

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Техносферная безопасность»

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности 7-07-0732-01
«Строительство зданий и сооружений»
дневной формы обучения*



Могилев 2025

УДК 532
ББК 22.253
М55

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Техносферная безопасность» «29» октября 2025 г.,
протокол № 3

Составители: канд. техн. наук, доц. А. С. Галюжин;
канд. техн. наук П. С. Орловский

Рецензент канд. техн. наук, доц. С. В. Данилов

Методические рекомендации предназначены для студентов специальности 7-07-0732-01 «Строительство зданий и сооружений» дневной формы обучения и используются при проведении практических занятий по дисциплине «Механика жидкости и газа».

Учебное издание

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Ответственный за выпуск

А. В. Щур

Корректор

И. В. Голубцова

Компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 46 экз. Заказ № .

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

Содержание

Введение.....	4
1 Практическая работа № 1. Измерение давления и расхода, определение режима течения жидкости. Гидродинамика	5
2 Практическая работа № 2. Построение напорной и пьезометрической линий трубопровода. Изучение уравнения Бернулли	10
3 Практическая работа № 3. Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений.....	15
4 Практическая работа № 4. Определение коэффициента гидравлического трения.....	21
5 Практическая работа № 5. Физические свойства жидкостей и газов. Гидростатика	27
6 Практическая работа № 6. Изучение устройства и определение рабочих и кавитационных характеристик шестеренного насоса.....	33
7 Практическая работа № 7. Исследование характеристик объемного регулируемого гидропривода с поступательным движением выходного звена.....	40
8 Практическая работа № 8. Изучение устройства и определение характеристик гидроцилиндра и аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора. Определение КПД гидропривода	43
Список литературы	47

Введение

Целью изучения дисциплины «Механика жидкости и газа» является приобретение студентами знаний, позволяющих решать задачи, связанные с проектированием и эксплуатацией гидравлических приводов транспортных средств, а также устройств гидропневмоавтоматики, устанавливаемых на транспортные средства.

Задачей учебной дисциплины является изучение устройства, характеристик и основ расчета основных элементов гидравлических и пневматических систем.

Данными методическими рекомендациями предусмотрено выполнение восьми практических работ. Все работы выполняются на трех лабораторных стенах.

Прежде чем приступить к выполнению практической работы на стенде, изучают основные требования техники безопасности, устройство стенда, осуществляют подготовку к занятию. Подготовка к практическому занятию требует самостоятельной работы вне лаборатории и предусматривает изучение основных теоретических положений по теме выполняемой работы и оформление разделов отчета, не требующих наличия экспериментальных данных. В заготовках отчетов приводят формы таблиц измеряемых и вычисляемых величин.

Неподготовленные студенты к занятию не допускаются.

Отчет по практической работе оформляется каждым студентом в отдельной тетради.

Содержание отчета:

- наименование лабораторной работы;
- цель;
- основные теоретические положения;
- схема установки и объекта исследования;
- таблицы измеряемых и вычисляемых величин;
- пример обработки результатов эксперимента (с подстановкой числовых значений величин, полученных в ходе выполнения одного опыта);
- графики;
- выводы.

1 Практическая работа № 1. Измерение давления и расхода, определение режима течения жидкости

Цель работы:

- ознакомление с физической сущностью основных величин гидравлики, единицами и средствами, используемыми для их измерения;
- ознакомление с режимами течения жидких и газообразных сред и методикой их определения;
- экспериментальное определение режимов течения жидкости.

1.1 Краткие теоретические сведения

Основными величинами гидравлики и пневматики являются давление p и расход (объемный) Q .

Произведение основных величин для всех типов систем представляет собой не что иное, как *мощность* (в ваттах), т. е.

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

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

Различают давление среднее и давление в точке. Чаще всего используют среднее давление:

$$p = \frac{F}{A}, \quad (1.1)$$

где F – сила сжатия, приходящаяся на поверхность площадью A .

Избыточное давление $p_{изб}$ 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.

При решении большинства инженерных задач атмосферное давление p_a можно считать постоянной величиной, равной 0,1 МПа (750 мм рт. ст.).

За единицу давления в международной системе единиц (СИ) принят паскаль – давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м². 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 – атмосферу техническую и бар:

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

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

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, т. е.

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

Существует также единица измерения давления – 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.

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.

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

Допустимая ошибка измерения давления манометром

$$\Delta = \frac{K \cdot \Pi}{100}, \quad (1.2)$$

где K – класс точности манометра;

Π – 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.

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

Различают объемный Q , м³/с, весовой Q_G , Н/с, и массовый Q_M , кг/с, расходы.

Основной величиной в гидравлике является *объемный расход*.

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 $W_{жc}$, которая поступает в мерный бак. Зная $W_{жc}$ и t , вычисляют объемный расход:

$$Q = W_{жс} / t. \quad (1.3)$$

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.

1.1.3 Режимы течения жидкости. Исследованиями ученых (Г. Хаген (1869), Д. И. Менделеев (1880), О. Рейнольдса (1881–1883)) 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.

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

Для напорного движения в круглых трубах

$$Re = \frac{v d}{\nu}, \quad (1.4)$$

где v – средняя скорость движения потока жидкости, м/с;

d – диаметр трубы, м;

ν – кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

Смене режимов движения соответствует численное значение числа Рейнольдса, которое называют критическим: $Re = 2320$.

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

Режимом движения интересуются из энергетических соображений.

1.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является стальной трубопровод на участке *вг*. Для этого участка трубопровода необходимо научиться экспериментально определять режимы течения жидкости.

1.2.1 Подготовка установки к работе. Перед включением стенда необходимо убедиться, что:

- маховик управления регулятором расхода РР полностью вывернут против часовой стрелки (указатель положения маховика установлен в позицию «1»);
- тумблеры управления гидрораспределителями Р1 и Р2 установлены в положение «Выкл.»;
- тумблер установки режима работы электронного секундометра установ-

лен в положение «Ручн.», а тумблер включения питания секундомера – в нижнее положение.

1.2.2 Определение режима течения жидкости. Включить электрическое питание стенда («Сеть»), электродвигателя М (кнопка «Пуск»), питание электронного секундомера (тумблер установить в положение «Вкл.»). Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

Включить тумблер Р1 в нижнее положение «Вкл. 2». При этом жидкость от насоса через распределитель Р1 будет поступать к трубопроводу, установленному на нижней панели (участок v_2 , в начале этого участка установлен манометр МН8, а в конце – манометр МН9).

При различных настройках регулятора расхода провести шесть опытов. В каждом опыте необходимо измерять:

- время прохождения t , с, через расходомер объема жидкости $W_{жc}$. Объемом $W_{жc}$ необходимо задаться, приняв его, например, равным во всех опытах $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (5 л);
- температуру рабочей жидкости T , °C (по термометру);
- давления p_8 и p_9 , МПа (по манометрам МН8 и МН9).

Результаты измерений занести в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Результаты исследований

Номер опыта	1	2	3	4	5	6
Время t прохождения через расходомер объема жидкости, с						
Объем жидкости $W_{жc}$, м^3	$5 \cdot 10^{-3}$					
Температура рабочей жидкости T , °C						
Давление p_8 (МН8), МПа						
Давление p_9 (МН9), МПа						
Расход Q , $\text{м}^3/\text{с}$						
Средняя скорость v , $\text{м}/\text{с}$						
Кинематическая вязкость ν , $\text{м}^2/\text{с}$						
Число Рейнольдса Re						
Режим течения						
Мощность потока N_8 , Вт						
Мощность потока N_9 , Вт						

1.3 Обработка результатов

Расход Q определяется по формуле (1.3).

Средняя скорость потока

$$v = Q/A_{mp},$$

где A_{mp} – площадь сечения трубопровода, м².

Внутренний диаметр трубопровода $d = 0,8 \cdot 10^{-2}$ м (8 мм).

Кинематическая вязкость ν определяется по графику $\nu = f(T)$, который имеется в лаборатории (в качестве рабочей жидкости на стенде используется масло для гидрообъемных передач МГЕ-46 В).

Число Рейнольдса определяется по формуле (1.4).

Мощности потока в сечениях 8–8 и 9–9

$$N_8 = p_8 Q; \quad N_9 = p_9 Q.$$

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

После заполнения таблицы 1.1 необходимо по формуле (1.2) определить допустимые ошибки измерения для всех типов манометров, установленных на стенде. Полученные результаты 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.

2 Практическая работа № 2. Построение напорной и пьезометрической линий трубопровода

Цель работы:

- уяснение физической сущности полного напора и всех его составляющих: геометрического, пьезометрического и скоростного напоров;
- уяснение физической сущности закона Бернулли;
- построение напорной и пьезометрической линии трубопровода;
- построение графических зависимостей изменения мощности потока по длине трубопровода.

2.1 Краткие теоретические сведения

Основное назначение жидкости, используемой в машиностроительном гидроприводе, – *перенос энергии* от одного элемента к другому, в общем случае – от источника энергии к исполнительному устройству.

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

$$H_i = h_{z,i} + h_{n,i} + h_{c,i}, \quad (2.1)$$

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

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

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

Входящие в H_i напоры

$$h_{z,i} = z_i; \quad h_{n,i} = \frac{p_i}{\rho g}; \quad h_{c,i} = \frac{\alpha_i v_i^2}{2g},$$

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

p_i – давление в i -м сечении, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²;

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

α_i – коэффициент Кориолиса, определенный для i -го сечения.

Чаще всего выражение для полного напора (2.1) записывают в виде

$$H_i = z_i + \frac{p_i}{\rho g} + \frac{\alpha v_i^2}{2g}. \quad (2.2)$$

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

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

$$z_i + \frac{p_i}{\rho g} + \alpha_i \frac{v_i^2}{2g} = z_{i+1} + \frac{p_{i+1}}{\rho g} + \alpha_{i+1} \frac{v_{i+1}^2}{2g} + h_{nom.i,i+1}. \quad (2.3)$$

Потерянный напор $h_{nom.i,i+1}$, выражаемый, как и другие напоры, в метрах, расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений, расположенных между i -м и $(i+1)$ -м сечениями трубопровода. Потери напора в гидравлических сопротивлениях бывают двух типов:

- 1) по длине трубопровода (линейные потери);
- 2) потери на 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 ($z_i + p_i/(\rho g)$), называется *пьезометрической линией*. Наклон этой линии называется *пьезометрическим уклоном*.

Мощность и полный напор связаны выражением

$$N_i = H_i Q_{Gi} = H_i \gamma Q_i, \quad (2.4)$$

где Q_{Gi} – весовой расход, Н/с;

γ – удельный вес жидкости, Н/м³;

Q_i – объёмный расход, м³/с.

