

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А. С. Дмитриченко,
Е. С. Санкович, А. Б. Сухоцкий

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

*Рекомендовано
учебно-методическим объединением
по образованию в области природопользования
и лесного хозяйства и учебно-методическим объединением
по химико-технологическому образованию
в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования
по специальностям 1-36 05 01 «Машины и оборудование
лесного комплекса», 1-46 01 01 «Лесоинженерное дело»,
1-46 01 02 «Технология деревообрабатывающих производств»,
1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование
и системы обработки информации»,
1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств
и предприятий строительных материалов»*

Минск 2014

УДК 621.22-82(076.5)

ББК 30.123я73

Д53

Рецензенты:

кафедра «Кораблестроение и гидравлика» Белорусского национального технического университета (доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой *И. В. Качанов*); кандидат технических наук, доцент кафедры гидравлики и гидравлических машин Белорусского государственного аграрного технического университета *С. В. Артемчук*

Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или ее части не может быть осуществлено без разрешения учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет».

Дмитриченко, А. С.

Д53 Гидравлика и гидропривод. Лабораторный практикум : учеб.-метод. пособие для студентов специальностей 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса», 1-46 01 01 «Лесоинженерное дело», 1-46 01 02 «Технология деревообрабатывающих производств», 1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование и системы обработки информации», 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов» / А. С. Дмитриченко, Е. С. Санкович, А. Б. Сухоцкий. – Минск : БГТУ, 2014. – 96 с.

ISBN 978-985-530-325-2.

В учебно-методическом пособии рассмотрены вопросы подготовки и выполнения лабораторных работ по изучению характеристик движения жидкости в трубе, исследованию режимов работы динамических и объемных насосов, ознакомлению с конструкцией и снятию рабочих характеристик элементов гидропривода.

Пособие предназначено для выполнения лабораторных работ по дисциплинам «Гидравлика и гидропривод», «Гидравлика и основы гидропривода», «Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод».

УДК 621.22-82(076.5)

ББК 30.123я73

ISBN 978-985-530-325-2

© УО «Белорусский государственный технологический университет», 2014

© Дмитриченко А. С., Санкович Е. С., Сухоцкий А. Б., 2014

ПРЕДИСЛОВИЕ

Лабораторный практикум предназначен для обучения студентов технических и химико-технологических специальностей.

Объектом исследования в лабораторных работах являются гидравлические системы (сложные и простые трубопроводы, отверстия и насадки), гидравлические машины (насосы и гидродвигатели), гидроаппаратура (дрессели, регуляторы расхода, напорные и редуцирующие клапаны, делители потока). Каждая лабораторная работа содержит основные теоретические положения и расчетные зависимости, которые необходимы для обработки результатов экспериментов; описание лабораторной установки и методику выполнения работы.

Для качественного выполнения задания студент обязан самостоятельно изучить теоретический материал каждой работы и подготовить бланк отчета, который должен включать: цель работы, основные формулы и определения, схему лабораторной установки и ее описание, таблицу обработки измерений.

Перед выполнением работы студент должен пройти инструктаж по технике безопасности и получить разрешение преподавателя на выполнение лабораторной работы. После окончания работы студент обрабатывает экспериментальные данные, оформляет необходимый графический материал, дает оценку полученных результатов и осуществляет защиту выполненной работы.

ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ

Цель работы

1. Изучить устройство и принцип действия приборов для измерения давлений.
2. Освоить пересчет единиц измерения давления при пользовании различными системами измерения.

Теоретическая часть

Гидростатическим давлением p называют сдвливающее напряжение, которое возникает в жидкости под воздействием внешних сил. Его величину можно измерить соответствующими приборами или рассчитать по основному уравнению гидростатики (рис. 1):

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (1)$$

где p_0 – давление, действующие на свободную поверхность жидкости, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, принимаемое 9,8 м/с²; h – расстояние по вертикали от рассматриваемой точки до свободной поверхности жидкости, м.

Основное уравнение гидростатики является математическим выражением закона распределения гидростатического давления в жидкости: гидростатическое давление p в любой точке покоящейся

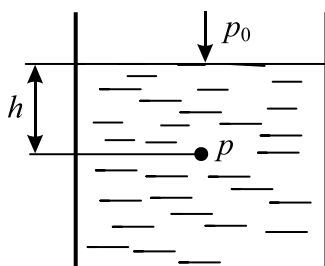


Рис. 1. Сосуд с жидкостью

жидкости равно сумме внешнего давления на свободную поверхность жидкости p_0 и давления столба жидкости высотой h , равной глубине погружения рассматриваемой точки.

На практике существуют две шкалы для измерения давления. Первая шкала носит название абсолютной шкалы давлений. Началом ее служит полное отсутствие давления, т. е. за начало шкалы принят абсолютный нуль давлений (рис. 2).

Вторая шкала называется шкалой избыточного давления. Нуль этой шкалы соответствует атмосферному давлению. При измерении по этой шкале давление может быть как положительным, так и отрицательным. Положительное давление показывает избыток давления над атмосферным и называется избыточным.

Отрицательное давление на этой шкале называют вакуумом, т. е. вакуум – это давление, которого не хватает до атмосферного.

Шкала избыточных давлений удобна при расчете технологических устройств. Как правило, на внутреннюю сторону стенки устройства действует абсолютное давление жидкости, а на внешнюю сторону – атмосферное давление воздуха. Напряжение на стенке создается за счет избыточного давления – разности абсолютного давления внутри устройства и атмосферного давления с внешней стороны.

Избыточное давление определяется по следующей формуле:

$$p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}. \quad (2)$$

Если в формуле (1) $p_0 = p_{\text{атм}}$, то избыточное давление $p_{\text{изб}} = \rho gh$. Вакуумметрическое давление рассчитывается по формуле

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}} = -p_{\text{изб}}. \quad (3)$$

Единицей измерения давлений в системе СИ служит паскаль (Па): $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. Эта единица очень мала, поэтому применяют укрупненные единицы: кПа (килопаскаль) – $1 \text{ кПа} = 1 \cdot 10^3 \text{ Па}$, МПа (мегапаскаль) – $1 \text{ МПа} = 1 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Давление, равное $1 \cdot 10^5 \text{ Па}$, называют баром (бар).

В настоящее время не везде система СИ внедрена в измерительную технику, и приборы имеют шкалу, градуированную в технической системе, где единицей давления является килограмм-сила на квадратный сантиметр (кгс/см^2). Давление, равное 1 кгс/см^2 , называется технической атмосферой (ат): $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \text{ Н/см}^2 = 98\,100 \text{ Па}$.

Широкое распространение получил способ измерения давления в линейных единицах жидкостного столба. Переход к линейным единицам осуществляется по формуле



Рис. 2. Шкалы давлений

$$h = \frac{P}{\rho g}, \quad (4)$$

где h – линейная единица жидкостного столба, м; p – измеряемое давление, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Высота водяного столба, соответствующая атмосферному давлению ($p_{\text{атм}} = 98\,100$ Па), равна:

$$h_{\text{вод. ст}} = \frac{98\,100}{9,81 \cdot 1000} = 10 \text{ м вод. ст.},$$

а ртутного столба

$$h_{\text{рт. ст}} = \frac{98\,100}{9,81 \cdot 13\,600} = 0,736 \text{ мм рт. ст.}$$

Для измерения каждого из названных давлений применяются различные приборы, которые классифицируются по трем основным признакам: род измеряемой величины, принцип действия, класс точности.

В зависимости от рода измеряемой величины приборы делятся на барометры-анероиды (измеряют атмосферное давление), манометры (измеряют избыточное давление), вакуумметры (измеряют вакуумное давление), мановакуумметры, пьезометры (измеряют избыточное и вакуумное давление). Чтобы измерить абсолютное давление, необходимо иметь два прибора: манометр и барометр-анероид – если абсолютное давление больше атмосферного, и вакуумметр и барометр – если абсолютное давление меньше атмосферного.

По принципу действия все приборы делятся на пять групп: жидкостные, механические, поршневые, комбинированные и электрические. Наиболее широко распространены жидкостные и механические приборы.

К **жидкостным** относятся приборы, основанные на гидростатическом принципе действия, заключающемся в том, что измеряемое давление уравнивается давлением столба жидкости. Идея измерения давления по высоте столба жидкости впервые была высказана в 1640 г. итальянским ученым Э. Торричелли и осуществлена итальянским механиком В. Вивiani в 1642 г. и французским ученым Б. Паскалем в 1646 г. До настоящего времени жидкостные приборы не утратили своего значения и находят ши-

рокое применение. Это объясняется простотой их устройства, точностью и надежностью измерения давлений. К жидкостным приборам относятся: пьезометры, U-образные манометры и вакуумметры, наклонные микроманометры, дифференциальные манометры.

Пьезометры – наиболее простые приборы, представляющие собой тонкие стеклянные трубки диаметром 10–15 мм, присоединенные одним концом к резервуару, давление в котором необходимо измерить. Второй конец трубки сообщается с атмосферой (рис. 3, *a*). Трубка помещается на щит с измерительной шкалой. Под действием давления жидкость в трубке поднимается на высоту h , измерив которую определяют величину избыточного давления в точке A в метрах жидкостного столба. Пьезометр удобен для измерения небольших давлений (до 10–20 кПа); для измерения больших давлений необходим пьезометр со слишком длинной трубкой.

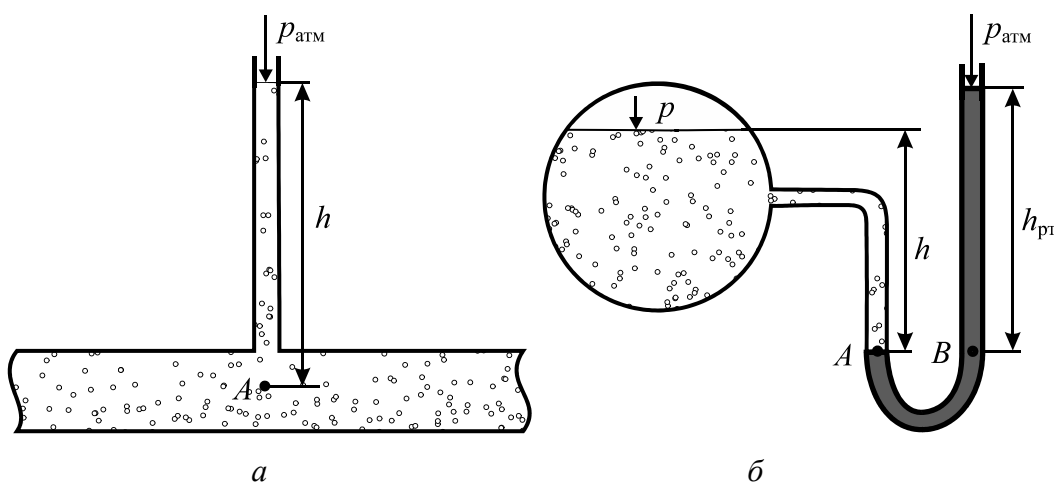


Рис. 3. Пьезометр простой (*a*) и U-образный (*б*)

В этих случаях применяют жидкостные манометры, в которых измеряемое давление уравнивается жидкостью большей плотности (такой жидкостью обычно является ртуть, так как ее плотность в 13,6 раза больше плотности воды). Поэтому при измерении одних и тех же давлений трубка в ртутном манометре получается значительно короче. На рис. 3, *б* показан ртутный манометр, который представляет собой U-образную трубку.

Под действием давления, величина которого больше атмосферного, уровень ртути в левом колене понизится, а в правом – повысится. Гидростатическое давление в точке A со стороны сосуда равно:

$$p_A = p + \rho gh,$$

а со стороны трубки в точке B

$$p_B = p_{\text{атм}} + \rho_{\text{рт}} gh_{\text{рт. ст.}}$$

где $\rho_{\text{рт}}$ – плотность ртути, кг/м^3 .

Жидкость в сосуде находится в равновесии, а точки A и B лежат в одной горизонтальной плоскости. Значит,

$$p_A = p_B, \quad p + \rho gh = p_{\text{атм}} + \rho_{\text{рт}} gh_{\text{рт. ст.}}$$

Отсюда

$$p = p_{\text{атм}} + \rho_{\text{рт}} gh_{\text{рт. ст.}} - \rho gh,$$

но $p - p_{\text{атм}} = p_{\text{изб}}$, тогда

$$p_{\text{изб}} = \rho_{\text{рт}} gh_{\text{рт. ст.}} - \rho gh = g(\rho_{\text{рт}} h_{\text{рт. ст.}} - \rho h). \quad (5)$$

Для измерения перепада давления между двумя сосудами применяют дифференциальные ртутные манометры (рис. 4).

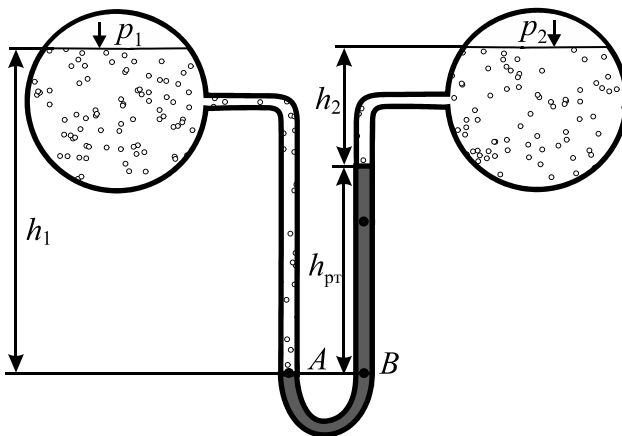


Рис. 4. Дифференциальный ртутный манометр

Давление в точке A равно:

$$p_A = p_1 + \rho gh_1,$$

а в точке B

$$p_B = p_2 + \rho gh_2 + \rho_{\text{рт}} gh_{\text{рт. ст.}}$$

Но $p_A = p_B$, тогда $p_1 + \rho gh_1 = p_2 + \rho gh_2 + \rho_{\text{рт}} gh_{\text{рт. ст.}}$, или $p_1 - p_2 = \rho g(h_2 - h_1) + \rho_{\text{рт}} gh_{\text{рт. ст.}}$, где $h_1 - h_2 = h_{\text{рт. ст.}}$.

Тогда

$$p_1 - p_2 = (\rho_{\text{рт}} - \rho) gh_{\text{рт. ст.}} \quad (6)$$

Описанный прибор измеряет давление с точностью до 0,1 мм. В случаях, когда измеренное давление нужно получить с более высокой точностью, пользуются микроманометрами с наклонной шкалой (рис. 5). В микроманометре рабочая жидкость под действием перепада давления $\Delta p = p_1 - p_2$ из бочка 2 поступает в стеклянную трубку 1 на некоторую длину l .

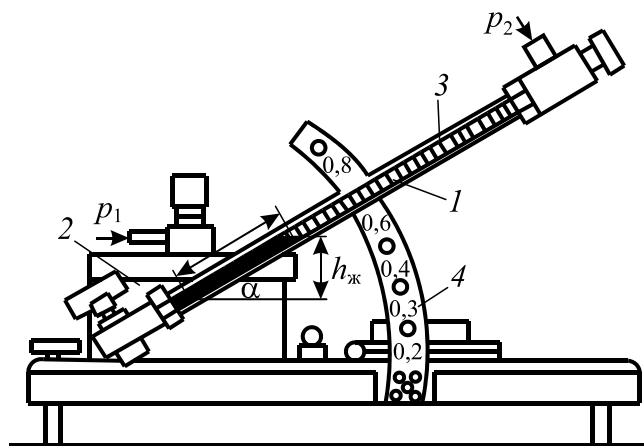


Рис. 5. Микроманометр:

1 – стеклянная трубка; 2 – бачок; 3 – шкала; 4 – кронштейн

Здесь длина столбика рабочей жидкости связана с пьезометрической высотой соотношением $h_{ж} = l \sin \alpha$, где α – угол наклона шкалы 3 к горизонту. Поэтому чем меньше будет угол α , тем точнее можно измерить давление. Величина $h_{ж} = l \sin \alpha$ дает значение перепада давления в линейных единицах столба рабочей жидкости, находящейся в микроманометре. Однако в технике принято измерять давление в единицах водяного столба:

$$h_{\text{вод. ст}} = \frac{\rho_{ж}}{\rho_{в}} h_{ж} = \frac{\rho_{ж}}{\rho_{в}} l \sin \alpha = Kl,$$

где $\rho_{ж}$, $\rho_{в}$ – плотность рабочей жидкости и воды соответственно, кг/м^3 ; $h_{ж}$ – пьезометрическая высота рабочей жидкости, м; l – длина столбика рабочей жидкости, м; $K = (\rho_{ж} / \rho_{в}) \sin \alpha$ – коэффициент, который обычно приводится на кронштейнах 4 прибора против соответствующих углов установки шкалы.

Тогда измеряемый перепад давления

$$\Delta p = \rho_{в} g Kl. \quad (7)$$

Основными преимуществами жидкостных приборов являются простота устройства и высокая точность. Однако они измеряют

небольшие давления и обладают недостаточной прочностью. Поэтому применяются в основном в лабораторных условиях.

При измерении больших давлений широкое распространение получили *механические приборы*, которые делятся на мембранные и пружинные. Принцип их действия заключается в том, что действию давления подвергается упругий элемент (мембрана, пружина), деформация которого пропорциональна величине измеряемого давления.

Пружинные приборы имеют ряд преимуществ: портативность, простота устройства и применения, широкий диапазон измерения. Основным чувствительным элементом в пружинном манометре (рис. 6) является изогнутая латунная трубка 1 овального сечения. Одним концом трубка соединяется через фланец 6 с сосудом, в котором необходимо измерить давление, а второй ее конец запаян. Под действием давления больше атмосферного трубка стремится разогнуться и движение ее конца рычагом 2 передается на зубчатую передачу 3, приводящую в движение стрелку 4, по отклонению которой судят о величине давления. Нуль шкалы манометра соответствует нормальному атмосферному давлению, и стрелка показывает на шкале 5 только избыточное давление.

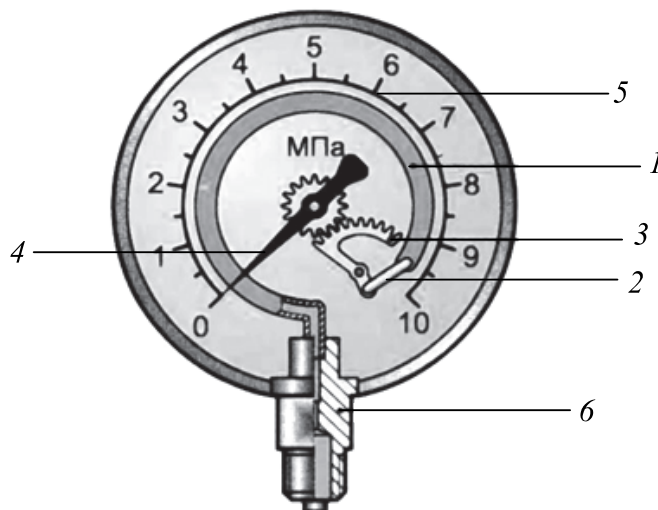


Рис. 6. Пружинный манометр:
1 – латунная трубка; 2 – рычаг; 3 – зубчатая передача;
4 – стрелка; 5 – шкала; 6 – фланец

Пружинные вакуумметры по конструкции не отличаются от пружинных манометров. Однако под воздействием вакуума труб-

ИССЛЕДОВАНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПОКОЯ ЖИДКОСТИ ВО ВРАЩАЮЩИХСЯ СОСУДАХ

Цель работы

1. Установить форму свободной поверхности жидкости во вращающемся сосуде, измерив ее координаты.
2. Вычислить теоретические ординаты свободной поверхности жидкости в сосуде и сравнить их с опытными.
3. Определить число оборотов сосуда для случая, когда свободная поверхность жидкости коснется дна, и сравнить его с числом оборотов, вычисленным из уравнения свободной поверхности.

Теоретическая часть

Относительным покоем (равновесием) жидкости называется ее покой относительно стенок сосуда, движущегося вместе с жидкостью. Практический интерес представляет установление закона распределения давления в жидкости, находящейся в таком состоянии, а также определение формы поверхностей равного давления, в том числе и свободной поверхности.

Исследование этих вопросов проведем на примере относительного покоя жидкости во вращающемся сосуде. Пусть сосуд (рис. 7, а) радиусом R , заполненный жидкостью на глубину h , вращается вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью. Благодаря силам трения жидкость по истечении небольшого промежутка времени начнет вращаться вместе с сосудом с той же угловой скоростью.

С этого момента можно считать, что жидкость находится в равновесии относительно сосуда и к ней применимо приведенное дифференциальное уравнение Л. Эйлера:

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz), \quad (9)$$

где dp – полный дифференциал давления, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³; X, Y, Z – проекции единичных массовых сил на соответствующие оси, Н/кг.

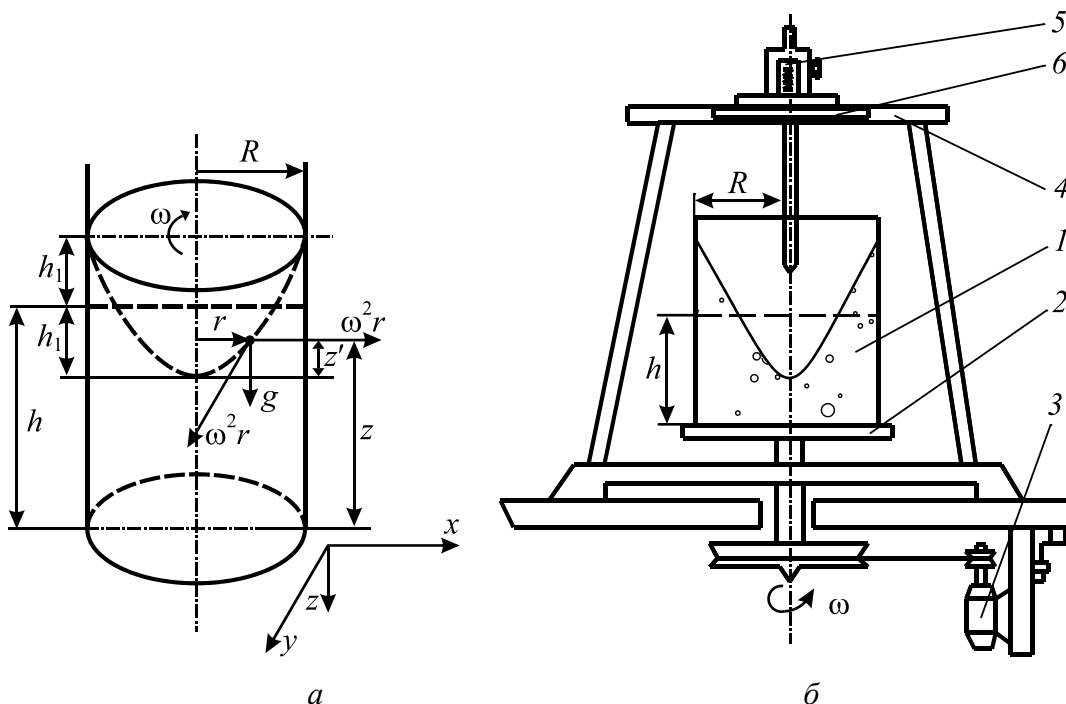


Рис. 7. Относительный покой жидкости во вращающемся сосуде, распределение сил (а) и схема лабораторной установки (б):
1 – прозрачный сосуд; 2 – подставка; 3 – электродвигатель;
4 – полка; 5 – игольчатый уровнемер; 6 – шкала

Из этого выражения можно получить уравнение поверхности равного давления, т. е. такой поверхности, давление во всех точках которой одинаково. При $p = \text{const}$, $dp = 0$; поскольку ρ не может быть равным нулю, то уравнение (9) примет вид

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0.$$

Подставив в это выражение проекции всех действующих на жидкость сил и проинтегрировав его, получим уравнение поверхности равного давления:

$$z = \frac{\omega^2 r^2}{2g} + \text{const}, \quad (10)$$

где z, r – координата поверхности соответственно по вертикальной и горизонтальной оси, м; ω – угловая частота вращения жидкости, с⁻¹.

