основан на попеременном заполнении и опорожнении рабочей (рабочих) камеры (камер). Число заполнений или опорожнений, подсчитываемое с помощью специальных устройств (механических, электрических), характеризует расход через систему. Достоинством



объемных расходомеров является высокая точность измерения: максимальная относительная погрешность не превышает 1 %. Недостаток – громоздкость и сложность конструкций, а для некоторых расходомеров – невозможность применения для загрязненных жидкостей.

Объемные расходомеры бывают различных типов: дисковые, поршневые, шестеренные, кольцевые и лопастные.

**Принцип действия скоростных расходомеров** основан на том, что жидкость, протекающая через прибор, приводит во вращение крыльчатку или вертушку, частота вращения которой пропорциональна скорости потока и, следовательно, расходу. Ось крыльчатки или вертушки посредством передаточных механизмов соединена со счетчиком.

Скоростные расходомеры по конструкции проще объемных, но обладают меньшей точностью измерений. Максимальная относительная погрешность измерений может достигать 2...3 %.

По конструктивному признаку скоростные расходомеры подразделяются на крыльчатые и турбинные. Ниже при выполнении работы используется скоростной крыльчатый расходомер.

### **Режимы течения жидкости**

**Историческая справка:** Исследованиями ученых (Г. Хаген – 1869 г., О. Рейнольдс – 1881–1883 гг.) установлено существование двух режимов течения жидкости: ламинарного и турбулентного.

**Ламинарным** называется такой режим, при котором поток жидкости движется отдельными струйками или слоями, и траектории отдельных частиц жидкости между собой не пересекаются; линии тока совпадают с траекториями частиц.

**Турбулентным** называется такой режим, при котором течение является возмущенным, частицы жидкости перемешиваются, а траектории частиц представляют сложные линии, пересекающиеся между собой.

Наличие ламинарного или турбулентного режима зависит от скорости движения, вязкости жидкости и от геометрических размеров живого сечения потока.

При постепенном увеличении средней скорости движение сохраняется ламинарным лишь до определенной скорости, после достижения которой наступает турбулентный режим.

Переход от ламинарного режима к турбулентному происходит при так называемой верхней критической скорости  $u_{кр.в.}$ . Обратный переход от турбулентного режима к ламинарному происходит при нижней критической скорости  $u_{кр.н.}$ . Причем  $u_{кр.н.} < u_{кр.в.}$ . Однако в связи с тем, что движение между  $u_{кр.н.}$  и  $u_{кр.в.}$  неустойчивое, часто считают, что переход от ламинарного режима к турбулентному и от турбулентного режима к ламинарному происходит при одном и том же значении критической скорости  $u_{кр.} = u_{кр.н.}$

Для определения режима движения жидкости используется безразмерный критерий, который называют **числом Рейнольдса** и обозначают символом  $Re$ .

Для напорного движения в круглых трубах

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (2.8)$$

где  $v$  – средняя скорость движения потока жидкости, м/с;  
 $d$  – диаметр трубы, м;  
 $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с.

Для потоков некруглого сечения в формулу (2.8) вместо  $d$  подставляют так называемый характерный размер:

$$L = 4 \cdot R,$$

где  $R = \frac{S}{\chi}$  – гидравлический радиус;

$S$  – площадь живого сечения потока;

$\chi$  – смоченный периметр.

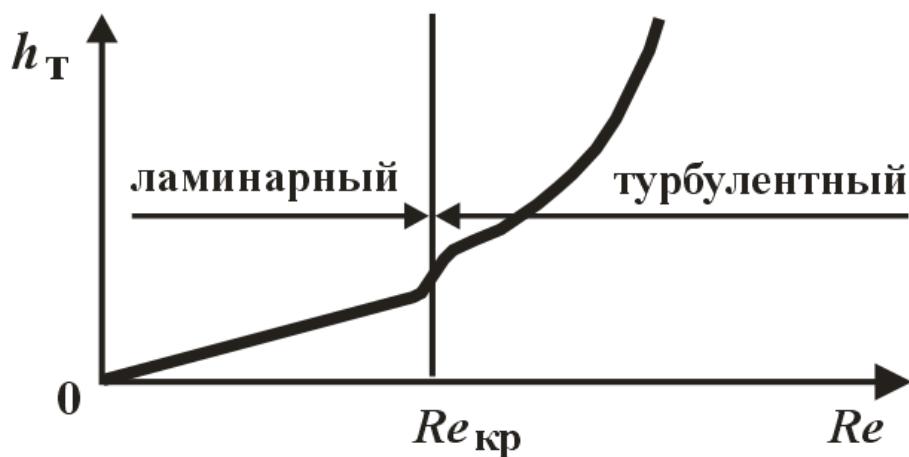


Рисунок 2.2 – Зависимость потерь напора (удельной энергии) на трение  $h_T$  от числа Рейнольдса  $Re$

Смене режимов движения соответствует численное значение числа Рейнольдса, которое называют критическим:  $Re_{кр} = 2320$ .

При  $Re < 2320$  режим движения ламинарный, а при  $Re > 2320$  – турбулентный.

Интересуются режимом движения из энергетических соображений. На рисунке 2.2 показана зависимость потерь напора (удельной энергии) на трение  $h_T$  от числа Рейнольдса.

Таким образом, как видно из рисунка 2.2, при ламинарном режиме течения потери энергии на трение меньше, чем при турбулентном режиме. При расчетах гидравлических систем приходится постоянно контролировать режим течения (определять  $Re$ ) для того, чтобы определить потери энергии на трение.

Режим течения газа определяется также на основе использования критерия (2.8).

### Порядок проведения работы

Объектом испытаний в данной работе является верхний стальной трубопровод (см. рисунок 2.3). Внутренний диаметр трубопровода  $d = 8$  мм.

✓ Изучить разделы «Описание лабораторной установки» (см. стр. 2 ... 5) и «Основные требования техники безопасности при работе на стенде» (см. стр. 6).

До включения стенда необходимо:

✓ подключить исследуемый верхний трубопровод к напорной линии насоса (для этого следует повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик управления распределителя РЗ);

✓ убедиться в том, чтобы гидрораспределители P1, P4 и P5 были закрыты (маховики повернуты до ограничения по часовой стрелке), рукоятка распределителя P2 находилась в нейтральной позиции, а тумблер управления распределителем P6 был установлен в положение «Выкл.»;

✓ убедиться, чтобы регулятор расхода PP был настроен на минимальный расход (указатель в положении «1»);

✓ убедиться, что для секундомера установлен ручной режим работы.

Включить электрическое питание стенда («Сеть»). Включить насос (кнопка «Пуск»). Дать возможность поработать стенду в течение 3–5 минут.

### Эксперимент

При различных расходах провести шесть опытов.

**ВНИМАНИЕ!** Изменение расхода осуществляется с помощью регулятора расхода PP (маховик управления PP может поворачиваться на три оборота; если указатель установлен в положение «4» – это означает, что регулятор расхода настроен на максимальный расход).

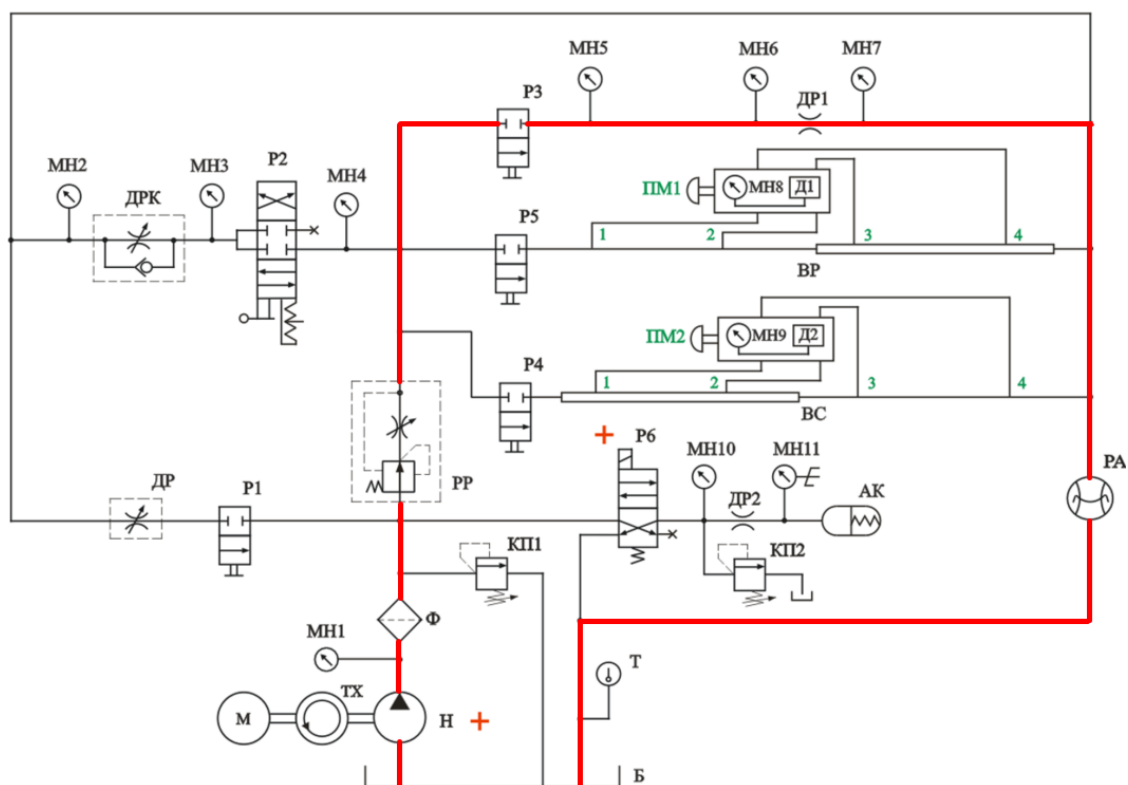


Рисунок 2.3 – Рабочий контур на гидросхеме

В каждом опыте с помощью электронного секундомера необходимо регистрировать:

✓ время  $t$  прохождения через трубопровод заданного объема рабочей жидкости  $W_{\text{ж}}$  (можно принять, например,  $W_{\text{ж}} = 5 \text{ л} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ );

✓ температуру масла  $T$ .