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

$$\Delta N_{i,i+1} = \gamma h_{nom.i,i+1} Q_i, \quad (2.5)$$

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

Потерянный напор

$$h_{nom.i,i+1} = H_i - H_{i+1}. \quad (2.6)$$

2.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является стальной трубопровод (от сечения 1–1 до сечения 5–5), схема которого представлена на рисунке 2.1.

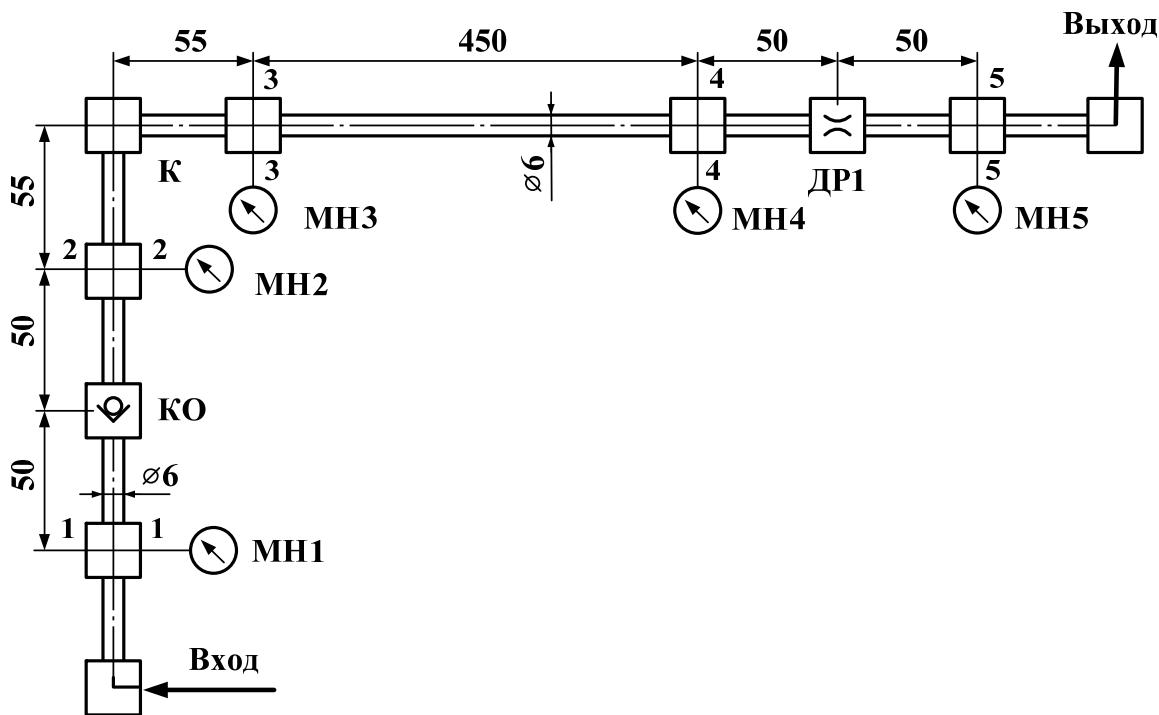


Рисунок 2.1 – Схема исследуемого трубопровода

Общая протяженность исследуемого трубопровода 760 мм (0,76 м). Размеры на схеме приведены в миллиметрах. Трубопровод содержит три местных сопротивления: клапан обратный КО (без пружины), колено К (поворот на 90 град), нерегулируемый гидродроссель ДР1. К пяти сечениям подключены манометры МН1–МН5.

2.2.1 Подготовка установки к работе. Перед включением стенда необходимо убедиться, что:

- маховик управления расхода РР полностью вывернут против часовой стрелки (указатель положения маховика установлен в позицию «1»);
 - тумблеры управления гидрораспределителями Р1 и Р2 установлены в положение «Выкл.»;
 - тумблер установки режима работы электронного секундомера установлен в положение «Ручн.», а тумблер включения питания секундомера – в нижнее положение.

2.2.2 Проведение эксперимента. Включить электрическое питание стенда («Сеть»), электродвигателя М (кнопка «Пуск»), питание электронного секундометра (тумблер установить в положение «Вкл.»). Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

Включить тумблер Р1 в верхнее положение «Вкл. 1». При этом жидкость

от насоса через распределитель Р1 направляется к исследуемому трубопроводу (установлен на средней панели стенда).

При различных настройках регулятора расхода РР провести два опыта. Первый опыт проводить при минимальном, а второй – при максимальном расходах (смотреть по расходомеру РА).

В каждом опыте необходимо измерять:

- давления $p_1 - p_5$ по манометрам МН1–МН5;
- время t прохождения через расходомер объема жидкости $W_{жc}$, с. Объемом $W_{жc}$ необходимо задаться, приняв его, например, равным в обоих опытах $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (5 л);
- температуру рабочей жидкости T , °С (по термометру).

Результаты измерений занести в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты исследований

Номер опыта	1					2				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Номер сечения трубопровода i										
Величина давления p_i , МПа										
Объем жидкости, проходящей через расходомер, $W_{жc}$, м^3	$5 \cdot 10^{-3}$					$5 \cdot 10^{-3}$				
Время t прохождения объема $W_{жc}$ через расходомер, с										
Температура жидкости T , °С										
Расход жидкости Q , $\text{м}^3/\text{с}$										
Средняя скорость v , $\text{м}/\text{с}$										
Кинематическая вязкость ν , $\text{м}^2/\text{с}$										
Число Рейнольдса Re										
Коэффициент Кориолиса α										
Геометрический напор z_i , м										
Пьезометрический напор $p_i/(\rho g)$, м										
Скоростной напор $\alpha v^2/(2g)$, м										
Удельная потенциальная энергия потока $z_i + p_i/(\rho g)$, м										
Полный напор H_i , м										
Мощность потока N_i , Вт										

2.3 Обработка результатов

Расход жидкости в трубопроводе

$$Q = W_{жc} / t.$$

Средняя скорость потока

$$v = Q / A_{mp},$$

где A_{mp} – площадь сечения трубопровода, м².

Во всех сечениях скорости одинаковые, поскольку диаметр трубопровода d во всех сечениях 6 мм.

Кинематическая вязкость ν определяется по графику $\nu = f(T)$, который имеется в лаборатории (в качестве рабочей жидкости на стенде используется масло для гидрообъемных передач МГЕ-46 В).

Число Рейнольдса

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

Коэффициент Кориолиса α при $Re < 2320$ равен 2, а при $Re > 2320$ имеем $\alpha \approx 1$.

Геометрические напоры z_i равны значениям вертикальных координат (в выбранной системе координат). В данной работе рекомендуется плоскость сравнения расположить таким образом, чтобы сечение 1–1 находилось в этой плоскости. Тогда расстояние от центра сечения трубопровода до плоскости сравнения будет равно геометрическому напору z_i .

При вычислении пьезометрических напоров $p_i/(\rho g)$ плотность масла (МГЕ-46 В) принять 890 кг/м³.

При вычислении скоростного (динамического) напора коэффициент Кориолиса во всех опытах – величина постоянная.

Полный напор H_i и мощность потока N_i вычисляются по формулам (2.2) и (2.4).

Результаты вычислений занести в таблицу 2.1 и построить для обоих опытов напорную и пьезометрические линии трубопровода $H = f_1(l_{mp})$, $z + p/(\rho g) = f_2(l_{mp})$, а также зависимость $N_i = f(l_{mp})$.

При построении графиков необходимо учитывать, что начало трубопровода находится в сечении 1–1, а конец – в сечении 5–5.

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.

3 Практическая работа № 3. Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений

Цель работы:

- изучение методики экспериментального определения коэффициентов местных гидравлических сопротивлений;
- экспериментальное определение коэффициентов сопротивления обратного клапана, колена, постоянного гидродросселя.

3.1 Краткие теоретические 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.

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

$$h_M = \zeta_M \frac{v^2}{2g}, \quad (3.1)$$

где ζ_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).

Экспериментальное определение ζ_M осуществляется на основе уравнения Вейсбаха (3.1).

Полные напоры H_1 и H_2 в сечениях 1–1 и 2–2 будут определены экспериментально. В связи с тем, что напоры H_1 и H_2 определены не непосредственно у местного сопротивления, а на некотором удалении от него, потери напора

$$H_1 - H_2 = h_M + h_{\text{дл.}1-2}, \quad (3.2)$$

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

$h_{\text{дл.}1-2}$ – потери на трение по длине трубопровода между сечениями 1–1 и 2–2 при течении стабилизированного потока.

Для определения $h_{\text{дл.}1-2}$ необходимо создать контрольный участок, на котором затем определяется гидравлический уклон.

Контрольный участок – это участок трубопровода постоянного диаметра со стабилизированным потоком, не содержащий между начальным и конечным сечениями (к которым подключены манометры или пьезометры) местных сопротивлений. На рисунке 3.1 контрольный участок расположен между сечениями 2–2 и 3–3.

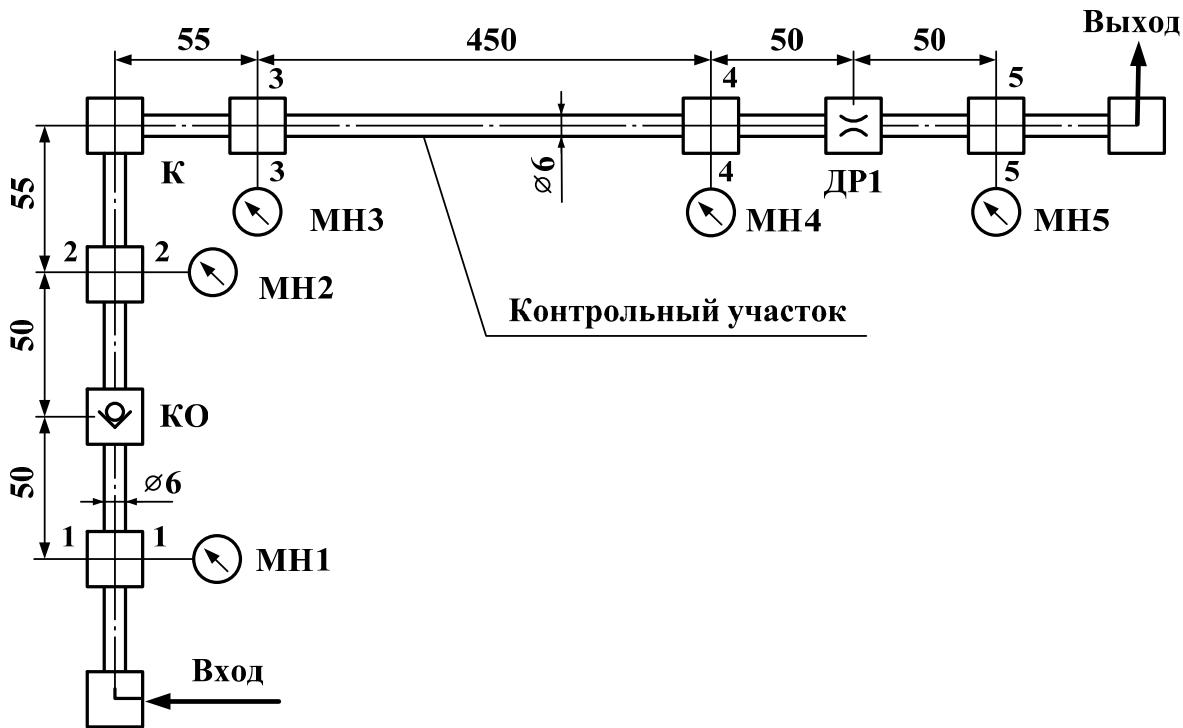


Рисунок 3.1 – Схема объекта исследований

Гидравлический уклон

$$i = \frac{H_2 - H_3}{l_{2-3}}, \quad (3.3)$$

где H_2, H_3 – полные напоры в начале и в конце контрольного участка, м;

l_{2-3} – длина контрольного участка, м.