Из формулы следует, что поверхностями равного давления является семейство параболоидов вращения. При $r = 0$, $\text{const} = z_0$ и уравнение (10) примет следующий вид:

$$z = z_0 + \frac{\omega^2 r^2}{2g}. \quad (11)$$

Это уравнение будет являться уравнением свободной поверхности. Пользуясь этой зависимостью, можно определить положение свободной поверхности в сосуде при заданном числе оборотов, максимальную высоту подъема жидкости, максимальную скорость вращения, при которой жидкость не будет выливаться из сосуда, высоту расположения вершины параболоида над дном сосуда. Однако в этих случаях необходимо использовать дополнительно уравнение равенства объемов жидкости: объем неподвижной жидкости равен ее объему при вращении. Следует иметь в виду, что насколько поднимется вверх край параболоида от горизонта жидкости до вращения, настолько опустится вниз его вершина. Следовательно, когда параболоид коснется дна сосуда, то полная высота параболоида будет равна $h_{\text{д}} = 2h$.

С учетом этого свойства $z_0 = h - (\omega R)^2 / 4g$ и уравнение (10) запишется так:

$$z = h + \frac{\omega^2}{2g} \left(r^2 - \frac{R^2}{2} \right). \quad (12)$$

Таким образом, при относительном покое свободная поверхность, а также другие поверхности равного давления существенно отличаются от поверхностей при абсолютном покое.

Описание лабораторной установки

Установка (см. рис. 7, б на с. 13) состоит из цилиндрического прозрачного сосуда 1 радиусом t , который заполнен жидкостью на глубину h . Сосуд закреплен на подставке 2 и вращается вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью ω . Вращение осуществляется от электродвигателя 3 через ременную передачу.

Над сосудом на специальной полке 4 установлен игольчатый уровнемер 5, который может перемещаться в горизонтальном и вертикальном направлениях. Нулевое значение шкалы абсцисс 6,

находящейся на полке 4, соответствует положению иглы уровнемера по оси вращения сосуда. Игольчатым уровнемером определяются координаты отдельных точек свободной поверхности. Взятие отсчетов по нему производится таким же образом, как и по штангенциркулю. Наличие на шкале уровнемера нониуса позволяет снять отсчет с точностью до 0,1 мм. Частота вращения сосуда измеряется тахометром, а регулируется с помощью реостата.

Порядок выполнения работы

1. Измерить радиус сосуда и глубину жидкости в нем. Все измерения производить при помощи уровнемера.

Для измерения глубин жидкости h в сосуде иглу опустить сначала до соприкосновения с поверхностью жидкости и выполнить отсчет $z_{п}$. Затем опустить ее до соприкосновения с дном и также произвести отсчет $z_{д}$. Разность отсчетов и дает глубину жидкости в сосуде, т. е. $h = z_{п} - z_{д}$. Радиус сосуда определить, перемещая иглу уровнемера в горизонтальной плоскости в ту или другую сторону, и, установив ее острие на внутреннюю поверхность сосуда, снять отсчет по шкале абсцисс.

2. Включить электродвигатель и привести сосуд с жидкостью во вращение с небольшим числом оборотов, которое устанавливается с помощью реостата. Поскольку жидкость сразу не может прийти в состояние относительного покоя, то выждать 1–2 мин до установления состояния равновесия, о чем можно судить по стабилизации свободной поверхности.

3. Определить частоту вращения сосуда с жидкостью. Это измерение выполнить с помощью тахометра (прибора, служащего для измерения числа оборотов) или визуально посредством секундомера. В последнем случае до вращения на поверхности сосуда отметить мелом вертикальную черту (метку). После включения сосуда и установления состояния относительного покоя жидкости подсчитать число оборотов, которое совершает сосуд с жидкостью за одну минуту $n_{от}$, об/мин.

4. Произвести измерения для определения координат свободной поверхности жидкости при данном числе оборотов:

- установить уровнемер по оси вращения: $r = 0$;
- с помощью винта уровнемера опустить иглу до соприкос-

новения с поверхностью жидкости и снять отсчет по нониусу уровнемера $z_i(0)$, мм;

– поднять иглу вверх и перемещать уровнемер вправо вдоль оси абсцисс на расстояние $x(r_i) = 15, 30, 45, 60, 75$ мм, производя при этом отсчет по нониусу уровнемера $z_i(r_i)$.

5. Такие же измерения выполнить для левой стороны сосуда. Результаты отсчетов занести в табл. 2.

Таблица 2

Исследование свободной поверхности жидкости

Показатель	Положение точек											
	Правая сторона сосуда						Левая сторона сосуда					
Радиусы точек r_i , мм	0	15	30	45	60	75	0	15	30	45	60	75
Отсчеты по нониусу уровнемера z_i , мм												
Ординаты точек (опыт) z' , мм	0						0					
Ординаты точек (расчет) $z - z_0$, мм												

6. С помощью реостата увеличивать число оборотов сосуда до тех пор, пока свободная поверхность соприкоснется с дном сосуда. В момент установившегося соприкосновения измерить число оборотов сосуда $n_{об}$.

Обработка экспериментальных данных

1. Вычислить ординаты свободной поверхности как разность отсчетов по нониусу уровнемера в данной и нулевой точке:

$$z' = z_i(r_i) - z_d - z_0,$$

где $z_0 = h - (\omega R)^2 / 4g$.

По имеющимся значениям x и z построить график (рис. 8) связи $\ln z' = f(\ln x)$. Полученная прямая свидетельствует о том, что зависимость – степенная: $z' = ax^n$, где $a = \omega^2 / 2g$.

2. Найти параметры зависимости. Показатель степени n является угловым коэффициентом этой прямой, т. е. $n = \operatorname{tg} \beta$. Зная значение n и задавшись величиной x и z для какой-нибудь точки сво-

бодной поверхности, по уравнению $z' = ax^n$ определить значение коэффициента a .

3. По выражению (11) для тех же значений x , что и при проведении опытов, вычислить теоретические координаты свободной поверхности. По найденным значениям в тех же координатах построить график связи $\ln(z - z_0) = f(\ln x)$.

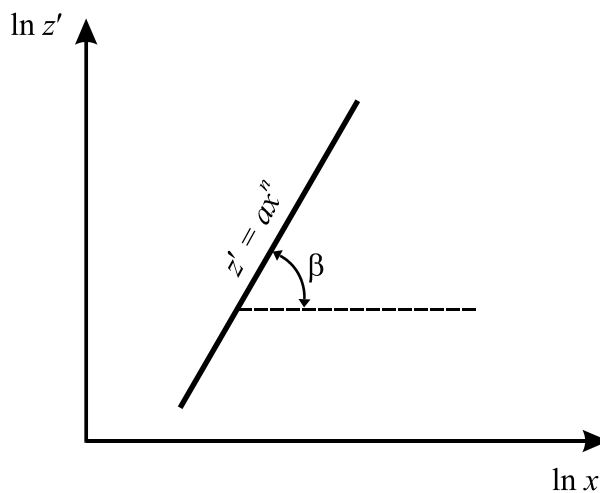


Рис. 8. Логарифмическая зависимость координат поверхности жидкости

4. Теоретическое значение числа оборотов для случая, когда свободная поверхность соприкасается с дном, рассчитать из уравнения (12) с учетом, что $z = 0$ и $r = 0$:

$$n_T = \frac{60\sqrt{hg}}{\pi R}.$$

5. Процент отклонения вычислить из формулы

$$\delta = \frac{n_{от}}{n_T - 1} 100\%.$$

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ НАПОРА НА ТРЕНИЕ В КРУГЛОЙ ТРУБЕ

Цель работы

1. Провести наблюдение за характером движения жидкости при ламинарном и турбулентном режимах.
2. Определить экспериментальным путем потери напора на трение при различных расходах жидкости и сравнить их со значением, вычисленным по формулам.
3. Установить зависимости между потерями напора и расходом при ламинарном и турбулентном режимах.
4. Определить критическое значение числа Рейнольдса, соответствующее переходу от ламинарного режима к турбулентному.

Теоретическая часть

Движение жидкости в трубах и каналах характеризуется двумя режимами: ламинарным и турбулентным.

При *ламинарном режиме* жидкость движется параллельными слоями или струйками.

При *турбулентном режиме* движение частиц жидкости происходит по сложным траекториям и является хаотическим, в потоке наблюдается интенсивное перемешивание частиц жидкости, сопровождающееся пульсациями скоростей и давлений.

Визуально ламинарный режим и его переход в турбулентный можно наблюдать с помощью опыта, впервые поставленного О. Рейнольдсом. Для этого в стеклянную трубу с движущейся жидкостью вводится тонкая струйка окрашенной жидкости (рис. 9). При небольшом расходе окрашенная жидкость движется в виде тонкой струйки параллельно стенкам трубки, не смешиваясь с основным потоком жидкости.

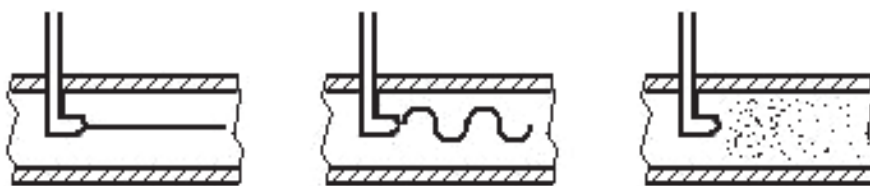


Рис. 9. Индикация режима течения потока

Если расход увеличивать, то окрашенная струйка начинает колебаться и двигаться волнообразно. Затем на отдельных ее участках начинают появляться разрывы. Струйка теряет отчетливую форму и при определенном расходе полностью размывается жидкостью, равномерно ее окрашивая. Это свидетельствует о переходе от ламинарного режима к турбулентному.

На основе опытов Рейнольдс предложил безразмерное соотношение, названное **числом Рейнольдса**, которое позволяет установить режим движения жидкости. Для цилиндрической трубы

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (13)$$

где v – средняя скорость движения жидкости, м/с; d – внутренний диаметр трубопровода, м; ν – кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

С физической точки зрения число Re представляет собой отношение сил инерции к силам вязкостного трения.

В потоке, вследствие прилипания частиц жидкости к поверхности трубопровода, скорость на стенках равна нулю, а на оси потока имеет максимальное значение. Поэтому движущаяся жидкость находится в напряженном состоянии и в ней происходит взаимодействие двух сил: инерции и вязкостного трения. Силы инерции стремятся вызвать возмущение в потоке, а силы вязкостного трения препятствуют этому. Поэтому при числах $Re < 2320$ имеет место ламинарный режим, а при $Re > 2320$ – турбулентный.

Развитое турбулентное движение в трубах устанавливается лишь при $Re = 2800$, а при $Re = 2320–2800$ имеет место переходная область (область перемежаемости), в которой в зависимости от условий возможно наличие или ламинарного, или турбулентного режима. Однако для практических расчетов принято считать, что при $Re > 2320$ имеет место турбулентный режим.

Режим движения жидкости определяют путем сравнения полученного по формуле (13) числа Re с его критическим значением.

Если $Re < Re_{кр} = 2320$, то режим движения называется ламинарным, если $Re > Re_{кр}$ – турбулентным.

При движении потока реальной жидкости возникают силы гидравлического сопротивления (трения), тормозящие движение. Различают вязкостные и инерционные сопротивления. **Вязкостные сопротивления** возникают вследствие наличия у жидкости свойства сопротивляться при движении касательным усилиям. С увеличением числа Рейнольдса, кроме вязкостных, возникают также и **инерционные сопротивления**, вызываемые образованием вихрей и перемешиванием масс жидкости. При развитом турбулентном режиме влияние инерционных сопротивлений возрастает, и они становятся преобладающими.

На преодоление сил сопротивления затрачивается часть удельной энергии потока жидкости, которая называется **потерей напора**.

Потери напора на участке равномерного потока ($d = const$) называются потерями напора по длине $h_{дл}$. При движении жидкости в напорном цилиндрическом трубопроводе потери по длине можно определить опытным и расчетным путем.

Опытным путем в трубе постоянного сечения потери напора по длине можно найти по разности показаний пьезометров (манометров) $h_{дл} = H_1 - H_2$, установленных на границах опытного участка (рис. 10).

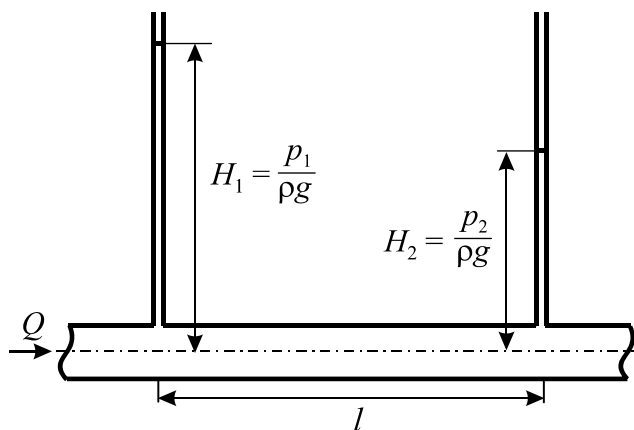


Рис. 10. Схема участка трубопровода

При теоретических расчетах величину потерь напора по длине определяют по формуле Дарси – Вейсбаха

$$h_{дл} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (14)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси); l – длина трубопровода, м; d – внутренний диаметр, м; v – средняя скорость потока, м/с; g – ускорение силы тяжести, м/с².

Коэффициент λ зависит от режима движения жидкости (числа Re), относительной шероховатости ($\epsilon = \Delta_s / d$, где Δ_s – эквивалентная абсолютная шероховатость стенок трубы, которая по гидравлическому сопротивлению равноценна абсолютной шероховатости; ее численные значения для труб, изготовленных из различных материалов, приводятся в справочной литературе). Влияние указанных факторов на величину коэффициента λ при различных режимах проявляется по-разному.

При ламинарном режиме ($Re < 2320$) шероховатость стенок не оказывает влияния на сопротивление движению и $\lambda = f(Re)$. В этом случае λ рассчитывается по формуле

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (15)$$

При турбулентном режиме ($Re > 2320$) на величину λ оказывают влияние два фактора: число Re и относительная шероховатость ϵ . В этом случае λ определяется по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\epsilon + 68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (16)$$

При турбулентном режиме в связи с наличием у стенок ламинарного (или вязкостного) подслоя толщиной δ в зависимости от соотношения между δ и высотой среднего выступа шероховатой поверхности Δ_s различают трубы гидравлически гладкие и гидравлически шероховатые.

Если $\delta > \Delta_s$, то ламинарный подслоя как бы сглаживает шероховатость стенки, поток не испытывает дополнительных завихрений от шероховатости. Такая труба называется гидравлически гладкой.

Если $\delta < \Delta_s$, выступы шероховатости выходят за пределы ламинарного подслоя и при их обтекании возникают вихри, увеличивающие потери напора. В этом случае труба называется гидравлически шероховатой.

В зоне гидравлически гладких труб ($\delta > \Delta_s$) при значениях числа Рейнольдса $2320 < Re < 20 / \epsilon$ коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса ($\lambda = f(Re)$), и его можно определять по формуле Блазиуса: $\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}$.

В зоне квадратичного сопротивления, когда практически отсутствует ламинарный подслои ($\delta \ll \Delta_0$), коэффициент λ уже не зависит от Re , а определяется лишь относительной шероховатостью. Наличие этой зоны обусловлено соотношением $Re > 500 / \epsilon$, и коэффициент λ можно рассчитывать по формуле Шифринсона: $\lambda = 0,11\epsilon^{0,25}$.

Различный характер движения жидкости при ламинарном и турбулентном режимах приводит к различным законам сопротивления, а значит, и к различным потерям напора.

Зависимость между потерями напора и расходом имеет вид

$$h_{\text{дл}} = \frac{B\nu^m l Q^{2-m}}{d^{5-m}}, \quad (17)$$

где $h_{\text{дл}}$ – потери напора по длине, м; B – коэффициент пропорциональности; ν – кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$; l – расстояние между пьезометрами, м; Q – расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; d – внутренний диаметр трубопровода, м; m – показатель степени.

Для ламинарного режима $B = 128 / \pi g$ и $m = 1$, тогда $h_{\text{дл}} = kQ$, где k – сопротивление трубопровода, т. е. потери напора по длине в этом случае пропорциональны расходу в степени 1. Для турбулентного режима $B = 0,241 / g$ и m изменяется от 0,25 до 0. В зоне гидравлически гладких стенок $m = 0,25$ и $h_{\text{дл}} = kQ^{1,75}$. В зоне квадратичного сопротивления $m = 0$ и $h_{\text{дл}} = kQ^2$, т. е. при

турбулентном режиме потери напора по длине пропорциональны скорости в степени, изменяющейся от 1,75 до 2.

Логарифмическая зависимость между потерями напора по длине и расходом при ламинарном и турбулентном режимах представлена на рис. 11.

Прямая AB соответствует ламинарному режиму, а CD – турбулентному. По тангенсу угла наклона этих прямых к оси абсцисс можно определить показатель степени ($n = 2 - m$) для ламинарного и турбулентного режимов.

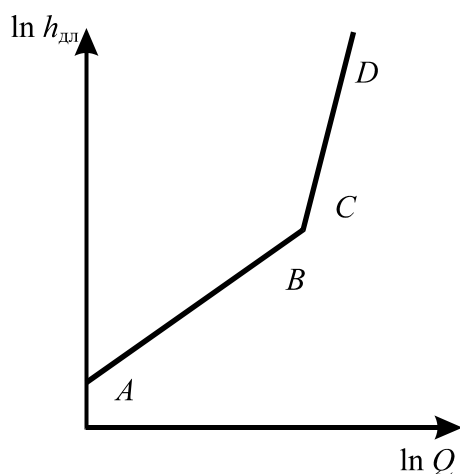


Рис. 11. Зависимость между потерями напора по длине и расходом при ламинарном и турбулентном режимах

Описание лабораторной установки

Лабораторная установка (рис. 12) состоит из напорного бака 1 с успокоительной решеткой 2 и стеклянного трубопровода 3. Постоянный напор в баке 1 обеспечивается за счет перелива жидкости через сливную трубу 4. На трубопроводе 3 установлены два пьезометра 5, по которым определяют потери напора по длине $h_{\text{дл}}$, и регулировочный кран 6, с помощью которого можно изменять скорость движения жидкости. Для измерения расхода жидкости имеется мерный сосуд и секундомер. Температура жидкости измеряется термометром. На кронштейне установлен сосуд 7 с окрашенной жидкостью, которая по трубке 8 подается в основной трубопровод 3 при открытии зажима 9.

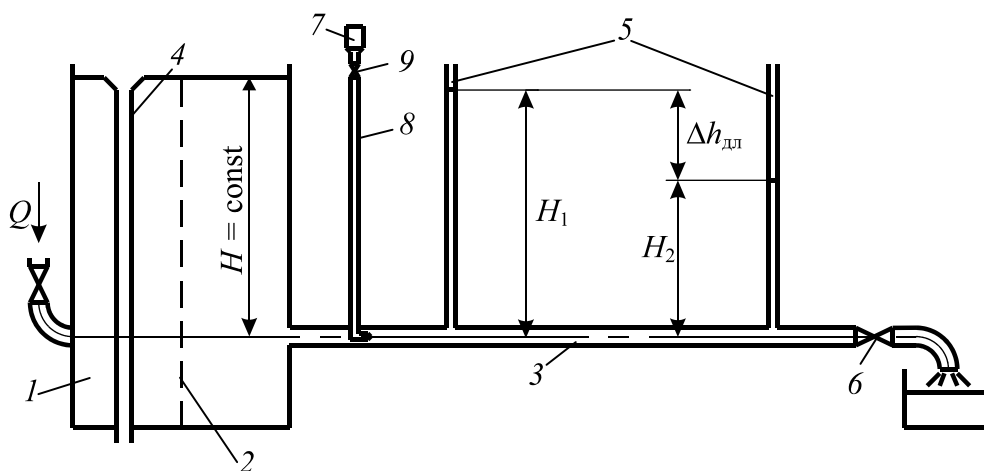


Рис. 12. Лабораторная установка для исследования режимов движения жидкости и определения потерь напора по длине:
1 – бак; 2 – решетка; 3 – трубопровод; 4 – сливная труба; 5 – пьезометр;
6 – регулировочный кран; 7 – сосуд; 8 – труба; 9 – зажим

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой. Записать исходные данные: внутренний диаметр трубопровода d , температуру жидкости t , расстояние между пьезометрами l .
2. Убедиться в том, что в пьезометрах отсутствует воздух (при $Q = 0$ показания всех пьезометров должны быть одинаковыми).
3. Кран 6 частично приоткрыть и установить небольшой расход.

4. Открыть зажим 9 для подачи окрашенной жидкости в трубопровод 3 и вести наблюдения за характером движения окрашенной струйки во всех опытах.

5. Снять показания пьезометров, замерить объем жидкости и время истечения.

6. Увеличить расход с помощью крана 6 и повторить все измерения.

7. Провести 5–6 опытов при ламинарном режиме и 5–6 опытов при турбулентном. Данные измерений и наблюдений занести в табл. 3.

Таблица 3

Исследование потерь напора жидкости по длине

№ п/п	Отсчеты по пьезометрам		Глубина воды h , м	Объем вытекшей жидкости V , м ³	Время наполнения t , с	Расход жидкости Q , м ³ /с	Средняя скорость v , м/с	Число Re	Характер поведения окрашенной струйки	Режим движения	Потери напора по длине $h_{дл}$, мм	Потери напора $h_{дл}$, мм		Отклонение, %
	H_1 , мм	H_2 , мм										опытные	теоретические	

Обработка экспериментальных данных

1. Рассчитать объем вытекшей жидкости: $V = S_6 h$.
2. Определить расход жидкости в трубопроводе: $Q = V / t$.
3. Вычислить среднюю скорость движения жидкости: $v = Q / S$, где S – площадь поперечного сечения трубопровода.
4. Определить число Рейнольдса: $Re = vd / \nu$, где ν – кинематическая вязкость жидкости, рассчитываемая по эмпирической формуле: $\nu = [0,0178 / (1 + 0,0337t + 0,000221t^2) \cdot 10^{-4}]$, м²/с.
5. Оценить опытные потери напора по длине трубопровода: $h_{дл} = H_1 - H_2$.
6. Из формулы Дарси – Вейсбаха (14) найти теоретическое значение потери напора по длине трубопровода.
7. Вычислить относительную погрешность: $[(h_{дл оп} - h_{дл т}) / h_{дл т}] \times 100\%$.
8. Построить график $\lg h_{дл} = f[\lg Q]$ и по тангенсам углов наклона линий к оси абсцисс определить показатели степени для ламинарного и турбулентного режимов.

ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮРЫ СКОРОСТЕЙ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА В КРУГЛОЙ ТРУБЕ

Цель работы

1. Определить значения осредненных местных продольных скоростей в точках, расположенных на различном расстоянии от стенки трубы.
2. Построить эпюру скоростей, рассчитать среднюю скорость и отношения средней скорости к максимальной. Установить режим движения, для которого построена эпюра скоростей.
3. Рассчитать расход воздуха по трубопроводу и значение коэффициента Кориолиса.

Теоретическая часть

Скорость движения жидкости (газа) в трубопроводе неодинакова в различных точках сечения потока, и распределение ее зависит от режима движения.

При турбулентном режиме отдельные частицы жидкости совершают беспорядочные движения по сложным траекториям, что приводит к интенсивному продольному перемешиванию частиц жидкости. Мгновенная скорость движения частиц здесь беспорядочно изменяется во времени как по величине, так и по направлению, т. е. пульсирует. В этом случае вместо переменных по времени мгновенных значений скоростей принято рассматривать их осредненное значение за достаточно длительный промежуток времени. При турбулентном режиме движения форма эпюры скоростей, а также коэффициент поля скоростей k , представляющий собой отношение средней скорости v к максимальной u_{\max} , зависят от числа Re . С увеличением числа Re в потоке происходят интенсивные поперечные перемещения частиц, что приводит к выравниванию скорости по сечению и увеличению коэффициента k , значение которого равно $k = 0,80-0,87$.

Характеристикой степени неравномерности распределения местных скоростей в живом сечении потока является **коэффициент Кориолиса** (корректив кинематической энергии) α – безразмерная величина, равная отношению кинетической энергии массы жидкости, протекающей за некоторый промежуток времени через данное живое сечение потока, к условной кинетической энергии, подсчитанной в предположении, что во всех точках живого сечения площадью S величины местной скорости u одинаковы и равны средней скорости v . Коэффициент Кориолиса определяется выражением

$$\alpha = \int_S \frac{u^3 dS}{v^3 S}$$

или приближенно

$$\alpha = \sum_i \frac{u_i^3 \Delta S_i}{v^3 S}. \quad (18)$$

При проведении гидравлических расчетов используют значение средней скорости потока v – фиктивной величины, произведение которой на площадь сечения дает действительный расход. Ее значение можно определить двумя способами: по расходу жидкости ($v = Q / S$) или по эпюре скоростей. Для нахождения средней скорости по эпюре скоростей производят измерение скоростей в различных точках поперечного сечения трубопровода,

для чего чаще всего используют скоростную (напорную) трубку Пито – Прандтля (рис. 13). Она состоит из двух трубок – внутренней 1 и наружной 2.

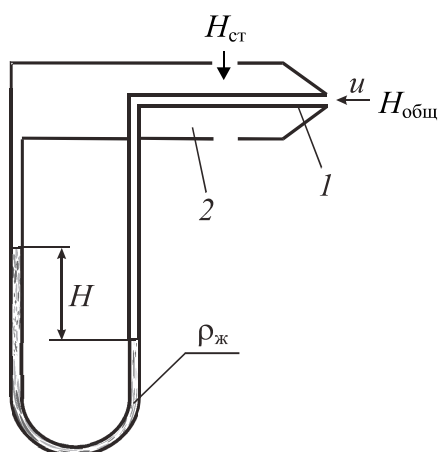


Рис. 13. Трубка Пито – Прандтля:
1 – внутренняя трубка;
2 – наружная трубка

Внутренняя трубка, открытая с торца и установленная навстречу потоку, воспринимает полный напор, равный сумме статического и скоростного (динамического) напоров. Наружная трубка, имеющая отверстия на боковой поверхности, воспринимает только статический напор. По разности $H_{общ}$ и $H_{ст}$ определяют скоростной (динамиче-

ский) напор H , для чего концы трубок (плюс и минус) присоединяют к дифференциальному микроманометру. Из формулы $u \approx \sqrt{2gH}$ находят значение местной осредненной скорости для точки замера.

Для определения средней скорости v необходимо провести ряд замеров в разных точках поперечного сечения трубопровода. Если полученные в результате измерений значения скоростей отложить в масштабе на эскизе продольного разреза трубопровода в точках, соответствующих точкам замера, и соединить концы векторов скоростей плавной кривой, то получим так называемую эпюру скоростей (рис. 14, *a*).

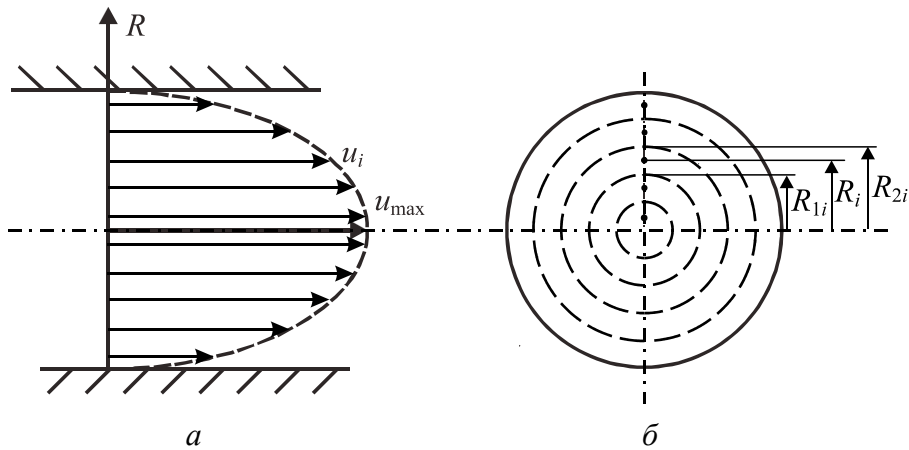


Рис. 14. Эпюра скоростей в круглой трубе (*a*) и продольный разрез исследуемой трубы (*b*)

Среднюю скорость по эпюре скоростей находят из следующего соотношения:

$$v = \frac{\sum \Delta Q_i}{\sum \Delta S_i}. \quad (19)$$

Здесь $\sum \Delta Q_i$ – расход, равный сумме расходов через кольцевые струи; $\sum \Delta S_i$ – площадь поперечного сечения.

Расход через каждую кольцевую струю определяют по зависимости

$$\Delta Q_i = u_i \pi (R_{i1}^2 - R_{i2}^2),$$

где u_i – осредненная местная скорость в центре тяжести струи, м/с; R_{1i} , R_{2i} – соответственно больший и меньший радиусы струи, м (рис. 14, б).

Имеется точка живого сечения потока на расстоянии y_0 от стенки трубы, в которой осредненная местная скорость u численно равна средней скорости v в данном живом сечении. В цилиндрических трубах, независимо от диаметра и шероховатости внутренней поверхности, при турбулентном режиме по ГОСТ 8.631-79 $y_0 = (0,242 \pm 0,013)R$. Поместив трубку в эту точку, можно измерить величину скоростного напора и определить значение, соответствующее средней скорости.

Описание лабораторной установки

Установка (рис. 15) состоит из вентилятора 1, имеющего привод от регулируемого электродвигателя, прозрачного трубопровода 2 диаметром 140 мм, скоростной трубки Пито – Прандтля 3, приспособления 4 для перемещения ее в различные точки поперечного сечения трубы, микроманометра 5, предназначенного для измерения величины скоростного напора.

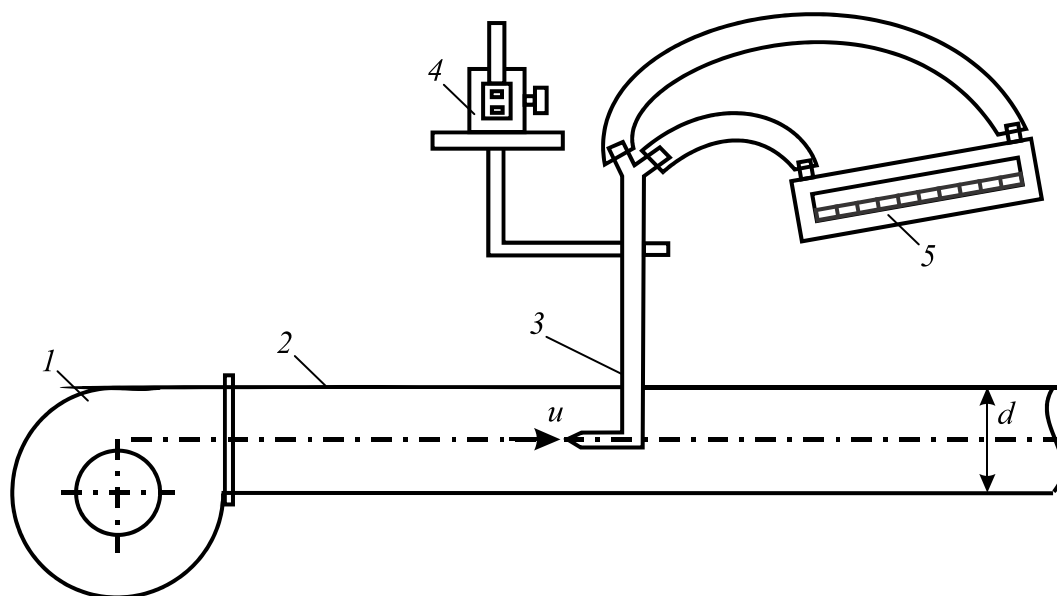


Рис. 15. Лабораторная установка для построения эпюры скоростей потока:
1 – вентилятор; 2 – трубопровод; 3 – трубка Пито – Прандтля;
4 – приспособление; 5 – микроманометр

Порядок выполнения работы

1. Измерить температуру воздуха и барометрическое давление.
2. Включить привод вентилятора и установить указанную преподавателем частоту вращения.
3. Установить скоростную трубку Пито – Прандтля последовательно в точки поперечного сечения, расположенные на расстоянии $R_i = 65, 55, 45, 35, 55, 15, 5$ мм от стенки трубы, и снять по микроманометру значения скоростного напора в каждой из них. Результаты измерений занести в табл. 4.
4. Опустить скоростную трубку в точку, ордината которой y_0 соответствует ординате средней скорости, и снять отсчет по микроманометру.
5. Выключить лабораторную установку.

Таблица 4

Исследование распределения скоростей потока воздуха в трубе

№ п/п	Радиус трубы R_i , мм	Скоростной напор		Скорость в точке u_i , м/с	Площадь кольцевой струи ΔS_i , м ²	Расход кольцевой струи ΔQ_i , м ³ /с	$u_i^3 \Delta S_i$
		$H_{\text{вод}}$, мм вод. ст.	$H_{\text{возд}}$, м возд. ст.				

Обработка экспериментальных данных

1. Величину скоростного напора, измеренную в миллиметрах водного столба, перевести в метры воздушного столба, используя формулу: $H_{\text{возд}} = \rho_{\text{воды}} H_{\text{воды}} / \rho_{\text{возд}}$, где $\rho_{\text{воды}}$, $\rho_{\text{возд}}$ – соответственно плотность воды и воздуха при температуре и давлении окружающей среды ($\rho_{\text{воды}} = 1000$ кг/м³, $\rho_{\text{возд}} = 1,205$ кг/м³).

2. Определить значения осредненной местной скорости:

$$u_i \approx \sqrt{2gH_{\text{возд}i}}$$

3. По имеющимся значениям ординат R_i и скоростей u_i построить эпюру скоростей (см. рис. 14, а на с. 27).

4. Зная значения большего $R_{i1} = (R_i + 5)$ мм и меньшего $R_{i2} = (R_i - 5)$ мм радиусов каждой кольцевой струи (рис. 14, б), рассчитать их площади: $\Delta S_i = \pi(R_{i1}^2 - R_{i2}^2)$.

5. Определить расход воздуха через кольцо: $\Delta Q_i = u_i \Delta S_i$.
6. Рассчитать среднюю скорость по формуле (19).
7. Найти отношение средней скорости к максимальной (u_{\max} соответствует скорости по оси трубопровода).
8. По формуле $Re = \nu d / \nu$ определить число Рейнольдса и установить режим движения, для которого построена эпюра скоростей. Кинематическую вязкость воздуха рассчитать по формуле
$$\nu = (0,132 + 0,000\ 918t + 0,000\ 000\ 66t^2) \cdot 10^{-4},$$
где t – температура воздуха, °С.
9. Вычислить значение средней скорости по величине скоростного напора, измеренного в точке $y_0 = 0,242R$, и сравнить ее с величиной, установленной по эпюре скоростей.
10. Определить значение коэффициента Кориолиса по формуле (18).

ГРАФИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДА ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ

Цель работы

1. Определить значения геометрического, пьезометрического и скоростного напоров в различных сечениях опытного трубопровода.
2. Построить в масштабе линии геометрического, пьезометрического и полного напоров.
3. Определить графическим способом потери напора в местных сопротивлениях и сопоставить их с теоретическими значениями.

Теоретическая часть

Уравнение Бернулли для установившегося движения напорного потока реальной жидкости представляет собой аналитическое выражение баланса удельной энергии движущейся жидкости. Оно устанавливает связь между скоростью движения, высотой положения центра тяжести и давлением в различных сечениях одного потока. Для двух сечений потока реальной жидкости при установившемся движении уравнение Бернулли записывается следующим образом:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}. \quad (20)$$

Каждое из слагаемых уравнения Бернулли имеет линейную размерность и выражает собой часть полного (гидродинамического) напора жидкости H . Всем слагаемым уравнения Бернулли можно дать объяснение с геометрической, гидравлической и энергетической точек зрения.

Первое слагаемое z уравнения Бернулли определяет высоту положения центра тяжести живого сечения потока над горизон-

тальной, произвольно выбранной плоскостью сравнения. Оно характеризует удельную (отнесенную к единице веса жидкости) потенциальную энергию положения в рассматриваемом сечении и называется соответственно геометрической высотой, геометрическим напором, удельной потенциальной энергией положения.

Второе слагаемое $p / \rho g$ уравнения представляет собой пьезометрическую высоту, т. е. ту часть полного напора H , которая использована на сообщение частицам жидкости гидростатического давления. Оно характеризует удельную потенциальную энергию давления в рассматриваемом сечении и называется соответственно пьезометрической высотой, пьезометрическим напором, удельной потенциальной энергией давления.

Третье слагаемое $\alpha v^2 / 2g$ уравнения представляет собой скоростную высоту, т. е. ту часть полного напора H , которая использована на сообщение частицам жидкости скорости v . Оно характеризует запас удельной кинетической энергии потока в рассматриваемом сечении и называется соответственно скоростной высотой, скоростным напором, удельной кинетической энергией. Здесь v – средняя скорость в живом сечении потока; α – коэффициент Кориолиса, или корректив кинетической энергии, равный отношению кинетической энергии в сечении потока, вычисленной по действительным скоростям u , к кинетической энергии в том же сечении, рассчитанной по средней скорости v . Его величина всегда больше единицы, однако во многих случаях при турбулентном движении для упрощения расчетов принимают $\alpha = 1$.

Сумма геометрической и пьезометрической высот ($z + p / \rho g$) определяет потенциальный напор и является удельной потенциальной энергией в рассматриваемом сечении. Сумма трех слагаемых уравнения Д. Бернулли ($z + p / \rho g + \alpha v^2 / 2g$) определяет полный (гидродинамический) напор и характеризует полную удельную энергию в сечении потока. Слагаемое Σh_{1-2} выражает потери напора при движении жидкости на всем участке между рассматриваемыми сечениями потока, т. е. это та часть полного напора H , которая расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений. Другими словами, Σh_{1-2} – это часть полной удельной энергии жидкости, которая в результате работы сил трения переходит в тепловую энергию и рассеивается в окружающую среду.

Геометрический смысл уравнения Бернулли можно уяснить при рассмотрении движения жидкости в трубе, схема которой

приведена на рис. 16. Здесь выделен участок потока между двумя сечениями 1-1, 2-2. Если для каждого сечения отложить вверх от плоскости сравнения 0-0 все значения $z, p / \rho g, \alpha v^2 / 2g$, то линия $E-E$, соединяющая верхние концы сумм трех указанных вертикальных отрезков, образует линию полного напора.

При движении реальной жидкости полный напор вдоль потока уменьшается, так как часть его затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений, поэтому линия $E-E$ понижается. Линия $N-N$ представляет линию начального напора.

Линия $P-P$, характеризующая величину потенциального напора в сечениях, называется пьезометрической. Изменение ее на единицу длины называется пьезометрическим уклоном:

$$i_{\pi} = \frac{(z_1 + p_1 / \rho g) - (z_2 + p_2 / \rho g)}{l_{1-2}}$$

Если пьезометрическая линия $P-P$ понижается по течению, величина i_{π} положительна, в противном случае – отрицательна. Пьезометрическая линия всегда расположена ниже линии полного напора на величину скоростного напора в соответствующем сечении. При равномерном движении ($d = \text{const}$) средняя скорость на рассматриваемом участке одинакова. Поэтому напорная и пьезометрическая линии представляют собой параллельные прямые и $i_{\pi} = i = \Sigma h_{1-2} / l_{1-2}$.

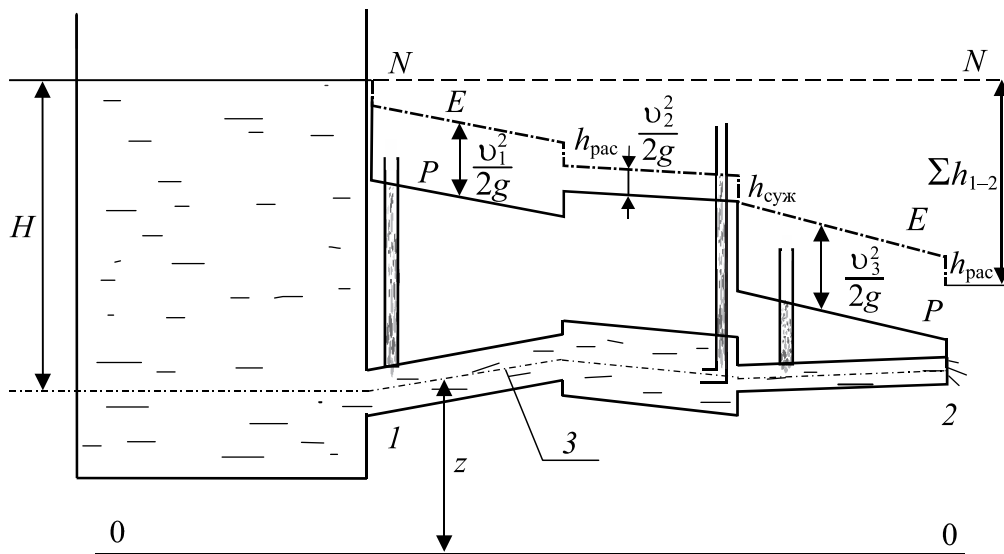


Рис. 16. Графическая интерпретация уравнения Бернулли

С энергетической точки зрения линию $E-E$ следует считать линией полной удельной энергии, а линию $P-P$ – линией удельной потенциальной энергии. Тогда $\sum h_{1-2} = E_1 - E_2$, т. е. уменьшение полной удельной энергии потока жидкости на участке между сечениями $1-1$, $2-2$ обусловлено потерей энергии за счет работы внутренних сил трения единицы веса жидкости на пути между сечениями.

При движении реальной жидкости, кроме потерь на трение по длине, могут быть местные потери напора, которые возникают вследствие изменения размеров или конфигурации трубопровода (местные сопротивления). К местным сопротивлениям относятся расширение и сужение трубопровода, колена, тройники, повороты, краны, вентили и др. Проходя через местное сопротивление, поток деформируется, в результате чего происходит отрыв потока от стенки с образованием вихревых зон, которые и являются причиной возникновения местных потерь напора.

Местные потери напора определяют по формуле Вейсбаха:

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (21)$$

где h_m – местные потери напора, м; ζ – коэффициент местного сопротивления; v – средняя скорость движения жидкости в трубопроводе за местным сопротивлением, м/с.

Коэффициент местного сопротивления ζ зависит не только от вида местного сопротивления, но и от режима движения жидкости, т. е. от числа Re . При практических расчетах считают, что в турбулентном режиме этот коэффициент зависит только от вида местного сопротивления.

Коэффициент ζ для скоростного напора за местным сопротивлением можно определить по эмпирическим формулам и по справочным данным:

– внезапное расширение потока – коэффициент зависит от размеров трубопровода и рассчитывается по формуле

$$\zeta_{\text{вн.р}} = \left[\left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 - 1 \right]^2, \quad (22)$$

где d_1 , d_2 – внутренний диаметр трубопровода соответственно до и после сопротивления, м;

– внезапное сужение потока – коэффициент зависит от размеров трубопровода и вычисляется по следующей формуле:

$$\zeta_{\text{вн. с}} = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right]; \quad (23)$$

– резкий поворот без закругления (колени) – коэффициент зависит от угла поворота α и находится по формуле

$$\zeta_{\text{к}} = 0,946 \sin^2 \frac{\alpha}{2} + 2,047 \sin^4 \frac{\alpha}{2}; \quad (24)$$

– диафрагма в трубе постоянного сечения – коэффициент зависит от степени сужения трубы $S_{\text{д}} / S_{\text{тр}}$;

$S_{\text{д}} / S_{\text{тр}}$	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
$\zeta_{\text{д}}$	1050	245	51,5	18,20	8,25	4,00	2,00	0,97	0,42	0,13	0

– вентиль – коэффициент зависит от степени его открытия: a / d , где a – величина перекрытия трубопровода, м; d – диаметр трубопровода, м;

a / d	Полное открытие	1/3	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8
$\zeta_{\text{в}}$	0	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8

– пробковый кран – коэффициент зависит от угла поворота α , град.

α	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	65
$\zeta_{\text{кр}}$	0,05	0,29	0,75	1,56	3,10	5,47	9,68	17,3	31,2	52,6	106	486

Описание лабораторной установки

Установка (рис. 17) состоит из напорного бака 1 с успокоительной перегородкой 2, в котором поддерживается постоянный напор $H = \text{const}$ за счет перелива жидкости через сливную трубу 3. К напорному баку присоединен трубопровод переменного сечения 4, на конце которого установлен регулировочный кран 5. Для измерения напора в различных сечениях трубопровода имеются пьезометры 6. Измерение объема вытекающей жидкости проводится мерным баком 7, а времени истечения – секундомером.

