

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД ОБОРУДОВАНИЯ. ПРАКТИКУМ

Учебно-методическое пособие

Рекомендовано

*Учебно-методическим объединением по образованию в области
автоматизации технологических процессов, производств и управления
в качестве учебно-методического пособия для студентов
учреждений высшего образования специальности
6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств»*

Витебск
2026

УДК 621.22+62-82 (075.8)
ББК 34.447.3
О-56

Составители:
В. И. Ольшанский, А. А. Котов, С. М. Кузьменков

Одобрено кафедрой «Теплоэнергетика»
УО «ВГТУ», протокол № 7 от 01.04.2025.

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом
УО «ВГТУ», протокол № 4 от 19.12.2025.

Ольшанский, В. И.

О-56 **Гидро- и пневмопривод оборудования. Практикум** : учебно-методическое пособие / В. И. Ольшанский, А. А. Котов, С. М. Кузьменков. – Витебск : УО «ВГТУ», 2026. – 119 с.
ISBN 978-985-481-800-9

Практикум предназначен для выполнения лабораторных и практических работ по курсу «Гидро- и пневмопривод оборудования» студентами специальности 6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.22+62-82 (075.8)
ББК 34.447.3

ISBN 978-985-481-800-9

© УО «ВГТУ», 2026

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
ЧАСТЬ 1. Практикум для лабораторных работ	5
Описание лабораторного стенда	5
Лабораторная работа 1. Определение вязкости жидкости	8
Лабораторная работа 2. Измерение давления	15
Лабораторная работа 3. Определение режима течения жидкости в трубопроводе	24
Лабораторная работа 4. Построение пьезометрической и напорной линий трубопровода	30
Лабораторная работа 5. Определение коэффициента сопротивления трения по длине при движении жидкости в трубопроводе	38
Лабораторная работа 6. Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений	49
Лабораторная работа 7. Построение рабочих характеристик шестеренного насоса	57
Лабораторная работа 8. Расчет аэродинамических характеристик установки для сушки обуви при конвективном подводе тепла	66
ЧАСТЬ 2. Объемные гидроприводы	77
1 Расчет и проектирование объемного гидропривода	77
1.1 Последовательность расчета гидропривода	77
1.2 Исходные данные для проектирования	78
1.3 Выбор рабочей жидкости	80
1.4 Определение давления	82
1.5 Тепловой режим гидропривода	84
2 Элементы систем объемного гидропривода	86
2.1 Гидравлические машины	86
2.1.1 Насосы	86
2.1.2 Гидравлические двигатели	93
2.2 Гидравлическая аппаратура	99
2.2.1 Регулирующие гидроаппараты	99
2.2.2 Направляющие гидроаппараты	108
2.3 Вспомогательные гидравлические устройства	112
2.3.1 Гидравлические емкости	112
2.3.2 Фильтры	116
2.3.3 Теплообменники	117
Литература	118

ВВЕДЕНИЕ

Практикум предназначен для проведения лабораторных и практических занятий по курсу «Гидро- и пневмопривод оборудования» со студентами специальности 6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств». Также может быть использован при проведении занятий по курсу «Гидро- и пневмопривод и гидро- и пневмоавтоматика» со студентами специальности 6-05-0714-02 «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты». Состоит практикум из двух частей.

Первая часть представляет собой методические указания к лабораторным работам, которые включают в себя лабораторные работы по основным разделам машиностроительной гидравлики, а также устройству гидравлических и пневматических приводов оборудования. Каждая лабораторная работа содержит краткие сведения из теории, касающиеся материала раздела.

Основное назначение лабораторных работ – дать студентам материал, который позволит выработать навыки применения теоретических сведений для решения конкретных задач технического характера и тем самым освоить практику и методику расчетов гидравлических и пневматических приводов оборудования.

Методически лабораторные работы составлены так, что студенты могут выполнить сравнительный анализ теоретических значений основных параметров гидравлических и пневматических систем с практическими, реальными их значениями.

Выполнение лабораторных работ предполагает знание студентами основных теоретических положений курса «Гидро- и пневмопривод оборудования», соответствующей терминологии, уравнений и формул.

Для лучшего освоения студентами основ гидравлических и пневматических приводов оборудования, а также развития самостоятельного инженерного мышления рекомендуется после обработки экспериментальных данных и оформления отчета по лабораторной работе проанализировать полученные результаты и выяснить влияние на них различных факторов.

Вторая часть посвящена расчету и проектированию объемного гидропривода. В этой части приведена методика и последовательность расчета объемного гидропривода как поступательного, так и вращательного движения, а также рассмотрены устройство и принцип действия различного гидравлического оборудования. Приведенные материалы дают студентам знания в области устройства, принципа действия и функциональных возможностей типовых элементов гидравлических систем, позволяют получить навык построения и чтения гидравлических и пневматических схем приводов, овладеть методикой проектирования гидро- и пневмосистем технологического оборудования.

ЧАСТЬ 1. ПРАКТИКУМ ДЛЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО СТЕНДА

Большая часть лабораторных работ курса «Гидро- и пневмопривод оборудования» выполняется на лабораторном стенде НТЦ-11.38 «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы».