**Примечание:** в ручном режиме работы (тумблер «Режим работы» в положении «Ручн.») запуск секундомера производится включением тумблера «Счет» (рычажок вверх), остановка секундомера – отключением тумблера «Счет» (рычажок вниз), сброс показаний – нажатием кнопки «Сброс».

Результаты измерений занести в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Результаты исследований

Номер опыта	1	2	3	4	5	6
Время $t$ прохождения через расходомер объема $W_{ж}$ , с						
Объем $W_{ж}$ , м <sup>3</sup>	$5 \cdot 10^{-3}$					
Температура рабочей жидкости $T$ , °С						
Кинематическая вязкость $\nu$ , м <sup>2</sup> /с						
Расход $Q$ , м <sup>3</sup> /с						
Средняя скорость $v$ , м/с						
Число Рейнольдса $Re$						
Режим течения						

### Порядок завершения работы

- ✓ выключить электродвигатель кнопкой «Стоп»;
- ✓ отключить питание стенда автоматическим выключателем «СЕТЬ».

### Обработка результатов эксперимента

Расход  $Q$  определяется по формуле (2.7).

Средняя скорость потока

$$v = Q / S_{тр} ,$$

где  $S_{тр}$  – площадь сечения трубопровода, м<sup>2</sup>.

Внутренний диаметр трубопровода  $d = 8 \cdot 10^{-3}$  м (8 мм).

Для определения коэффициента кинематической  $\nu$  необходимо иметь в лаборатории графическую зависимость кинематической вязкости от температуры для масла, которым заправлена гидростанция стенда.

Число Рейнольдса определяется по формуле (2.8).

При определении режима течения следует исходить из того, что если определенное в опыте число Рейнольдса меньше критического значения  $Re_{кр}$ , то режим течения ламинарный. Для труб круглого сечения  $Re_{кр} = 2320$ . При  $Re > Re_{кр}$  – режим течения турбулентный.

После заполнения таблицы 2.2 необходимо по формуле (2.5) определить допустимые ошибки измерения для всех типов манометров, установленных на стенде. Полученные результаты необходимо привести в отчете.

### Контрольные вопросы

1. Основные величины гидравлики, аналогии между системами различной физической природы.
2. Давление: физическая сущность; абсолютное, избыточное, вакуумметрическое давление, способы, приборы и единицы измерения.
3. Расход: физическая сущность; объемный, весовой и массовый расходы, способы, приборы и единицы измерения.
4. Режимы течения жидкости и газов, необходимость и методика их определения.
5. Влияние режима течения на потери энергии на трение по длине трубопровода.
6. Определение мощности в гидравлических системах.
7. Оценка допустимой погрешности измерения давления манометром.

## Лабораторная работа № 3

### Определение коэффициента гидравлического трения

#### Цель работы

- ✓ Изучение способов определения коэффициента гидравлического трения.
- ✓ Определение коэффициента гидравлического трения стального трубопровода.
- ✓ Построение графических зависимостей коэффициента гидравлического трения от числа Рейнольдса.

#### Общие сведения

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

Наиболее общей формулой для определения потерь напора на трение по длине трубопровода как при ламинарном, так и турбулентном режимах движения, является **формула Вейсбаха-Дарси**:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (3.1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения, или коэффициент Дарси;

$l$ ,  $d$  – длина и диаметр участка трубы, на котором определяются потери напора  $h_{\text{дл}}$ ;

$v$  – средняя скорость течения жидкости.

Исследованиями установлено, что коэффициент гидравлического трения в общем случае зависит от числа Рейнольдса  $Re$  и относительной шероховатости стенок  $\Delta_s/d$ , где  $\Delta_s$  – абсолютная величина так называемой эквивалентной равномерно-зернистой шероховатости (физический смысл  $\Delta_s$  см. в [2, 3]). Определение  $\lambda$  находится в тесной связи с воззрениями на структуру турбулентного потока, в соответствии с которыми считают, что турбулентный поток состоит из турбулентного ядра и приграничного ламинарного слоя, расположенного у стенок трубы.

Толщина приграничного ламинарного слоя

$$\delta_{\text{пл}} = 30d / (Re\sqrt{\lambda}).$$

При  $\delta_{\text{пл}} > \Delta$  труба является гидравлически гладкой, где  $\Delta$  – абсолютная шероховатость стенок трубы.

При  $\delta_{\text{пл}} < \Delta$  (т. е. неровности стенки выступают за пределы ламинарного слоя) – труба является гидравлически шероховатой.

Таким образом, одна и та же труба в зависимости от режима течения жидкости может быть как гидравлически гладкой, так и гидравлически шероховатой.

В настоящее время существует несколько способов определения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$ . Рассмотрим их.

### Первый способ

В соответствии с этим способом  $\lambda$  определяется экспериментальным путем. Обозначим определяемый таким образом коэффициент гидравлического трения  $\lambda_{\Delta_3}$ . Из уравнения (3.1)

$$\lambda_{\Delta_3} = \frac{2 \cdot h_{\text{дл}} \cdot d \cdot g}{l \cdot v^2}, \quad (3.2)$$

где  $h_{\text{дл}}$  и  $v$  определяются на основе экспериментальных данных.

Для горизонтального трубопровода постоянного сечения

$$h_{\text{дл}} = h_{\text{пн}} - h_{\text{пк}}, \quad (3.3)$$

где  $h_{\text{пн}}$ ,  $h_{\text{пк}}$  – пьезометрические напоры соответственно в начале и в конце исследуемого трубопровода.

### Второй способ

В соответствии с этим способом все возможные режимы течения жидкости разбиваются на пять зон сопротивления. Для каждой зоны рекомендована одна или несколько формул, на основе которых вычисляется значение  $\lambda$ . Для выбора зоны и, следовательно, формулы для вычисления  $\lambda$  необходимо знать значения  $Re$ ,  $d$ ,  $\Delta_3$ . Определяемый ниже коэффициент гидравлического трения в соответствии со вторым способом обозначен  $\lambda_p$ .

Зоны, их границы и формулы, используемые для вычисления  $\lambda$ , следующие [4].

**Зона 1** – вязкого сопротивления; движение ламинарное;  $Re < 2320$ .

$$\lambda = 64/Re. \quad (3.4)$$

**Зона 2** – турбулентного течения жидкости в переходной области;  $2320 < Re < 4000$ . Для вычисления коэффициента гидравлического трения в этой зоне используется формула Френкеля:

$$\lambda = 2,7/Re^{0,53}. \quad (3.5)$$

**Зона 3** – гидравлически гладких труб;  $4000 < Re < 20 \cdot d/\Delta_3$ . Для вычисления  $\lambda$  в этой зоне пользуются формулой Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (3.6)$$

или формулой Конакова:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^2}. \quad (3.7)$$

**Зона 4** – доквадратичного сопротивления, переходная от зоны гидравлически гладких труб к зоне квадратичного сопротивления;  $20 \cdot d/\Delta_3 < Re < 500 \cdot d/\Delta_3$ . Расчет  $\lambda$  в этой зоне выполняют по формуле Альтшуля:

$$\lambda \approx 0,11 \left( \frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (3.8)$$

**Зона 5** – квадратичного сопротивления (автомодельности);  $Re > 500 \cdot d/\Delta_3$ . Для расчета  $\lambda$  в этой зоне широко применяется формула Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_s}{d} \right)^{0,25}. \quad (3.9)$$

Таким образом, в первых трех зонах  $\lambda$  зависит только от числа Рейнольдса, т. е.  $\lambda = f(Re)$ , в четвертой зоне  $\lambda$  зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенки трубопровода, т. е.  $\lambda = f(Re, \Delta_s/d)$ , а в пятой зоне  $\lambda$  зависит только от относительной шероховатости стенки трубопровода, т. е.  $\lambda = f(\Delta_s/d)$ .

Следует отметить, что пять зон гидравлического сопротивления – это максимальные числа упомянутых и приводимых в учебной и научной литературе зон. Чаще всего при решении прикладных инженерных задач выделяется меньшее число зон (две или три). Так, например, при решении задач в области машиностроительной гидравлики часто выделяют две зоны. Первая соответствует ламинарному режиму течения ( $Re < 2320$ ), для которого  $\lambda$  вычисляют по формуле (3.4), а вторая – турбулентному режиму течения ( $Re > 2320$ ), для которого значения  $\lambda$  определяют по формуле Блазиуса (3.6). Движение маловязких сред, например, таких как вода, происходит чаще всего в 3-й, 4-й и 5-й зонах.