Тогда потери давления на трение по длине трубопровода между сечениями 1–1 и 2–2 при течении стабилизированного потока

$$h_{\partial\lambda, 1-2} = i l_{1-2}, \quad (3.4)$$

где l_{1-2} – расстояние между сечениями 1–1 и 2–2, $l_{1-2} = l_{1-M} + l_{M-2}$.

Таким образом, для экспериментального определения коэффициента местного сопротивления необходимо:

1) из формулы Вейсбаха (3.1) выразить ζ_M :

$$\zeta_M = \frac{2g h_M}{v^2}; \quad (3.5)$$

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

Для нахождения h_M нужно определить полные напоры перед местным сопротивлением и после него $H_{вх}$ и $H_{вых}$, а также гидравлический уклон i на контрольном участке.

Тогда

$$h_M = H_{вх} - H_{вых} - i l, \quad (3.6)$$

где l – расстояние между сечениями участка, включающего исследуемое местное сопротивление.

В случае, когда $d_1 \neq d_2$ (решается, например, задача экспериментального определения ζ_M для таких местных сопротивлений, как внезапное расширение или внезапное сужение), величина $h_{\partial л. 1-2}$ вычисляется из выражения

$$h_{\partial л. 1-2} = i_1 l_{1-M} + i_2 l_{M-2}, \quad (3.7)$$

где i_1 , i_2 – гидравлические уклоны, определенные на контрольных участках с диаметрами d_1 и d_2 , т. е. в этом случае нужно создавать два контрольных участка;

l_{1-M} – расстояние от сечения 1–1 до местного сопротивления (диаметр трубопровода d_1);

l_{M-2} – расстояние от местного сопротивления до сечения 2–2 (диаметр трубопровода d_2).

3.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является стальной трубопровод (от сечения 1–1 до сечения 5–5), содержащий три гидравлических местных сопротивления: обратный клапан (без пружины), колено (поворот на 90 град) и постоянный гидродроссель ДР1 (см. рисунок 3.1).

Размеры на схеме приведены в миллиметрах. Трубопровод содержит: клапан обратный КО (без пружины), колено (поворот на 90 град) и постоянный гидродроссель ДР1 (диаметр 3 мм, толщина стенки 1,5 мм), контрольный участок (расположен между сечениями 3–3 и 4–4).

3.2.1 Подготовка установки к работе. Перед включением стенда необходимо убедиться, что:

- маховик управления регулятора расхода РР полностью вывернут против часовой стрелки (указатель положения маховика установлен в позицию «1»);
- тумблеры управления гидрораспределителями Р1 и Р2 установлены в положение «Выкл.»;
- тумблер установки режима работы электронного секундомера установлен в положение «Ручн.», а тумблер включения питания секундомера – в ниж-

нее положение.

3.2.2 Проведение эксперимента. Включить электрическое питание стенда («Сеть»), электродвигателя М (кнопка «Пуск»), питание электронного секундометра (тумблер установить в положение «Вкл.»). Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

Включить тумблер Р1 в верхнее положение «Вкл. 1». При этом жидкость от насоса через распределитель Р1 направляется к исследуемому трубопроводу (установлен на средней панели стенда).

При различных настройках регулятора расхода РР необходимо провести четыре опыта. Первый опыт проводить при минимальном, а последний – при максимально возможном расходах (смотреть по расходомеру РА).

В каждом опыте необходимо измерять:

- давления $p_{j1} - p_{j5}$ по манометрам МН1–МН5 (индекс j соответствует номеру опыта);
- время t_j прохождения через расходомер объема жидкости $W_{жc}$, с. Объемом $W_{жc}$ необходимо задаться, приняв его, например, равным во всех опытах $5 \cdot 10^{-3}$ м³ (5 л);
- температуру рабочей жидкости T_j , °C (по термометру).

Результаты измерений занести в таблицу 3.1.

После выполнения всех опытов необходимо отключить установку.

Таблица 3.1 – Результаты исследований

Номер опыта	Показания манометров МН1–МН5, МПа (цифровой индекс при p соответствует номеру сечения и манометра)					Время прохождения объема $W_{жc}$ через расходомер t_j , с	Объем жидкости $W_{жc}$, проходящий через расходомер, м ³	Температура рабочей жидкости T_j , °C	Кинематическая вязкость v_j , м ² /с	Расход жидкости Q_j , м ³ /с
	p_{j1}	p_{j2}	p_{j3}	p_{j4}	p_{j5}					
1										
2										
3										
4										

3.3 Обработка результатов

Кинематическая вязкость v_j (см. таблицу 3.1) определяется при T_j по графику $v = f(T)$, который имеется в лаборатории (в качестве рабочей жидкости используется масло для гидрообъемных передач МГЕ-46 В).

Расход жидкости в трубопроводе (см. таблицу 3.1)

$$Q = W_{жc} / t.$$

Средняя скорость потока

$$v = Q_j / A_{mp},$$

где A_{mp} – площадь сечения трубопровода (внутренний диаметр трубопровода $d = 6 \cdot 10^{-3}$ м (6 мм)), м².

В таблице 3.2 приводятся результаты обработки данных эксперимента.

Таблица 3.2 – Результаты обработки экспериментальных данных

Номер опыта j	$j = 1$					$j = 2$					$j = 3$					$j = 4$				
Номер сечения i	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Средняя скорость v_i , м/с																				
Число Рейнольдса Re_i																				
Коэффициент Кориолиса α_i																				
Пьезометрический напор $h_{nj,i}$, м																				
Скоростной напор h_{cj} , м																				
Полный напор $H_{j,i}$, м																				
Гидравлический уклон i_j																				
Потери напора h_{koj} на клапане обратном КО, м																				
Потери напора h_{kj} на колене К, м																				
Потери напора h_{dpj} на гидродросселе ДР1, м																				
Коэффициент местного сопротивления ζ_{koj} КО																				
Коэффициент местного сопротивления ζ_{kj} К																				
Коэффициент местного сопротивления ζ_{dpj} ДР1																				

Число Рейнольдса

$$Re_j = \frac{v_j d}{\nu_j}.$$

Коэффициент Кориолиса $\alpha_j = 2$ при $Re_j < 2320$ и $\alpha_j = 1$ при $Re_j > 2320$.

Пьезометрический напор

$$h_{nj,i} = p_{j,i} / (\rho g),$$

где $p_{j,i}$ – давление в j -м опыте и в i -м сечении, Па;

ρ – плотность жидкости, $\rho = 890 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Скоростной напор

$$h_{cj} = \alpha_j v_j^2 / (2g).$$

В пределах опыта скоростной напор h_{cj} – величина постоянная, а пьезометрические напоры $h_{nj,i}$ изменяются как при переходе от одного опыта к другому, так и при изменении сечения.

Полный напор

$$H_{j,i} = h_{cj} + h_{nj,i}.$$

Гидравлический уклон (определяется на контрольном участке)

$$i_j = H_{j3} - H_{j4} / l_{3-4},$$

где l_{3-4} – длина контрольного участка (см. рисунок 3.1), м.

Потери напора на местных сопротивлениях (КО, К и ДР1) вычисляются по формуле (3.6) в соответствии с изложенной в подразд. 3.1 методикой.

Так, если нужно определить потери напора на клапане обратном КО, например, в первом опыте ($j=1$), то

$$h_{ko1} = H_{1,1} - H_{1,2} - i_1 l_{1-2},$$

где $H_{1,1}$ – полный напор (первый индекс – номер опыта, второй – номер сечения);

$H_{1,2}$ – полный напор в первом опыте в сечении 2–2;

i_1 – гидравлический уклон в первом опыте;

l_{1-2} – расстояние между сечениями 1–1 и 2–2 (по схеме на рисунке 3.1 $l_{1-2} = 50 + 50 = 100 \text{ мм} = 0,1 \text{ м}$).

Аналогичный подход используется как при определении потерь напора на клапане обратном в других опытах, так и при определении потерь на других сопротивлениях. Нужно только при определении потерь использовать соответствующие напоры в сечениях $H_{j,i}$, гидравлические уклоны i_j и длины участков, на которых между двумя смежными сечениями установлено исследуемое местное сопротивление. После вычисления всех потерь напора на местных сопротивлениях по формуле (3.5) определяются для четырех опытов численные значения ζ_{koj} , ζ_{kj} и ζ_{drj} .

После заполнения таблицы 3.2 нужно построить графические зависимости $\zeta_{ko} = f_1(Re)$, $\zeta_k = f_2(Re)$ и $\zeta_{dp} = f_3(Re)$. Построение можно выполнить на одном рисунке. Полученные значения коэффициентов местных сопротивле-

ний нужно сравнить со справочными данными [4].

Контрольные вопросы

- 1 Дать определение местного сопротивления, назвать основные виды местных сопротивлений.
- 2 Объяснить причины потерь напора в местных сопротивлениях.
- 3 В чем заключается методика экспериментального определения ζ_M ?
- 4 С какой целью определяются гидравлические уклоны?
- 5 Какие факторы влияют на величину ζ_M при ламинарном и турбулентном режимах течения?

4 Практическая работа № 4. 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.

4.1 Краткие теоретические сведения

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

$$h_{\partial l} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (4.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, или коэффициент Дарси;

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

v – средняя скорость течения жидкости.

Для определения $h_{\partial l}$ в трубах произвольного поперечного сечения в формулу (4.1) вместо d подставляют гидравлический диаметр D .