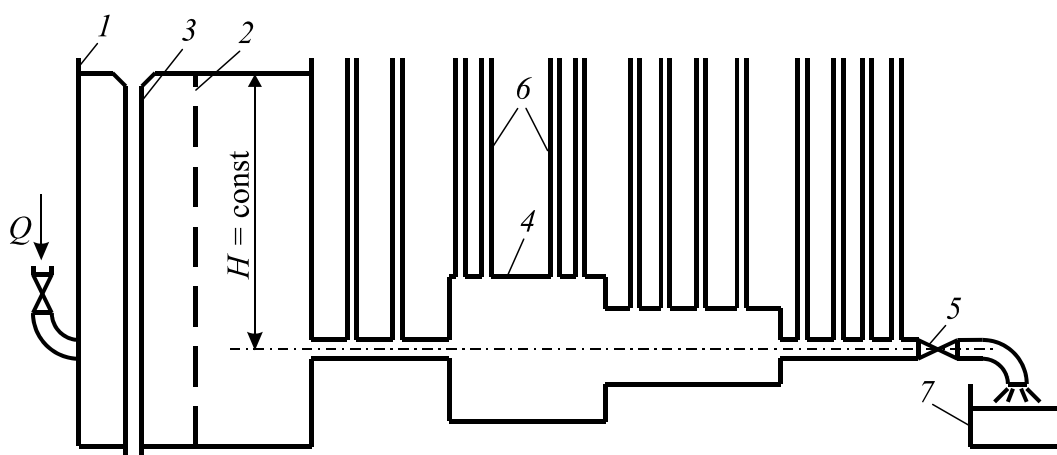


Рис. 17. Лабораторная установка для графического построения линий напоров жидкости в трубопроводе:
 1 – напорный бак; 2 – перегородка; 3 – сливная труба;
 4 – трубопровод переменного сечения; 5 – регулировочный кран;
 6 – пьезометры; 7 – мерный бак

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой.
2. Записать исходные данные: температуру жидкости, внутренние диаметры трубопроводов, площадь мерного бака S_6 .
3. Убедиться в отсутствии в пьезометрах воздуха (при $Q = 0$ их показания должны быть одинаковыми).
4. Установить необходимый уровень жидкости в напорном баке (имеет место постоянный перелив через сливную трубу).
5. Открыть кран и установить постоянный на протяжении всего опыта расход жидкости Q .
6. Снять показания всех пьезометров. При этом следует иметь в виду, что уровни в них колеблются и иногда довольно значительно. Это свидетельствует о наличии в трубопроводе турбулентного режима движения, при котором имеет место пульсация скоростей, а значит, и давлений. Поэтому во избежание грубых ошибок при снятии показаний пьезометров необходимо фиксировать средние положения уровня жидкости в них.
7. Измерить объем вытекшей жидкости V и время его истечения t .
8. Закрыть полностью кран и выключить насосную установку. Измеренные и рассчитанные данные занести в табл. 5.

Таблица 5

**Исследование распределения
напоров жидкости в трубопроводе**

Но- мера сече- ний	Рас- стоя- ние между сече- ниями l , м	Внутренний диаметр трубопро- вода в се- чениях d , м	Площадь живого сечения трубопро- вода в се- чениях S , м^2	Пьезо- метри- ческий напор в сече- ниях $p / \rho g$, м	Средняя скорость движения жидкости в сече- ниях v , м/с	Скоро- стной напор в сече- ниях $\alpha v^2 / 2g$, м	Пол- ный напор в се- чениях H , м

Обработка экспериментальных данных

1. Определить расход жидкости по трубопроводу: $Q = V/t$.
2. Рассчитать среднюю скорость движения жидкости в сечениях: $v = Q/S$, где S – площадь живого сечения трубопровода.
3. Найти скоростной напор $\alpha v^2 / 2g$ в сечениях, приняв $\alpha = 1$.
4. Вычертить на миллиметровой бумаге схему опытного трубопровода в масштабе и показать на ней места установки пьезометров.
5. Принять плоскость сравнения, совпадающую с осью трубопровода, и построить линии пьезометрического $P-P$ и полного $E-E$ напоров: линию $P-P$ получить, отложив в масштабе от плоскости сравнения показания пьезометров в соответствующих сечениях и соединив их; линию $E-E$ получить, отложив от линии $P-P$ значения скоростного напора $\alpha v^2 / 2g$ в соответствующих сечениях и соединив их. Линия $N-N$, соответствующая полному напору в начальном сечении, будет линией начального напора.
6. Определить суммарные потери напора в заданных сечениях как разность ординат линий начального и полного напоров в этих сечениях с учетом вертикального масштаба.
7. Рассчитать значение гидравлического уклона для всего опытного участка трубопровода: $i = h/l$, где h – потери напора на участке, определяемые по диаграмме для конечного сечения, м; l – длина участка, м.

8. Оценить потери напора в местном сопротивлении h_m , которые будут равны величине падения линии полного напора на местном сопротивлении. Данные занести в табл. 6.

Таблица 6

Определение потерь напора в местных сопротивлениях

Вид местного сопротивления	d_1 , мм	d_2 , мм	$\frac{v^2}{2g}$, мм	Потери напора h_m , мм		Отклонение ε , %
				опытные	теоретические	

9. Определить теоретические потери напора в местных сопротивлениях по формуле (21).

10. Вычислить процент отклонения

$$\varepsilon = \frac{|h_m^{\text{опыт}} - h_m^{\text{т}}|}{h_m^{\text{опыт}}} 100\%.$$

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ МАЛЫЕ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

Цель работы

1. Определить опытным путем коэффициенты сжатия ϵ , скорости φ и расхода μ при истечении жидкости через малые отверстия в тонкой стенке и насадки.
2. Построить поперечные сечения струй, вытекающих из отверстий и насадок различной формы.
3. Сравнить полученные опытные значения коэффициентов ϵ , φ и μ со справочными данными.
4. Определить время опорожнения бака при переменном напоре (от H_1 до H_2) и сравнить полученное значение с вычисленным по формуле.

Теоретическая часть

На практике истечение жидкости через малые отверстия и насадки наблюдается при опорожнении (наполнении) различных емкостей, а также в гидротехнических сооружениях.

Малые отверстия могут использоваться как расходомеры. Малым называют отверстие, диаметр которого меньше 0,1 напора H ($d \leq 0,1H$). Это позволяет считать давление во всех точках этого отверстия практически одинаковым.

Под отверстием в тонкой стенке надо понимать отверстие, имеющее острые кромки. При истечении через такое отверстие возникают только местные потери напора, а толщина стенки не оказывает влияния на характер истечения. Толщина такой стенки для цилиндрического отверстия $\delta < 0,2d$, где d – диаметр отверстия.

При подходе жидкости к отверстию происходит искривление линий тока. Вследствие движения частиц по криволинейным траекториям отмечается сжатие струи. Как показывает опыт, максимальное сжатие струи наблюдается на расстоянии $(0,5-1,0)d$ от

выхода. Чем больше сжатие, тем меньше расход. Скорость и расход жидкости определяются из соотношений

$$v = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (25)$$

$$Q = \mu S_{\text{отв}} \sqrt{2gH}, \quad (26)$$

где φ – коэффициент скорости; H – напор над центром тяжести отверстия, м; $\mu = \varepsilon \varphi$ – коэффициент расхода; ε – коэффициент сжатия; $S_{\text{отв}}$ – площадь сечения отверстия, м².

Коэффициент скорости, входящий в формулу (25), представляет собой отношение действительной скорости к теоретической:

$$\varphi = \frac{v}{\sqrt{2gH}}. \quad (27)$$

Коэффициент сжатия – это отношение площади сжатого сечения к площади отверстия:

$$\varepsilon = \frac{S_{\text{сж}}}{S_{\text{отв}}}. \quad (28)$$

Опытным путем коэффициент скорости φ можно получить, измеряя координаты траектории струи (рис. 18). Если известны координаты какой-либо точки струи, то коэффициент скорости вычисляется по формуле

$$\varphi = \frac{x}{2\sqrt{zH}}, \quad (29)$$

где x , z – координаты центра тяжести некоторой точки струи относительно начала, помещенного в центре тяжести сжатого сечения струи.

Численные значения коэффициента расхода можно получить из формулы (26):

$$\mu = \frac{Q}{S_{\text{отв}} \sqrt{2gH}}. \quad (30)$$

По известным коэффициентам φ и μ можно определить коэффициент сжатия струи ε .

Рассмотренные коэффициенты φ , μ и ε зависят от формы отверстия и числа Рейнольдса. Для круглого отверстия при $Re > 10^5$ они имеют следующие значения: $\varphi = 0,97$, $\varepsilon = 0,64$, $\mu = 0,62$.

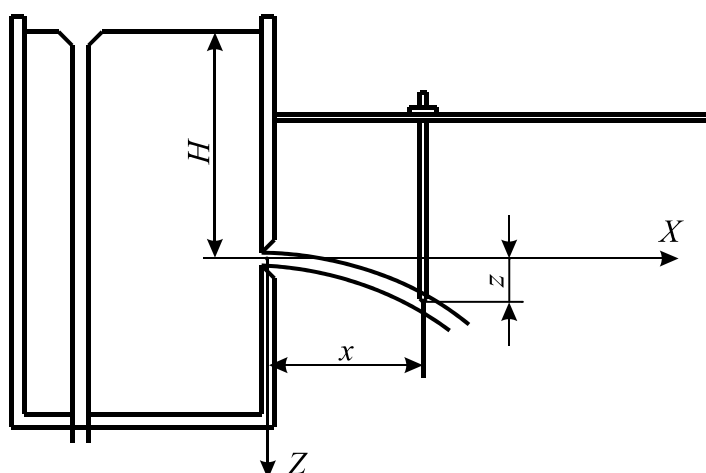


Рис. 18. Измерение траектории струи при истечении ее из отверстия

Истечение жидкости через отверстия некруглой формы сопровождается инверсией струи, т. е. изменением формы поперечного сечения по длине струи. Поперечное сечение струи, вытекающей из квадратного отверстия, принимает крестообразную форму, а из треугольного – форму треугольной звезды. Происходит это потому, что скорости подхода к отверстию оказываются неодинаковыми для различных участков периметра отверстия.

Насадками называются короткие трубки длиной $l = (3-4)d$, присоединенные к отверстию в стенке с целью увеличения расхода жидкости или создания струи, обладающей определенными энергетическими характеристиками. В практике применяются насадки различной формы: цилиндрические, конические сходящиеся (рис. 19) и конические расходящиеся, коноидальные (рис. 20).

Величины μ и φ в этих формулах зависят от конструктивных особенностей различных насадков.

Внешний цилиндрический насадок. При входе жидкости в насадок струя вначале несколько сжимается, как и при истечении через отверстия, а затем постепенно расширяется до полного сечения. Вокруг сжатого сечения образуются зоны с пониженным давлением (вакуумом). Образование вакуума объясняется тем, что в сжатом сечении скорость струи больше, чем на выходе из насадка. Согласно уравнению Д. Бернулли, давление в сечении с большой скоростью должно быть меньше, чем давление в сечении с меньшей скоростью. Поскольку на выходе из насадка давление атмосферное, то в сжатом сечении оно меньше атмосферного, т. е. вакуум.

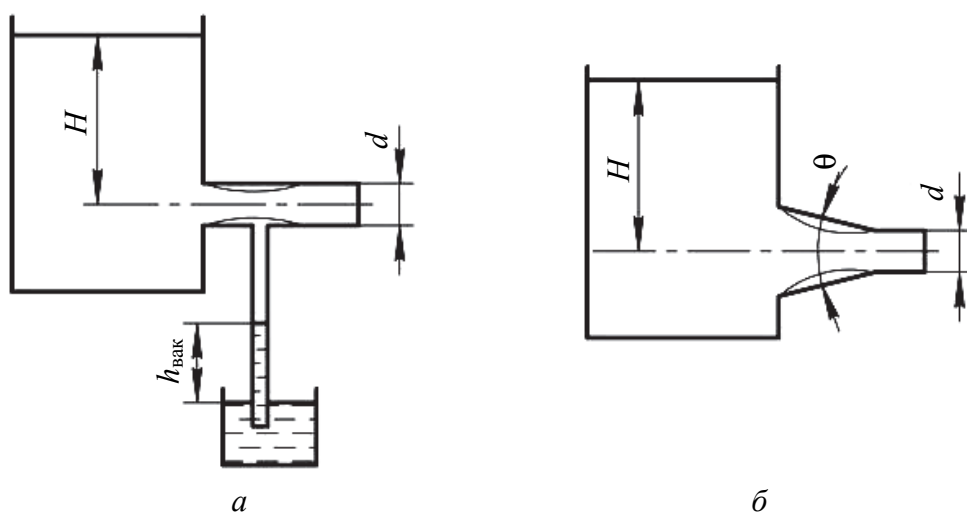


Рис. 19. Схемы цилиндрического (а) и конического сходящегося (б) насадков

Величину вакуума при истечении воды при 20°C можно определить из выражения $h_{\text{вак}} \approx 0,74H$.

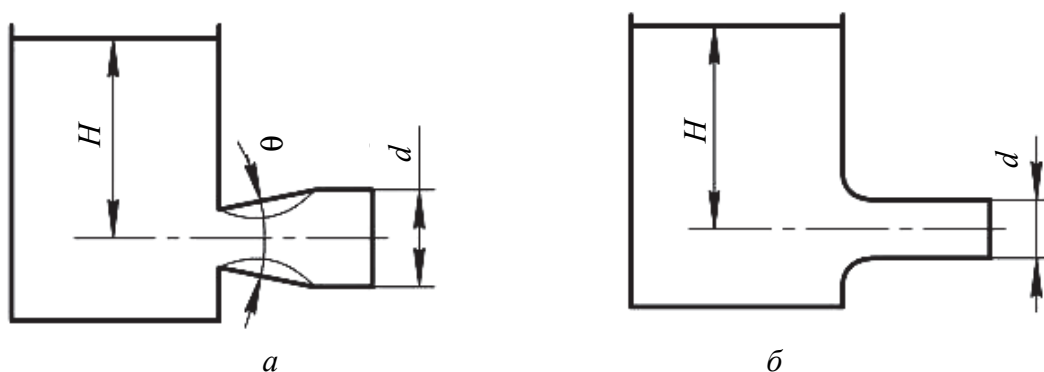


Рис. 20. Схемы конического расходящегося (а) и коноидального (б) насадков

Образование вакуума внутри насадка приводит к увеличению расхода по сравнению с истечением через отверстие. Поэтому при одинаковом напоре H и входном диаметре d коэффициент расхода при истечении жидкости через насадок будет больше, чем при истечении через отверстия. Коэффициент расхода внешнего цилиндрического насадка $\mu = 0,82$.

Наличие вакуума наглядно демонстрируется, если в месте наибольшего сжатия струи присоединить вакуумметр. Жидкость в нем поднимается на высоту $h_{\text{вак}}$.

Предельная величина вакуума в сжатом сечении ограничена давлением насыщенных паров. При значениях H , близких к предельному, происходит интенсивное парообразование; образовавшиеся пары оттесняют жидкость от стенок, что приводит к срыву вакуума, и увеличения расхода не наблюдается.

Конический сходящийся насадок. Основное назначение таких насадков – увеличение скорости выхода жидкости, т. е. создание струи, обладающей большой удельной кинетической энергией. Струя, вытекающая из такого насадка, характеризуется компактностью и на длительном расстоянии сохраняет свою форму. Коэффициент расхода и скорости такого насадка зависит от угла конусности. Наиболее высокими гидравлическими показателями конические сходящиеся насадки обладают при угле конусности $\theta = 13^\circ 24'$, при этом $\mu = 0,946$.

Конический расходящийся насадок. В сжатом сечении этого насадка образуется вакуум, величина которого возрастает с увеличением угла конусности. Это обуславливает большой расход таких насадков по сравнению с рассмотренными выше. Оптимальный угол конусности $\theta = 7^\circ$. При этом коэффициент расхода, рассчитанный по выходному отверстию, равен 0,45 (по входному – 1,5). При большем угле конусности происходит отрыв струи от стенок насадка и вакуум срывается.

Коноидальный насадок имеет форму, близкую к форме струи, вытекающей из отверстия. Поэтому сопротивление движению минимальное, это обеспечивает наиболее высокие значения коэффициентов скорости и расхода: $\mu = \varphi = 0,97-0,99$.

Истечение жидкости через отверстия при переменном напоре относится к неустановившемуся движению и находит применение при определении времени частичного или полного опорожнения различных емкостей.

Теоретическая формула для определения времени частичного опорожнения прямоугольного бака имеет вид

$$t = \frac{2S_6 (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu S_{\text{отв}} \sqrt{2g}}, \quad (31)$$

где S_6 – площадь поперечного сечения бака, м^2 ; H_1, H_2 – соответственно начальный и конечный напоры, м; $S_{\text{отв}}$ – площадь поперечного сечения отверстия, м^2 .

Время полного опорожнения бака находится по формуле

$$t = \frac{2S_6\sqrt{H_1}}{\mu S_{\text{отв}}\sqrt{2g}} = \frac{2S_6H_1}{\mu S_{\text{отв}}\sqrt{2gH_1}}. \quad (32)$$

Описание лабораторной установки

Установка (рис. 21) состоит из водооборотного бака 1, напорного бака 2 и центробежного насоса 3. Постоянный уровень жидкости в баке поддерживается сливной трубой 4. Напор над центром тяжести отверстия измеряется водомерным стеклом 5.

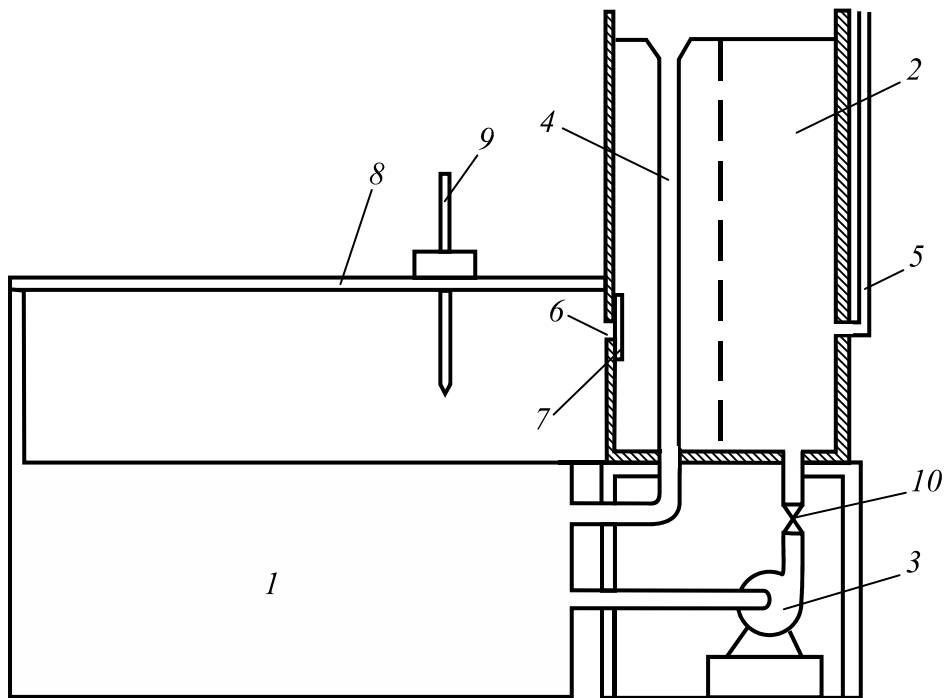


Рис. 21. Лабораторная установка для определения траектории истечения струи жидкости из отверстия или насадки:
 1 – водооборотный бак; 2 – напорный бак; 3 – центробежный насос;
 4 – сливная труба; 5 – водомерное стекло; 6 – отверстие с резьбой;
 7 – резиновый клапан; 8 – рейка; 9 – мерная игла; 10 – кран

В стенке напорного бака имеется цилиндрическое отверстие с резьбой 6 для крепления съемных устройств с отверстиями различной формы. Цилиндрическое отверстие перекрывается резиновым клапаном 7.

Для измерения координат струи на горизонтальной рейке 8 установлена мерная игла 9. Объем жидкости измеряется с помощью мерного бака, а время – секундомером.

Порядок выполнения работы

1. Установить съемное устройство с круглым отверстием в цилиндрическое отверстие напорного бака.
2. Включить центробежный насос и открыть кран 10 для наполнения бака.
3. При постоянном уровне жидкости в баке открыть резиновый клапан.
4. Измерить объем воды и время истечения.
5. Определить координаты струи x и z с помощью мерной иглы 9. Данные занести в табл. 7.

Таблица 7

Определение коэффициента скорости при истечении жидкости из отверстия

x_i , см	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
z_i , см													
z , см													
ϕ													

6. Закрыть резиновый клапан и кран 10. Выключить насос.
7. Зафиксировать начальный напор H_1 , открыть резиновый клапан и включить секундомер. После падения напора до отметки H_2 выключить секундомер.
8. Установить насадок в цилиндрическое отверстие напорного бака и повторить п. 2–7.
9. Произвести наблюдения за срывом и восстановлением вакуума.
10. Для наблюдения явления инверсии поменять съемное приспособление с отверстием.
11. Записать исходные данные: внутренний диаметр отверстия d , напор над центром тяжести отверстия H , площадь напорного бака S_n , площадь мерного бака S_6 .

Обработка экспериментальных данных

1. Рассчитать расход Q по формуле: $Q = V/t$.
2. Найти коэффициент расхода μ из соотношения (30).
3. Вычислить коэффициент скорости φ по формуле (29) для каждого измерения и найти его среднее значение.
4. Определить теоретическое время опорожнения бака при переменном напоре по выражению (32) и сравнить его с опытным. Все данные занести в табл. 8.

Таблица 8

Исследование времени опорожнения бака

Объем вытекшей жидкости V , м ³	Время наполнения мерного сосуда t , с	Коэффициент						Время опорожнения бака от H_1 до H_2	
		скорости, φ		расхода, μ		сжатия, ε		опытное	теоретическое
		опытный	справочный	опытный	справочный	опытный	справочный		

5. Опытные значения коэффициентов φ , μ и ε сравнить со справочными данными.
6. По измеренным координатам построить траекторию полета струи для заданного отверстия и насадки.

ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы

1. Изучить конструкцию, принцип действия насоса, параметры, характеризующие его работу.
2. Провести испытание насоса и построить его рабочие характеристики $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

Теоретическая часть

Центробежные насосы относятся к группе лопастных. Передача механической энергии от двигателя к жидкости осуществляется за счет воздействия лопаток рабочего колеса на жидкость, проходящую через насос. Центробежный насос состоит из следующих основных частей (рис. 22): рабочего колеса 1, корпуса 2, нагнетательного патрубка 3, всасывающего патрубка 4.

При включении электродвигателя рабочее колесо 1 приводится во вращение с помощью вала, на котором оно жестко закреплено. Если корпус насоса заполнен жидкостью, то при вращении рабочего колеса жидкость, находящаяся в нем, приобретая энергию от лопаток, также приходит во вращение и под действием центробежной силы отбрасывается от центра колеса к корпусу 2, выполненному в виде спирального отвода. В результате в центре рабочего колеса создается разрежение, обеспечивающее всасывание жидкости через всасывающий патрубок 4 в рабочее колесо. В спиральном отводе происходит преобразование кинетической энергии потока в потенциальную, а затем жидкость поступает в напорный патрубок 3.