Следует отметить, что, кроме рассмотренных выше, существуют и другие способы определения  $\lambda$ , например, графические.

### Порядок проведения работы

**Объектом испытаний** в данной работе является участок верхнего стального трубопровода (см. рисунок 3.1), расположенный между сечениями 5–5 и 6–6 верхнего стального трубопровода. Схема данного участка трубопровода представлена на рисунке 3.2.

Размеры на схеме указаны в мм. Внутренний диаметр трубопровода 8 мм.

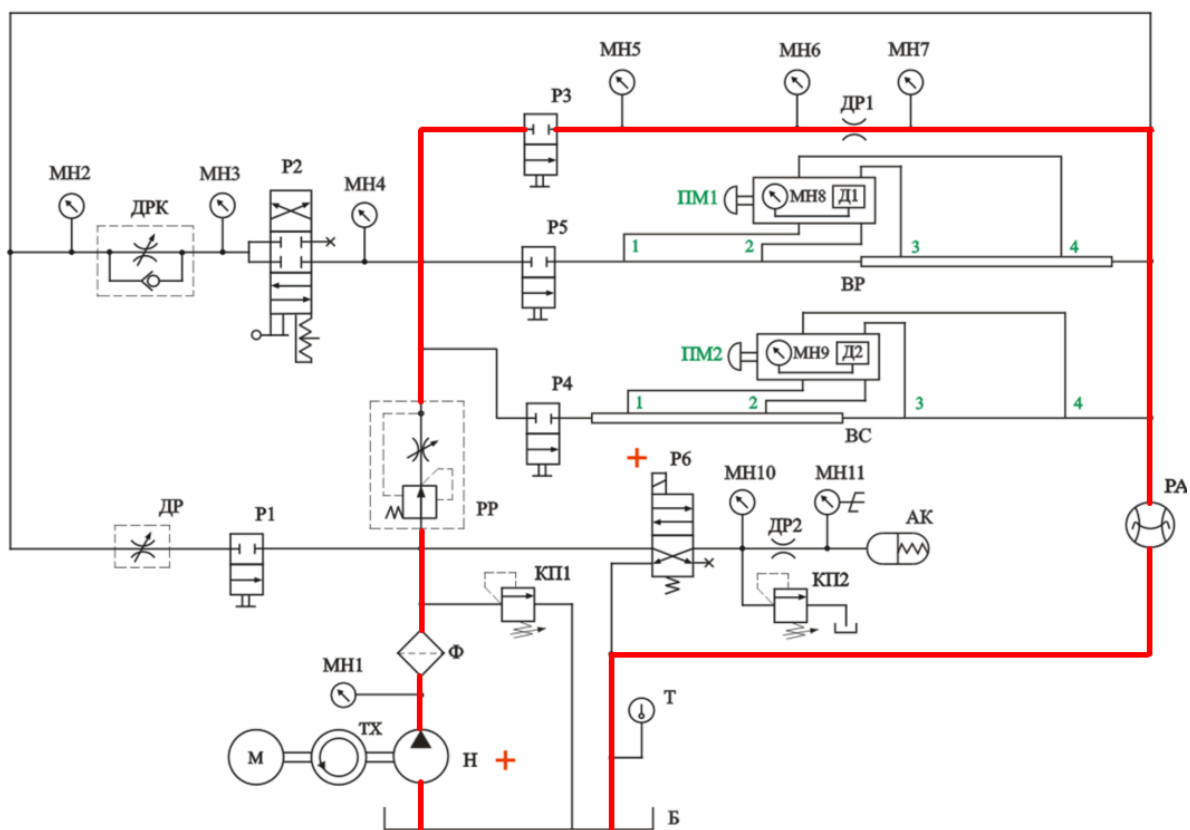


Рисунок 3.1 – Рабочий контур на гидросхеме

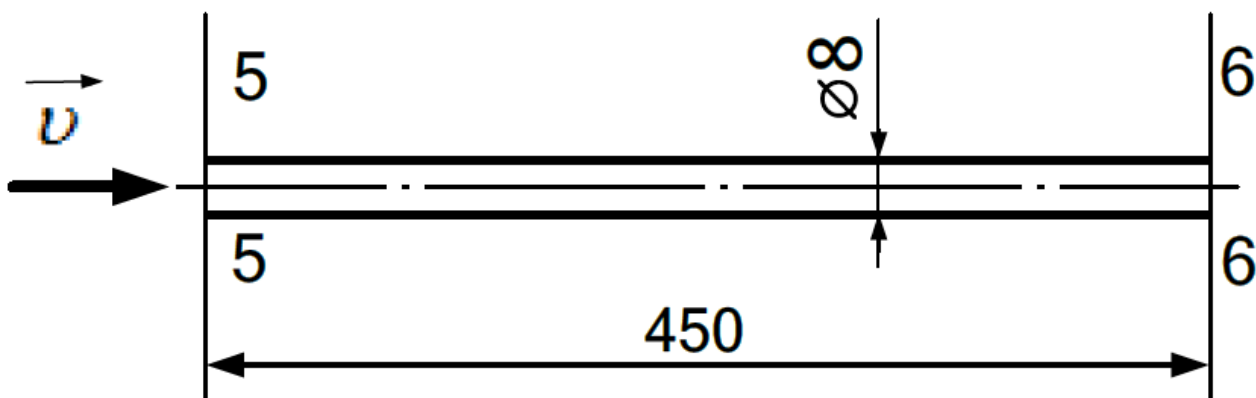


Рисунок 3.2 – Схема исследуемого трубопровода

### Порядок подготовки к работе

Изучить разделы «Описание лабораторной установки» (см. стр. 2 ... 5) и «Основные требования техники безопасности при работе на стенде» (см. стр. 6).

До включения стенда необходимо:

- ✓ повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик распределителя РЗ;

- ✓ убедиться, что маховики гидрораспределителей Р1, Р4 и Р5 повернуты до ограничения по часовой стрелке, рукоятка распределителя Р2 находится в нейтральной позиции, а тумблер управления распределителем Р6 установлен в положение «Выкл.»;

- ✓ повернуть маховик управления регулятора расхода РР до ограничения против часовой стрелки (указатель в положении «1»).

Включить электрическое питание стенда («Сеть») и насосную установку (кнопка «Пуск»). Дать возможность насосной установке поработать в течение 3–5 минут.

### Эксперимент

При различных расходах провести 6 опытов. Расход изменять с помощью регулятора расхода РР.

В каждом опыте необходимо измерять:

- ✓ давления  $p_5$  (манометр МН5) и  $p_6$  (манометр МН6);
- ✓ расход жидкости  $Q$  (см. по цифровому табло «Расход, л/мин»);
- ✓ температуру масла  $T$ , °С.

Результаты измерений занести в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты исследований

№ опыта	$p_5$ , МПа	$p_6$ , МПа	$h_{дл}$ , м	$T$ , °С	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$v$ , м/с	$\nu$ , м <sup>2</sup> /с	$Re$	$\lambda_3$	$\lambda_p$
1										
2										
3										
4										
5										



В таблице 3.1. обозначены:

$p_5, p_6$  – показания манометров, МПа;

$h_{дл}$  – потери напора, м;

$T$  – температура рабочей жидкости, °С;

$Q$  – расход, м<sup>3</sup>/с;

$v$  – средняя скорость, м/с;

$\nu$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;

$Re$  – число Рейнольдса;

$\lambda_э, \lambda_p$  – коэффициент гидравлического трения.

### Порядок завершения работы:

✓ выключить электродвигатель кнопкой «Стоп»;

✓ отключить питание стенда автоматическим выключателем «СЕТЬ».

### Обработка результатов эксперимента

Потери напора на участке между сечениями 5–5 и 6–6 трубопровода (потери по длине):

$$h_{дл} = \frac{p_5 - p_6}{\rho g},$$

где  $\rho$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>.

Давления  $p_5$  и  $p_6$  необходимо подставлять в формулу в Па.

Средняя скорость жидкости в трубопроводе:

$$v = \frac{Q}{S_{тр}},$$

где  $S_{тр}$  – площадь сечения трубопровода (внутренний диаметр трубопровода  $d = 8 \cdot 10^{-3}$  м (8 мм)).

Кинематическую вязкость  $\nu$  можно определить, например, по графику  $\nu = f(T)$  для масла, которым заправлена гидростанция стенда.

Число Рейнольдса:

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

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda_э$ , определяемый экспериментальным путем, необходимо вычислять по формуле (3.2).

Для определения коэффициента гидравлического трения расчетным путем (обозначен  $\lambda_p$ ) необходимо для каждого опыта установить, в какой зоне гидравлического сопротивления происходит течение жидкости.

Для определения зоны гидравлического сопротивления необходимо использовать численное значение  $Re$  (из таблицы 3.1).

Численное значение  $\Delta_s$  можно принять из работы [4], учитывая, что исследуется стальной новый трубопровод (для бесшовных новых стальных труб  $\Delta_s = 0,02 \dots 0,05$  мм).