Стенд содержит два электродвигателя, три шестеренных насоса, аксиально-поршневой гидромотор, два гидроцилиндра, шесть гидрораспределителей (из них пять с электромагнитным и один с ручным управлением) и другую направляющую и регулирующую аппаратуру. Информационно-измерительная система позволяет измерять: расходы (три расходомера интегрирующего типа); давления (четырнадцать манометров и один вакуумметр); температуру рабочей жидкости (два термометра); два электронных секундомера (имеют два режима работы: «ручн.» и «автом.», в автоматическом режиме включение и выключение секундомера осуществляется от концевых выключателей); скорости выходных звеньев (в поступательном и вращательном движении), а также частоту вращения основного насоса Н1; мощности (подводимую к гидроприводу и полезную – на выходных звеньях).

Конструктивно стенд выполнен в виде модуля, имеющего двухсторонний базис (с одной стороны выполняются работы из раздела «Гидравлика», а с другой стороны – из раздела «Гидромашины и гидроприводы»). На боковой поверхности стенда (противоположной той, на которой установлены гидроцилиндры) расположены: схема стенда гидравлическая принципиальная, выключатели электропитания стенда с индикаторами включения фаз, предохранители. На обоих базисах стенда приведены схемы гидравлические принципиальные соответствующих подсистем: «Гидравлика» и «Гидромашины и гидроприводы».

Распределение рабочей жидкости от основного насоса по базисам стенда осуществляется с помощью распределителя с ручным управлением Р1.

Максимальное давление в подсистеме «Гидромашины и гидроприводы» настраивается по манометру МН7 с помощью напорного гидроклапана КП1 (клапан КП1 установлен снизу на гидростанции на выходе фильтра Ф). Величина этого давления находится в пределах $6,0 \div 6,3$ МПа.

Давление в подсистеме «Гидравлика» настраивается по манометру МН6 с помощью гидроклапана КП2 (установлен рядом с распределителем с ручным управлением Р1). Величина этого давления $1,4$ МПа.

На стенде невозможна одновременная работа на обоих базисах. Конструкция стенда выполнена таким образом, что перед выполнением любой лабораторной работы не требуется проведение монтажных работ.

Напряжение питания стенда – 380 В, частота 50 Гц, напряжение питания электромагнитов гидрораспределителей – 24 В (постоянный ток). Напряжение на концевых выключателях КВ1 и КВ2 – 12 В. Номинальная мощность стенда – $4,4$ кВт.

Гидронасосы Н1 и Н3 – шестеренные типа НШ10-3. Гидронасос Н2 – шестеренный типа НШ6-3. Насос Н1 – основной, Н3 – используется для создания нагрузки на валу гидромотора М, насос Н2 – предназначен для создания давления в поршневой полости цилиндра Ц2.

Гидроцилиндр Ц1 (нижний) – это рабочий цилиндр. Цилиндр Ц2 (верхний) – используется в качестве нагружателя (для создания нагрузки на штоке цилиндра Ц1). Исследуемое рабочее движение – выдвигание штока цилиндра Ц1. Втягивание штока цилиндра Ц1 является подготовительной операцией и осуществляется под действием усилия, создаваемого цилиндром-нагружателем Ц2. На стенде используются гидроцилиндры типа ГЦ 63.200.16.000 (диаметр цилиндра 63 мм, ход штока – 200 мм).

На стенде установлен гидромотор М (нерегулируемый, аксиально-поршневой, с наклонным диском) типа Г15-21Р (рабочий объем $V_{ом} = 11,2 \text{ см}^3$, $Q_{ном} = 10,8 \text{ л/мин}$, $p_{ном} = 6,3 \text{ МПа}$, $N_{ном} = 0,96 \text{ кВт}$, $M_{ном} = 9,6 \text{ Н·м}$, $\eta = 0,88$).

Во всасывающем трубопроводе основного насоса Н1 установлен ventиль В1. При выполнении всех лабораторных работ этот ventиль должен быть открыт (маховик полностью вывернут против часовой стрелки). Управление этим ventилем предусмотрено только при определении кавитационных характеристик насоса Н1.

Объектом исследования в лабораторных работах подсистемы «Гидравлика» является трубопровод а–b–с с установленным в нем дросселем ДР1. Конструктивные параметры этого трубопровода следующие: внутренний диаметр – 8 мм, диаметр отверстия дросселя ДР1 – 3 мм, длины: а – b = 450 мм, b – с = 100 мм.

На стенде установлены расходомеры интегрирующего типа (РА1 и РА2 – скоростные, третий расходомер представляет собой измерительный бачок Б2 с указателем уровня УУ). Слив рабочей жидкости из бака Б2 осуществляется через ventиль В2 (при вращении маховика по часовой стрелке ventиль закрывается). Для определения мгновенного значения расхода с помощью указанных расходомеров используются электронные секундомеры в режиме работы «ручн.».

Для питания всех насосов и слива рабочей жидкости используется один гидробак Б1, который одновременно является несущей системой стенда. Заправочная емкость гидробака Б1 – $65 \div 70 \text{ дм}^3$. Рекомендуемые рабочие жидкости: минеральные масла МГЕ-46В, МГ-30у, М-8В.

Лабораторная работа 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ

Цель работы: опытное определение величины вязкости жидкости при помощи вискозиметра Энглера.

Теоретическое введение

Вязкостью называется свойство жидкости оказывать сопротивление относительному движению (сдвигу) ее частиц. Вязкость жидкости обуславливается наличием сил внутреннего трения, возникающих при движении реальной жидкости.