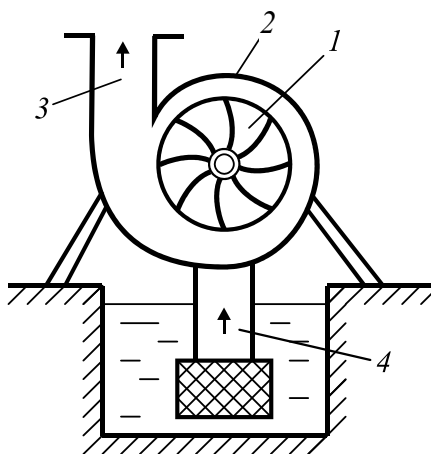


Рис. 22. Центробежный насос:
1 – рабочее колесо; 2 – корпус;
3 – нагнетательный патрубок;
4 – всасывающий патрубок

Для предотвращения утечек жидкости через зазоры применяются уплотнения. При сопряжении вала с корпусом используются сальниковые уплотнения. Уплотнение зазора между корпусом и рабочим колесом, предназначенное для разделения областей низкого и высокого давлений в рабочей полости насоса, осуществляется сменными уплотняющими кольцами.

Работа центробежного насоса характеризуется следующими параметрами: подачей Q , напором H , потребляемой мощностью N , частотой вращения n , коэффициентом полезного действия (КПД) η .

Подача насоса Q – это количество жидкости, подаваемой насосом в единицу времени ($\text{м}^3/\text{с}$).

Напором H называется удельная энергия, приобретенная единицей веса жидкости, прошедшей через насос. Величина H определяется как разность удельных энергий жидкости на выходе из насоса и на входе в него:

$$H = \left(z_{\text{н}} + \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + \frac{\alpha_{\text{н}} v_{\text{н}}^2}{2g} \right) - \left(z_{\text{в}} + \frac{p_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{\alpha_{\text{в}} v_{\text{в}}^2}{2g} \right), \quad (33)$$

где $z_{\text{н}}$, $\frac{p_{\text{н}}}{\rho g}$, $\frac{\alpha_{\text{н}} v_{\text{н}}^2}{2g}$ – соответственно геометрический, пьезометрический и скоростной напоры в месте подключения манометра, м (см. рис. 23 на с. 50); $z_{\text{в}}$, $\frac{p_{\text{в}}}{\rho g}$, $\frac{\alpha_{\text{в}} v_{\text{в}}^2}{2g}$ – то же в месте подключения вакуумметра, м.

Если диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов одинаковы, то уравнение (33) после несложных преобразований можно записать в следующем виде:

$$H = \frac{p_{\text{м}}}{\rho g} + \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} \pm \Delta z = H_{\text{м}} + H_{\text{вак}} \pm \Delta z, \quad (34)$$

где $H_{\text{м}}$ – показание манометра, подключенного к нагнетательному трубопроводу (переведенное в метры жидкостного столба); $H_{\text{вак}}$ – показание вакуумметра, подключенного к всасывающему трубопроводу (переведенное в метры жидкостного столба); Δz – вертикальное расстояние между точками подключения манометра и вакуумметра, м.

Потребляемой мощностью N называется энергия, подводимая к насосу от двигателя в единицу времени.

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$ – это мощность, приобретаемая жидкостью при прохождении через насос. Полезная мощность рассчитывается по формуле

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H = p Q, \quad (35)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 .

Полезная мощность насоса всегда меньше потребляемой. Отношение полезной мощности к потребляемой называется коэффициентом полезного действия:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \frac{\rho g Q H}{N}. \quad (36)$$

Часть подведенной мощности теряется (превращается в тепло). Потери мощности в насосе делят на потери механические, объемные и гидравлические. Общий КПД насоса определяется как произведение:

$$\eta = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{г}},$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД, учитывающий потери на трение в подшипниках, сальниках и потери на трение наружной поверхности рабочего колеса о жидкость; $\eta_{\text{о}}$ – объемный КПД, который учитывает утечки жидкости из нагнетательной во всасывающую область через уплотнение между корпусом и колесом; $\eta_{\text{г}}$ – гидравлический КПД, учитывающий потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе.

Зависимости $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ называются рабочими характеристиками насоса. Для их построения необходимо провести опытное испытание насоса и получить значения Q , H , N и η .

Описание лабораторной установки

Установка (рис. 23) состоит из бака *1* с водой, всасывающего трубопровода *2*, вакуумметра *3*, центробежного насоса *4* с приводом от электродвигателя *5* и муфтой *6*, манометра *7*, нагнетательного трубопровода *8*, снабженного регулировочным краном *9* и счетчиком расхода жидкости *10*, ваттметра *11* для измерения мощности электродвигателя.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой. Заполнить насос водой и включить его в работу.
2. Полностью открыть кран 9 и записать в табл. 9 показания вакуумметра 3, манометра 7, ваттметра 11 и счетчика расхода жидкости 10.
3. Прикрывая кран 9, установить 5–6 различных расходов и произвести те же измерения.
4. Закрыть кран 9 и при $Q = 0$ записать показания всех приборов.
5. Выключить насос. Измерить расстояние Δz между точками подключения вакуумметра и манометра.

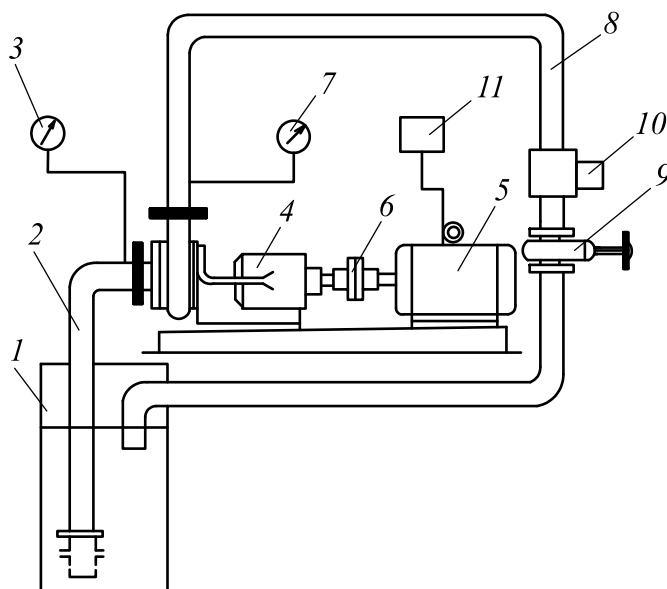


Рис. 23. Лабораторная установка

для испытания центробежного насоса:

- 1 – бак; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – вакуумметр;
 4 – центробежный насос; 5 – электродвигатель; 6 – муфта;
 7 – манометр; 8 – нагнетательный трубопровод; 9 – кран;
 10 – счетчик расхода жидкости; 11 – ваттметр

Обработка экспериментальных данных

1. Показания вакуумметра и манометра перевести в метры водного столба, по формуле (34) рассчитать напор насоса H .

Таблица 9

Определение КПД центробежного насоса

Показатель	Номер опыта					
	1	2	3	4	5	6
$p_{\text{вак}}$, кгс/см ²						
$H_{\text{вак}}$, м вод. ст.						
$p_{\text{м}}$, кгс/см ²						
$H_{\text{м}}$, м вод. ст.						
Объем воды, перемещаемый насосом V , м ³						
Время перемещения объема t , с						
Показание ваттметра N_1 , кВт						
Полный напор насоса H , м вод. ст.						
Подача насоса Q , м ³ /с						
Потребляемая мощность N , кВт						
Полезная мощность $N_{\text{п}}$, кВт						
КПД насоса η						

2. Определить подачу насоса $Q = V / t$, потребляемую насосом мощность $N = N_1 \eta_{\text{эдв}}$, где N_1 – показания ваттметра; $\eta_{\text{эдв}}$ – КПД электродвигателя.

3. Рассчитать полезную мощность насоса по формуле (35), КПД насоса – по уравнению (36).

4. Построить графики $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ и провести их анализ.

ИСПЫТАНИЕ ШЕСТЕРЕННОГО И ПЛАСТИНЧАТОГО НАСОСОВ

Цель работы

1. Изучить параметры, характеризующие работу насоса.
2. Провести испытание насоса, построить его рабочие характеристики $Q = f(p)$, $N = f(p)$, $\eta = f(p)$.

Теоретическая часть

Насос – это гидравлическая машина, в которой механическая энергия двигателя преобразуется в энергию жидкости. В насосах объемного действия передача энергии жидкости осуществляется путем периодического заполнения рабочего объема насоса с последующим вытеснением из него.

К объемным насосам относятся поршневые, плунжерные, радиально-поршневые, аксиально-поршневые, шестеренные и пластинчатые.

Шестеренные насосы. Шестеренные насосы нашли широкое применение в системах смазки, для перекачивания нефти, нефтепродуктов и других вязких материалов. Шестеренные насосы делятся на насосы с внешним (рис. 24, *a*) и внутренним (рис. 24, *б*) зацеплением шестерен.

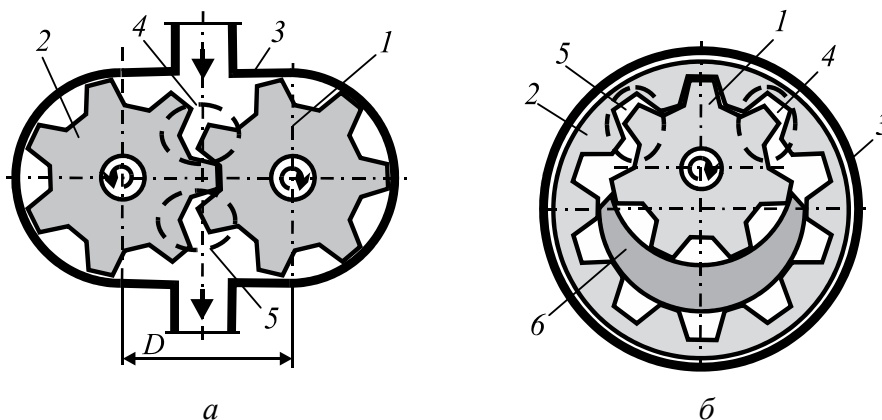


Рис. 24. Шестеренный насос с внешним (*a*) и внутренним (*б*) зацеплением:
1 – ведущая шестерня; 2 – ведомая шестерня; 3 – корпус;
4 – область всасывания; 5 – область нагнетания; 6 – серповидный элемент

Шестеренный насос состоит из цилиндрических шестерен – ведущей 1 и ведомой 2, помещенных в корпус 3. При вращении приводного вала вращается ведущая шестерня и находящаяся с ней в зацеплении ведомая шестерня. При этом в области, где зубья шестерен выходят из зацепления (область всасывания 4), создается разрежение и в пространство между зубьями шестерни всасывается жидкость. Этот объем жидкости в результате вращения шестерни вдоль поверхности статора переносится в область, где зубья шестерен входят в зацепление (область нагнетания 5). В области нагнетания жидкость выдавливается из пространства между зубьями шестерен, и при этом создается необходимый напор жидкости в нагнетательном патрубке насоса.

В шестеренных насосах с внутренним зацеплением для отделения нагнетательной полости от всасывающей между внешней и внутренней шестернями установлен серповидный элемент 6 (рис. 24, б). Шестеренные насосы с внутренним зацеплением имеют меньшие габаритные размеры и меньше изнашиваются, чем насосы с внешним зацеплением шестерен, однако из-за сложности изготовления используются редко.

Рабочий объем шестеренного насоса рассчитывается по формуле

$$V_0 = 2\pi Dmb = 2\pi m^2 zb, \quad (37)$$

где D – диаметр начальной окружности ведущей шестерни, м (для шестерен одинакового диаметра – расстояние между осями шестерен); $m = D/z = h/2$ – модуль шестерни, м; h – высота зуба шестерни; b – ширина зуба шестерни, м; z – число зубьев ведущей шестерни.

Основные потери в шестеренных насосах связаны с утечками жидкости из области нагнетания в область всасывания через зазор между корпусом и шестерней. Данные потери зависят от вязкости рабочей жидкости и характеризуются объемным КПД, который для современных шестеренных насосов при перекачке масел равен 76–94%.

Пластинчатые насосы. Пластинчатые насосы бывают однократного (рис. 25, а) и двукратного (рис. 25, б) действия.

На рис. 25, а приведена схема пластинчатого насоса однократного действия. В корпусе насоса – статоре 1, внутренняя поверхность которого цилиндрическая, с эксцентриситетом e расположен ротор 2, представляющий собой цилиндр с продольными радиальными прорезями (либо под небольшим углом α к радиусу).

В прорези вставлены прямоугольные пластины-вытеснители 3, которые при вращении ротора под действием центробежных или других сил прижимаются к внутренней поверхности статора, совершая каждая в своем пазу одно возвратно-поступательное движение за один оборот ротора. Когда пластины выдвигаются, объем между ними, ротором и статором увеличивается, происходит разрежение, и жидкость всасывается из всасывающей области 4. Затем пластины вдвигаются в ротор, объем между ними, ротором и статором уменьшается, и жидкость выталкивается в нагнетательную область 5.

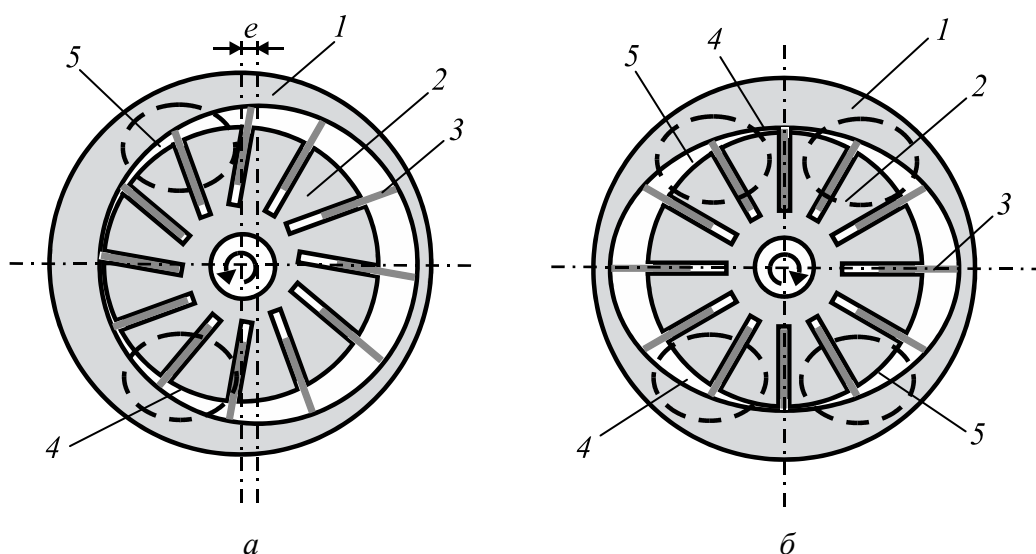


Рис. 25. Пластинчатый насос однократного (а) и двукратного (б) действия:

1 – статор; 2 – ротор; 3 – пластины-вытеснители;
4 – всасывающая область; 5 – нагнетательная область

Рабочий объем однократного пластинчатого насоса определяется как сумма объемов между выдвинутыми пластинами, ротором и статором за вычетом объема при вдвинутых пластинах:

$$V_0 = \left[2\pi(r - e) - \frac{\delta z}{\cos \alpha} \right] 2eb, \quad (38)$$

где r – радиус внутренней поверхности статора, м; δ – толщина пластины, м; z – число пластин; α – угол наклона пластины к радиусу ротора ($0-15^\circ$); b – ширина пластины в осевом направлении, м.

Недостаток пластинчатого насоса однократного действия состоит в том, что ротор испытывает радиальную нагрузку из-за

разности давлений в нагнетательной и всасывающей полостях. Этого недостатка лишен насос двукратного действия (рис. 25, б), у которого как области всасывания, так и области нагнетания расположены диаметрально противоположно. Внутренняя поверхность статора выполнена в виде сопряжения цилиндрических поверхностей, в сечении напоминающего эллипс.

Таким образом, за один оборот ротора дважды осуществляются операции всасывания и нагнетания между соседними пластинами. Рабочий объем пластинчатого насоса двукратного действия вычисляется по следующей формуле:

$$V_0 = 2 \left[\pi(r_1^2 - r_2^2) - \frac{(r_1 - r_2)\delta z}{\cos \alpha} \right] b, \quad (39)$$

где r_1^2 , r_2^2 – соответственно большая и малая полуось внутренней поверхности статора.

Объемный КПД пластинчатых насосов составляет 75–98%.

Основными параметрами, характеризующими работу объемных насосов, являются: рабочий объем V_0 , подача насоса Q , развиваемое давление p , потребляемая мощность N , коэффициент полезного действия η , частота вращения приводного вала n .

Рабочий объем представляет собой изменение объема рабочих камер за один оборот ротора. Он равен объему несжимаемой жидкости, который насос способен переместить из всасывающей линии в нагнетательную при отсутствии утечек. Рабочий объем для каждого конкретного насоса вычисляется по соответствующим формулам.

Подачей насоса Q называется количество жидкости, подаваемое насосом в единицу времени. Различают теоретическую и действительную подачу насоса.

Теоретическая подача насосов объемного действия определяется по формуле

$$Q_T = V_0 n, \quad (40)$$

где V_0 – рабочий объем, м³; n – частота вращения приводного вала, м³/с.

Действительная подача отличается от теоретической на величину утечек в насосе и находится из выражения

$$Q = Q_T \eta_o, \quad (41)$$

где η_0 – объемный КПД насоса, учитывающий утечки жидкости через зазоры в рабочих камерах.

Развиваемое насосом давление p соответствует энергии, которую получает в среднем каждая единица объема жидкости, проходящей через него. Поскольку объемные насосы увеличивают в основном энергию давления, то при вычислении величины p пренебрегают изменением кинетической энергии и энергии положения, а также систематической ошибкой, вызванной высотным смещением приборов, измеряющих давление. Поэтому в соответствии с ГОСТ 17335-79 «Насосы объемные. Правила приемки и методы испытаний» полное давление насоса вычисляется по формуле

$$p = p_2 - p_1, \quad (42)$$

где p_1, p_2 – давление на входе и выходе из насоса соответственно, Па.

При испытании насосов среднего давления ($p = 1,6–10$ МПа) и насосов высокого давления ($p > 10$ МПа), если давление на входе в насос p_1 не превышает $\pm 0,05$ МПа, допускается принимать $p = p_2$.

Мощность N , потребляемая насосом, в случае, если вал двигателя непосредственно соединен с валом насоса, равна мощности приводного двигателя. При определении мощности насоса посредством измерения потребляемой электрической мощности следует учитывать КПД электродвигателя $\eta_{\text{эдв}}$:

$$N = N_1 \eta_{\text{эдв}}. \quad (43)$$

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$ – это мощность, которую получает жидкость при прохождении через него. Полезная мощность рассчитывается из следующего выражения:

$$N_{\text{п}} = pQ, \quad (44)$$

где p – полное давление, развиваемое насосом, Па; Q – подача насоса, м³/с.

Общий коэффициент полезного действия насоса составляет отношение полезной мощности к потребляемой:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N}. \quad (45)$$

Потери мощности в насосе подразделяют на механические, гидравлические и объемные, а общий КПД насоса определяют также по формуле

$$\eta = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \eta_0, \quad (46)$$

где η_m – механический КПД, учитывающий затраты энергии на преодоление трения в подшипниках и уплотнениях; η_r – гидравлический КПД, который учитывает потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса; η_o – объемный КПД, учитывающий объемные утечки (перетоки) жидкости через зазоры.

Графические зависимости $Q = f(p)$, $N = f(p)$, $\eta = f(p)$ при $n = \text{const}$ называются рабочими характеристиками насоса: первая – расходная, остальные – энергетические. Для построения их проводят испытания насосов, в процессе которых осуществляют измерение необходимых параметров.

Описание лабораторной установки

Установка (рис. 26) состоит из бака с маслом 1, всасывающего трубопровода 2, мановакуумметра 3, насоса 4 с приводом от электродвигателя 5, манометра 6, ваттметра 7 для измерения мощности электродвигателя, нагнетательного трубопровода 8, фильтра 9, напорного золотника 10, снабженного регулировочным винтом, счетчика жидкости 11.

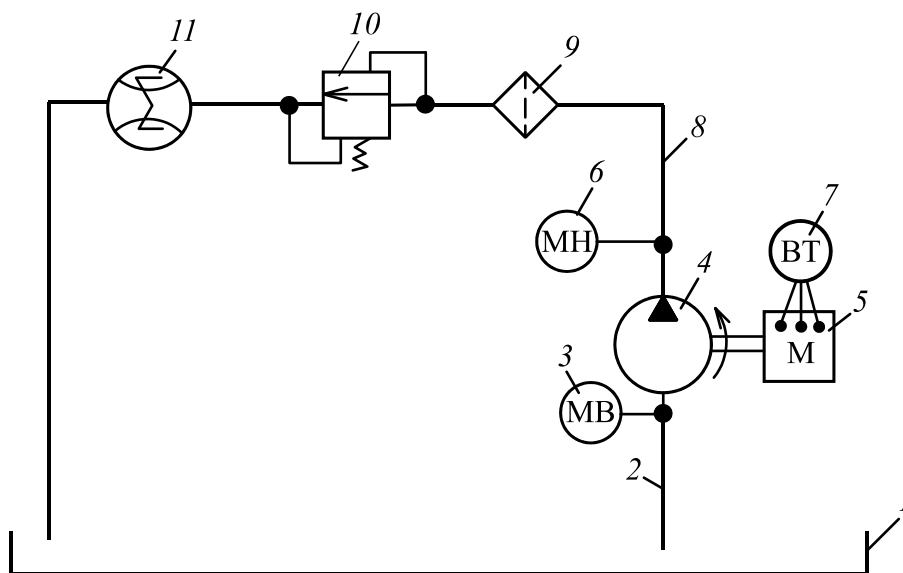


Рис. 26. Лабораторная установка для испытания шестеренного насоса:

- 1 – бак с маслом; 2 – всасывающий трубопровод;
- 3 – мановакуумметр; 4 – насос; 5 – электродвигатель;
- 6 – манометр; 7 – ваттметр; 8 – нагнетательный трубопровод;
- 9 – фильтр; 10 – золотник; 11 – счетчик объема жидкости

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой, записать марку насоса и его техническую характеристику.
2. Убедиться, что регулировочный винт напорного золотника находится в крайнем левом положении.
3. Включить привод насоса и проверить нормальную работу насоса: манометр на нагнетательной линии должен показывать давление 0,25–0,30 МПа, а указатель счетчика объема жидкости – вращаться по ходу часовой стрелки.
4. Медленно вращая регулировочный винт напорного золотника, установить по манометру заданное преподавателем начальное давление и записать в табл. 10 показания счетчика объема жидкости, ваттметра, мановакуумметра и манометра.
5. Аналогичные измерения провести при 7–8 значениях давления, указанных преподавателем.
6. Вывернуть регулировочный винт напорного золотника в крайнее левое положение и выключить насосную установку.