После установления зоны, в которой происходит течение жидкости, нужно воспользоваться формулой, рекомендуемой для вычисления  $\lambda$  в этой зоне. Так, например, если течение происходит в первой зоне ( $Re < 2320$ ), то нужно воспользоваться формулой (3.4), то есть  $\lambda = 64/Re$ .

После выполнения всех расчетов **необходимо построить графические зависимости**  $\lambda_s = f_1(Re)$  и  $\lambda_p = f_2(Re)$  (лучше это сделать на одном рисунке) и проанализировать полученные результаты.

### **Контрольные вопросы**

1. Устройство лабораторного стенда.
2. Как определять потери на трение по длине трубопровода?
3. Методика экспериментального определения коэффициента гидравлического трения.
4. Методика расчетного определения коэффициента гидравлического трения.
5. Какие факторы влияют на величину потерь на трение по длине трубопровода?
6. Что такое гидравлически гладкие и гидравлически шероховатые трубы?
7. Пояснить физический смысл эквивалентной шероховатости труб  $\Delta_s$ .

## Лабораторная работа № 4

### Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений

#### Цель работы

- ✓ Изучение методики экспериментального определения коэффициентов местных гидравлических сопротивлений.
- ✓ Экспериментальное определение коэффициентов местных сопротивлений: нерегулируемого дросселя ДР1, внезапного сужения ВС и внезапного расширения ВР.

#### Общие сведения

**Местные гидравлические сопротивления** – это устройства или короткие участки трубопроводов, на которых имеют место **существенные потери энергии**, обусловленные изменениями скорости потока по величине и (или) направлению и возникновением вихревых зон.

При выполнении расчетов гидравлических систем считают, что местные гидравлические сопротивления не имеют протяженности и сосредоточены в точках.

На преодоление местных сопротивлений затрачивается часть напора (энергии) потока. Обусловлено это следующим. В результате возникновения вихревых зон частицы жидкости соударяются между собой, что приводит к потере механической энергии, которой они обладают. Кроме того, изменения профиля скоростей потока в местном сопротивлении сопровождаются увеличением относительных скоростей и сил трения между слоями жидкости и, следовательно, дополнительными потерями напора на трение.

При турбулентном режиме течения жидкости в местном сопротивлении преобладают потери напора, обусловленные вихреобразованием, а при ламинарном режиме – наоборот, существенно увеличиваются потери на трение.

Режимы течения жидкости в местных сопротивлениях крайне неустойчивы. В большинстве случаев даже при низких значениях числа Рейнольдса ( $Re$ ) режим течения жидкости является турбулентным.

Потери напора в местных сопротивлениях в большинстве случаев могут быть вычислены по формуле Вейсбаха [3, 4]:

$$h_M = \zeta_M \frac{v^2}{2g}, \quad (4.1)$$

где  $\zeta_M$  – коэффициент местного сопротивления (величина безразмерная);

$v$  – средняя скорость в сечении трубопровода перед местным сопротивлением или после него (так, например, для внезапного расширения чаще всего скорость принимается в сечении перед ним, а для внезапного сужения – наоборот, в сечении после него).

Следует иметь в виду, что определенные значения  $\zeta_M$  для внезапного расширения или внезапного сужения всегда связаны с определенными диаметрами.

Ввиду большой сложности структуры потока в местных сопротивлениях значения  $\zeta_M$  в большинстве случаев могут быть определены только опытным путем. Значение  $\zeta_M$  зависит от вида местного сопротивления, его конструктивных размеров, числа Рейнольдса  $Re$ , в некоторой степени от шероховатости стенок, а для запорных устройств (кранов, вентилях, задвижек, клапанов и др.) – от степени их открытия.

Исследованиями установлено, что  $\zeta_M$  зависит от числа  $Re$  лишь при ламинарном режиме движения. В турбулентных потоках при достаточно больших числах  $Re$  влияние последних на  $\zeta_M$  незначительно, поэтому значения их считают зависящими только от вида и конструктивного исполнения местного сопротивления.

Экспериментальное определение  $\zeta_M$  осуществляется на основе использования уравнения Вейсбаха (4.1).

При определении  $\zeta_M$  возможны два случая:  $d_1 \neq d_2$ ;  $d_1 = d_2$ , где  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры трубопроводов (внутренние) на входе и выходе местного сопротивления соответственно.

В выполняемых ниже исследованиях имеют место оба указанных случая.

Рассмотрим методику экспериментального определения коэффициента местного сопротивления для наиболее сложного случая, когда диаметры трубопровода до и после местного сопротивления различны. Местное сопротивление обозначено буквой «М». Схема приведена на рисунке 4.1.

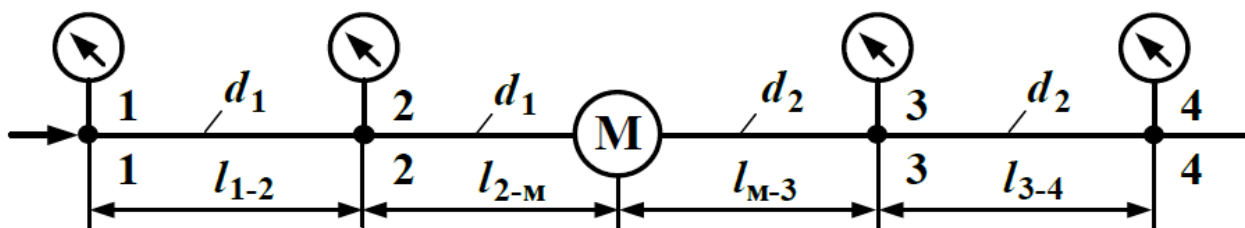


Рисунок 4.1 – Схема к определению  $\zeta_M$

В связи со сложностью процессов, протекающих в местных сопротивлениях (разрушение структуры потока, образование вихрей и т. д.), с целью повышения точности эксперимента рекомендуется измерять пьезометрические напоры или давления не непосредственно у местного сопротивления, а на некотором удалении от него. То есть измерения должны производиться в сечениях со стабилизированной, восстановившейся структурой потока. Включать измерители (пьезометры, манометры или датчики давления) рекомендуют с обеих сторон от местного сопротивления М на удалении  $(10 \dots 50) \cdot d$ , где  $d$  – внутренний диаметр трубопровода. Следовательно,  $l_{2-М} = (10 \dots 50) \cdot d_1$ , а  $l_{М-3} = (10 \dots 50) \cdot d_2$ . Чем больше расстояние до местного сопротивления, тем выше точность эксперимента.

В результате выполнения экспериментов определяются полные напоры в сечениях, к которым подключены измерители. Следовательно, полные напоры  $H_2$  и  $H_3$  в сечениях 2–2 и 3–3 (рисунок 4.1) будут определены экспериментально. В связи с тем, что напоры  $H_2$  и  $H_3$  определены не непосредственно у местного сопротивления, а на некотором удалении от него, потери напора

$$H_2 - H_3 = h_M + h_{\text{дл.2-м}} + h_{\text{дл.м-3}}, \quad (4.2)$$

где  $h_M$  – потери в местном сопротивлении (точнее было бы сказать, что это потери, обусловленные наличием местного сопротивления, так как эти потери возникают не только в местном сопротивлении, а и на некотором удалении от него);

$h_{\text{дл.2-м}}$  и  $h_{\text{дл.м-3}}$  – потери на трение по длине трубопровода соответственно на участках между сечением 2–2 и местным сопротивлением М и между М и сечением 3–3 при течении стабилизированных потоков.

Для определения  $h_{\text{дл.2-м}}$  и  $h_{\text{дл.м-3}}$  необходимо создать два контрольных участка, на которых затем следует определить гидравлические уклоны.

**Контрольный участок** – это участок трубопровода постоянного диаметра со стабилизированным потоком, не содержащий между начальным и конечным сечениями (к которым подключены измерители) местных сопротивлений. На рисунке 4.1 контрольные участки расположены между сечениями 1–1 и 2–2, а также 3–3 и 4–4.

Гидравлические уклоны:

$$i_1 = \frac{H_1 - H_2}{l_{1-2}}; \quad (4.3)$$

$$i_2 = \frac{H_3 - H_4}{l_{3-4}}. \quad (4.4)$$

где  $H_1$ ,  $H_2$ ,  $H_3$  и  $H_4$  – полные напоры в начале и в конце контрольных участков, м;

$l_{1-2}$  и  $l_{3-4}$  – длины контрольных участков, м.

Следовательно, гидравлический уклон  $i$  величина безразмерная, равная величине потерь полного напора на участке трубопровода длиной 1 м.

Тогда потери напора на трение по длине трубопровода между сечениями 2–2 и М, а также М и 3–3 при течении стабилизированных потоков:

$$h_{\text{дл.2-м}} = i_1 \cdot l_{2-м}; \quad (4.5)$$

$$h_{\text{дл.м-3}} = i_2 \cdot l_{м-3}, \quad (4.6)$$

где  $l_{2-м}$  и  $l_{м-3}$  – расстояния между сечениями 2–2 и М, М и 3–3.

Таким образом, для экспериментального определения коэффициента местного сопротивления **необходимо**:

1) из формулы Вейсбаха (4.1) выразить  $\zeta_M$ :

$$\zeta_M = \frac{2gh_M}{v^2}; \quad (4.7)$$

2) экспериментально определить потери напора в местном сопротивлении  $h_M$  и среднюю скорость течения жидкости  $v$ , а затем вычислить  $\zeta_M$ .