Гипотеза о внутреннем трении в жидкостях, впервые высказанная Ньютоном еще в 1687 году, согласно которой силы внутреннего трения, возникающие между соседними движущимися слоями жидкости, прямо пропорциональны скорости относительного движения этих слоев и площади поверхности соприкосновения, вдоль которой совершается относительное движение, в дальнейшем была подтверждена многочисленными исследованиями и стала, таким образом, законом внутреннего трения, который выражается уравнением

$$F = \pm \mu \cdot S \frac{du}{dn}, \quad (1.1)$$

где F – сила внутреннего трения, возникающая между слоями жидкости при их относительном движении; μ – коэффициент абсолютной вязкости или динамический коэффициент вязкости; S – площадь соприкосновения трущихся слоев жидкости; du/dn – градиент скорости, представляющий собой величину изменения скорости на единицу толщины слоя жидкости.

В результате внутреннего трения в жидкостях возникают касательные напряжения. Касательным напряжением называется сила трения, приходящаяся на единицу площади соприкосновения слоев жидкости.

Из выражения (1.1) следует, что

$$\tau = \frac{P}{S} = \pm \mu \frac{du}{dn}. \quad (1.2)$$

Из формулы (1.2) видно, что динамический коэффициент вязкости μ численно равен касательному напряжению τ при градиенте скорости du/dn равном единице; знак «+» или «-» относится к du/dn и зависит от направления отсчета.

В международной системе единиц (СИ) динамический коэффициент вязкости измеряется в $H \cdot c / m^2$ ($Pa \cdot c$).

В технической системе единиц (МКС) μ измеряется в $кгс \cdot c / m^2$.
 $1 кгс \cdot c / m^2 = 9,81 H \cdot c / m^2$.

В физической системе единиц (СГС) единицей измерения динамического коэффициента вязкости является пуаз (P). $1 P = 1 дин \cdot c / m^2 = 1 г / см \cdot c = 0,1 H \cdot c / m^2$.

Кроме динамического коэффициента вязкости μ в инженерной практике широко используется и другая характеристика вязкости – кинематический коэффициент вязкости ν , который представляет собой отношение динамического коэффициента вязкости μ к плотности жидкости ρ :

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

В системе СИ и технической системе единиц кинематический коэффициент вязкости измеряется в m^2 / c .

Единица измерения кинематического коэффициента вязкости в физической системе единиц называется стокс (St). $1 St = 1 см^2 / c = 10^{-4} m^2 / c$.

Вязкость жидкости может быть выражена и так называемой условной вязкостью ВУ путем сравнения времени истечения одинаковых объемов исследуемой и какой-либо стандартной жидкости из специальных приборов. В отечественной практике принято измерять условную вязкость в градусах Энглера ($^{\circ}E$), в США – в секундах Сейболта ($^{\circ}S$), в Англии – в секундах Редвуда ($^{\circ}R$), во Франции – в градусах Барбье ($^{\circ}B$).

Величина вязкости зависит от температуры и давления. Для капельных жидкостей характерно уменьшение вязкости с повышением температуры. Для газов, напротив, повышение температуры ведет к увеличению вязкости. С увеличением давления вязкость как капельных жидкостей, так и газов растет. При давлениях порядка 1000 – 2000 МПа большинство капельных жидкостей затвердевает.

Опытное определение вязкости жидкостей производится при помощи специальных приборов, называемых вискозиметрами.

Первый вискозиметр был создан Ломоносовым в 1751 г. под названием «инструмент для исследования вязкости жидких материй по числу капель».

В настоящее время существует несколько различных типов вискозиметров, из которых наибольшее распространение получили следующие: капиллярные вискозиметры, основанные на определении времени протекания исследуемой жидкости по капиллярным трубкам (вискозиметры Воляровича, Пинкевича, Оствальда, Уббелюде и др.); вискозиметры для определения условной вязкости, основанные на сравнении времени истечения через отверстие насадки исследуемой и стандартной жидкостей (вискозиметр Энглера, Сейболта, Редвуда, Барбье и их разновидности); вискозиметры ротационного типа, основанные на измерении скорости вращения под

действием некоторой силы двух расположенных соосно цилиндров, зазор между которыми заполнен исследуемой жидкостью; вискозиметры, основанные на измерении интенсивности затухания крутильных колебаний помещенного в исследуемую жидкость маятника или сосуда с исследуемой жидкостью; вискозиметры, основанные на измерении скорости падения в исследуемой жидкости твердого тела, например, металлического шарика, или всплытия пузырька воздуха (рамочный вискозиметр).

Условная вязкость в градусах Энглера представляет собой отношение времени $T_{жс}$ истечения из вискозиметра Энглера некоторого объема исследуемой жидкости ко времени $T_в$ истечения из него того же объема дистиллированной воды при температуре 20 °С:

$$ВУ(^{\circ}E) = \frac{T_{жс}}{T_в}. \quad (1.4)$$

Описание экспериментальной установки

Вискозиметр Энглера (рис. 1.1) широко применяется в соответствии с ГОСТ 6258 для определения вязкости масел и некоторых других жидкостей, более вязких, чем вода.