Таблица 10

Определение КПД шестеренного насоса

Показатель	Номер опыта					
	1	2	3	4	5	6
Показание мановакуумметра p_1 , МПа						
Показание манометра p_2 , МПа						
Показание ваттметра N_1 , кВт						
Перемещаемый насосом объем масла V , м ³						
Время перемещения объема t , с						
Давление, развиваемое насосом p , МПа						
Подача насоса Q , м ³ /с						
Потребляемая мощность N , кВт						
Полезная мощность N_p , кВт						
КПД насоса η						

Обработка экспериментальных данных

1. Определить подачу насоса $Q = V / t$, развиваемое насосом давление по формуле (42), потребляемую насосом мощность по уравнению (43), полезную мощность насоса по формуле (44), КПД насоса из соотношения (45).

2. Построить график зависимости $Q = f(p)$, $N = f(p)$, $\eta = f(p)$ и провести анализ.

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДРОССЕЛЯ И РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА

Цель работы

1. Изучить конструкции и схемы включения гидродросселя и регулятора расхода.
2. Экспериментально определить нагрузочные характеристики дросселя и регулятора расхода.

Теоретическая часть

Дроссель представляет собой устройство, создающее гидравлическое сопротивление и предназначенное для снижения давления в потоке рабочей жидкости, проходящей через него. Основным элементом дросселя является запорно-регулирующий механизм – деталь, при перемещении которой изменяется проходное сечение или длина дроссельного канала.

Дроссели бывают регулируемыми (рис. 27, *а*) и нерегулируемыми (рис. 27, *б*).

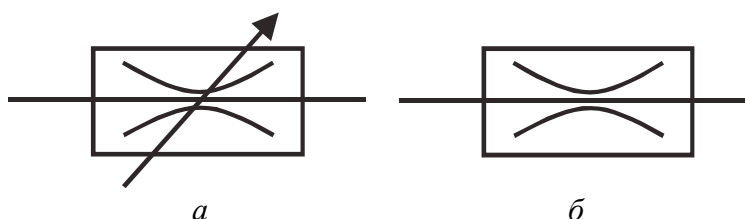


Рис. 27. Обозначение регулируемого (*а*) и нерегулируемого (*б*) дросселя

При использовании дросселя расход Q изменяется в зависимости от перепада давления Δp на нем, и основной характеристикой дросселя является нагрузочная характеристика $Q = f(\Delta p)$. По принципу действия дроссели различают:

1) линейные (ламинарные) – дроссели вязкостного сопротивления, потери давления в которых определяются преимущественно вязкостным сопротивлением потоку жидкости в длинном канале;

2) нелинейные (турбулентные) – дроссели инерционного сопротивления с малой длиной канала, потери давления в которых определяются в основном инерционными силами (деформацией потока жидкости и вихреобразованием при внезапном расширении).

Линейные дроссели характеризуются большой длиной и малым сечением дроссельного канала и, соответственно, небольшим значением числа Рейнольдса, ввиду чего потеря давления в них обусловлена трением при ламинарном течении. Расход жидкости находится по формуле Пуазейля и является линейной функцией потери давления:

$$Q = \frac{d^4 \pi \Delta p}{128 \rho \nu l},$$

где d и l – соответственно диаметр и длина канала, м; Δp – перепад давления на дросселе, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³; ν – кинематическая вязкость, м²/с.

Основным недостатком линейных дросселей является нестабильность характеристики дросселя при изменении температуры рабочей жидкости, обусловленная зависимостью вязкости рабочей жидкости от температуры.

Регулируемый линейный дроссель (рис. 28) представляет собой плунжер с винтообразными канавками (дроссельный канал) и корпус с отверстиями для входа и выхода рабочей жидкости. При вращении плунжера он смещается вправо или влево относительно корпуса. При этом длина канавки, по которой движется жидкость, изменяется.

В нелинейных дросселях потери давления связаны с отрывом потока и вихреобразованием, ввиду чего потеря давления в них происходит практически пропорционально расходу жидкости во второй степени. Расход жидкости определяется по формуле

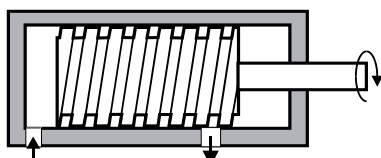


Рис. 28. Линейный дроссель

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где μ – коэффициент расхода, значение которого зависит от типа дросселя и числа Рейнольдса (при $Re > 2 \cdot 10^4$ для при-

ближенных расчетов можно принимать $\mu = 0,60-0,65$); S – площадь проходного сечения, м^2 .

Потери на трение в нелинейных дросселях практически отсутствуют, благодаря чему расход через дроссель не зависит от вязкости жидкости, и, следовательно, характеристика дросселя остается стабильной в широком диапазоне эксплуатационных температур. Это преимущество нелинейных дросселей определило их широкое применение в гидравлических системах. Основным недостатком нелинейных дросселей является стачивание с течением времени запорно-регулирующего механизма и дроссельного канала при больших скоростях или образование отложений на твердой поверхности (облитерации) при малых скоростях и, следовательно, изменение площади проходного сечения S .

По форме проходного сечения дроссельного канала и конструкции запорно-регулирующего механизма нелинейные дроссели делятся на игольчатые, щелевые и втулочные.

Изменение площади проходного сечения игольчатых дросселей (рис. 29, *а*) достигается за счет осевого перемещения иглы. Преимущество дросселя – простота конструкции, недостаток – невысокая точность регулирования и склонность к облитерации кольцевой щели.

Площадь проходного сечения щелевых дросселей (рис. 29, *б*) изменяется при повороте полой пробки, в которой имеется щель. Поскольку толщина стенки пробки мала, то потери на трение отсутствуют и пропускная способность практически не зависит от вязкости жидкости. В щелевом дросселе не возникает облитерации, однако вследствие малого сечения щели расходы через дроссель обычно невелики. Недостаток – из-за одностороннего подвода жидкости при больших перепадах давления на дросселе возникает боковое прижатие пробки к корпусу (втулке).

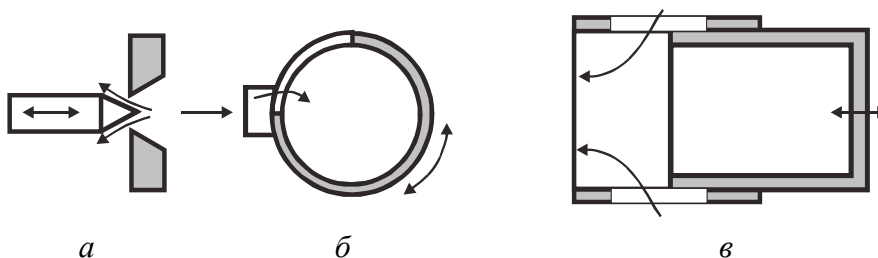


Рис. 29. Игольчатый (*а*), щелевой (*б*) и втулочный (*в*) дроссель

В зависимости от конструктивных размеров и свойств жидкости щелевые дроссели могут иметь как нелинейную, так и линейную расходную характеристику.

Разновидностью щелевого дросселя является золотниковый дроссель, конструкция которого приведена на рис. 30. Гидродроссель включает следующие основные детали: золотник *1*, регулируемый дроссель (ограничитель) *2*, вращающуюся ручку *3*, ограничитель хода *4*, шариковый клапан *5*, пружину *6* и седло золотника *7*.

При направлении движения потока от канала А к В жидкость проходит через дроссель *2*, проходное сечение которого регулируется с помощью ручки *3*. Седло золотника *7* закрыто шаровым клапаном *5* под воздействием пружины *6*.

При направлении движения потока от канала В к А жидкость воздействует на шариковый клапан, отодвигает его и проходит через седло *7*. Вместе с тем часть жидкости дросселируется в дросселе *2*.

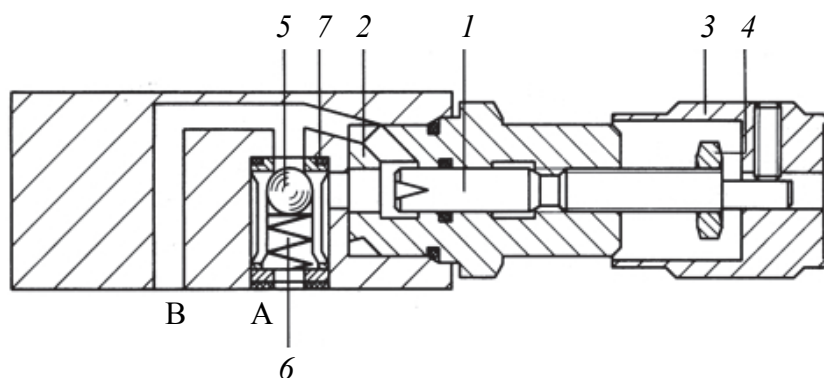


Рис. 30. Конструкция золотникового дросселя:

1 – золотник; *2* – ограничитель; *3* – вращающаяся ручка; *4* – ограничитель хода; *5* – шариковый клапан; *6* – пружина; *7* – седло золотника

Втулочный дроссель (рис. 29, в) состоит из двух цилиндрических втулок: наружной с фигурным отверстием для прохода жидкости и внутренней, перемещающейся в наружной. Регулирование расхода осуществляется изменением площади фигурных отверстий торцом внутренней втулки, не испытывающей боковых прижатий. Втулочный дроссель обеспечивает широкий диапазон регулирования расхода и высокую точность регулирования, мало чувствителен к облитерации.

Регулятор расхода (потока) предназначен для обеспечения заданного расхода вне зависимости от перепада давления между

входным и выходным патрубком устройства. Он состоит из дросселя и редукционного клапана разности давления, поддерживающего постоянный перепад давления на дросселе (условное обозначение представлено на рис. 31). Типы дросселей в регуляторах расхода применяют аналогичные приведенным ранее.

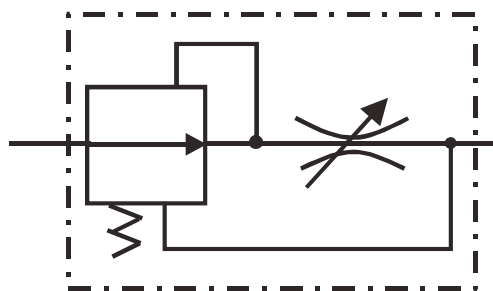


Рис. 31. Обозначение регулятора расхода

Конструкция регулятора расхода приведена на рис. 32. Регулятор расхода включает следующие основные детали: регулировочный винт 1, регулируемый дроссель 2, пружину 3, регулирующий клапан 4, дроссель 5, нерегулируемый дроссель (жиклер) 6, вращающуюся ручку 7, ограничитель хода 8.

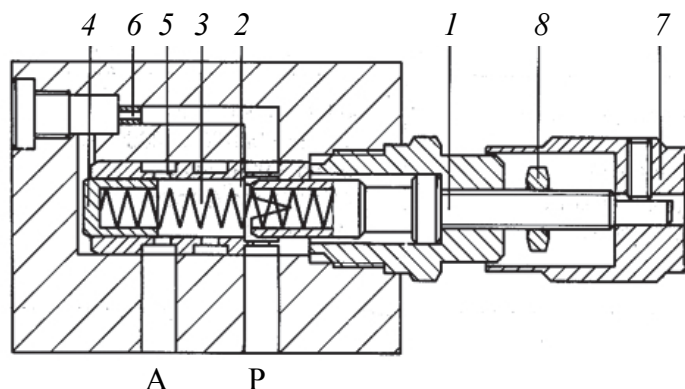


Рис. 32. Конструкция регулятора расхода:

- 1 – регулировочный винт; 2 – регулируемый дроссель; 3 – пружина;
4 – регулирующий клапан; 5 – дроссель; 6 – нерегулируемый дроссель;
7 – вращающаяся ручка; 8 – ограничитель хода

Рабочая жидкость из канала Р проходит через регулируемый дроссель 2 и дроссель 5, а затем поступает в канал А. Расход жидкости устанавливается путем изменения проходного сечения дросселя 2 с помощью вращающейся ручки 7. Расход жидкости зависит от перепада давлений до и после дросселя, т. е. от разности давлений p_1 (в канале Р) и p' (в области между дросселями 2 и 5). Размер проходного сечения дросселя 5 регулируется клапаном 4. Смещение клапана 4, а следовательно, изменение проходного сечения дросселя 5 зависит от разности давлений p_1 и p' . При внезапном

увеличении давления p_1 в канале Р клапан 4 сместится и проходное сечение дросселя 5 уменьшится, так что разность давлений $\Delta p = p_1 - p'$ останется постоянной. Таким образом, расход жидкости, протекающей через дроссель 2, останется постоянным и равным установочному. Давление p' может быть измерено манометром при подключении его к специальному измерительному каналу.

Нагрузочная характеристика регулятора расхода показывает, с какого минимального перепада давления на регуляторе он может поддерживать заданную величину расхода и с какой точностью.

Теоретическая нагрузочная характеристика регулятора расхода представляет собой линию, параллельную оси абсцисс. Однако строго горизонтальную нагрузочную характеристику обеспечить невозможно. Отклонение нагрузочной характеристики от горизонтали называется статизмом регулятора и может быть оценено по соотношению

$$\varepsilon = \frac{Q_T - Q_D}{Q_T} 100\%, \quad (47)$$

где Q_T – настраиваемая на регуляторе величина расхода жидкости, м³/с; Q_D – действительный расход жидкости, м³/с.

Описание лабораторной установки

Гидравлическая схема стенда представлена на рис. 33. Из бака 1 насос 2 закачивает масло через вентиль 3 к регулятору расхода 6, а через вентиль 4 – к дросселю 7. После дросселя и регулятора расхода линии объединяются и идут на слив в бак через переливной клапан 8 и мерный сосуд 9. После насоса имеется ответвление через переливной клапан 10. Давление после насоса определяется манометром 11, на сливе – манометром 12, в регуляторе – манометром 5.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с расположением и основными элементами стенда. Испытание гидроаппаратуры производится поочередно: при испытании дросселя 7 закрыт вентиль 3, при испытании регулятора потока 6 закрыт вентиль 4.

2. Установить в нулевое положение напорные клапаны 10 и 8, открыть сливной краник в мерном сосуде 9.
3. Пригласить преподавателя для включения стенда.

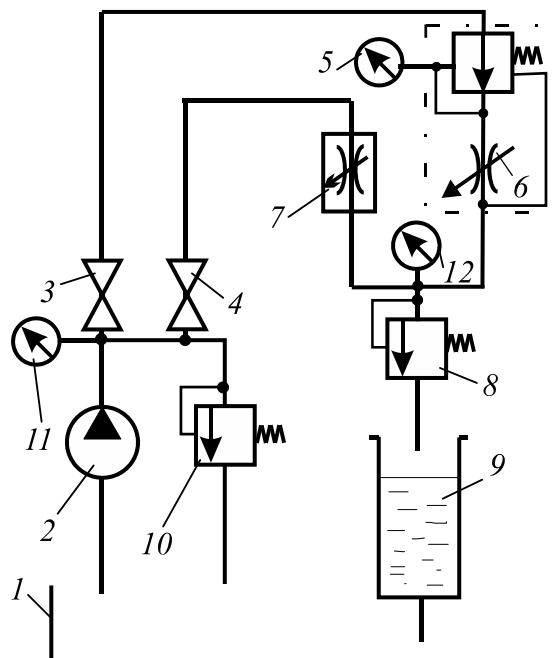


Рис. 33. Лабораторная установка для испытания дросселя и регулятора расхода:
 1 – бак; 2 – насос; 3, 4 – вентили; 5, 11, 12 – манометры;
 6 – регулятор расхода; 7 – дроссель;
 8, 10 – напорные клапаны; 9 – мерный сосуд

4. После запуска насоса 2 установить напорным клапаном 8 заданное давление p_2 по манометру 12. Отрегулировать напорным клапаном 10 заданное давление p_1 по манометру 11.
5. Закрыть сливной кран в мерном сосуде 9 и одновременно включить секундомер. Определить время заполнения t объема V в мерном сосуде. При испытании регулятора расхода 6 определить также давление p' по манометру 5.
6. Записать результаты измерений в табл. 11 и 12.
7. Повторить п. 5–6 для других значений давлений p_1 .

Обработка экспериментальных данных

1. Для проведенных экспериментов рассчитать расход жидкости: $Q = V / t$.

2. Построить на одном графике экспериментальные зависимости расхода рабочей жидкости через гидродроссель и через регулятор расхода от перепада давления (нагрузочные характеристики).

3. Сделать вывод о влиянии перепада давления на расход рабочей жидкости через дроссель.

Таблица 11

Исследование дросселя

Давление перед дросселем p_1 , бар	Давление после дросселя p_2 , бар	Перепад давления на дросселе Δp , бар	Объем мерного бака V , л	Время заполнения мерного бака t , с	Расход жидкости Q , м ³ /с
10	10	0	0	–	0
20	10	10			
30	10	20			
40	10	30			
50	10	40			

Примечание. 1 бар = 10⁵ Па = 100 кПа, 1 л = 10⁻³ м³/с.

Таблица 12

Исследование регулятора расхода

Давление перед регулятором p_1 , бар	Давление после регулятора p_2 , бар	Давление в регуляторе расхода p' , бар	Перепад давления на регуляторе Δp , бар	Объем мерного бака V , л	Время заполнения мерного бака t , с	Расход жидкости Q , м ³ /с
10	10	10	0	0	–	0
20	10		10			
30	10		20			
40	10		30			
50	10		40			

4. Для линейного дросселя построить теоретическую нагрузочную характеристику и рассчитать коэффициент пропорциональности: $k = Q / \Delta p$.

5. Для регулятора расхода построить теоретическую нагрузочную характеристику: $Q_T = k (p_1 - p')$.

6. Сделать вывод о влиянии перепада давления на расход рабочей жидкости через регулятор расхода.

7. Определить максимальную относительную погрешность поддержания расхода регулятором по формуле (47).

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТИ ДЕЛЕНИЯ ДРОССЕЛЬНОГО ДЕЛИТЕЛЯ ПОТОКА

Цель работы

1. Изучить конструкцию и схему включения делителя потока.
2. Определить погрешность деления дроссельного делителя потока при различных расходах и перепадах давления в рабочих ветвях.

Теоретическая часть

Делитель потока предназначен для поддержания заданного соотношения (как правило, 1 : 1) расходов рабочей жидкости в двух потоках, независимо от давлений на входе и на выходе из делителя потока. Его обычно применяют для синхронизации выходных скоростей нескольких гидродвигателей (силовых цилиндров), питающихся от одного насоса. Например, от одного насоса осуществляется подвод жидкости к двум гидромотором, приводящим в движение гусеничный трактор (каждый двигатель передает движение отдельной гусенице). В этом случае для прямолинейного поступательного движения машины необходимо, чтобы в каждый гидромотор независимо от нагрузки поступала рабочая жидкость с одним и тем же расходом, т. е. необходимо разделить расход жидкости от насоса на две равные части. Делители потока по принципу действия делятся на объемные и дроссельные. Однако из-за своей простоты изготовления дроссельные делители потока нашли более широкое применение.

Из *дроссельных делительных устройств* наиболее распространено устройство, деление потока в котором осуществляется с помощью двух дроссельных шайб 1, 2 и плавающего плунжера 3 (регулируемого дросселя), автоматически обеспечивающего равенство

давления в камерах А и В, связанных с полостями гидродвигателей (рис. 34).

Плунжер при равных нагрузках ($P_1 = P_2$) гидродвигателей (соответственно, равных давлениях $p_1 = p_2$) находится в нейтральном положении между камерами А и В. При изменении внешней нагрузки гидродвигателей ($P_1 < P_2$) равенство давлений в них нарушается ($p_1 < p_2$). Плунжер в результате создавшейся разности в камерах А и В переместится в направлении камеры А с меньшим давлением и частично перекроет соответствующий канал питания двигателя, вследствие чего суммарные сопротивления (а следовательно, и расходы жидкостей) ветвей обоих двигателей уравниваются.

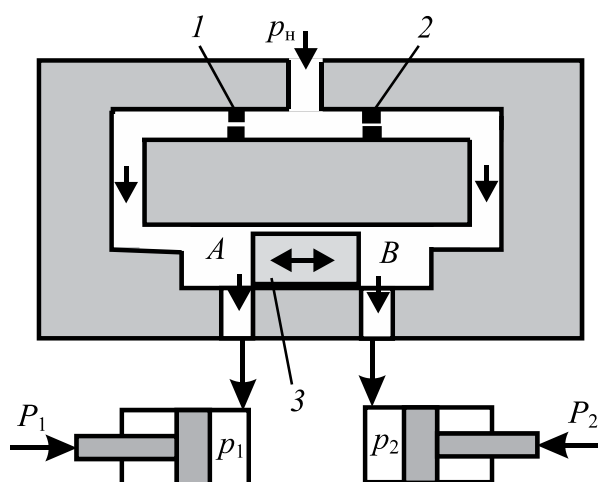


Рис. 34. Дроссельный делитель потока:
1, 2 – дроссельные шайбы; 3 – плавающий плунжер

В том случае, если движение поршня одного из гидроцилиндров прекратится, плунжер под действием избыточного давления полностью перекроет окно питания другого гидроцилиндра, в результате движение второго поршня также прекратится.

Из приведенного следует, что любое изменение рабочего давления (p_1 и p_2) в гидроцилиндрах будет сопровождаться противоположным по знаку, пропорциональным изменением регулируемого сопротивления каналов питания, обусловленного смещением дроссельного плунжера. В действительности вследствие трения плунжера возникает некоторая погрешность деления по расходу, причем с уменьшением расхода относительная ошибка деления возрастает.

Описание лабораторной установки

Гидравлическая схема станда представлена на рис. 35. Из бака 1 насос 2 подает масло к делителю потока 4, а затем по двум линиям через переливные клапаны 5 и 6 к четырехлинейному двухпозиционному распределителю 7. От распределителя 7 одна линия идет в мерный бачок 8, а другая – на слив. После насоса имеется ответвление через предохранительный клапан 3. Давление после насоса измеряется манометром 9, после делителя потока – манометрами 10 и 11.

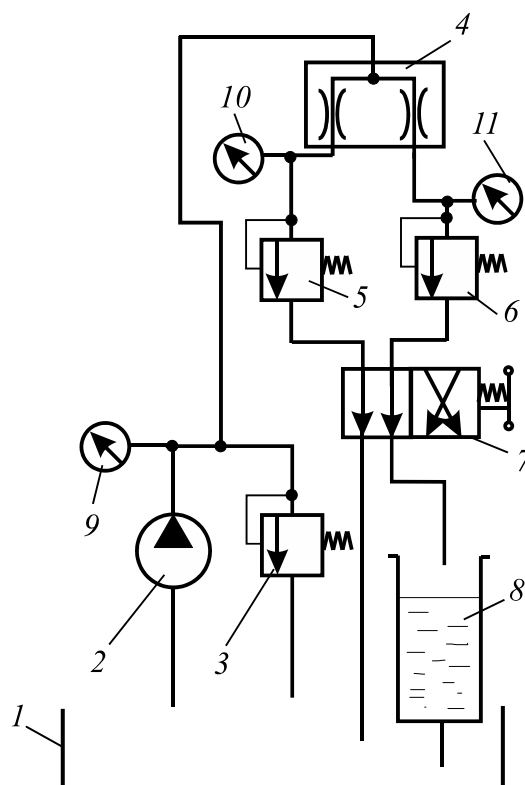


Рис. 35. Лабораторная установка для испытания дроссельного делителя потока:
 1 – бак; 2 – насос; 3 – предохранительный клапан;
 4 – делитель потока; 5, 6 – переливные клапаны;
 7 – распределитель; 8 – мерный бачок; 9–11 – манометры

Порядок выполнения работы

1. Ознакомьтесь с расположением и основными элементами станда (рис. 35).