Численное значение  $h_M$  для случая, когда диаметры до местного сопротивления и после него различны, определяется в соответствии с изложенной выше методикой. В выполняемой работе ниже исследуются два таких местных сопротивления: внезапное сужение ВС и внезапное расширение ВР.

Для третьего местного сопротивления – нерегулируемого гидродросселя ДР1, исследуемого в работе, методика определения  $h_M$  несколько проще. В связи с тем, что диаметры до и после ДР1 равны (т. е.  $d_1 = d_2$ ), в этом случае достаточно создать один контрольный участок (а не два, как в предыдущем случае). Причем этот контрольный участок может быть расположен как до, так и после местного сопротивления. В исследуемой установке контрольный участок расположен до гидродросселя ДР1. Поэтому схема, приведенная на рисунке 4.2, для случая, когда  $d_1 = d_2 = d$ , будет соответствовать рисунку 4.2.

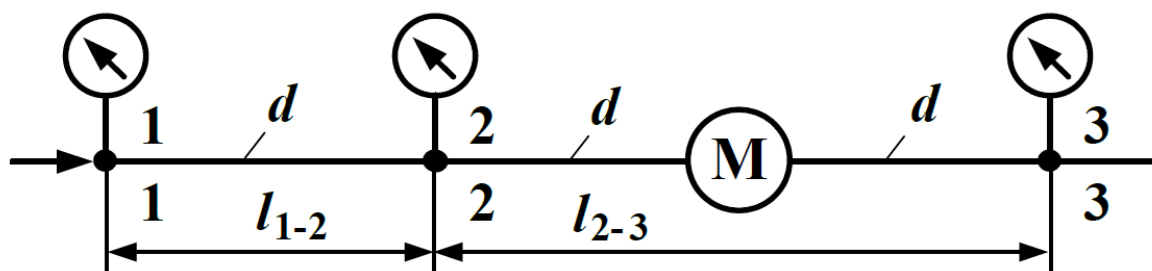


Рисунок 4.2 – Схема к определению  $\zeta_M$  при  $d_1 = d_2 = d$

Для рассматриваемого случая

$$H_2 - H_3 = h_M + i_1 \cdot l_{2-3}, \quad (4.8)$$

откуда

$$h_M = H_2 - H_3 - i_1 \cdot l_{2-3}. \quad (4.9)$$

Величина гидравлического уклона

$$i_1 = \frac{H_1 - H_2}{l_{1-2}}. \quad (4.10)$$

### Порядок проведения работы

**Объектами испытаний** в данной работе являются три стальных трубопровода (см. рисунок 1), каждый из которых содержит одно местное сопротивление.

Схемы объектов исследований приведены на рисунках 4.3–4.5.

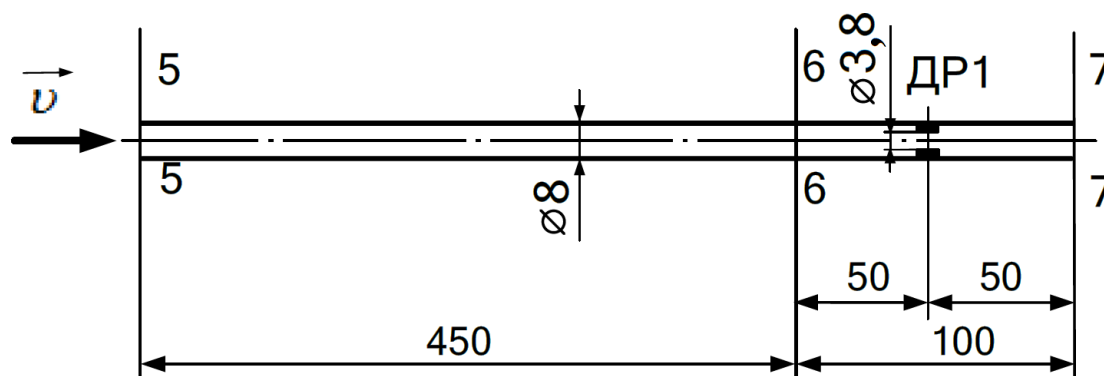


Рисунок 4.3 – Схема верхнего участка трубопровода (содержит гидродроссель ДР1)

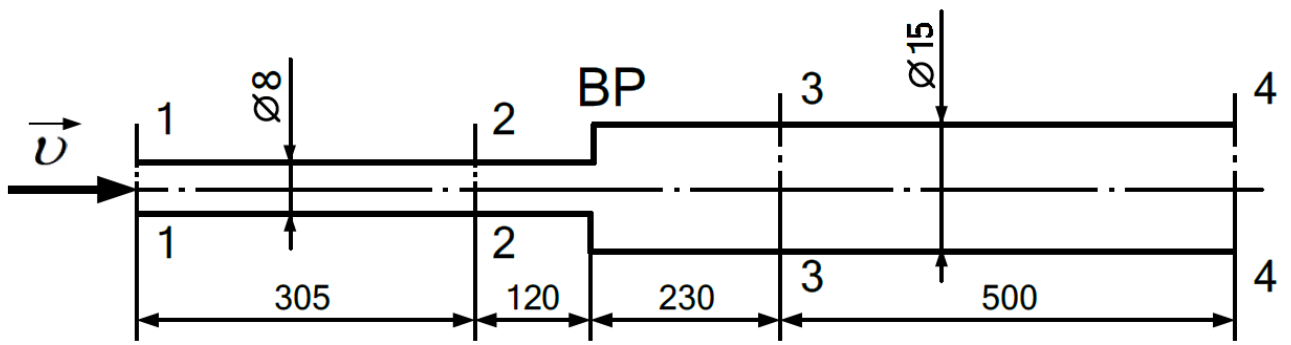


Рисунок 4.4 – Схема среднего участка трубопровода (содержит внезапное расширение BP)

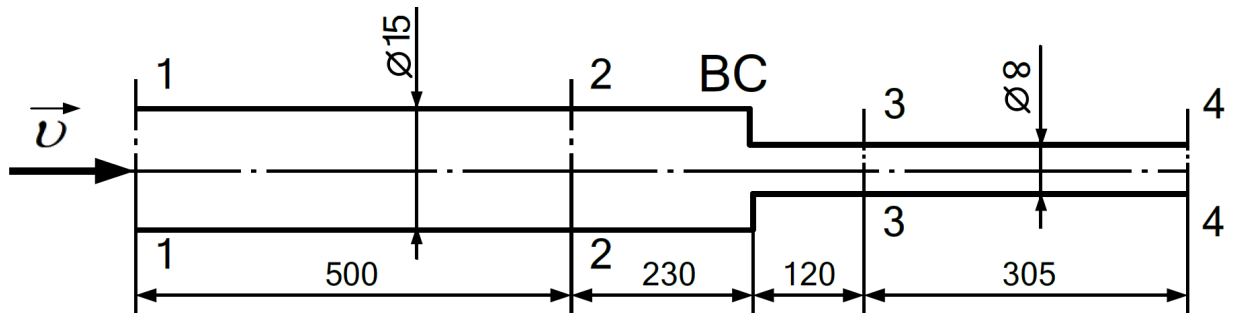


Рисунок 4.5 – Схема нижнего участка трубопровода (содержит внезапное сужение BC)