Прибор состоит из двух концентрически расположенных резервуаров. Внутренний резервуар 5, закрепленный при помощи кронштейна 3 на стойке 2 основания 1, имеет коническое дно, в центре его припаян штуцер 9. В отверстие штуцера вставлена калиброванная трубка – насадок 10, через которую вытекает исследуемая жидкость. Отверстие насадка закрывается заостренным на конце стержнем 8. На внутренней поверхности резервуара 5 имеются три крючка 2, указывающие, до какого уровня необходимо наливать исследуемую жидкость. По этим же крючкам с помощью регулировочных винтов 12, вкручиваемых в основание 1, производится вертикальная установка прибора.

Гайкой на штуцере 9 внутреннего резервуара крепится наружный резервуар 6, играющий роль водяной ванны. Пространство между стенками резервуаров 5 и 6 заполняется водой, которая при необходимости может подогреваться или охлаждаться.

Во время проведения опыта внутренний резервуар закрывается крышкой 7, в центральное отверстие которой проходит запорный стержень 8. Кроме того, в крышке имеется боковое отверстие, в которое при необходимости может вставляться термометр, служащий для контроля температуры исследуемой жидкости.

Под отверстие насадка устанавливается сосуд, служащий для сбора вытекающей из прибора жидкости.

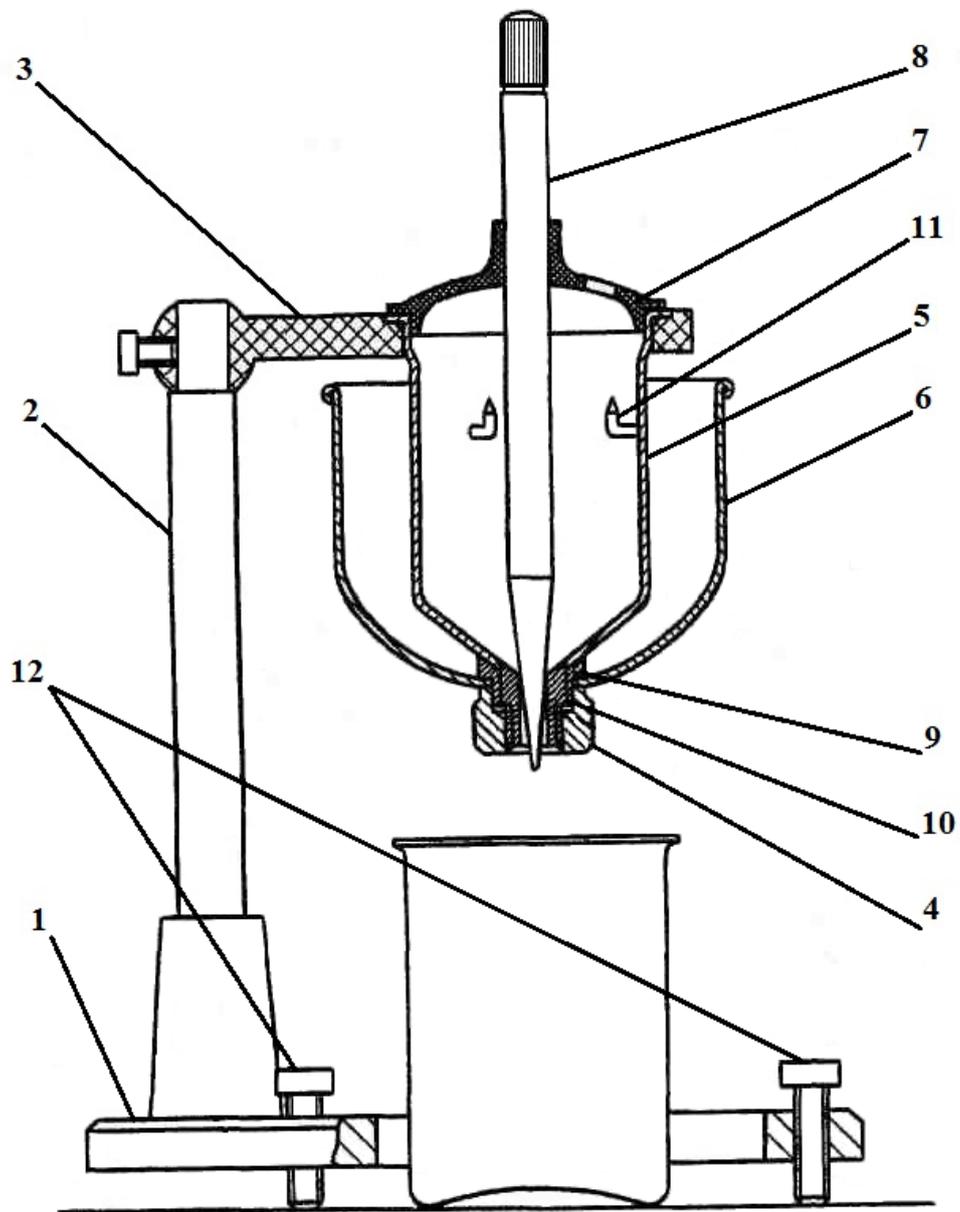


Рисунок 1.1 – Вискозиметр Энглера:
 1 – основание; 2 – стойка; 3 – кронштейн; 4 – гайка; 5 – внутренний резервуар; 6 – наружный резервуар; 7 – крышка; 8 – стержень; 9 – штуцер; 10 – насадок; 11 – крючки; 12 – регулировочные винты

Методика проведения опыта и обработки опытных данных

Перед началом проведения опыта снимают крышку 7 вискозиметра и убеждаются в том, что внутренняя поверхность резервуара 5 и насадка 10 чисты и насухо протерты. Затем в отверстие насадка 10 вставляют стержень 8 и во внутренний резервуар 5 наливают столько исследуемой жидкости, чтобы ее свободная поверхность незначительно прикрывала острия крючков 11; при этом объем жидкости составляет примерно 100 см^3 .