2. Установить в нулевое положение переливные клапаны 5 и 6, открыть сливной кран в мерном сосуде 8. Пригласить преподавателя для включения стенда.

3. После запуска насоса 2 определить по манометру 9 давление p_1 на входе в делитель потока.

4. Установить переливными клапанами 5 и 6 заданные давления p'_2 и p''_2 по манометрам 10 и 11.

5. Подключить распределителем 7 к мерному бачку одну из двух линий. Закрывать сливной кран в мерном сосуде 8 и одновременно включить секундомер. Определить время заполнения t' объема V' в мерном сосуде.

6. Затем подключить распределителем 7 к мерному бачку другую линию. Определить время заполнения t'' объема V'' в мерном сосуде.

7. Записать результаты измерений в табл. 13.

8. Повторить п. 3–7 для других значений давлений p'_2 .

Таблица 13

Испытание дроссельного делителя потока

Давление перед делителем потока p_1 , бар	Давление после делителя потока, бар		Объем мерного бака, л		Время заполнения мерного бака, с		Отношение расходов жидкости Q' / Q''	ε , %	η , %
	p'_2	p''_2	V'	V''	t'	t''			
	50	10							
	40								
	30								
	20								
	10								

Обработка экспериментальных данных

1. Для проведенных экспериментов рассчитать отношение расходов жидкости: $Q' / Q'' = (V' / t') / (V'' / t'')$.

2. Построить зависимость отношения расходов после делителя потока от перепада давления в напорных линиях $Q' / Q'' = f(p'_2 - p''_2)$.

3. Для проведенных экспериментов вычислить относительную погрешность деления потока:

$$\varepsilon = \frac{2|Q' - Q''|}{Q' + Q''} 100\% = \frac{2|Q' / Q'' - 1|}{Q' / Q'' + 1} 100\%.$$

4. Построить графическую зависимость относительной погрешности деления потока от перепада давления в линиях делителя потока.

5. Найти коэффициент энергоэффективности делителя потока:

$$\eta = \frac{p'_2 Q' - p''_2 Q''}{p_1 (Q' + Q'')} 100\%.$$

6. Сделать вывод о влиянии перепада давления в линиях делителя потока на относительную погрешность и энергоэффективность деления потока.

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОЦИЛИНДРА

Цель работы

1. Изучить конструкции и схемы включения гидроцилиндра.
2. Определить КПД гидроцилиндра.

Теоретическая часть

Гидроцилиндр – это объемный гидродвигатель, у которого выходное звено (шток, плунжер или корпус гидроцилиндра) совершает ограниченное возвратно-поступательное движение. Гидроцилиндры являются наиболее распространенными гидродвигателями, применяемыми в гидросистемах машин, станков, поточных линий и отдельных механизмов.

Существуют многообразные конструкции и схемы гидроцилиндров. В гидроцилиндре одностороннего действия (рис. 36, *а*) рабочий ход поршня совершается под действием давления жидкости, а возврат – под действием внешних сил (например, пружины).

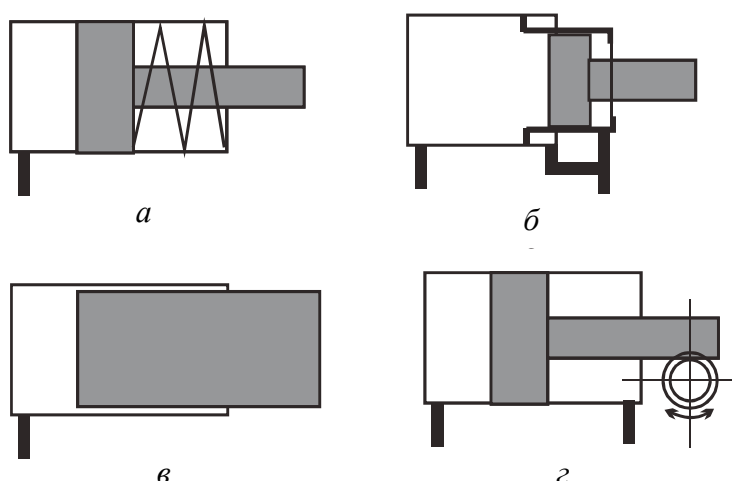


Рис. 36. Гидроцилиндр с пружинным возвратом (*а*), телескопический (*б*), плунжерный (*в*), поворотный (*г*)

Наиболее широкое применение получили поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия, у которых движение выходного звена в обоих направлениях осуществляется под действием потока рабочей жидкости. Обычно они выполняются в двух вариантах: с односторонним штоком (рис. 37, а) и с двухсторонним штоком (рис. 37, б).

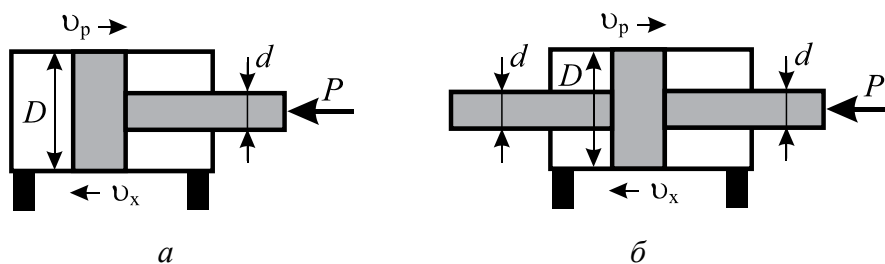


Рис. 37. Гидроцилиндр с односторонним (а) и двухсторонним (б) штоком

Гидроцилиндры с односторонним штоком применяют с целью уменьшения габаритов гидропривода. В таких гидроцилиндрах при одинаковом расходе жидкости Q скорости рабочего v_p и холостого хода v_x поршня будут различными, т. е.

$$v_p = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad v_x = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)},$$

где S — площадь давления жидкости на поршень, м^2 ; D , d — диаметр соответственно поршня и штока, м (рис. 37).

Усилие на штоке при прямом ходе рассчитывается по формуле

$$P = \frac{\pi}{4} [p_1 D^2 - p_2 (D^2 - d^2)] \eta_r \eta_m, \quad (48)$$

при обратном ходе

$$P = \frac{\pi}{4} [p_1 (D^2 - d^2) - p_2 D^2] \eta_r \eta_m, \quad (49)$$

где p_1 , p_2 — давление соответственно на входе и выходе из гидроцилиндра, Па; η_r , η_m — соответственно гидравлический и механический КПД.

Значения гидравлического и механического КПД зависят от типа применяемых уплотнений. Так, в гидроцилиндрах с резиновыми кольцевыми уплотнениями $\eta_r \approx 1$, $\eta_m = 0,85-0,95$.

Если в гидроприводе с гидроцилиндром, имеющим односторонний шток, необходимо получить одинаковые скорости рабочего и холостого хода, то используют дифференциальную схему подключения (рис. 38). В этом случае должно соблюдаться условие $S_{\text{п}} = 2S_{\text{шт}}$, т. е. $\pi D^2 / 4 = 2\pi d^2 / 4$ или $D = d\sqrt{2}$.

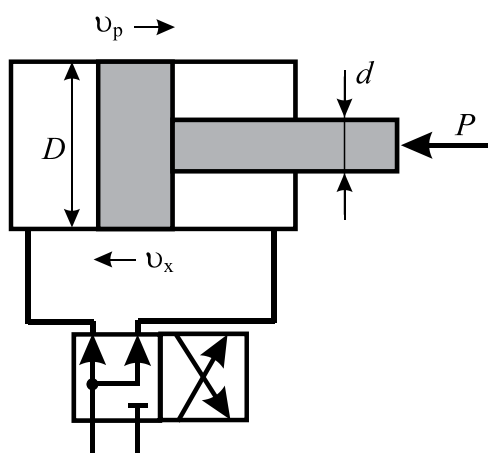


Рис. 38. Дифференциальная схема подключения гидроцилиндра

В гидроцилиндрах с двухсторонним штоком поршень будет двигаться с одинаковой скоростью в обоих направлениях, если диаметры обоих штоков одинаковы и в обе полости подается один и тот же расход Q .

В этом случае

$$v_p = v_x = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (50)$$

Усилие на штоке при прямом и обратном ходе вычисляется по следующей формуле:

$$P = \pm \frac{\pi}{4} [(p_1 - p_2)(D^2 - d^2)] \eta_r \eta_m. \quad (51)$$

Разные соотношения между скоростями в гидроцилиндре с двухсторонним штоком можно получить за счет подбора соответствующих диаметров штоков.

Если необходимо обеспечить ход, превышающий длину корпуса цилиндра, то применяют телескопические гидроцилиндры (см. рис. 36, б на с. 72), т. е. цилиндры с несколькими штоками.

При высоких значениях давления используют плунжерные гидроцилиндры (рис. 36, в). Гидроцилиндры с реечной передачей, преобразующие поступательное движение штоков в возвратно-поворотное движение исполнительного механизма, называются поворотными гидродвигателями (рис. 36, з). Они нашли широкое применение в робототехнике.

Конструкция гидроцилиндра представлена на рис. 39. Он состоит из следующих основных деталей: поршень 1 диаметром D , шток 2 диаметром d , цилиндр 3 , крышки цилиндра 4 и 5 , отверстия для подвода и отвода жидкости 6 и 8 , уплотнения поршня 7 и штока 9 , тормозное устройство.

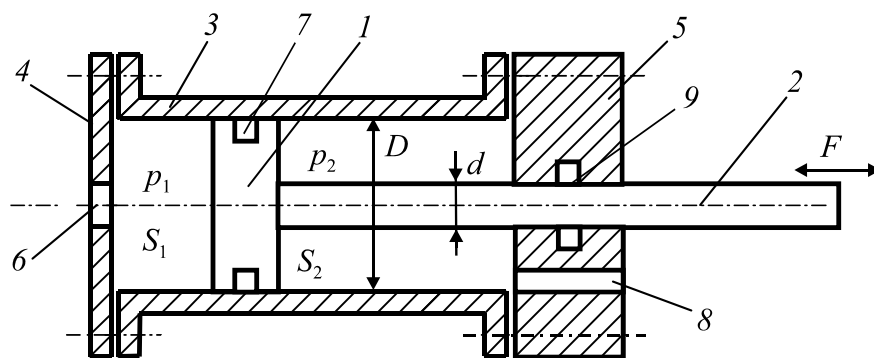


Рис. 39. Конструкция гидроцилиндра:

- 1 – поршень; 2 – шток; 3 – цилиндр; $4, 5$ – крышки цилиндра;
 $6, 8$ – отверстия для подвода и отвода жидкости;
 7 – уплотнение поршня; 9 – уплотнение штока

Тормозные устройства применяют для избежания ударов, для обеспечения плавного замедления движения поршня в конце хода. С их помощью происходит поглощение (демпфирование) кинетической энергии движущихся масс.

На рис. 40 шток гидроцилиндра находится во втянутом положении. Движение поршня 1 вправо начнется тогда, когда на его поверхность станет воздействовать давление жидкости, поступающей через отверстие 6 (рис. 39). При этом через отверстие 8 жидкость будет вытекать. Движение штока внутрь цилиндра возможно под воздействием давления жидкости на кольцевую поверхность поршня. При этом жидкость будет поступать через отверстие 8 , а выходить через отверстие 6 . Уплотнение поршня 7 препятствует перетечкам рабочей жидкости из поршневой области в штоковую. Уплотнение штока 9 не дает проникать грязи внутрь цилиндра.

Описание лабораторной установки

Гидравлическая схема станда представлена на рис. 40. Из бака 1 насос 2 подает масло к четырехлинейному трехпозиционному распределителю 5. От распределителя 5 две линии идут к гидроцилиндру 6, а еще одна на слив через дроссель 7. После насоса имеется ответвление через напорный клапан 4. Давление после насоса определяется манометром 3, на входах в гидроцилиндр – манометрами 8 и 9.

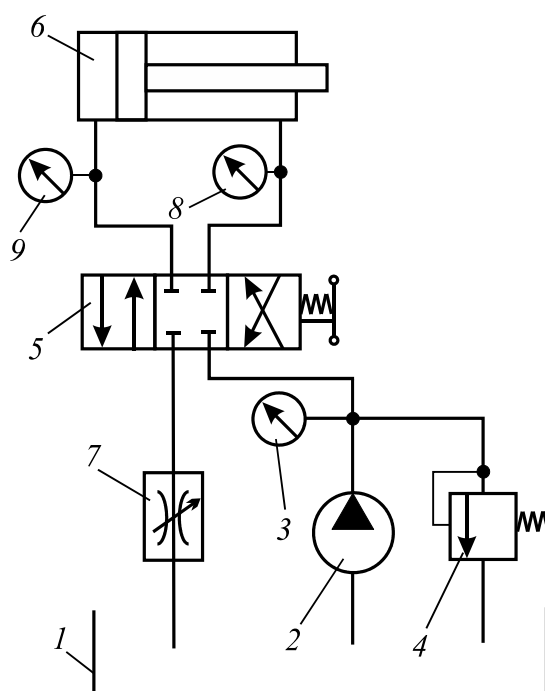


Рис. 40. Лабораторная установка для испытания гидроцилиндра:

1 – бак; 2 – насос; 3, 8, 9 – манометры; 4 – напорный клапан;

5 – распределитель; 6 – гидроцилиндр; 7 – дроссель

Технические характеристики гидроцилиндра: масса груза $m = 2$ кг, ход штока $L = 200$ мм, диаметр поршня $D = 32$ мм, диаметр штока $d = 20$ мм.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с расположением и основными элементами станда. Перевести распределитель 5 в нейтральное положение.

2. Пригласить преподавателя для включения стенда.
3. После запуска насоса 2 переливным клапаном 4 установить заданное давление $p = 30$ бар.
4. Закрывать дроссель 7.
5. Открыть дроссель 7 на 180° (на пол-оборота).
6. Замерить давления p_1 и p_2 с помощью манометров 9 и 8 во время поднятия поршня.
7. Определить секундомером время поднятия поршня.
8. Результаты измерений занести в табл. 14.
9. Повторить п. 5–8 четыре раза.

Таблица 14

Испытание гидроцилиндра

Показатель	Номер опыта				
	1	2	3	4	5
Давление в поршневой полости p_p , бар					
Давление в штоковой полости $p_{ш}$, бар					
Время поднятия поршня t , с					
Скорость поршня v , м/с					
Расход поршневой полости Q_p , л/с					
Расход штоковой полости $Q_{ш}$, л/с					
Нагрузка, действующая на поршень F , Н					
Потребляемая мощность гидроцилиндра N , кВт					
Полезная мощность гидроцилиндра N_p , кВт					
КПД гидроцилиндра η , %					

Обработка экспериментальных данных

1. Рассчитать эффективные площади поршневой и штоковой полостей:

$$S_p = \frac{\pi D^2}{4}, \quad S_{ш} = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}.$$

2. Вычислить скорость поршня: $v = L / t$.
3. Определить расход жидкости в поршневой и штоковой областях: $Q_{\text{п}} = S_{\text{п}}v$, $Q_{\text{ш}} = S_{\text{ш}}v$.
4. Рассчитать нагрузку на поршень при рабочем ходе:
 $F = p_2 S_{\text{ш}} + mg$.
5. Вычислить полезную мощность гидроцилиндра: $N_{\text{п}} = Fv$.
6. Определить потребляемую мощность гидроцилиндра:
 $N = p_1 Q_{\text{п}}$.
7. Найти КПД гидроцилиндра: $\eta = N_{\text{п}} / N$.
8. Результаты расчетов занести в табл. 14, построить зависимость КПД гидроцилиндра и скорости поршня от нагрузки $\eta = f(F)$, $v = f(F)$.
9. Сделать вывод о влиянии нагрузки на КПД гидроцилиндра и скорость поршня.

ИСПЫТАНИЕ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА

Цель работы

1. Изучить конструкции и схемы включения гидромотора.
2. Определить КПД гидромотора.

Теоретическая часть

В современной технике широко используются нерегулируемые аксиально-поршневые гидромоторы, которые по ряду показателей (высокая энергоемкость, малые масса, габаритные размеры, момент инерции вращающихся частей; незначительное (0,01–0,03 с) время разгона, торможения и реверса; простота регулирования крутящего момента и частоты вращения) имеют неоспоримые преимущества перед электродвигателями аналогичной мощности. Такие гидромоторы широко применяются в системах, где необходимо обеспечить бесступенчатое регулирование скорости, частые реверсирования и включения, дистанционное и автоматическое управление, работу в следящем режиме.

Конструкция аксиально-поршневого гидромотора с наклонным диском приведена на рис. 41. У этой гидромашины оси поршней *1* перемещаются параллельно оси ротора *2*, который расположен под наклоном α к диску управления *3*. Шатуны *5* шарнирно связаны с одной стороны с диском управления *3*, а другой стороны – с поршнями *1*.

Поршни *1* совершают возвратно-поступательные движения в цилиндрах и приводят во вращение ротор *2*. При этом полости цилиндров соединяются периодически то с напорной *6*, то со сливной *7* полостями в неподвижном опорно-распределительном диске *8*.

При работе гидромотора масло из напорной полости *6* поступает в рабочие камеры ротора *2*. Под действием давления рабочей жидкости осевое усилие через поршни *1* и шатуны *5* передается на

подвижное кольцо диска управления 3. Плоскость подвижного кольца расположена наклонно к плоскости, перпендикулярной оси выходного вала. Поэтому под действием давления рабочей жидкости в точке контакта головки шатуна с поверхностью диска управления возникают тангенциальные силы, направленные по нормали к оси вала. Под действием этих сил обеспечивается вращательное движение ротора 2, а также вала 4. В это же время остальные поршни, расположенные по другую сторону от оси, перемещаются внутрь ротора и вытесняют масло из рабочих камер через серповидный паз в сливную полость 7.

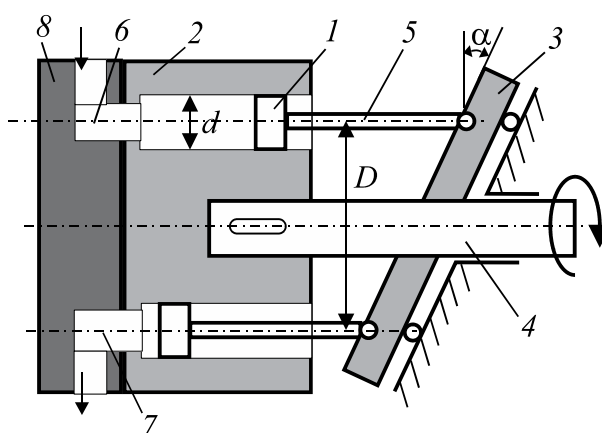


Рис. 41. Конструкция аксиально-поршневого гидромотора с наклонным диском:

1 – поршень; 2 – ротор; 3 – диск управления;
4 – вал; 5 – шатун; 6, 7 – соответственно напорная и сливная полости; 8 – неподвижный диск

Направление вращения вала в данной конструкции зависит от того, какая из полостей 6 или 7 соединена с нагнетательной линией. При этом величина крутящего момента будет зависеть как от рабочего объема V_0 , так и от разности давлений Δp в нагнетательной и сливной линиях.

Теоретическая частота вращения вала гидромотора определяется рабочим объемом V_0 гидромотора и объемным расходом жидкости через гидромотор Q (подачей насоса):

$$n_r = \frac{Q}{V_0}. \quad (52)$$

Действительная частота вращения вала меньше за счет протечек жидкости ΔQ между поршнем и цилиндром гидромотора:

$$n = \frac{Q - \Delta Q}{V_0} = n_T \eta_o, \quad (53)$$

где η_o – объемный КПД гидромотора.

Крутящий момент на валу гидромотора вычисляется по формуле

$$M = \frac{V_0 \Delta p \eta_m}{2\pi}, \quad (54)$$

где Δp – перепад давления на гидромоторе, Па; η_m – механический КПД гидромотора.

Описание лабораторной установки

Принципиальная схема испытательного стенда (рис. 42) включает гидробак 1, насос 2, аксиально-поршневой гидромотор 3.

Параллельно насосу подключен переливной клапан 4. Для определения частоты вращения вала гидродвигателя в установке используется счетчик числа оборотов. Частота вращения вала гидромотора n изменяется с помощью переливного клапана 4. Достигается это за счет того, что при различных значениях степени открытия клапана различное количество жидкости поступает в гидромотор 3. Давление на входе и выходе из гидромотора измеряется манометрами 6, 7, расход жидкости через гидромотор – при помощи мерного сосуда 5.

Технические характеристики гидромотора: рабочий объем $V_0 = 12,9 \text{ см}^3$, механический КПД $\eta_m = 0,95$.

Порядок выполнения работы

1. Открыть полностью проходное сечение переливного клапана 4.
2. Включить общий рубильник и нажать кнопку «Пуск насоса».
3. При давлении на входе в гидродвигатель $p_1 = 4$ бар определить время t , за которое счетчик сделает 15 оборотов.
4. Закрыть сливной кран в мерном сосуде 5 и одновременно включить секундомер. Определить время заполнения t_1 объема V в мерном сосуде.

5. Измерить давление на выходе из гидродвигателя p_2 .
6. Постепенным прикрытием переливного клапана 4 задать несколько значений давления на входе в гидродвигатель ($p_1 = 4,5; 5,0; 5,5; 6,0$ МПа) и для каждого из них определить t, t_1, p_2 .
7. После выполнения работы нажать кнопку «Стоп насоса» и отключить общий рубильник.

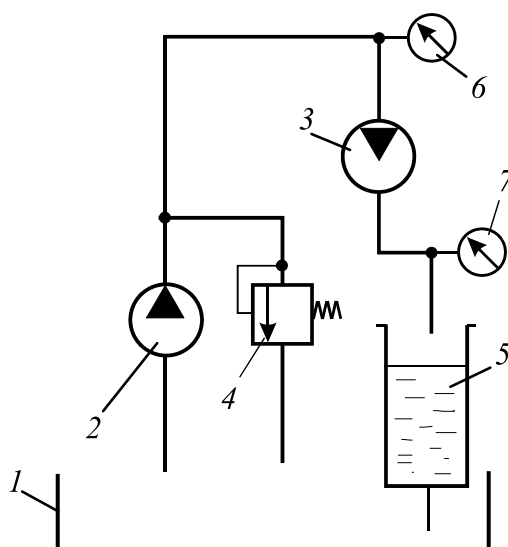


Рис. 42. Лабораторная установка для испытания гидромотора:
 1 – гидробак; 2 – электродвигатель;
 3 – гидромотор; 4 – переливной клапан;
 5 – мерный сосуд; 6, 7 – манометры

Обработка экспериментальных данных

1. Для каждого опыта найти частоту вращения вала гидромотора: $n = 15k/t$, где $k = 5,8$ – передаточное число счетчика.
2. Рассчитать расход жидкости через гидромотор: $Q = V/t_1$.
3. По формуле (52) определить теоретическую частоту вращения вала гидромотора n_T .
4. Установить протечки жидкости в двигателе: $\Delta Q = Q - V_0 n$.
5. По формулам (53), (54) вычислить объемный КПД и момент на валу гидромотора.
6. Результаты опытов и расчетов занести в табл. 15.
7. По полученным данным построить график $\Delta Q = f(\Delta p)$ и $n = f(\Delta p)$.