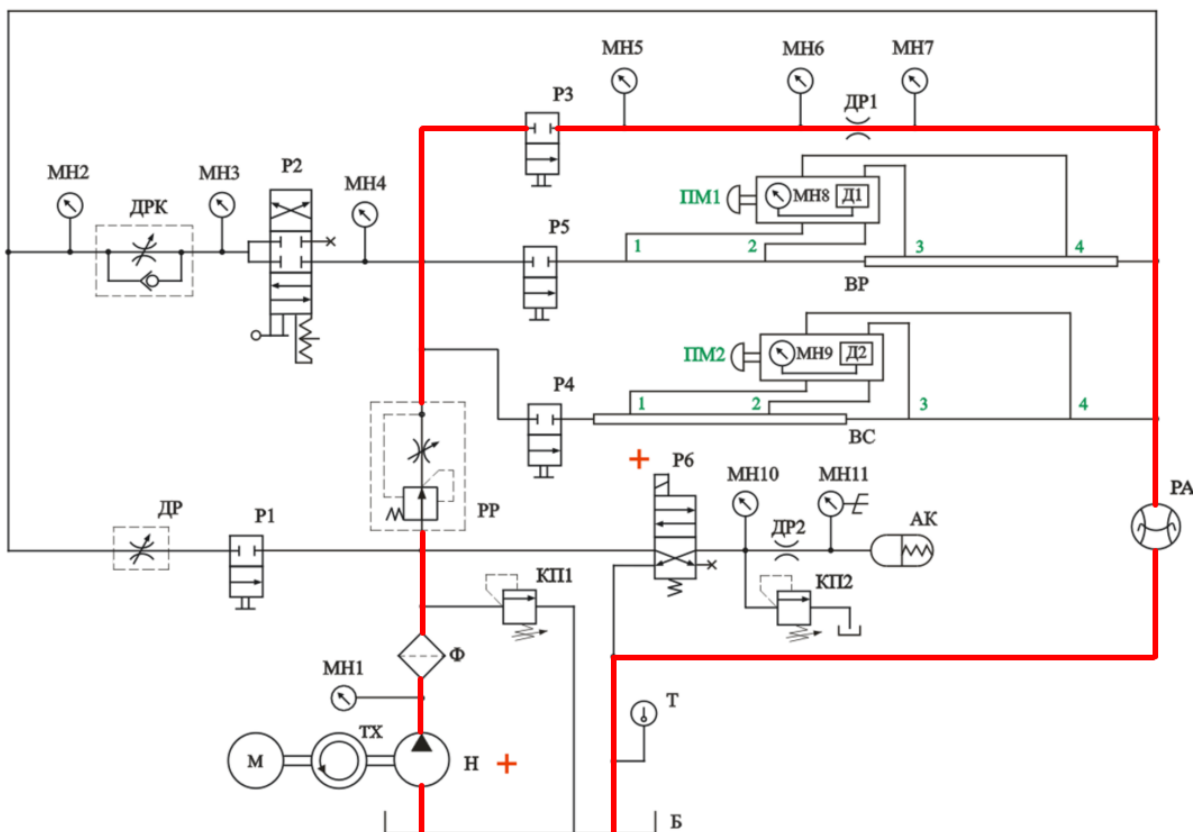
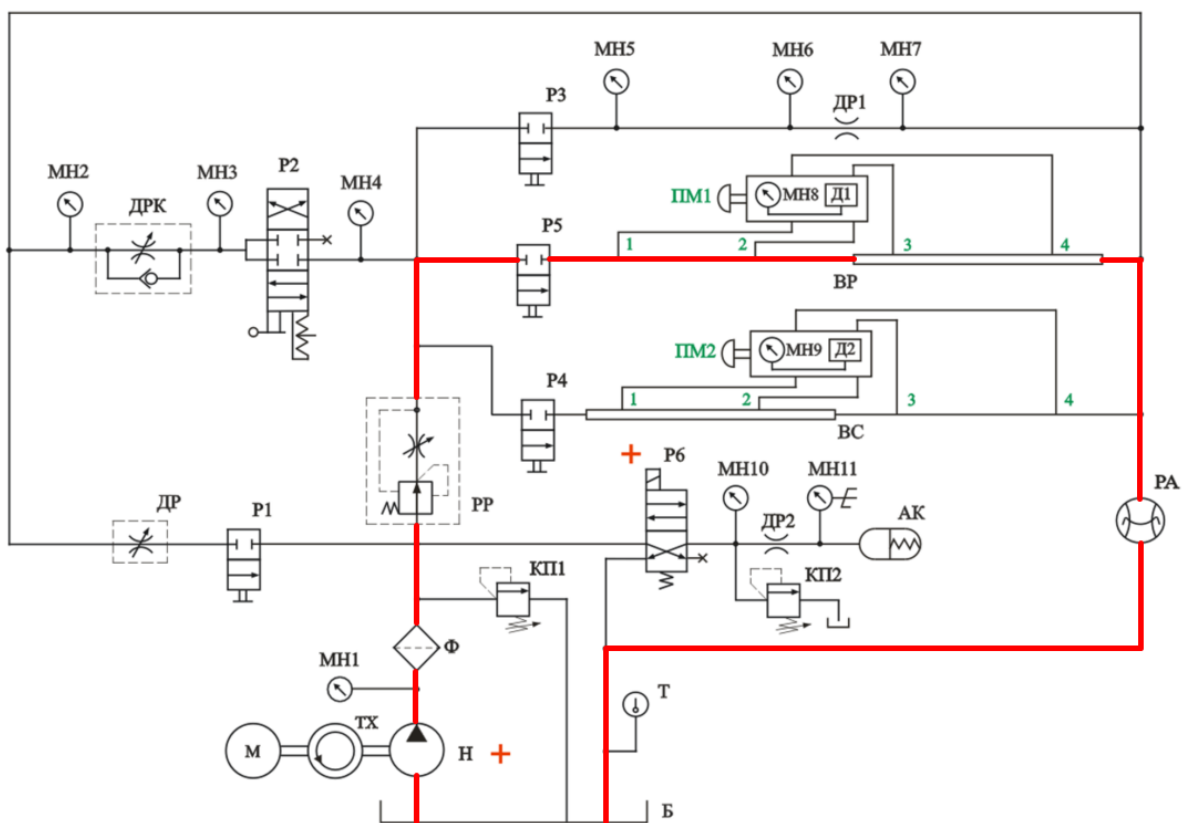
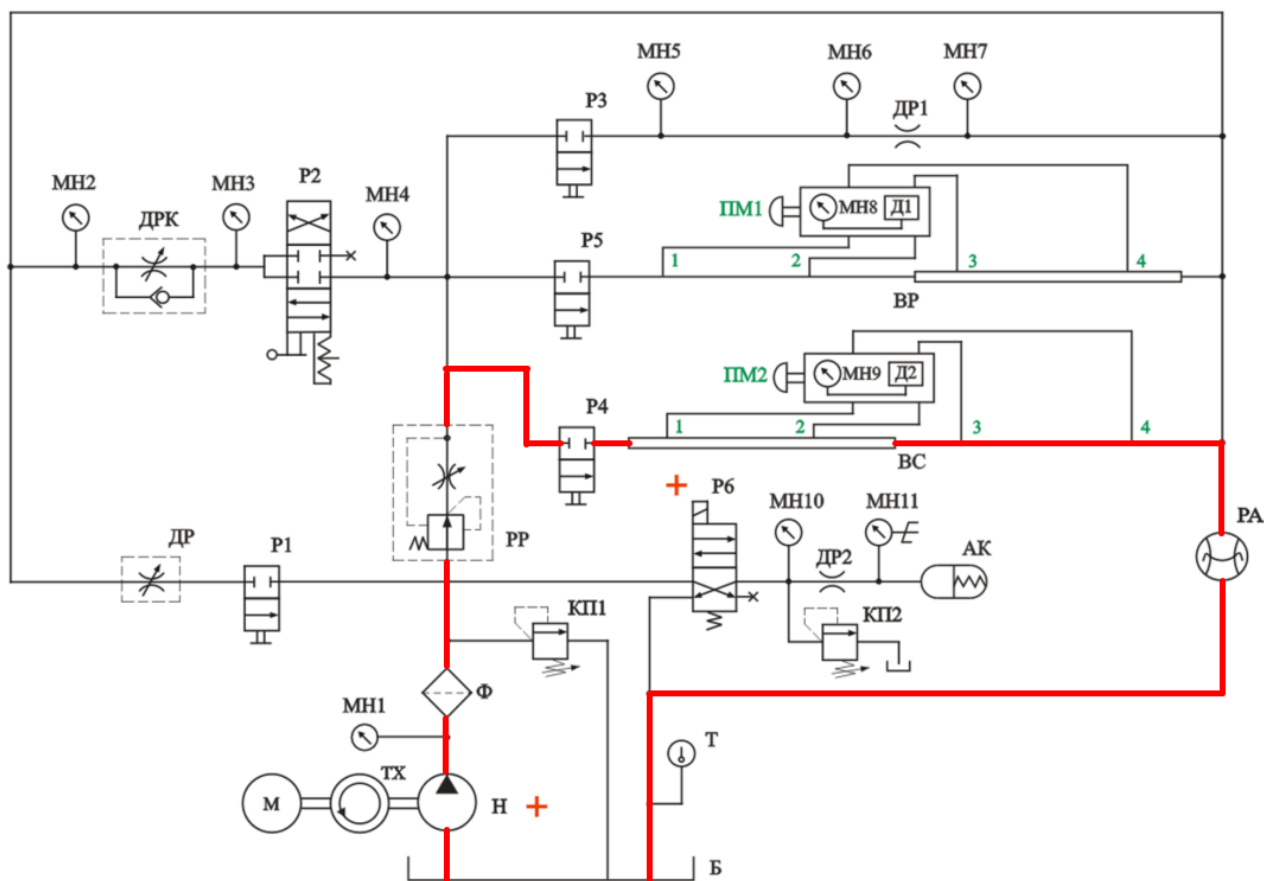


Рисунок 4.6 – Рабочий контур, соответствующий участку на рисунке 4.3



*Рисунок 4.7 – Рабочий контур, соответствующий участку на рисунке 4.4*



*Рисунок 4.8 – Рабочий контур, соответствующий участку на рисунке 4.5*



Внутренние диаметры и длины участков трубопроводов на рисунках 4.3–4.5 указаны в мм. Номера сечений, в которых измеряются давления, для верхнего трубопровода (содержит ДР1) соответствуют номерам манометров (см. рисунки 4.6–4.8).

### **Порядок подготовки к работе**

Изучить разделы «Описание лабораторной установки» (см. стр. 2... 5) и «Основные требования техники безопасности при работе на стенде».

### **Проведение испытаний по определению коэффициента местного сопротивления гидродросселя $\zeta_M$**

1. Повернуть до ограничения маховик распределителя Р3 против часовой стрелки.

2. Убедиться, что маховики распределителей Р1, Р4 и Р5 повернуты до ограничения по часовой стрелке, рукоятка распределителя Р2 находится в нейтральной позиции, а тумблер управления распределителем Р6 находится в положении «Выкл.».

3. Повернуть маховик управления регулятора расхода РР до ограничения по часовой стрелке (указатель в положение «4»).