Исследованиями установлено, что коэффициент гидравлического трения в общем случае зависит от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости стенок Δ_3/d , где Δ_3 – абсолютная величина так называемой эквивалентной равномерно-зернистой шероховатости (физический смысл Δ_3 см. в [2, 3]). Определение λ находится в тесной связи с воззрениями на структуру турбу-

лентного 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 $\delta_{nl} = 30d/(Re\sqrt{\lambda})$. При $\delta_{nl} > \Delta$ труба является гидравлически гладкой, где Δ – абсолютная шероховатость стенок трубы.

При $\delta_{nl} < \Delta$ (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 λ . Рассмотрим их.

Первый способ. В соответствии с этим способом λ определяется экспериментальным путем. Обозначим определяемый таким образом коэффициент гидравлического трения λ_3 . Из уравнения (4.1)

$$\lambda_3 = \frac{2h_{dl}d}{lv^2}g, \quad (4.2)$$

где h_{dl} , v определяются на основе экспериментальных данных.

Для горизонтального трубопровода постоянного сечения

$$h_{dl} = h_{nh} - h_{nk}, \quad (4.3)$$

где h_{nh} , h_{nk} – 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 λ . Для выбора зоны, а следовательно, и формулы для вычисления λ необходимо знать значения Re , d , Δ_3 . Определяемый далее коэффициент гидравлического трения в соответствии со вторым способом обозначен λ_p .

Зоны, их границы и формулы, используемые для вычисления λ , следующие [4, 6].

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

$$\lambda = 64/Re. \quad (4.4)$$

Зона 2 – турбулентного течения жидкости в переходной области; $2320 < Re < 4000$.

Для вычисления коэффициента гидравлического трения в этой зоне используется формула Френкеля

$$\lambda = 2,7/Re^{0,53}. \quad (4.5)$$

Зона 3 – гидравлически гладких труб; $4000 < Re < 20 \frac{d}{\Delta_3}$.

Для вычисления λ в этой зоне пользуются формулой Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4.6)$$

или формулой Конакова

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}. \quad (4.7)$$

Зона 4 – доквадратичного сопротивления, переходная от зоны гидравлически гладких труб к зоне квадратичного сопротивления; $20 \frac{d}{\Delta_3} < Re < 500 \frac{d}{\Delta_3}$.

Расчет λ в этой зоне выполняют по формуле Альтшуля

$$\lambda \approx 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (4.8)$$

Зона 5 – квадратичного сопротивления (автомодельности); $Re > 500 \frac{d}{\Delta_3}$.

Для расчета λ в этой зоне широко применяется формула Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25}. \quad (4.9)$$

Таким образом, в первых трех зонах λ зависит только от числа Рейнольдса, т. е. $\lambda = f(Re)$, в четвертой зоне λ зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенки трубопровода, т. е. $\lambda = f(Re, \Delta_3/d)$, а в пятой зоне λ зависит только от относительной шероховатости стенки трубопровода, т. е. $\lambda = f(\Delta_3/d)$.

При решении задач в области машиностроительной гидравлики часто выделяют две зоны. Первая соответствует ламинарному режиму течения

($Re < 2320$), для которого λ вычисляют по формуле (4.4), а вторая – турбулентному режиму течения ($Re > 2320$), для которого значения λ определяют по формуле Блазиуса (4.6). При подстановке в формулу Вейсбаха – Дарси $\lambda = 64/Re$ получают формулу Пуазейля

$$h_{\partial,l} = \frac{32 v l}{g d^2} v. \quad (4.10)$$

Третий способ. В соответствии с этим способом при турбулентном течении жидкости ($Re > 4000$) значение λ для стальных труб можно определить графически (например, по графикам Мурина или Никурадзе) [1, с. 74]. Для определения λ по графикам Мурина необходимо знать Re и d/Δ_s , а по графикам Никурадзе – Re и d/Δ_s .

4.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является стальной трубопровод (участок $\vartheta\vartheta$, от сечения 8–8 до сечения 9–9), схема которого представлена на рисунке 4.1.

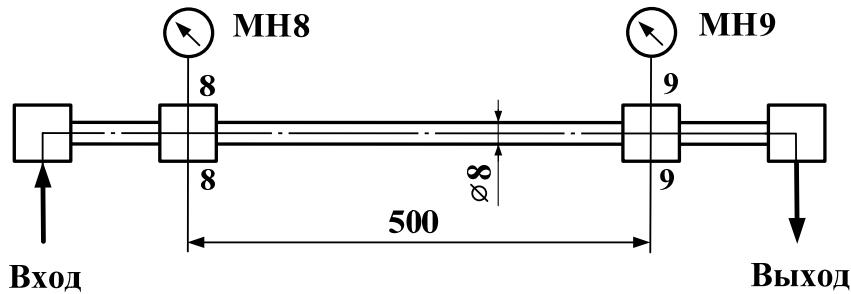


Рисунок 4.1 – Схема исследуемого трубопровода

Размеры на схеме приведены в миллиметрах. Внутренний диаметр трубопровода – 8 мм. К начальному 8–8 и конечному 9–9 сечениям исследуемого трубопровода подключены манометры МН8 и МН9. Эквивалентная шероховатость внутренней стенки трубопровода $\Delta_s = 0,1$ мм [4].

4.2.1 Подготовка установки к работе. Перед включением установки необходимо убедиться, что:

- маховик управления регулятора расхода РР полностью повернут против часовой стрелки (указатель положения маховика установлен в позицию «1»);
- тумблеры управления гидрораспределителями установлены в положение «Выкл.»;
- тумблер установки режима работы электронного секундомера установлен в положение «Ручн.», а тумблер включения питания секундомера – в нижнее положение.

4.2.2 Проведение эксперимента. Включить электрическое питание стенда («Сеть»), электродвигателя М (кнопка «Пуск»), питание электронного секундомера (тумблер установить в положение «Вкл.»). Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

Включить тумблер Р1 в нижнее положение «Вкл. 2». При этом жидкость от насоса через распределитель Р1 направляется к исследуемому трубопроводу (установлен на нижней панели стенда).

При различных настройках регулятора расхода РР провести шесть опытов. Первый опыт проводить при минимальном, а шестой – при максимальном расходах (смотреть по расходомеру Р4).

В каждом опыте необходимо измерять:

- давления p_8 и p_9 (по манометрам МН8 и МН9), МПа;
- время t прохождения через расходомер объема жидкости, с. Объемом $W_{ж}$ необходимо задаться, приняв его, например, равным во всех опытах $5 \cdot 10^{-3}$ м³ (5 л);
- температуру рабочей жидкости T , °С (по термометру).

Результаты измерения занести в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты исследований

Номер опыта		1	2	3	4	5	6
Показания манометров, МПа	p_8						
	p_9						
Потери напора $h_{\partial\ell}$, м							
Объем жидкости $W_{ж}$, проходящей через счетчик, м ³		$5 \cdot 10^{-3}$					
Время прохождения объема t , с							
Температура рабочей жидкости T , °С							
Расход $Q = W_{ж} / t$, м ³ /с							
Средняя скорость v , м/с							
Кинематическая вязкость ν , м ² /с							
Число Рейнольдса Re							
Коэффициент гидравлического трения	λ_{ϑ}						
	λ_p						

После выполнения всех опытов необходимо маховик регулятора расхода РР повернуть до ограничения против часовой стрелки (указатель положения маховика в позиции «1»), тумблер управления гидрораспределителем Р1 установить в среднее положение, выключить электрическое питание секундометра, электродвигателя и стенда.

4.3 Обработка результатов

Потери напора на участке между сечениями 8–8 и 9–9 трубопровода (потери по длине)

$$h_{\partial\ell} = \frac{p_8 - p_9}{\rho g},$$

где ρ – плотность масла, $\rho = 890$ кг/м³.

Давления p_8 и p_9 необходимо подставлять в формулу в паскалях.
Расход жидкости в трубопроводе

$$Q = \frac{W_{жc}}{t}.$$

Средняя скорость жидкости в трубопроводе

$$v = \frac{Q}{A_{mp}},$$

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

Кинематическую вязкость определяют по графику $v = f(T)$, который имеется в лаборатории (масло МГЕ-46В).

Число Рейнольдса

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

Коэффициент гидравлического трения λ_3 , определяемый экспериментальным путем, необходимо вычислять по формуле (4.2).

Для определения коэффициента гидравлического трения расчетным путем (обозначен λ_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 4.1).

После установления зоны, в которой происходит течение жидкости, нужно воспользоваться формулой, рекомендуемой для вычисления λ в этой зоне. Так, например, если течение происходит в первой зоне ($Re < 2320$), то нужно воспользоваться формулой (4.4), т. е. $\lambda = 64/Re$.

После выполнения всех расчетов *необходимо построить графические зависимости* $\lambda_3 = f_1(Re)$ 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.

5 Практическая работа № 5. Физические свойства жидкостей и газов

Цель работы:

- изучение основных физических свойств жидкостей и газов;
- экспериментальное определение вязкости минерального масла и воды.

5.1 Основные физические свойства жидкостей

Плотностью ρ , кг/м³, называется масса m жидкости, содержащаяся в единице объема V . Для однородных жидкостей

$$\rho = m / V. \quad (5.1)$$

Плотность зависит от рода жидкости, температуры и давления. Например, для воды при температуре 4 °C и атмосферном давлении $p_a = 0,1013$ МПа имеем $\rho = 1000$ кг/м³. Масло для гидравлических систем АМГ-30 при температуре 50 °C имеет плотность 850 кг/м³.

При увеличении температуры плотность жидкостей, как правило, уменьшается. Исключение составляет только вода в интервале температур от 0 °C до 4 °C.

Удельным весом γ , Н/м³, называют вес G единицы объема жидкости. Для однородных жидкостей

$$\gamma = G / V. \quad (5.2)$$

Удельный вес и плотность связаны между собой зависимостью $\gamma = \rho \cdot g$, где $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

Сжимаемость – свойство жидкости изменять свой объем под действием давления.

Сжимаемость характеризуют коэффициентом объемного сжатия β_p , Па⁻¹, который выражает относительное изменение объема, приходящееся на единицу изменения давления:

$$\beta_p = -\Delta V / (V \cdot \Delta p), \quad (5.3)$$

где ΔV – приращение объема, обусловленное приращением давления на величину Δp .

Учитывая, что $\Delta V = V_1 - V_0$, получим

$$V_1 = V_0 (1 - \beta_p \cdot \Delta p), \quad (5.4)$$

где V_0 – первоначальный объем;

V_1 – объем, занимаемый жидкостью после изменения давления на величину Δp .

Величину, обратную коэффициенту объемного сжатия, называют *объемным модулем упругости жидкости* $E_{ж}$, Па: $E_{ж} = 1/\beta_p$.