Резервуар с жидкостью закрывают крышкой 7, в боковое отверстие которой вставляют термометр. В наружный резервуар 6 наливают воду, которая либо подогревается, либо охлаждается до тех пор, пока температура исследуемой жидкости в резервуаре 5 не достигнет требуемого значения.

Под отверстие насадка прибора подставляют пустой сосуд, после чего, придерживая крышку вискозиметра, приподнимают стержень 8 и одновременно включают секундомер. Когда истечение жидкости из насадка прекратится, секундомер выключают. Полученное время в секундах и есть время истечения 100 см^3 исследуемой жидкости $T_{ж}$. Для исключения возможных ошибок определение $T_{ж}$ повторяют несколько (обычно 5 – 7) раз.

В такой же последовательности определяют водное число $T_{в}$, то есть время истечения 100 см^3 дистиллированной воды при температуре $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Все полученные значения заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 1.1.

По результатам измерений подсчитываются средние значения $T_{ж}$ и $T_{в}$, которые также заносятся в таблицу.

По этим средним значениям по формуле (1.4) определяется условная вязкость исследуемой жидкости, выраженная в градусах Энглера.

Переход от условной вязкости в градусах Энглера к кинематическому коэффициенту вязкости производится по эмпирической формуле Уббелоде:

$$\nu = 0,0731 \cdot \text{ВУ}(^\circ\text{E}) - \frac{0,0631}{\text{ВУ}(^\circ\text{E})} \text{ (Cm)}. \quad (1.5)$$

Полученное значение кинематического коэффициента вязкости в Стоксах переводится в единицы системы СИ.

По зависимости (1.3) подсчитывается динамический коэффициент вязкости μ в пуазах, а затем и в единицах систем СИ и МКГСС.

Значение плотности исследуемой жидкости ρ измеряется с помощью ареометра или определяется по справочным таблицам.

Все результаты вычислений заносятся в соответствующие графы таблицы, составленной по форме таблицы 1.2.

Полученные значения сопоставляются со справочными.

Таблица 1.1 – Результаты измерений

№ опыта	Время истечения	
	исследуемой жидкости $T_{жс}, c$	ВОДЫ $T_в, c$
1		
2		
3		
4		
5		
Средние значения		

Таблица 1.2 – Результаты расчетов

Исследуемая жидкость				
Температура исследуемой жидкости		t	$^{\circ}C$	
Плотность исследуемой жидкости		ρ	$г/см^3$	
			$кг/м^3$	
Среднее время истечения 100 см^3 жидкости		$T_{жс}$	c	
		$T_в$	c	
Вязкость исследуемой жидкости	Условная	$ВУ$	$^{\circ}E$	
	Кинематическая	ν	$Ст$	
			$м^2/с$	
	Динамическая	μ	Π	
			$кгс\cdot c/м^2$	
		$Н\cdot c/м^2$		
По справочнику				

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему вискозиметра Энглера.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.

Контрольные вопросы

1. Что называется вязкостью жидкости?
2. Что такое динамический коэффициент вязкости, в каких единицах он измеряется?
3. Что такое кинематический коэффициент вязкости, в каких единицах он измеряется?
4. Что такое условная вязкость в градусах Энглера?
5. Каким образом вязкость жидкостей и газов зависит от температуры?
6. Каким образом вязкость жидкостей и газов зависит от давления?
7. Какие существуют основные типы вискозиметров?

Лабораторная работа 2. ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ

Цель работы: изучение различных приборов для измерения давления опытное определение величины давления жидкости в трубопроводе.

Теоретическое введение

Давление p характеризует интенсивность воздействия сил на поверхность какого-либо тела и представляет собой отношение силы P , равномерно распределенной по перпендикулярной к ней поверхности, к площади этой поверхности F :

$$p = \frac{P}{F}. \quad (2.1)$$

В международной системе единиц (СИ) давление измеряется в паскалях (Па). $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$.

В технической системе единиц (МКС) давление измеряется в кгс/м^2 . $1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ Па}$.

В физической системе единиц (СГС) давление измеряется в дин/см^2 . $1 \text{ дин/см}^2 = 0,1 \text{ Па}$.

Существуют также и различные внесистемные единицы для измерения давления, из которых наиболее часто используются бар и атмосфера (техническая и физическая).

$$1 \text{ бар} = 1 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}.$$

Техническая атмосфера (at) – давление воздуха на высоте 200 м над уровнем моря, в среднем равно 1 кгс/см^2 , то есть $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10000 \text{ кгс/м}^2 = 98100 \text{ Па}$.

Физическая атмосфера ($атм$) – давление воздуха на уровне моря на географической широте 45° , соответствующее так называемым нормальным физическим условиям. $1 \text{ атм} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 101325 \text{ Па}$.

В англоязычных странах (Великобритании, США и некоторых других) давление измеряется в psi (pound-force per square inch, lbf/in^2 – фунт силы на квадратный дюйм) $1 \text{ psi} = 6894,76 \text{ Па}$.