4. Включить питание стенда («СЕТЬ») и насосную установку («Пуск»).

5. Дать возможность насосной установке поработать в течение 3...5 минут.

6. Затем необходимо снять показания:

– давления  $p_5, p_6, p_7$  по манометрам МН5, МН6, МН7 соответственно;

– расход жидкости  $Q$  (см. по цифровому табло «Расход, л/мин»);

– температуру масла  $T, ^\circ\text{C}$  (по термометру).

Результаты измерений занести в таблицу 4.1.

После завершения эксперимента необходимо выключить электродвигатель кнопкой «Стоп».

### **Проведение испытаний по определению коэффициента местного сопротивления внезапного расширения $\zeta_{вр}$**

1. При неработающей насосной установке повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик распределителя Р5 (маховики распределителей Р1, Р3 и Р4 должны быть повернуты до ограничения по часовой стрелке, рукоятка распределителя Р2 должна находиться в среднем положении, тумблер Р6 – в положении «Выкл.»).

2. Регулятор расхода должен быть настроен на максимальный расход (указатель в положении «4»).

3. Включить насосную установку («Пуск») и дать возможность поработать в течение 3...5 минут.

4. Затем следует измерить давления в четырех сечениях трубопровода (1–1...4–4). Для этого маховик переключателя манометра ПМ1 необходимо устанавливать в позицию, соответствующую номеру сечения (показания снимать с цифрового индикатора Д1 или манометра МН8). Также измерить температуру масла  $T, ^\circ\text{C}$  (по термометру) и расход жидкости  $Q$  (см. по цифровому табло «Расход, л/мин»).

Результаты измерений занести в таблицу 4.2.

После завершения эксперимента необходимо выключить электродвигатель кнопкой «Стоп».

### Проведение испытаний по определению коэффициента местного сопротивления внезапного сужения $\zeta_{вс}$

1. При неработающей насосной установке повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик распределителя Р4 (маховики распределителей Р1, Р3 и Р5 должны быть повернуты до ограничения по часовой стрелке, рукоятка распределителя Р2 должна находиться в среднем положении, тумблер Р6 – в положении «Выкл.»).

2. Регулятор расхода РР должен быть настроен на максимальный расход (указатель в положении «4»).

3. Затем необходимо включить насосную установку («Пуск») и дать возможность поработать в течение 3...5 минут.

4. Затем следует измерить давления в четырех сечениях трубопровода (1–1...4–4). Для этого маховик переключателя манометра ПМ2 необходимо устанавливать в позицию, соответствующую номеру сечения (показания снимать с цифрового индикатора Д2 или манометра МН9). Также измерить температуру масла  $T$ , °С (по термометру) и расход жидкости  $Q$  (см. по цифровому табло «Расход, л/мин»).

Результаты измерений занести в таблицу 4.3.

После завершения эксперимента необходимо выключить электродвигатель кнопкой «Стоп» и отключить питание стенда («СЕТЬ»).

Таблица 4.1 – Результаты исследований по определению  $\zeta_{др}$  гидродросселя

Измеряемые параметры		Обозначение	Ед. измерения	Численное значение
Давления:	сеч. 5-5	$p_5$	МПа	
	сеч. 6-6	$p_6$	МПа	
	сеч. 7-7	$p_7$	МПа	
Температура масла		$T$	°С	
Расход		$Q$	м <sup>3</sup> /с	
Вычисляемые параметры				
Средняя скорость:	сеч. 5-5	$v_5$	м/с	
	сеч. 6-6	$v_6$	м/с	
	сеч. 7-7	$v_7$	м/с	
Число Рейнольдса		$Re$	-	
Коэффициент Кориолиса		$\alpha$	-	
Скоростные напоры:	сеч. 5-5	$\alpha v_5^2 / (2g)$	м	
	сеч. 6-6	$\alpha v_6^2 / (2g)$	м	
	сеч. 7-7	$\alpha v_7^2 / (2g)$	м	
Пьезометрические напоры:	сеч. 5-5	$p_5 / (\rho g)$	м	
	сеч. 6-6	$p_6 / (\rho g)$	м	
	сеч. 7-7	$p_7 / (\rho g)$	м	
Полные напоры	сеч. 5-5	$H_5$	м	
	сеч. 6-6	$H_6$	м	
	сеч. 7-7	$H_7$	м	
Гидравлический уклон		$i$	-	
Потери напора в местном сопротивлении (дросселе)		$h_M$	м	
Коэффициент местного сопротивления		$\zeta_{др}$	-	

Таблица 4.2 – Результаты исследований по определению  $\zeta_{вр}$  внезапного расширения

Измеряемые параметры		Обозначение	Ед. измерения	Численное значение
Давления	сеч. 1–1	$p_1$	кПа	
	сеч. 2–2	$p_2$	кПа	
	сеч. 3–3	$p_3$	кПа	
	сеч. 4–4	$p_4$	кПа	
Температура масла		$T$	°С	
Расход		$Q$	м <sup>3</sup> /с	
Вычисляемые параметры				
Средняя скорость	сеч. 1–1	$v_1$	м/с	
	сеч. 2–2	$v_2$	м/с	
	сеч. 3–3	$v_3$	м/с	
	сеч. 4–4	$v_4$	м/с	
Число Рейнольдса	сеч. 1–1	$Re_1$	–	
	сеч. 2–2	$Re_2$	–	
	сеч. 3–3	$Re_3$	–	
	сеч. 4–4	$Re_4$	–	
Коэффициент Кориолиса	сеч. 1–1	$\alpha_1$	–	
	сеч. 2–2	$\alpha_2$	–	
	сеч. 3–3	$\alpha_3$	–	
	сеч. 4–4	$\alpha_4$	–	
Скоростные напоры	сеч. 1–1	$\alpha_1 v_1^2 / (2g)$	м	
	сеч. 2–2	$\alpha_2 v_2^2 / (2g)$	м	
	сеч. 3–3	$\alpha_3 v_3^2 / (2g)$	м	
	сеч. 4–4	$\alpha_4 v_4^2 / (2g)$		
Пьезометрические напоры	сеч. 1–1	$p_1 / (\rho g)$	м	
	сеч. 2–2	$p_2 / (\rho g)$	м	
	сеч. 3–3	$p_3 / (\rho g)$	м	
	сеч. 4–4	$p_4 / (\rho g)$	м	
Полные напоры	сеч. 1–1	$H_1$	м	
	сеч. 2–2	$H_2$	м	
	сеч. 3–3	$H_3$	м	
	сеч. 4–4	$H_4$	м	
Гидравлический уклон		$i_1$	–	
		$i_2$	–	
Потери напора в местном сопротивлении (ВР)		$h_M$	м	
Коэффициент местного сопротивления		$\zeta_{вр}$	–	

Таблица 4.3 – Результаты исследований по определению  $\zeta_{\text{вс}}$  внезапного сужения

Измеряемые параметры		Обозначение	Ед. измерения	Численное значение
Давления	сеч. 1–1	$p_1$	кПа	
	сеч. 2–2	$p_2$	кПа	
	сеч. 3–3	$p_3$	кПа	
	сеч. 4–4	$p_4$	кПа	
Температура масла		$T$	°С	
Расход		$Q$	м <sup>3</sup> /с	
Вычисляемые параметры				
Средняя скорость	сеч. 1–1	$v_1$	м/с	
	сеч. 2–2	$v_2$	м/с	
	сеч. 3–3	$v_3$	м/с	
	сеч. 4–4	$v_4$	м/с	
Число Рейнольдса	сеч. 1–1	$Re_1$	–	
	сеч. 2–2	$Re_2$	–	
	сеч. 3–3	$Re_3$	–	
	сеч. 4–4	$Re_4$	–	
Коэффициент Кориолиса	сеч. 1–1	$\alpha_1$	–	
	сеч. 2–2	$\alpha_2$	–	
	сеч. 3–3	$\alpha_3$	–	
	сеч. 4–4	$\alpha_4$	–	
Скоростные напоры	сеч. 1–1	$\alpha_1 v_1^2 / (2g)$	м	
	сеч. 2–2	$\alpha_2 v_2^2 / (2g)$	м	
	сеч. 3–3	$\alpha_3 v_3^2 / (2g)$	м	
	сеч. 4–4	$\alpha_4 v_4^2 / (2g)$		
Пьезометрические напоры	сеч. 1–1	$p_1 / (\rho g)$	м	
	сеч. 2–2	$p_2 / (\rho g)$	м	
	сеч. 3–3	$p_3 / (\rho g)$	м	
	сеч. 4–4	$p_4 / (\rho g)$	м	
Полные напоры	сеч. 1–1	$H_1$	м	
	сеч. 2–2	$H_2$	м	
	сеч. 3–3	$H_3$	м	
	сеч. 4–4	$H_4$	м	
Гидравлический уклон		$i_1$	–	
		$i_2$	–	
Потери напора в местном сопротивлении (ВС)		$h_M$	м	
Коэффициент местного сопротивления		$\zeta_{\text{вс}}$	–	

## Обработка результатов эксперимента

Для исключения ошибок все численные значения параметров необходимо в формулы подставлять в системе СИ.

Средняя скорость жидкости в трубопроводе

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

где  $S_i$  – площадь сечения трубопровода.