Через модуль $E_{ж}$ формулу (5.3) можно записать в виде зависимости

$$\Delta V / V_0 = -\Delta p / E_{ж}, \quad (5.5)$$

которую называют *обобщенным законом Гука*.

Различают адиабатный и изотермический модули упругости. Первый больше второго приблизительно в 1,5 раза и проявляется при быстротечных процессах сжатия, происходящих без теплообмена с окружающей средой. При изотермическом процессе неизменна температура. Для воды изотермический модуль упругости при атмосферном давлении составляет приблизительно 2000 МПа. Как следует из уравнения (5.5), при повышении давления на 0,1 МПа объем воды уменьшается всего лишь на 1/20 000 часть. Такого же порядка модуль упругости и для других жидкостей. Например, для минеральных масел он приблизительно равен 1200 МПа.

Температурное расширение характеризуется коэффициентом объемного расширения β_T , который представляет собой относительное изменение объема при изменении температуры T на 1 % и постоянном давлении:

$$\beta_T = \Delta V / (V_0 \cdot \Delta T), \quad (5.6)$$

где ΔV – приращение объема, обусловленное изменением температуры на величину ΔT .

Учитывая, что $\Delta V = V_1 - V_0$, получим

$$V_1 = V_0 (1 + \beta_T \Delta T). \quad (5.7)$$

Для минеральных масел при давлениях до 15 МПа β_T можно в среднем принять равным $800 \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$. Для воды в условиях атмосферного давления коэффициент возрастает с $14 \cdot 10^{-6}$ при $t = 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $719 \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ при $t = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Вязкость – свойство жидкости оказывать сопротивление относительному движению (сдвигу) ее частиц. Сила взаимодействия, возникающая между слоями текущей жидкости, определяется по *закону жидкостного трения Ньютона – Петрова*

$$F_{mp} = \pm \mu \cdot (d\upsilon / dn) \cdot A, \quad (5.8)$$

где μ – коэффициент пропорциональности, получивший название «динамическая вязкость», Па·с;

$d\upsilon/dn$ – градиент скорости;

A – площадь соприкасающихся слоев.

Если уравнение (5.8) разделить на A , получим

$$\tau = \pm \mu (d\upsilon / dn). \quad (5.9)$$

Таким образом, динамическая вязкость при единичном градиенте скорости равна касательному напряжению τ .

Наряду с динамической часто используют кинематическую вязкость ν :

$$\nu = \mu / \rho. \quad (5.10)$$

В системе СИ кинематическую вязкость измеряют в $\text{м}^2/\text{с}$. Также на практике широко используются внесистемные единицы: стоксы (Ст) и сантистоксы (сСт). $1\text{Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с}; 1 \text{ сСт} = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Вязкость зависит от рода жидкости и ее температуры. Так, например, кинематическая вязкость воды при температуре 4°C $\nu = 0,0157 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с} = 0,0157 \text{ Ст} = 1,57 \text{ сСт}$.

Парообразование – свойство жидкостей изменять свое агрегатное состояние и превращаться в пар. Давление, при котором жидкость закипает при данной температуре, называется давлением насыщенных паров $p_{н.п.}$, его значение зависит от рода жидкости и ее температуры. Значения $p_{н.п.}$ для различных жидкостей приведены в [2].

Растворимость газов в жидкости характеризуется объемом газа, растворяемого в единице объема жидкости при повышении давления. Относительный объем газа, растворяемого в жидкости до ее полного насыщения, определяется в соответствии с законом Генри

$$V_e / V_{ж} = k (p_2 / p_1), \quad (5.11)$$

где V_e – объем газа, растворяемого в жидкости объемом $V_{ж}$ при повышении давления от p_1 до p_2 ;

k – коэффициент растворимости, зависящий от рода жидкости и газа.

Коэффициент растворимости воздуха при 20°C имеет следующие значения: для воды $k = 0,016$; для минеральных масел $k = 0,08$.

Поверхностное натяжение и капиллярность. Поверхность жидкости подвержена воздействию сил поверхностного натяжения, стремящихся придать объему жидкости сферическую форму и вызывающих в ней дополнительное давление [2]. Наличием этого дополнительного давления объясняется явление капиллярности, проявляющееся в том, что в открытых трубках малого диаметра, погруженных одним концом в жидкость, последняя устанавливается выше уровня при вогнутом мениске или ниже его – при выпукло. Вогнутый мениск образуется в том случае, если жидкость смачивает поверхность трубы (например, вода – стекло), а выпуклый – если поверхность трубы не смачивается жидкостью (например, ртуть – стекло).

5.2 Физические свойства газов

Газы, в отличие от жидкостей, характеризуются значительной сжимаемостью и высокими значениями температурного расширения [2].

Термодинамическое состояние газа в любой момент времени характеризуется тремя величинами: давлением p , абсолютной температурой T и удельным

объемом ω (удельный объем – объем единицы массы газа, т. е. $\omega = 1/\rho$). Связь между этими величинами устанавливается уравнением состояния

$$p \cdot \omega = R \cdot T, \quad (5.12)$$

где R – газовая постоянная, определяемая как работа расширения 1 кг газа при нагревании его на 1 °C, Дж/(кг·°C); она различна для разных газов, но не зависит от температуры и давления.

Например, для воздуха $R = 287$ Дж/(кг·°C), для азота $R = 296,8$ Дж/(кг·°C).

Термодинамические процессы часто протекают таким образом, что одну из трех величин, характеризующих состояние системы, можно считать постоянной. В связи с этим различают процессы: изобарный ($p = \text{const}$), изохорный ($\omega = \text{const}$), изотермический ($T = \text{const}$). Процесс, происходящий без теплообмена с окружающей средой, называют адиабатным. Для адиабатного процесса

$$p \cdot \omega^k = \text{const} \text{ или } p/\rho^k = \text{const}, \quad (5.13)$$

где k – показатель адиабаты, $k = c_p / c_v$ (c_p, c_v – изобарная и изохорная теплоемкости соответственно).

Поскольку в реальных условиях происходит некоторый обмен тепла, изменение состояния газа определяется по политропе. Уравнение для политропного процесса имеет вид

$$p \cdot \omega^n = \text{const} \text{ или } p/\rho^n = \text{const}, \quad (5.14)$$

где n – показатель политропы; при $n = 1$ имеет место изотермический процесс, при $n = k$ – адиабатный.

Показатель адиабаты при 0 °C и атмосферном давлении для воздуха $k = 1,41$. Плотность воздуха при этих условиях $\rho = 1,293$ кг/м³.

Вязкость газов, в отличие от жидкостей, увеличивается с повышением температуры. Для большинства газов вязкость практически не зависит от давления при его изменении от 0 до 0,5 Мпа. При повышении же давления от 0 до 9 МПа вязкость увеличивается примерно в 5 раз. Воздух при 0 °C и атмосферном давлении имеет кинематическую вязкость $\nu = 13,2 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

5.3 Экспериментальное определение вязкости

Измерение вязкости осуществляется вискозиметром Энглера.

Вискозиметр Энглера используют для измерения вязкости жидкостей, более вязких, чем вода.

5.4 Экспериментальная установка

5.4.1 Вискозиметр Энглера. В работе для измерения вязкости минерального масла используется вискозиметр Энглера типа ВУ, схема которого приведе-

на на рисунке 5.1. Он состоит из цилиндрических резервуаров 1 и 2, установленных соосно. В дне резервуара 1 выполнено короткое калиброванное отверстие 3 диаметром 2,8 мм, через которое вытекает исследуемая жидкость. Отверстие закрывается стержнем 4, который имеет снизу коническую поверхность. На внутренней поверхности резервуара 1 нанесена риска 5, являющаяся указателем уровня исследуемой жидкости и горизонтальности установки вискозиметра. При горизонтальной установке вискозиметра свободная поверхность исследуемой жидкости (при частичном заполнении резервуара 1) должна быть параллельна риске 5. Регулировка обеспечивается путем изменения длины ножек, на которых установлен вискозиметр. Пространство между резервуарами 1 и 2 заполнено термостатирующей жидкостью (в данном случае водой), которая подогревается электронагревателем 6. Для регулирования температуры служит регулятор мощности 7. Мешалка 8 предназначена для размешивания термостатирующей жидкости с целью достижения равномерного прогрева исследуемой жидкости в резервуаре 1.

Резервуары 1 и 2 сверху закрыты крышками 9 и 10 с установленными в них термометрами 11 и 12. Термометр 11 используется для измерения температуры исследуемой жидкости, а термометр 12 – для контроля температуры термостатирующей жидкости.

Исследуемая жидкость из резервуара 1 вытекает в колбу 13.

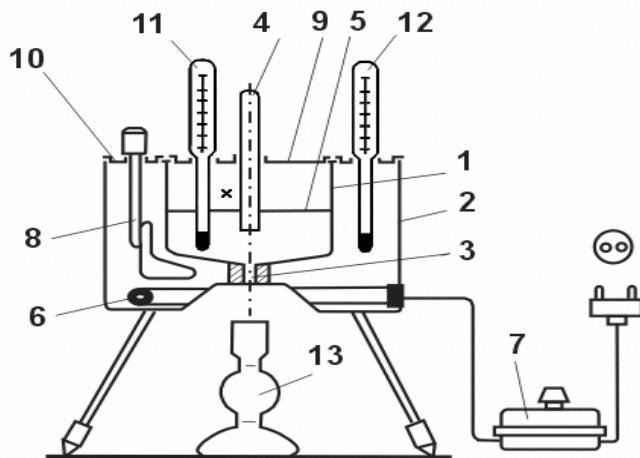


Рисунок 5.1 – Схема вискозиметра Энглера

5.5 Проведение испытаний

5.5.1 Определение вязкости минерального масла с помощью вискозиметра Энглера. Перед началом работы следует убедиться в наличии воды между резервуарами 1 и 2, а также при необходимости очистить резервуар 1.

Затем необходимо вынуть термометр 11, снять крышку 9, закрыть стержнем 4 калиброванное отверстие 3 и залить в резервуар 1 до риски 5 исследуемую жидкость. При этом следует обратить внимание на правильность установки вискозиметра, отрегулировав при необходимости горизонтальность его установки. Закрыть крышкой 9 резервуар 1 и вставить термометр 11. Снизу под

калиброванное отверстие подставить чистую колбу 13, вынуть стержень 4, включить секундомер и замерить время t истечения 200 см^3 исследуемой жидкости. Колбу 13 необходимо установить таким образом, чтобы жидкость стекала по ее стенкам, не образуя при этом пены. При проведении опыта следует по термометру 11 зафиксировать температуру исследуемой жидкости T .

Далее необходимо жидкость из колбы залить в резервуар 1, включить электронагреватель, повысить температуру исследуемой жидкости на $5 \text{ }^\circ\text{C}\dots10 \text{ }^\circ\text{C}$ и повторить опыт. Всего необходимо выполнить 3 опыта.