Различают абсолютное $p_{абс.}$, избыточное $p_{изб.}$ и вакуумметрическое $p_{вак.}$ давление.

Абсолютным называется такое давление, которое отсчитывается от абсолютного нуля давлений (абсолютного вакуума).

Давление в любой точке жидкости, находящейся в равновесии, определяется по основному уравнению гидростатики

$$p_{абс.} = p_0 + \gamma \cdot h, \quad (2.2)$$

где $p_{абс}$ – абсолютное (полное) гидростатическое давление; p_0 – давление на свободной поверхности жидкости; γ – удельный вес жидкости; h – глубина погружения рассматриваемой точки.

На практике величина давления обычно измеряется относительно атмосферного или барометрического давления $p_{атм.}$. Если абсолютное давление будет больше барометрического ($p_{абс.} > p_{атм.}$), то разность между абсолютным и барометрическим давлением называется манометрическим или избыточным давлением:

$$P_{м} = P_{изб.} = P_{абс.} - P_{атм.} \quad (2.3)$$

Абсолютное и избыточное давления, выраженные в технических атмосферах, обозначаются соответственно $p_{ата}$ и $p_{ати}$.

Если абсолютное давление будет меньше барометрического ($p_{абс.} < p_{атм.}$), то разность между барометрическим и абсолютным давлением называется вакуумметрическим давлением (вакуумом):

$$P_{вак.} = P_{атм.} - P_{абс.} \quad (2.4)$$

Вакуум выражается в тех же единицах, что и абсолютное и избыточное давления, а также в долях или процентах атмосферы. Как следует из (2.4), величина вакуума может изменяться от нуля до $p_{атм.}$, то есть максимальным значением вакуума является одно атмосферное давление.

В открытых сосудах (с атмосферным давлением на свободной поверхности жидкости)

$$p_{изб.} = \gamma \cdot h, \quad (2.5)$$

то есть в этом случае избыточное гидростатическое давление внутри жидкости возникает только от веса столба жидкости, расположенного над рассматриваемой точкой.

Величина давления может быть выражена высотой h создающего его столба жидкости согласно выражению

$$h = \frac{P}{\gamma} = \frac{P}{\rho \cdot g}, \quad (2.6)$$

где ρ – плотность жидкости, $кг/м^3$, $g = 9,81 м/с^2$ – ускорение свободного падения. В качестве рабочей жидкости при этом чаще всего используют дистиллированную воду (с плотностью $\rho_{в.} = 1000 кг/м^3$) или ртуть (с плотностью $\rho_{рт.} = 13595 кг/м^3$) и давление выражают соответственно в миллиметрах водяного столба (*мм вод. ст.*) или ртутного столба (*мм рт. ст.*).

Для измерения давления применяются различные приборы по ГОСТ 2405-88, ГОСТ 18140-84: манометры – для измерения избыточного давления, вакуумметры – для измерения вакуума, дифференциальные манометры – для измерения разности или перепада давлений. Все указанные приборы могут быть жидкостными, пружинными, поршневыми, электрическими и комбинированными. На практике наиболее широкое распространение получили жидкостные и пружинные приборы.

Простейшим прибором для измерения избыточного давления жидкостей в соответствии с ИСО 22475-1-2017 является пьезометр (рис. 2.1), представляющий собой вертикально расположенную стеклянную трубку. Нижний конец этой трубки присоединяется к резервуару с жидкостью, давление которой необходимо измерить, верхний конец остается открытым и сообщается с атмосферой. Величина избыточного давления в резервуаре будет определяться по высоте h столба жидкости в пьезометре согласно формуле (2.5).

Для измерения давления газов к пьезометру необходимо присоединить емкость («чашку») с рабочей жидкостью, которая, в свою очередь, соединяется с резервуаром, давление газа в котором необходимо измерить. Поскольку площадь поперечного сечения емкости значительно больше чем пьезометра, изменением уровня жидкости в ней можно пренебречь. Тогда величина избыточного давления в резервуаре будет определяться только по изменению высоты h столба жидкости в пьезометре. Такой прибор называется чашечным манометром (рис. 2.2).