При исследованиях верхнего трубопровода, содержащего гидродроссель ДР1, следует иметь в виду, что диаметры во всех сечениях одинаковы, а это значит, что будут одинаковыми и средние скорости ( $v_5 = v_6 = v_7$ ), и числа Рейнольдса  $Re$ , и коэффициенты Кориолиса  $\alpha$ , и скоростные напоры.

Число Рейнольдса в  $i$ -м сечении

$$Re_i = \frac{v_i \cdot d_i}{\nu},$$

где  $d_i$  – диаметр  $i$ -го сечения;

$\nu$  – кинематическая вязкость масла при температуре  $T$  (для определения  $\nu$  в лаборатории необходимо иметь графическую зависимость  $\nu = f(T)$  для масла, которым заправлена гидростанция).

Коэффициент Кориолиса  $\alpha = f(Re)$ : при  $Re > 2320$   $\alpha = 1$ , при  $Re < 2320$   $\alpha = 2$ .

При исследованиях трубопроводов, содержащих ВС и ВР, следует иметь в виду, что эти трубопроводы имеют два характерных диаметра. На этих диаметрах будут различными скорости, числа Рейнольдса, коэффициенты Кориолиса и скоростные напоры.

Полный напор в  $i$ -м сечении  $H_i$  в общем случае равен сумме трех напоров (геометрического, пьезометрического и скоростного). Во всех рассматриваемых случаях геометрические напоры приняты равными нулю, поскольку трубопроводы расположены горизонтально, и считается, что оси трубопроводов расположены в плоскостях сравнения.

Гидравлические уклоны, потери напора в местных сопротивлениях и коэффициенты местных сопротивлений необходимо вычислять по формулам (4.1)–(4.10).

После определения  $\zeta_{др}$ ,  $\zeta_{вр}$  и  $\zeta_{вс}$  полученные численные значения этих коэффициентов необходимо сравнить со справочными значениями (см., например, [4]). Значение  $\zeta_{др}$  можно определить, например, по формуле (5.1, см. ЛР № 5).

## Контрольные вопросы

1. Дать определение местного сопротивления, назвать основные виды местных сопротивлений.
2. Объяснить причины, вызывающие потери напора в местных сопротивлениях.
3. В чем заключается методика экспериментального определения  $\zeta_M$ ?
4. С какой целью определяются гидравлические уклоны?
5. Какие факторы влияют на величину  $\zeta_M$  при ламинарном и турбулентном режимах течения?
6. Назвать справочные значения  $\zeta_M$  для исследуемых местных сопротивлений.

### **Список использованных источников**

1. Медведев, В. Ф. Гидравлика и гидравлические машины : учеб. пособие / В. Ф. Медведев. – Минск : Выш. шк., 1998. – 311 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроит. вузов / Т. М. Башта [и др.]; отв. ред. Т. М. Башта. – 2-е изд, перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с. : ил.
3. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод : учеб. пособие для вузов / Под ред. С. П. Стесина. – 3-е изд., стер. – М. : Академия, 2007. – 336 с.
4. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Выш. шк., 1985. – 382 с. : ил.
5. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин : справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с. : ил.
6. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – М. : Машиностроение, 1988. – 512 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А – Таблица для определения плотности нефтепродуктов в зависимости от изменения температуры

690,0	690,9	691,8	692,7	693,4	694,6	695,5	696,4	697,3	698,2	699,1	700,0	700,9	701,8	702,7	703,6	704,5	705,4	706,3	707,2
708,1	709,0	709,9	710,8	711,6	712,5	713,4	714,3	715,2	716,1	716,9	717,6	718,7	719,6	720,5	721,4	722,2	723,1	724,0	724,8
725,7	726,6	727,4	728,3	729,2	730,1	730,9	731,8	732,6	733,5	734,3	735,2	736,1	736,9	737,8	738,6	739,5	740,3	741,2	742,0
742,9	743,7	744,5	745,4	746,2	747,1	747,9	748,8	749,6	750,5	751,3	752,1	753,0	753,8	754,6	755,5	756,3	757,1	757,9	758,8
759,6	760,4	761,3	762,1	762,9	763,7	764,5	765,3	766,2	767,0	767,8	768,6	769,4	770,3	771,1	771,9	772,7	773,5	774,3	775,1
775,9	776,7	777,5	778,3	779,1	779,9	780,7	781,5	782,3	783,1	783,9	784,7	785,5	786,3	787,0	787,8	788,6	789,4	790,2	791,0
791,8	792,5	793,3	794,1	794,9	795,7	796,4	797,2	798,0	798,8	799,5	800,3	801,1	801,9	802,6	803,4	804,2	804,9	805,7	806,4
807,2	808,0	808,7	809,5	810,3	811,0	811,8	812,5	813,3	814,0	814,8	815,5	816,3	817,0	817,8	818,5	819,3	820,0	820,8	821,5
822,3	823,0	823,7	824,5	825,4	826,0	826,7	827,4	828,2	828,9	829,6	830,4	831,1	831,8	832,6	833,3	834,0	834,7	835,5	836,2
836,9	837,6	838,4	839,1	839,8	840,5	841,2	841,9	842,7	843,4	844,1	844,8	845,5	846,2	846,9	847,6	848,3	849,1	849,8	850,5
851,2	851,9	852,6	853,3	854,0	854,7	855,4	856,1	856,8	857,5	858,2	858,9	859,6	860,3	861,0	861,6	862,3	863,0	863,7	864,4
865,1	865,8	866,6	867,1	867,8	868,5	869,2	869,9	870,5	871,2	871,9	872,6	873,2	873,9	874,6	875,3	875,9	876,6	877,3	877,9
878,6	879,3	880,0	880,6	881,3	881,9	882,6	883,3	883,9	884,6	885,2	885,9	886,6	887,2	887,9	888,5	889,2	889,9	890,5	891,1
891,8	892,5	893,1	893,8	894,4	895,0	895,7	896,3	897,0	897,6	898,3	898,9	899,6	900,2	900,9	901,5	902,1	902,8	903,6	904,0
904,7	905,3	905,9	906,6	907,2	907,9	908,4	909,1	909,7	910,3	911,0	911,6	912,2	912,8	913,4	914,1	914,7	915,3	915,9	916,5
917,2	917,8	918,4	919,0	919,6	920,3	920,9	921,5	922,1	922,7	923,3	923,9	924,5	925,1	925,7	926,3	926,9	927,5	928,1	928,8
929,4	930,0	930,6	931,2	931,7	932,3	932,9	933,5	934,1	934,7	935,3	935,9	936,5	937,1	937,7	938,3	938,9	939,5	940,1	940,6
941,2	941,8	942,4	943,0	943,6	944,1	944,7	945,3	945,9	946,5	947,0	947,6	948,2	948,8	949,4	949,9	950,5	951,1	951,6	952,2
952,8	953,3	953,9	954,5	955,0	955,6	956,2	956,7	957,3	957,9	958,4	959,0	959,6	960,1	960,7	961,3	961,8	962,4	962,9	963,5
964,0	964,6	965,1	965,7	966,2	966,8	967,4	967,9	968,5	969,0	969,6	970,1	970,7	971,2	971,7	972,3	972,8	973,4	973,9	974,4
975,0	975,5	976,1	976,6	977,2	977,7	978,2	978,8	979,3	979,9	980,4	980,9	981,4	982,0	982,5	983,0	983,6	984,1	984,6	985,1
985,7	986,2	986,7	987,3	987,8	988,3	988,8	989,4	989,9	990,4	990,9	991,4	992,2	992,5	993,0	993,5	994,0	994,5	995,0	995,5

### Примечание

*Пример использования таблицы.*

Плотность нефтепродукта при +20 °С равна 727,4 кг/м<sup>3</sup>. Необходимо определить его плотности при температуре –10 °С и +32 °С.

Находим в таблице плотность 727,4 кг/м<sup>3</sup>. Отсчитав вправо от нее 30 значений (20–(–10) = 30), получим плотность 753,0 кг/м<sup>3</sup> при –10 °С.

Отсчитав влево 12 значений (32–20 = 12), получим плотность 716,9 кг/м<sup>3</sup> при +32 °С.

Если известная нам плотность нефтепродукта по численному значению не совпадает с плотностью, указанной в таблице, то необходимо взять за основу ближайшую по значению и от нее производить требуемые отсчеты, а к найденному результату прибавлять (или отнимать) разницу между взятой за основу и известной плотностями.

Учебное издание

**Составители:**

*Голуб Владимир Михайлович  
Литвинович Александр Николаевич*

# МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторных работ по курсам:

«Механика жидкости и газа»

*для студентов специальности 1 – 36.01.03*

*«Технологическое оборудование*

*машиностроительного производства»*

«Гидро- и пневмопривод и гидро- и пневмоавтоматика»

*для студентов специальности 1 – 36.01.01*

*«Технология машиностроения»*

«ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ»

ЧАСТЬ 1

Ответственный за выпуск: Голуб В. М.

Редактор: Митлошук М. А.

Компьютерная вёрстка: Соколюк А. П.

Корректор: Дударук С.А.

---

Подписано в печать 19.04.2022 г. Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага «Performer».  
Гарнитура «Times New Roman». Усл. печ. л. 2,33. Уч. изд. л. 2,5. Заказ № 367. Тираж 19 экз.  
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный  
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий № 1/235 от 24.03.2014 г.