Температура исследуемой жидкости в последнем опыте с целью обеспечения безопасности работ не должна превышать $60 \text{ }^\circ\text{C}\dots70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Результаты опытов занести в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Результаты исследований по определению вязкости масла

Номер опыта	Температура жидкости $T, \text{ }^\circ\text{C}$	Время истечения $200 \text{ см}^3 t, \text{ с}$	Условная вязкость $^\circ\text{BY}$	Кинематическая вязкость $\nu, \text{ м}^2/\text{с}$	Динамическая вязкость $\mu, \text{ Па}\cdot\text{с}$
1					
2					
3					

5.6 Обработка результатов

5.6.1 Определение вязкости минерального масла с помощью вискозиметра Энглера.

Используя результаты опытов (см. таблицу 5.1), определяют условную вязкость:

$$^\circ\text{BY} = \frac{t}{t_B}, \quad (5.15)$$

где t – время истечения из вискозиметра 200 см^3 исследуемой жидкости при данной температуре;

t_B – время истечения из вискозиметра 200 см^3 дистиллированной воды при $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (для используемого в лабораторной работе вискозиметра $t_B = 51 \text{ с}$. Это время еще называют постоянной вискозиметра или водным числом).

Зная условную вязкость, кинематическую вязкость можно определить, например, по эмпирической формуле Уббелоде

$$\nu = 0,0731 \cdot {}^\circ\text{BY} - 0,0631 / {}^\circ\text{BY}, \text{ см}^2/\text{с}. \quad (5.16)$$

Динамическая вязкость

$$\mu = \nu \cdot \rho. \quad (5.17)$$

Исследуемой жидкостью в данной работе является минеральное масло МГЕ-46В ($\rho = 870 \text{ кг}/\text{м}^3$).

Результаты вычислений заносятся в таблицу 5.1. Полученные значения коэффициентов вязкости сопоставляются со справочными.

По результатам исследований необходимо построить график $v = f(T)$.

Контрольные вопросы

- 1 Физические свойства жидкостей и газов.
- 2 Закон жидкостного трения Ньютона – Петрова.
- 3 Методика определения вязкости жидкостей с помощью вискозиметра Энглера, понятие условной вязкости.

6 Практическая работа № 6. Изучение устройства и определение рабочих и кавитационных характеристик шестеренного насоса

Цель работы:

- изучение устройства шестеренного насоса;
- изучение технических показателей объемных насосов;
- изучение методики и экспериментальное определение рабочих и кавитационных характеристик насоса.

6.1 Краткие теоретические сведения

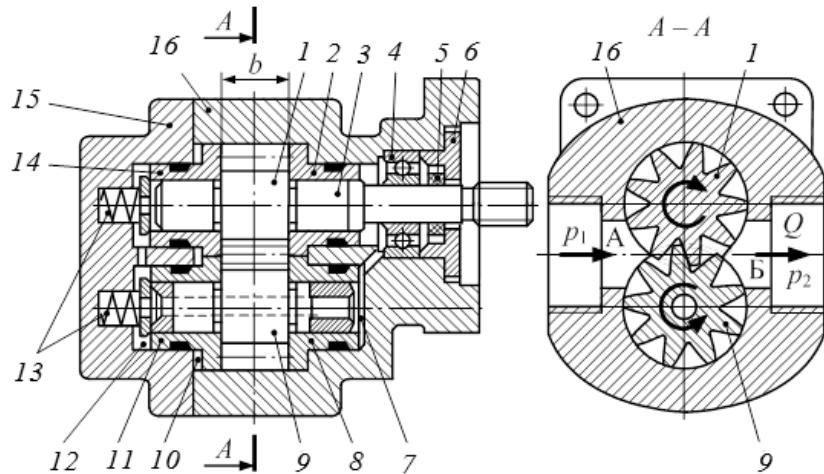
Шестеренные насосы относятся к объемным роторно-вращательным машинам.

Объемной называется гидромашина, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры [3, с. 272]. Под рабочей камерой объемной гидромашины понимается ограниченное пространство, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся со входом и выходом насоса.

На рисунке 6.1 показана одна из конструктивных схем шестеренного насоса с внешним зацеплением шестерен.

Насос содержит две одинаковые шестерни 1 и 9, установленные на подшипниках скольжения. Шестерня 1 выполнена заодно с валом 3. Кроме подшипников скольжения, вал 3 установлен также и на подшипник качения 4. Количество рабочих камер равно суммарному числу зубьев на обеих шестернях. Рабочие камеры расположены во впадинах между зубьями и ограничены внутренней поверхностью корпуса 16 и буртиками втулок подшипников скольжения. Зубья шестерен являются вытеснителями. И рабочие камеры, и вытеснители совершают вращательное движение. Рабочая жидкость со входа насоса (полость А) на выход (полость Б) переносится во впадинах между зубьями шестерен. Разрежение на входе (А) насоса создается благодаря тому, что зубья при выходе из зацепления освобождают пространство, занимаемое ими во впа-

динах. Этим обеспечивается такое свойство насоса, как *самовсасывание*, что означает способность насоса создавать разрежение на входе в насос, заполненном в начальный момент воздухом, достаточное для подъема рабочей жидкости до уровня насоса. При работе насоса жидкость с выхода (Б) стремится перетекать на вход (А).



1, 9 – шестерни; 2, 8, 11, 14 – втулки подшипников скольжения; 3 – вал; 4 – подшипник качения; 5 – манжета; 6 – крышка вала; 7, 12 – полости низкого давления; 10 – полость высокого давления; 13 – пружины; 15 – крышка насоса; 16 – корпус; b – ширина шестерни; А, Б – полости низкого p_1 и высокого p_2 давлений соответственно; Q – подача насоса

Рисунок 6.1 – Шестеренный насос

Это происходит под действием перепада давлений p_2-p_1 . Внутренние утечки в насосе (с выхода Б на вход А) происходят через радиальные зазоры между зубьями и корпусом 16, а также через торцевые зазоры между боковыми поверхностями шестерен и буртиками втулок подшипников скольжения. Радиальные зазоры между зубьями и корпусом насоса трудно выполнить самоуплотняющимися, хотя в отдельных конструкциях предлагаются технические решения, направленные на решение этой проблемы. Их величина зависит от точности изготовления корпуса, шестерен и подшипников. Для уменьшения утечек через торцевые зазоры у большинства насосов, работающих при давлениях более 10 МПа, применяется *гидравлический поджим* деталей, установленных по торцам шестерен. В конструкции насоса на рисунке 6.1 это достигается соединением полости 10 с выходом насоса Б. Под действием сил давления жидкости, создаваемых в полости 10, втулки подшипников скольжения поджимаются к боковым поверхностям шестерен, что приводит к уменьшению торцевых зазоров. В начальный момент работы насоса поджим втулок осуществляется пружинами 13. Торцевые полости 7 и 12 соединены со входом А насоса (давлением p_1).

Основные технические параметры объемных насосов:

- рабочий объем насоса V_o ;
- теоретическая (идеальная) подача насоса Q_T ;

- подача насоса (действительная) Q_H ;
- давление насоса p_H ;
- мощность насоса N_H ;
- полезная мощность насоса N_n ;
- полный КПД насоса η_h ;
- объемный КПД насоса η_o ;
- гидравлический КПД насоса η_e ;
- механический КПД насоса η_m ;
- гидромеханический КПД насоса η_{em} .

Рабочий объем насоса

$$V_0 = k V_{\text{кам}} z , \quad (6.1)$$

где k – кратность насоса (равна числу подач рабочей жидкости одной камерой за один рабочий цикл, который для большинства типов насосов происходит за один оборот вала);

$V_{\text{кам}}$ – объем рабочей камеры, м³;

z – число рабочих камер.

Рабочий объем насоса численно равен объему рабочей жидкости, которую теоретически может подать насос за один оборот вала.

Теоретическая или идеальная подача насоса

$$Q_T = V_0 n , \quad (6.2)$$

где n – частота вращения вала насоса, с⁻¹ (об/с).

Подача насоса (действительная)

$$Q_H = K_Q Q_T = K_Q V_0 n , \quad (6.3)$$

где K_Q – коэффициент подачи насоса, характеризует внутренние утечки в насосе (перетечки жидкости с выхода на вход насоса через зазоры между сопрягаемыми поверхностями, а также утечки рабочей жидкости, отводимые из корпуса насоса через дренажную линию, если такая в насосе имеется).

Из выражения (6.3) следует, что

$$\eta_o = \frac{Q_H}{Q_T} . \quad (6.4)$$

Давление объемного насоса приближенно можно определить как

$$p_H = p_2 - p_1 , \quad (6.5)$$

где p_1, p_2 – абсолютные давления на входе и выходе насоса соответственно, Па.

Если давление p_2 – избыточное, а p_1 – вакуумметрическое, то в формуле (6.5) вместо знака минус необходимо использовать знак плюс.

Мощность насоса N_H – это мощность, подводимая к насосу:

$$N_H = M \omega , \quad (6.6)$$

где M – крутящий момент на валу насоса, Н·м;

ω – угловая скорость вала насоса, рад/с.

Полезная мощность насоса

$$N_n = p_H Q_H . \quad (6.7)$$

Полный КПД насоса

$$\eta_H = N_n / N_H . \quad (6.8)$$

В свою очередь, полный КПД насоса равен произведению объемного, гидравлического и механического КПД:

$$\eta_H = \eta_o \eta_e \eta_m . \quad (6.9)$$

Гидромеханический КПД

$$\eta_{em} = \eta_e \eta_m . \quad (6.10)$$

Все известные в настоящее время насосы имеют два типа характеристик:

- 1) рабочие;
- 2) кавитационные.

Рабочие характеристики для объемного насоса представляют собой зависимости подачи Q_H , полезной мощности N_n , полного η_H и объемного η_o КПД от давления насоса p_H . Определяют рабочие характеристики при постоянной частоте вращения вала насоса, т. е. при $n = \text{const}$.

Кавитационные характеристики насоса представляют собой зависимости основных технических показателей насоса (подачи Q_H , полезной мощности насоса N_n , КПД насоса η_H и η_o) от давления на входе в насос p_1 . Иногда при построении кавитационных характеристик по оси абсцисс откладывают не p_1 , а вакуумметрическую высоту всасывания H_v (в метрах).

$$H_v = \frac{p_1^{\text{вак}}}{\rho g} , \quad (6.11)$$

где $p_1^{\text{вак}}$ – вакуумметрическое давление на входе в насос, Па;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

6.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является шестеренный насос Н1 (см. рисунок 6.1) типа НШ10-3 (рабочий объем $V_o = 10$ см³, объемный КПД $\eta_o = 0,92$, полный КПД $\eta_H = 0,8$).