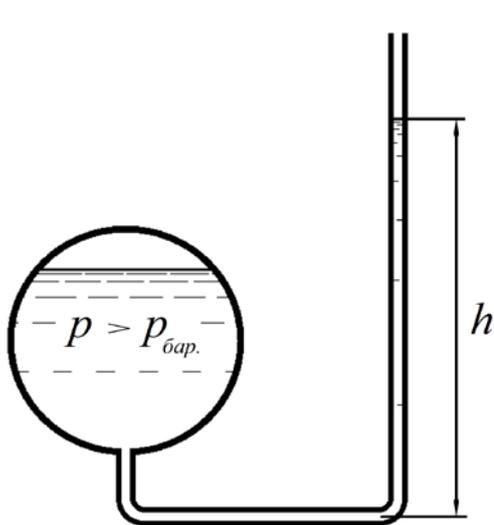


Рисунок 2.1 – Пьезометр

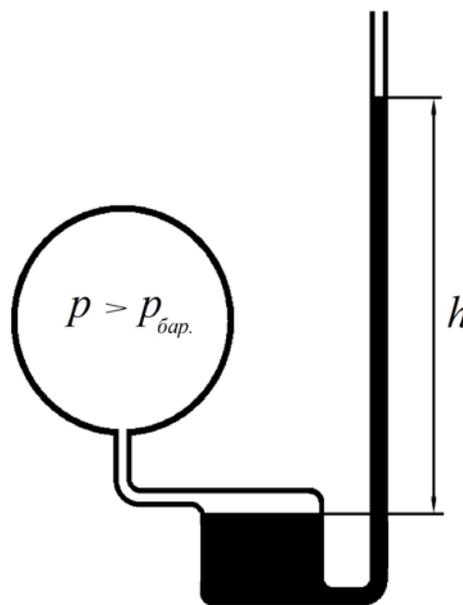


Рисунок 2.2 – Чашечный манометр

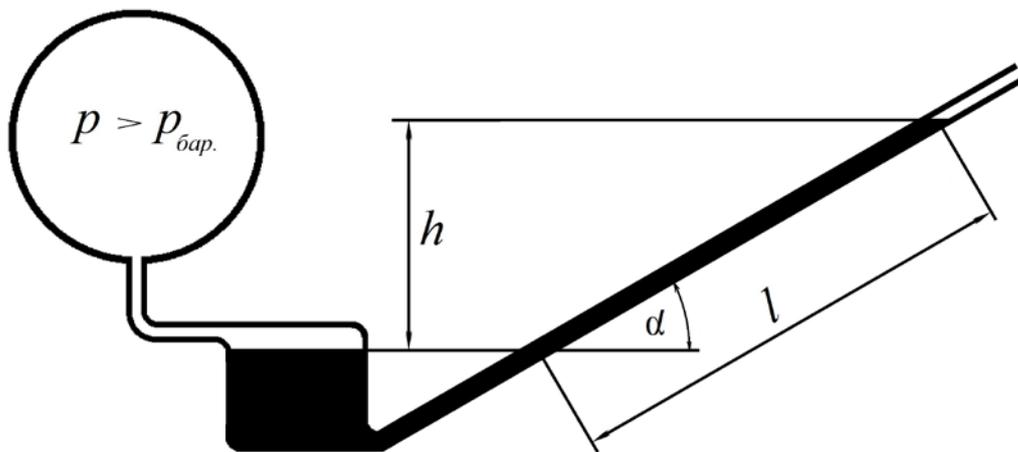


Рисунок 2.3 – Наклонный микроманометр

В тех случаях, когда измерение давления необходимо производить с большой точностью, используются наклонные микроманометры (рис. 2.3), которые являются разновидностью чашечных манометров. Пьезометрическая трубка такого манометра расположена не вертикально, а наклонно, под некоторым углом α к горизонтальной плоскости. Вместо высоты h в этом случае измеряется гораздо большая длина столба жидкости в трубке l , что позволяет существенно уменьшить относительную ошибку, возможную при отсчетах малых величин. Тогда

$$l = \frac{h}{\sin \alpha}, \quad (2.7)$$

а величина измеряемого давления

$$p = \rho \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha. \quad (2.8)$$

Существуют микроманометры с постоянным и переменным углом наклона измерительной трубки. Уменьшение угла наклона при этом способствует увеличению чувствительности прибора.

Простейший вакуумметр (рис. 2.4) фактически представляет собой перевернутый пьезометр. В этом случае верхний конец трубки пьезометра присоединяется к резервуару, давление в котором ниже атмосферного, нижний же ее конец опускается в сосуд с рабочей жидкостью. Величина разрежения (вакуума) в резервуаре будет определяться по высоте h подъема столба жидкости в трубке вакуумметра.