Таблица 15

Испытание гидромотора

N	$t, \text{с}$	$n, \text{с}^{-1}$	$p_1, \text{Па}$	$p_2, \text{Па}$	$V, \text{м}^3$	$t_1, \text{с}$	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$\Delta Q, \text{м}^3/\text{с}$	η_0	$M, \text{Нм}$
1			4,0							
2			4,5							
3			5,0							
4			5,5							
5			6,0							

8. Сделать вывод о влиянии потерь давления на гидромоторе на величину объемного КПД.

ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ГИДРОПРИВОДА

Цель работы

1. Изучить способы регулирования скорости перемещения штока гидроцилиндра.
2. Исследовать динамические характеристики привода в схемах последовательной и параллельной установки дросселя.

Теоретическая часть

Регулирование скорости исполнительных звеньев двигателей гидроприводов в основном осуществляется двумя способами: по давлению и по расходу. *Регулирование по давлению* производится переливными клапанами, которые устанавливаются обычно на входе в гидродвигатель.

Скорость перемещения поршня зависит от силы F , приложенной к поршню со стороны энергетической среды (жидкости под давлением), которая пропорциональна давлению p :

$$F = pS, \quad (55)$$

где S – площадь сечения исполнительного звена двигателя, например поршня гидроцилиндра. Следовательно, изменяя давление, можно изменять скорость перемещения. Однако следует учитывать, что данное давление должно быть обеспечено соответствующим расходом. Связь между потребным давлением и потребным расходом всегда существует при регулировании скорости и по расходу и по давлению. Поэтому говоря о способе регулирования скорости, имеем в виду способ изменения давления или расхода непосредственно соответствующим аппаратом.

Способ *регулирования скорости по расходу* осуществляется при помощи дросселей. Дроссель в схемах регулировки скорости может быть установлен последовательно и параллельно по отношению к гидродвигателю.

На рис. 43, *а* представлена схема установки дросселя последовательно гидродвигателю. В схеме насос *1* нерегулируемый, гидроцилиндр *2* с односторонним штоком, распределитель *3* трехпозиционный, клапан *5* переливной. При полном открытии дросселя *4* скорость поршня получается максимальной. При уменьшении степени открытия дросселя давление перед ним повышается, клапан *5* приоткрывается и пропускает часть подачи насоса. Скорость поршня при этом уменьшается. При полном закрытии дросселя вся подача насоса направляется через клапан на слив в бак, а скорость поршня равна нулю.

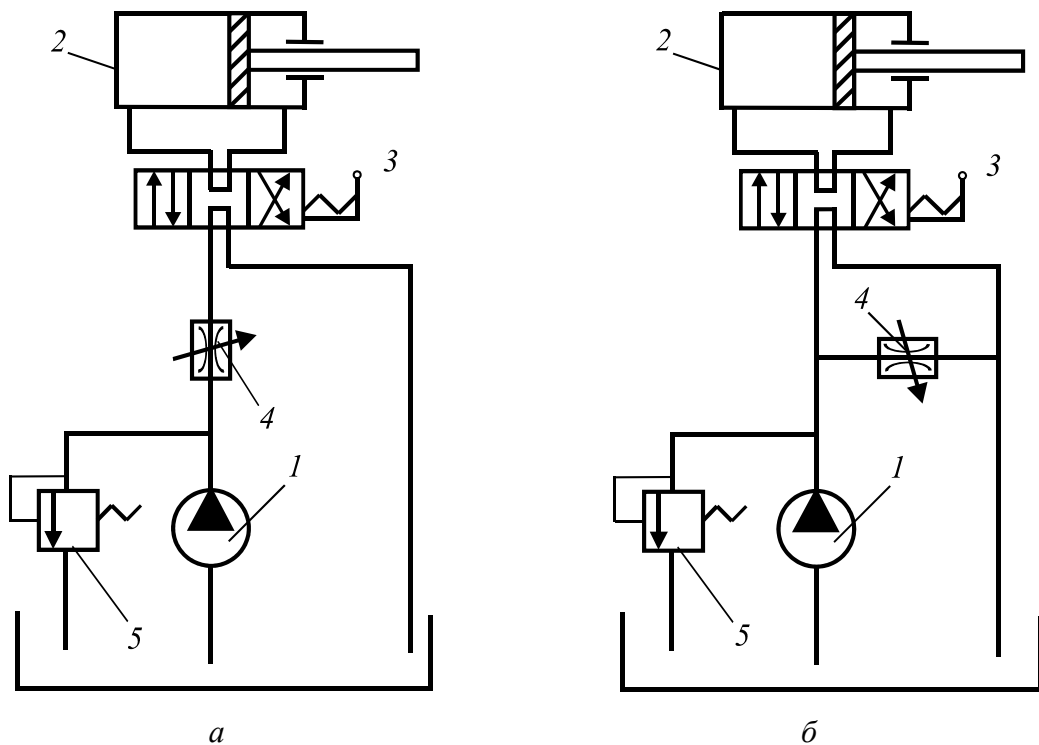


Рис. 43. Схема с установкой дросселя последовательно (*а*) и параллельно (*б*) гидроцилиндру:
1 – насос; *2* – гидроцилиндр; *3* – распределитель;
4 – дроссель; *5* – клапан

На рис. 43, *б* представлена схема установки дросселя параллельно гидродвигателю. В схеме насос *1* нерегулируемый, гидроцилиндр *2* с односторонним штоком, распределитель *3* трехпозиционный, клапан *5* предохранительный. Скорость штока гидроцилиндра регулируется изменением степени открытия дросселя *4*. Чем она меньше, тем большая доля подачи насоса направляется в

гидроцилиндр и тем больше скорость штока. При полном закрытии дросселя скорость максимальная. При полном открытии дросселя скорость уменьшается до нуля или до минимального значения в зависимости от нагрузки F . В данной лабораторной установке нагрузка создается металлическим грузом, соединенным со штоком.

Вычисление скорости перемещения поршня производится по уравнению

$$v_{\text{п}} = \frac{L}{t}, \quad (56)$$

где L , t – соответственно длина и время перемещения штока цилиндра.

Полезная мощность гидропривода находится по формуле

$$N_{\text{гп}} = Fv_{\text{п}} = mgv_{\text{п}}. \quad (57)$$

Потребляемая насосом мощность рассчитывается из следующего соотношения:

$$N_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{н}} p_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}}, \quad (58)$$

где $Q_{\text{н}}$ – подача насоса, м³/с; $p_{\text{н}}$ – давление насоса, Па; $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса.

Критерием энергетических возможностей гидропривода со всеми встроенными в схему гидравлическими элементами является коэффициент полезного действия гидропривода, который определяется как отношение мощностей полезной к затраченной:

$$\eta_{\text{гп}} = \frac{N_{\text{гп}}}{N_{\text{н}}}. \quad (59)$$

Описание лабораторной установки

Гидравлическая схема стенда представлена на рис. 44. Из бака 1 насос 2 через дроссель 7 подает масло к четырехлинейному трехпозиционному распределителю 5. От распределителя 5 одна линия идет в гидроцилиндр 6, а другая – на слив. После насоса имеется отвлечение, на котором установлен переливной клапан 4 и дроссель 8.

Давление после насоса определяется манометром 3. Вентиль 9 служит для подключения к напорной линии переливного клапана 4.

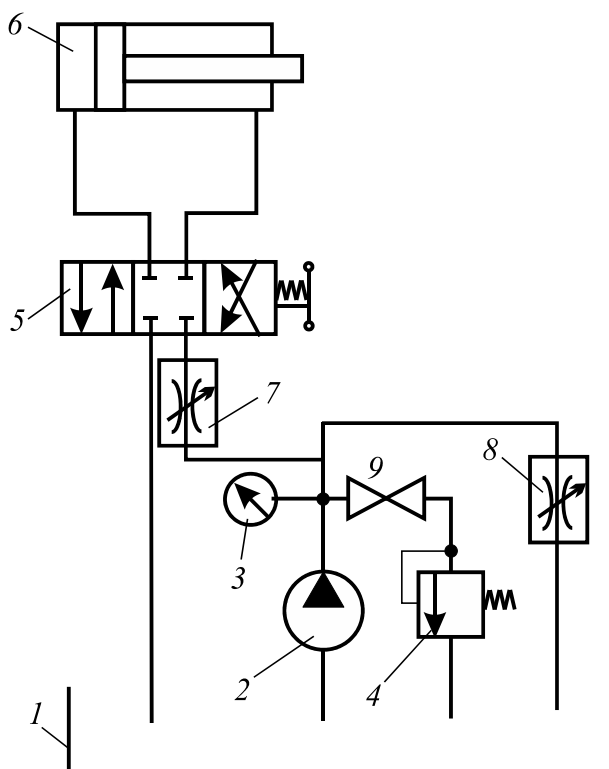


Рис. 44. Лабораторная установка для исследования дроссельного регулирования гидроцилиндра:
 1 – бак; 2 – насос; 3 – манометр; 4 – переливной клапан;
 5 – распределитель; 6 – гидроцилиндр;
 7, 8 – дроссели; 9 – вентиль

Технические характеристики гидропривода: ход штока $L = 200$ мм, масса груза $m = 35$ кг, подача насоса $Q_n = 0,08$ л/с, КПД насоса $\eta_n = 0,95$.

Порядок выполнения работы

1. Открыть вентиль 9, закрыть дроссель 8, установив тем самым регулируемый дроссель 7 последовательно гидроцилиндру.
2. Закрыть полностью проходное сечение дросселя 7.
3. Открытием дросселя 7 на 180° (на пол-оборота) задать степень открытия дросселя 10% ($\psi = 0,1$).

4. Включить общий рубильник и нажать кнопку «Пуск насоса».
5. Перевести распределитель 5 в крайнее положение и во время рабочего хода поршня измерить время выдвижения штока и давление на выходе из насоса (показание манометра 3). Занести результаты измерений в табл. 16.
6. Перевести распределитель 5 в противоположное положение и осуществить холостой ход гидроцилиндра.
7. Последовательным открытием дросселя 7 на 180° задать несколько возрастающих значений степени открытия дросселя ($\psi = 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$) и для каждого из них определить время выдвижения штока и показание манометра 3.
8. Полностью открыть дроссели 7, 8, закрыть вентиль 9, установив тем самым регулируемый дроссель 8 параллельно гидроцилиндру.
9. Закрытием дросселя 8 на 180° задать степень закрытия дросселя 10% ($\psi = 0,1$).
10. Перевести распределитель 5 в крайнее положение и во время рабочего хода поршня измерить время выдвижения штока и показание манометра 3. Занести результаты измерений в табл. 16.

Таблица 16

Исследование дроссельного регулирования гидроцилиндра

$\psi, \%$	$t, \text{с}$	$v_{\text{п}}, \text{м/с}$	$p_{\text{н}}, \text{Па}$	$N_{\text{г}}, \text{Вт}$	$N_{\text{н}}, \text{Вт}$	$\eta_{\text{гп}}$
Последовательное подключение дросселя						
10						
20						
30						
40						
50						
Параллельное подключение дросселя						
10						
20						
30						
40						
50						

11. Последовательным прикрытием дросселя 8 задать несколько возрастающих значений степени закрытия дросселя ($\psi = 0,2; 0,3;$

0,4; 0,5) и для каждого из них определить время выдвижения штока и показание манометра 3.

12. После выполнения работы нажать кнопку «Стоп насоса» и отключить общий рубильник.

Обработка экспериментальных данных

1. Для каждого опыта по формулам (56)–(59) определить скорость поршня, полезную мощность гидропривода, затраченную мощность гидропривода и КПД гидропривода. Результаты опытов и расчетов занести в табл. 16.

2. По полученным данным построить графики $\eta_{гп} = f_1(\psi)$, $v_{п} = f_2(\psi)$, где ψ – степень открытия (для последовательной установки) либо закрытия (для параллельной установки) дросселя.

3. Сравнить способы регулирования гидропривода по величине энергетических потерь и плавности хода выходного звена. Сделать вывод о преимуществе какого-либо способа регулирования.

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТИ ДЕЛЕНИЯ ОБЪЕМНОГО ДЕЛИТЕЛЯ ПОТОКА

Цель работы

1. Изучить конструкцию и схему включения объемного делителя потока.
2. Определить погрешность деления объемного делителя потока при различных расходах и перепадах давления в рабочих ветвях.

Теоретическая часть

Объемный делитель потока так же, как и дроссельный (см. лабораторную работу № 10), предназначен для поддержания заданного соотношения (как правило, 1 : 1) расходов рабочей жидкости в двух потоках, независимо от давлений на входе и на выходе из делителя потока.

Делителями объемного типа являются спаренные (соединенные валами) два гидромотора (рис. 45), роторы которых вращаются с одинаковой частотой и служат расходомерными устройствами (дозаторами), пропускающими через себя за один оборот количество жидкости, равное рабочему объему гидромотора. Если в схеме задействованы два одинаковых гидромотора, то поток жидкости будет разделен на равные части $Q/2$.

При равенстве внешних усилий нагрузки на штоки цилиндров ($P_1 = P_2$) и давления ($p_1 = p_2$) перепад давления в гидромоторах обусловлен лишь трением. Гидромоторы работают в холостом режиме, поэтому утечки жидкости в них отсутствуют, т. е. объемный КПД их примерно равен единице, вследствие чего подобная схема синхронизации отличается высокой точностью. При изменении внешней нагрузки на гидродвигатели ($P_1 < P_2$) равенство давлений внутри них нарушается ($p_1 < p_2$). В результате этого в

линии недогруженного первого гидродвигателя появится избыток мощности. Находящийся на этой линии гидромотор вступит в работу в качестве привода второго гидромотора, расположенного на линии перегруженного гидродвигателя. Последний в этом случае будет работать в режиме насоса, повышающего давление сверх давления питания p_n до величины, необходимой для преодоления сопротивления в линии перегруженного гидродвигателя.

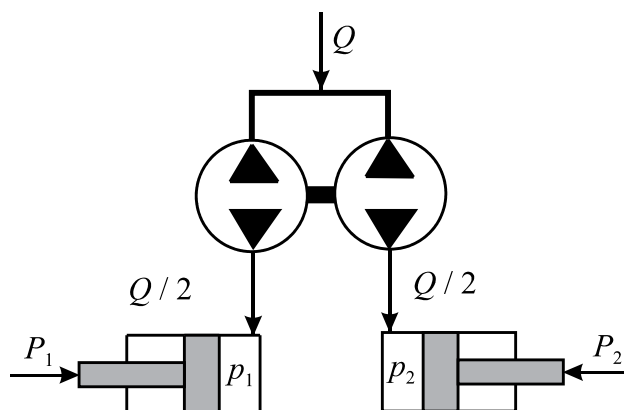


Рис. 45. Объемный делитель потока

Перепад давления на гидромоторах (без учета сил трения в системе) равен:

$$\Delta p = p_n - p_1 = p_2 - p_n = 0,5(p_2 - p_1).$$

Знак « \leftrightarrow » показывает, что один гидромотор работает в качестве насоса, а коэффициент 0,5 обусловлен тем, что мощность для компенсации разницы в нагрузках (P_1 и P_2) распределяется поровну между обоими гидромоторами. Тогда давление в линии питания составит $p_n = 0,5(p_1 + p_2)$.

Следовательно, при нулевой нагрузке первого цилиндра ($P_1 = 0$) оба гидромотора работают с перепадом давления, равным давлению линии питания: $\Delta p = \pm p_n = \pm 0,5 p_2$.

Таким образом, в объемном делителе потока осуществляется передача избыточной энергии из одной линии в другую, где этой энергии недостаток. В отличие от объемного в дроссельном делителе потока происходит рассеивание избыточной энергии, т. е. объемные делители потока более экономичны. Однако из-за своей простоты изготовления дроссельные делители потока получили большее распространение.

Описание лабораторной установки

Гидравлическая схема станда представлена на рис. 46. Из бака 1 насос 2 подает масло к объемному делителю потока 4, а затем по двум линиям через переливные клапаны 5 и 6 к четырехлинейному двухпозиционному распределителю 7. От распределителя 7 одна линия идет в мерный бачок 8, а другая – на слив. После насоса имеется ответвление в бак 1 через предохранительный клапан 3. Давление после насоса определяется манометром 9, после делителя потока – манометрами 10 и 11.

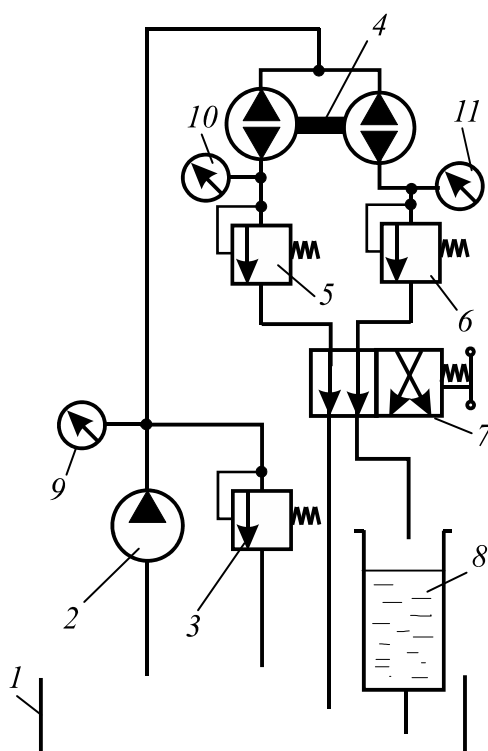


Рис. 46. Лабораторная установка
для испытания объемного делителя потока:
1 – бак; 2 – насос; 3 – предохранительный клапан;
4 – объемный делитель потока; 5, 6 – переливные клапаны;
7 – распределитель; 8 – мерный бачок; 9–11 – манометры

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с расположением и основными элементами станда (рис. 46).

2. Установить в нулевое положение переливные клапаны 5 и 6, открыть сливной краник в мерном сосуде 8. Пригласить преподавателя для включения стенда.

3. После запуска насоса 2 определить по манометру 9 давление p_1 на входе в делитель потока.

4. Установить переливными клапанами 5 и 6 заданные давления p'_2 и p''_2 по манометрам 10 и 11.

5. Подключить распределителем 7 к мерному бачку одну из двух линий. Закрыть сливной кран в мерном сосуде 8 и одновременно включить секундомер. Определить время заполнения t' объема V' в мерном сосуде.

6. Затем подключить распределителем 7 к мерному бачку другую линию. Определить время заполнения t'' объема V'' в мерном сосуде.

7. Занести измеренные показания приборов в табл. 17.

8. Повторить п. 3–7 для других значений давлений p'_2 .

Таблица 17

Испытание объемного делителя потока

Давление перед делителем потока p_1 , бар	Давление после делителя потока, бар		Объем мерного бака, л		Время заполнения мерного бака, с		Отношение расходов жидкости Q' / Q''	ε , %	η , %
	p'_2	p''_2	V'	V''	t'	t''			
	50	10							
	40								
	30								
	20								
	10								

Обработка экспериментальных данных

1. Для проведенных экспериментов рассчитать отношение расходов жидкости $Q' / Q'' = (V' / t') / (V'' / t'')$.

2. Построить зависимость отношения расходов после делителя потока от перепада давления в напорных линиях $Q' / Q'' = f(p'_2 - p''_2)$.

3. Для проведенных экспериментов вычислить относительную погрешность деления потока:

$$\varepsilon = \frac{2|Q' - Q''|}{Q' + Q''} 100\% = \frac{2|Q' / Q'' - 1|}{Q' / Q'' + 1} 100\%.$$

4. Построить графическую зависимость относительной погрешности деления потока от перепада давления в линиях делителя потока.

5. Найти коэффициент энергоэффективности делителя потока:

$$\eta = \frac{p_2' Q' - p_2'' Q''}{p_1 (Q' + Q'')} 100\%.$$

Сделать вывод о влиянии перепада давления в линиях делителя потока на относительную погрешность и КПД делителя потока.

6. Сравнить коэффициенты энергоэффективности объемного и дроссельного делителей потоков. Сделать вывод об энергетических затратах на различные способы деления потоков.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод / Т. М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1962. – 423 с.
2. Гидравлика и гидропривод / В. Г. Гейер [и др.]. – М.: Недра, 1981. – 295 с.
3. Осипов, П. Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод / П. Е. Осипов. – М.: Лесная пром-сть, 1981. – 423 с.
4. Чугаев, Р. Р. Гидравлика / Р. Р. Чугаев. – Л.: Энергия, 1971. – 552 с.
5. Сухоцкий, А. Б. Гидравлика и гидропривод: тексты лекций / А. Б. Сухоцкий, Е. С. Санкович. – Минск: БГТУ, 2007. – 172 с.
6. Сухоцкий, А. Б. Гидравлика и гидропривод: метод. указания / А. Б. Сухоцкий, Е. С. Санкович. – Минск: БГТУ, 2008. – 30 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Лабораторная работа № 1. Приборы для измерения давления ...	4
Лабораторная работа № 2. Исследование относительного покоя жидкости во вращающихся сосудах.....	12
Лабораторная работа № 3. Исследование режимов движения жидкости и определение потерь напора на трение в круглой трубе	18
Лабораторная работа № 4. Построение эпюры скоростей турбулентного потока в круглой трубе	25
Лабораторная работа № 5. Графическое представление уравнения Бернулли для трубопровода переменного сечения	31
Лабораторная работа № 6. Исследование истечения жидкости через малые отверстия и насадки	39
Лабораторная работа № 7. Испытание центробежного насоса ...	47
Лабораторная работа № 8. Испытание шестеренного и пластинчатого насосов.....	52
Лабораторная работа № 9. Изучение конструкций и исследование нагрузочных характеристик дросселя и регулятора расхода	59
Лабораторная работа № 10. Изучение конструкции и определение погрешности деления дроссельного делителя потока	67
Лабораторная работа № 11. Изучение конструкции и определение рабочих характеристик гидроцилиндра	72
Лабораторная работа № 12. Испытание аксиально-поршневого гидромотора	79
Лабораторная работа № 13. Дроссельное регулирование скорости выходного звена гидропривода.....	84
Лабораторная работа № 14. Изучение конструкции и определение погрешности деления объемного делителя потока	90
Литература	95

Учебное издание

Дмитриченко Александр Степанович
Санкович Евгений Савельевич
Сухоцкий Альберт Борисович

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Учебно-методическое пособие

Редактор *Е. С. Ватеичкина*
Компьютерная верстка *О. Ю. Шантарович*
Корректор *Е. С. Ватеичкина*

Подписано в печать 03.06.2014. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5,6. Уч.-изд. л. 5,8.
Тираж 300 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/227 от 20.03.2014.
ЛП № 02330/12 от 30.12.2013.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.