При проведении испытаний по определению рабочих характеристик необходимо учитывать, что в напорной линии насоса Н1 установлен предохранительный клапан КП1, т. е. в данной работе определяются рабочие характеристики

стки насоса совместно с предохранительным клапаном.

6.2.1 Подготовка установки к работе. Перед включением стенда необходимо убедиться, что:

- вентиль В1 (установлен снизу на баке слева) полностью открыт (маховик управления полностью вывернут против часовой стрелки);
- полностью вывернут по часовой стрелке маховик управления регулируемым дросселем ДР1 (этому положению соответствует максимальное проходное сечение дросселя);
- тумблеры управления гидрораспределителями установлены: Р1 – в положение «Выкл.», Р2 – в положение «Выкл.», Р3 – в положение «Выкл.».

6.2.2 Определение рабочих характеристик. Включить электрическое питание стенда, электродвигателя М1, электронного секундомера, тахометра n_{H1} . Тумблер переключения режимов работы секундомера SA3 установить в положения «Ручн.». Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

Включить тумблер Р1 в положение «Вкл.1», а тумблер Р3 – в положение «Вкл.».

При различных настройках регулируемого дросселя ДР1 провести шесть опытов. В каждом опыте необходимо измерять:

- давление p_1 (по вакуумметру, установлен снизу);
- давление p_2 (по манометру МН1);
- частоту вращения вала насоса n (для определения частоты вращения n в количестве оборотов в секунду показание тахометра n_{H1} необходимо делить на 2);
- мощность $N_{\mathcal{E}}$, подводимую к электродвигателю М1 (по киловаттметру, 1 деление = 200 Вт);
- время t прохождения через расходомер РА объема жидкости $W_{\mathcal{H}}$ (принять $W_{\mathcal{H}} = 10 \text{ дм}^3 = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$).

Результаты измерений занести в таблицу 6.1.

6.2.3 Определение кавитационных характеристик. Тумблеры управления гидрораспределителями должны быть в том же положении, что и в п. 6.2.2. С помощью регулируемого дросселя ДР1 установить давление в напорной линии насоса по манометру МН1, равное, например, 1 МПа. При различных степенях закрытия вентиля В1 провести серию опытов. В каждом опыте измерять все величины, которые измерялись при определении рабочих характеристик (см. п. 6.2.2).

Результаты измерений занести в таблицу 6.2.

В процессе определения кавитационных характеристик первоначальную настройку регулируемого дросселя ДР1 не изменять.

После завершения опытов по определению кавитационных характеристик необходимо полностью открыть вентиль В1.

После выполнения всех опытов необходимо тумблеры управления гидро-

распределителями Р1 и Р3 установить в положение «Выкл.», отключить электропитание тахометра, секундометра, электродвигателя М1 и стенда.

Таблица 6.1 – Результаты исследований по определению рабочих характеристик насоса

Номер опыта	1	...	6
Показание вакуумметра p_1 , МПа			
Номер опыта	1	...	6
Показание манометра p_2 , МПа			
Показание киловаттметра $N_{\text{Э}}$, Вт			
Частота вращения вала насоса n , об/с			
Время t прохождения через расходомер объема $W_{\text{ж}}$ жидкости, с			
Объем жидкости, проходящей через расходомер, $W_{\text{ж}}$, м ³	$1 \cdot 10^{-2}$		
Подача насоса Q_H (действительная), м ³ /с			
Теоретическая подача насоса Q_T , м ³ /с			
Давление насоса p_H , МПа			
Мощность насоса N_H , Вт			
Объемный КПД η_o			
Полезная мощность насоса N_n , Вт			
Полный КПД насоса η_H			

Таблица 6.2 – Результаты исследований по определению кавитационных характеристик насоса

Номер опыта	1	...	6
Показание вакуумметра p_1 , МПа			
Показание манометра p_2 , МПа			
Показание киловаттметра $N_{\text{Э}}$, Вт			
Частота вращения вала насоса n , об/с			
Время t прохождения через расходомер объема $W_{\text{ж}}$ жидкости, с			
Объем жидкости, проходящей через расходомер, $W_{\text{ж}}$, м ³	$1 \cdot 10^{-2}$		
Подача насоса Q_H (действительная), м ³ /с			
Теоретическая подача насоса Q_T , м ³ /с			
Давление насоса p_H , МПа			
Мощность насоса N_H , Вт			
Объемный КПД η_o			
Полезная мощность насоса N_n , Вт			
Полный КПД насоса η_H			

6.3 Обработка результатов

Подача насоса Q_H (действительная) равна расходу жидкости в напорной линии. Поэтому

$$Q_H = \frac{W_{\mathcal{K}}}{t} .$$

Теоретическая подача насоса Q_T определяется по формуле (6.2), давление насоса p_H – по формуле (6.5).

Мощность насоса

$$N_H = \eta_{ЭД} N_Э ,$$

где $\eta_{ЭД}$ – КПД электродвигателя М1, принять $\eta_{ЭД} = 0,82$.

Объемный КПД насоса η_o , полезная мощность насоса N_n , полный КПД насоса η_H вычисляются по формулам (6.4), (6.7), (6.8).

Величина абсолютного давления на входе в насос

$$p_{a1} = p_0 - p_1,$$

где p_0 – атмосферное давление, $p_0 = 0,1$ МПа.

После выполнения вычислений построить:

- 1) рабочие характеристики насоса: $Q_H = f_1(p_H)$, $N_H = f_2(p_H)$, $\eta_o = f_3(p_H)$, $\eta_H = f_4(p_H)$;
- 2) кавитационные характеристики насоса: $Q_H = f_5(p_{a1})$, $N_H = f_6(p_{a1})$, $\eta_o = f_7(p_{a1})$, $\eta_H = f_8(p_{a1})$.

Контрольные вопросы

- 1 Назначение элементов и устройство стенда.
- 2 Основные технические параметры объемных насосов.
- 3 Схемы шестеренных насосов. Устройство шестеренного насоса.
- 4 Физический смысл кавитации в насосах, последствия кавитации.
- 5 Методика определения рабочих и кавитационных характеристик шестеренного насоса.
- 6 Анализ результатов испытаний шестеренного насоса.

7 Практическая работа № 7. Исследование характеристик объемного регулируемого гидропривода с поступательным движением выходного звена

Цель работы:

- изучение устройства регулируемого гидропривода с поступательным движением выходного звена (с дроссельным принципом регулирования);
- экспериментальное определение характеристик гидропривода.

7.1 Краткие теоретические сведения

Объемный гидропривод [3, с. 379] – это совокупность объемных гидромашин, гидроаппаратуры, гидролиний и вспомогательных устройств, предназначенная для передачи энергии и преобразования движения посредством жидкости.

КПД гидропривода определяется из следующего выражения:

$$\eta_{en} = \frac{N_{\Pi}}{N_H}, \quad (7.1)$$

где N_{Π} – полезная мощность при работе гидродвигателя (гидропривода), Вт;

N_H – мощность, подводимая к насосу (к гидравлической системе), Вт.

Полезная мощность при работе выходного звена регулируемого гидропривода с поступательным движением (при работе гидроцилиндра)

$$N_{\Pi} = Fv_u, \quad (7.2)$$

где F – нагрузка на штоке гидроцилиндра, Н;

v_u – скорость перемещения штока гидроцилиндра, м/с.

Мощность, подводимая к насосу,

$$N_H = Q_H p_H / \eta_H, \quad (7.3)$$

где Q_H – действительная подача насоса, м³/с;

p_H – давление насоса, Па;

η_H – полный КПД насоса.

7.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является объемный гидропривод с поступательным движением выходного звена. Выходное звено привода – шток гидроцилиндра Ц1. Энергия, подводимая к гидроприводу, поступает к шестеренному насосу Н1 типа НШ10-3. Гидроцилиндр Ц1 установлен на стенде снизу. Обозначение гидроцилиндра – ГЦ 63.200.16.000 (диаметр цилиндра $D = 63$ мм, ход штока $h = 200$ мм, диаметр штока $d = 25$ мм).

7.2.1 Подготовка стенда к работе. Перед включением стенда необходимо убедиться, что вентиль В1 (установлен снизу на баке слева) полностью открыт (маховик управления полностью вывернут против часовой стрелки).

Тумблеры управления гидрораспределителями Р1, Р2 и Р3 должны находиться в положении «Выкл.».

7.2.2 Испытания гидропривода. Включить питание стенда и электродвигателей М1 и М2. Дать возможность стенду поработать в течение 3...5 мин.

Включить питание секундометра, переключить с помощью тумблера SA3 секундомер в режим работы «Аvt.».

Установить с помощью клапана КП2 давление в поршневой полости гидроцилиндра Ц2 (по манометру МН5), равное 2 МПа.

Тумблер управления распределителем Р1 установить в положение «Вкл. 1».

При различных настройках регулятора расхода РР2 провести семь опытов. При проведении каждого опыта тумблер Р2 переключать в положение «Вкл. 1». При этом шток нижнего цилиндра Ц1 будет выдвигаться, т. е. будет происходить рабочий ход, в течение которого следует выполнить все необходимые измерения.

Втягивание штока цилиндра Ц1 (холостой ход) обеспечивается при установке Р2 в положение «Вкл 2.».

Первый опыт целесообразно начинать при минимальной скорости выдвижения штока цилиндра Ц1, что достигается поворотом маховика управления регулятором расхода РР2 против часовой стрелки.

Во время проведения каждого опыта необходимо измерять:

- давления $p_{вак}$ по вакуумметру В и p_1, p_4, p_5 по манометрам МН1, МН4 и МН5;
 - время выдвижения штока цилиндра Ц1 $t_{у1}$ – по секундомеру (перед каждым опытом необходимо обнулять показания цифрового табло секундомера, воздействуя на кнопку «Сброс»);
 - мощность $N_{\mathcal{E}}$ на входе электродвигателя М1 (по киловаттметру, 1 деление = 200 Вт).

Результаты записать в таблицу 7.1.

Таблица 7.1 – Результаты испытаний регулируемого гидропривода с поступательным движением выходного звена

После выполнения всех опытов необходимо отключить питание секундометра, электромагнитов распределителей Р1 и Р2 (тумблеры установить в положение «Выкл.»), электродвигателей М1 и М2 и стенда.

7.3 Обработка результатов

Мощность насоса (подводимая к насосу)

$$N_H = \eta_{\varTheta} / N_{\varTheta} ,$$

где η_{\varTheta} – КПД электродвигателя, $\eta_{\varTheta} = 0,82$.

Скорость выдвижения штока гидроцилиндра Ц1 определяется по формуле

$$v_{Ц1} = h / t_{Ц1} ,$$

где h – ход штока гидроцилиндра, м;

$t_{Ц1}$ – время выдвижения штока, с.

Нагрузка на штоке гидроцилиндра Ц1

$$F = \frac{\pi}{4} [p_5 D^2 - p_4 (D^2 - d^2)] / \eta_{м.у} ,$$

где D, d – диаметры поршня и штока гидроцилиндра Ц1 соответственно, м;

$\eta_{м.у}$ – механический КПД гидроцилиндра.

Полезную мощность N_{Π} и КПД гидропривода η_{en} необходимо вычислять по формулам (7.2) и (7.1).

По данным таблицы 7.1 необходимо построить графическую зависимость энергетической характеристики $\eta_{en} = f(v_{Ц})$.

Контрольные вопросы

1 Схема и устройство подсистемы стенда для исследований гидропривода с поступательным движением выходного звена.

2 Классификация объемных гидравлических приводов.

3 Принципы построения гидроприводов с дроссельным регулированием скорости выходного звена.

4 Возможные схемы установки дросселя, их достоинства и недостатки.

5 Виды статических и динамических характеристик.

6 Методика определения КПД гидропривода.

7 Анализ результатов исследований.

8 Практическая работа № 8. Изучение устройства и определение характеристик гидроцилиндра и аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора. Определение КПД гидропривода

Цель работы:

- изучение устройства объемного регулируемого гидропривода с вращательным движением выходного звена (с дроссельным принципом регулирования);
- экспериментальное определение характеристик гидропривода.

8.1 Краткие теоретические сведения

В объемном гидроприводе с вращательным движением выходного звена используется объемный гидродвигатель вращательного движения – гидромотор. В качестве последнего применен нерегулируемый реверсивный аксиально-поршневой гидромотор с наклонным диском (тип Г15-21Р).

Возможности реверсирования вращения вала гидромотора на стенде не используются. Это значит, что вал мотора вращается всегда в одном направлении. Обусловлено это тем, что для создания нагрузки на валу гидромотора используется нереверсивный шестеренный насос Н2 (тип НШ10-3).

Изменение давления в напорной линии насоса Н2 осуществляется с помощью регулируемого дросселя ДР2. При увеличении давления в напорной линии насоса увеличивается нагрузка на валу гидромотора М.

На муфте, соединяющей гидромотор М с насосом Н2, установлен светодиодный первичный преобразователь электронного тахометра, позволяющего измерять частоту вращения вала гидромотора и насоса Н2. Показания тахометра отображаются на панели в цифровом виде.

Регулирование угловой скорости вращения вала гидромотора в рассматриваемом гидроприводе с дроссельным принципом регулирования происходит за счет управления величиной расхода Q рабочей жидкости, поступающей в гидромотор.

На вход гидромотора М поступает рабочая жидкость от основного насоса стенда Н1. Изменение расхода на входе гидромотора осуществляется с помощью двухлинейного регулятора расхода РР1. Каждому положению маховика управления регулятором РР1 соответствует определенное значение расхода на его выходе. Причем величина расхода, дозируемого регулятором, не зависит от уровня давлений на входе и выходе РР1. Избыток подачи основного насоса Н1 по отношению к дозирующему регулятором РР1 расходу направляется на слив через предохранительный клапан КП1.

Рассмотренные в подразд. 5.1 схемы установки дросселя при реализации принципа дроссельного регулирования в гидроприводе с поступательным движением выходного звена применимы и для гидропривода с вращательным движением выходного звена.

Описанные в подразд. 5.1 статические и динамические характеристики определяют также и для гидропривода с вращательным движением выходного звена. Отличие заключается лишь в том, что в качестве фазовых переменных используются угловая скорость ω_m или частота вращения n_m вала гидромотора и момент M на валу гидромотора (при исследованиях гидропривода с поступательным движением выходного звена фазовыми переменными принимались скорость перемещения v_u и величина усилия F на штоке гидроцилиндра).

КПД объемного гидропривода с вращательным движением выходного звена гидропривода рассчитывается по формуле (7.1).

При этом полезная мощность при работе гидромотора

$$N_P = M_m \omega_m , \quad (8.1)$$

где M_m – момент на валу гидромотора, Н·м;

ω_m – угловая скорость вала гидромотора, рад/с.

$$\omega_m = 2\pi n_m , \quad (8.2)$$

где n_m – частота вращения, с⁻¹.

8.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является объемный гидропривод с вращательным движением выходного звена. Выходное звено привода – вал гидромотора М (тип Г15-21Р). Подводимая к гидроприводу энергия поступает через вал электродвигателя к насосу Н1 (тип НШ10-3).

8.2.1 Подготовка стенда к работе. Перед включением стенда необходимо убедиться, что вентиль В1 (установлен снизу на баке слева) полностью открыт (маховик управления полностью вывернут против часовой стрелки).

Тумблеры управления гидрораспределителями Р1, Р2 и Р3 должны находиться в положении «Выкл.».

Маховик управления регулятором расхода РР1 повернуть до ограничения по часовой стрелке.

Маховик управления регулируемым дросселем ДР2 повернуть до ограничения по часовой стрелке.

8.2.2 Испытания гидропривода. Включить питание стенда, электродвигателя М1 и тахометра n_m . Дать возможность стенду поработать в течение 3...5 мин.

Тумблер управления гидрораспределителем Р1 установить в положение «Вкл. 2». При этом вал гидромотора начнет вращаться, что будет видно по тахометру.

Необходимо при различных настройках регулятора расхода РР1 провести две серии опытов.

Первая серия опытов проводится при максимальной частоте вращения вала гидромотора, а вторая – при уменьшенной примерно в 2 раза. Для уменьшения

частоты вращения вала гидромотора при переходе ко второй серии опытов необходимо перенастроить регулятор расхода РР1, воздействуя при этом на маховик регулятора.

В каждой серии необходимо провести по семь опытов, изменения в каждом опыте величину нагрузки на валу гидромотора. Изменение нагрузки осуществляется с помощью регулируемого дросселя ДР2.

При повороте маховика управления регулируемым дросселем ДР2 против часовой стрелки уменьшается площадь проходного сечения дросселя, что приводит к росту сопротивления сети, на которую работает насос Н2, и увеличению момента сопротивления на валу гидромотора.

В каждом опыте необходимо регистрировать:

- мощность N_{ϑ} , подводимую к электродвигателю М1 (по киловаттметру, 1 деление по прибору = 200 Вт);
- частоту вращения вала гидромотора n_m (для получения значения n_m , об/с, показание тахометра необходимо разделить на 2);
- давление p_8 в напорной линии насоса Н2 (по манометру МН8).

Результаты испытаний записать в таблицу 8.1.

После выполнения всех экспериментов необходимо:

- тумблер управления гидрораспределителем Р1 установить в положение «Выкл.»;
- выключить электропитание тахометра n_{H1} , электродвигателя М1 и стенда.

Таблица 8.1 – Результаты исследований регулируемого гидропривода вращательным движением выходного звена

Но- мер серии	Номер опыта	Дав- ление p_8 , МПа	Частота вращения вала гид- ромотора n_m , об/с	Показа- ние ки- ловатт- метра N_{ϑ} , Вт	Мощность на валу гидромо- тора N_m , Вт	Момент на валу гидромо- тора M_m , Н·м	КПД гидро- приво- да η_{ep}
I	1						
	...						
	7						
II	1						
	...						
	7						

8.3 Обработка результатов

Мощность насоса (мощность, подводимая к гидроприводу)

$$N_H = \eta_{\vartheta} / N_{\vartheta},$$

где η_{ϑ} – КПД электродвигателя М1, $\eta_{\vartheta} = 0,82$.

Мощность на валу гидромотора (она же мощность на выходе гидропривода, полезная мощность N_P)

$$N \approx V_O n_M p_8 / \eta_{em} ,$$

где V_O – рабочий объем насоса Н2 (НШ10-3), $V_O = 10 \text{ см}^3$;

η_{em} – гидромеханический КПД насоса Н2.

Момент на валу гидромотора

$$M_M = \frac{N_M}{2\pi n_M} ,$$

где n_M – частота вращения вала гидромотора, с^{-1} .

При выполнении вычислений размерности величин должны быть в СИ.

По результатам исследований необходимо построить следующие графические зависимости:

- нагрузочные характеристики $n_M = f(M_M)$;
- энергетические характеристики $n_{en} = f_1(n_M)$ и $n_{en} = f_2(M_M)$.

Контрольные вопросы

1 Схема и устройство подсистемы стенда для исследований гидропривода с вращательным движением выходного звена.

2 Что такое регулируемый гидропривод?

3 Способы реализации принципа дроссельного регулирования скорости движения выходного звена.

4 Возможные схемы включения регулируемого дросселя и регулятора расхода.

5 Методика определения КПД гидропривода.

6 Анализ полученных результатов исследований.

Список литературы

- 1 Гидравлика : учебник и практикум / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов, А. Г. Коваленко, И. В. Кудинов ; под ред. В. А. Кудинова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Юрайт, 2023. — 386 с.
- 2 **Сазанов, И. И.** Гидравлика : учебник / И. И. Сазанов, А. Г. Схиртладзе, В. И. Иванов. – М. : КУРС ; ИНФРА-М, 2022. – 320 с.
- 3 Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод : учеб. пособие / под ред. С. П. Стесина. – 3-е изд., стер. – М. : Академия, 2007. – 336 с.
- 4 **Медведев, В. Ф.** Гидравлика и гидравлические машины : учеб. пособие / В. Ф. Медведев. – Мн. : Выш. шк., 1998. – 311 с.
- 5 Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Мн. : Выш. шк., 1985. – 382 с. : ил.
- 6 **Башта, Т. М.** Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник / Т. М. Башта; С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов ; отв. ред. Т. М. Башта. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с. : ил.
- 7 **Юшкин, В. В.** Гидравлика и гидравлические машины : учеб. пособие / В. В. Юшкин. – Мн. : Выш. шк., 1974. – 272 с.
- 8 **Ивановский, Ю. К.** Основы теории гидропривода : учеб. пособие / Ю. К. Ивановский, К. П. Моргунов. – СПб. ; М. ; Краснодар : Лань, 2018. – 200 с.
- 9 **Наземцев, А. С.** Пневматические и гидравлические приводы и системы : учеб. пособие : в 2 ч. / А. С. Наземцев, Д. Е. Рыбальченко. – М. : ФОРУМ, 2017. – Ч. 2: Гидравлические приводы и системы. Основы. – 304 с. : ил.
- 10 **Корнюшенко, С. И.** Основы объемного гидропривода и его управления : учеб. пособие / С. И. Корнюшенко. – М. : ИНФРА-М, 2016. – 338 с.