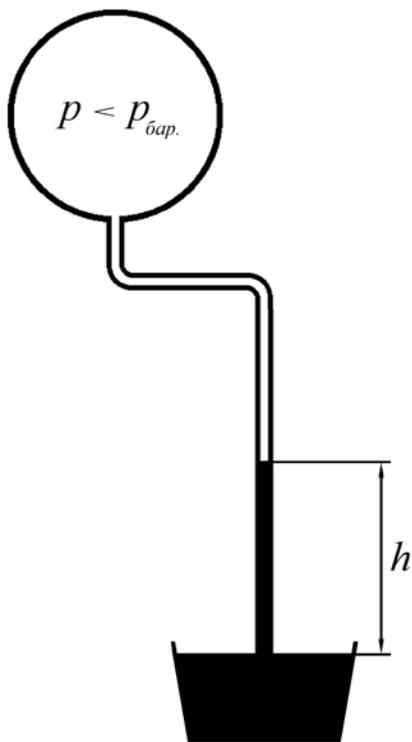


Рисунок 2.4 – Вакуумметр

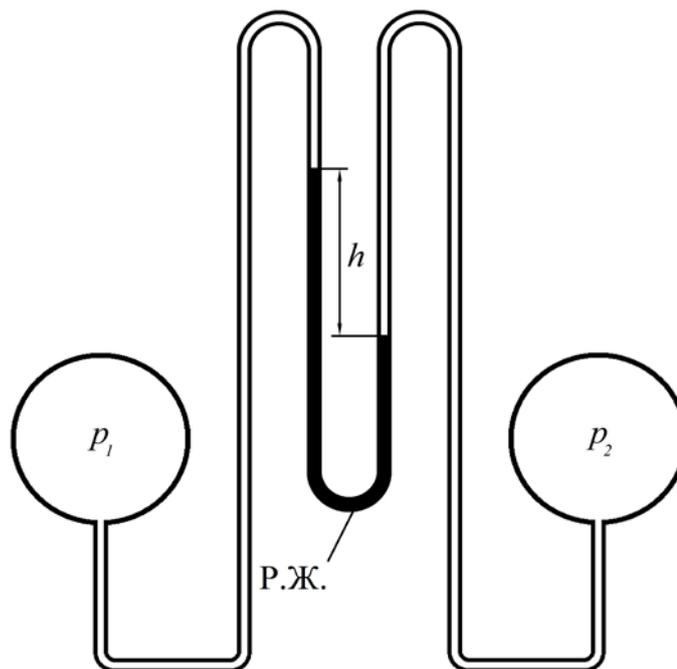


Рисунок 2.5 – Дифференциальный манометр

Для измерения разности или перепада давления используется дифференциальный манометр (рис. 2.5). Он представляет собой изогнутую в виде буквы U стеклянную трубку с налитой в нее рабочей жидкостью (Р. Ж.). При больших разностях давлений в качестве рабочей жидкости применяется ртуть, а для измерения небольших перепадов давлений возможно применение воды, спирта, масла и некоторых других жидкостей. Оба конца трубки манометра присоединяются к двум резервуарам с различными давлениями p_1 и p_2 , и по разности уровней рабочей жидкости в трубках дифференциального манометра может быть определен перепад этих давлений Δp

$$\Delta p = p_2 - p_1 = h \cdot (\gamma_{p.ж.} - \gamma), \quad (2.9)$$

где h – разность уровней в обеих трубках манометра; $\gamma_{p.ж.}$ – удельный вес рабочей жидкости; γ – удельный вес жидкости, в которой измеряется перепад давлений.

Жидкостные манометры являются простыми, надежными и достаточно точными приборами, но предназначены они для работы только в спокойных условиях, поскольку чувствительны к ударам, вибрации и резким колебаниям давления. Кроме того, жидкостные манометры пригодны для измерения только

сравнительно небольших давлений, что ограничивается длиной трубки прибора.

Наиболее широкое применение в практике измерения давления получили так называемые трубчатые или пружинные манометры (рис. 2.6). Основной рабочей частью такого манометра является изготовленная из стали или латуни изогнутая трубка 1, имеющая овальное сечение. Один открытый конец этой трубки закреплен в основании манометра 2, которое при помощи штуцера 3 может присоединяться к сосуду, давление в котором необходимо измерить. Второй конец трубки закрытый, через зубчато-рычажный передаточный механизм 4 связан со стрелкой 5. При увеличении давления трубка разгибается, и стрелка поворачивается вокруг своей оси. Угол поворота стрелки практически линейно зависит от величины давления.

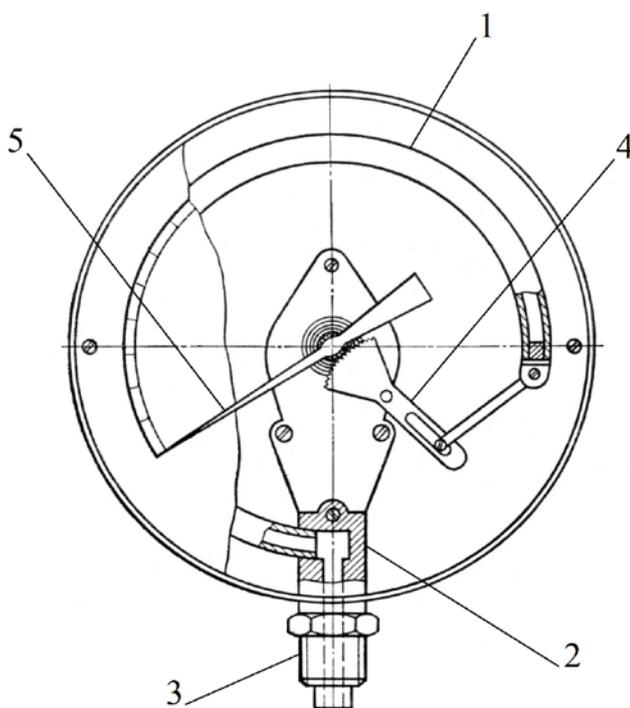


Рисунок 2.6 – Трубчатый манометр

Трубчатые манометры являются вторичными приборами и тарируются по первичным манометрам.

Точность трубчатого манометра ограничена наличием остаточных деформаций трубки, появляющихся во время работы прибора. Показания трубчатого манометра не очень стабильны, манометр следует не реже 1 раза в год тарировать с целью определения необходимых поправок.

Описание экспериментальной установки

Лабораторная работа выполняется с использованием подсистемы «Гидравлика» лабораторного стенда НТЦ-11.38 «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы».

Используемая при выполнении работы часть экспериментальной установки (рис. 2.7) состоит из электродвигателя М1 1, приводящего во вращение насос Н1 2, который подает масло в трубопровод а–b–с 3. Расход масла может регулироваться при помощи регулятора расхода РР1 4. Величина избыточного давления в начале трубопровода измеряется манометром МН1 5.

Методика проведения опыта и обработки опытных данных

При проведении лабораторной работы рукоятка распределителя Р1 должна находиться в положение I (верхнее).

Для выполнения работы необходимо сначала подключить стенд к электросети и включить питание стенда, переведя рубильник «Сеть» в верхнее положение. Затем нажатием кнопки «Пуск» на панели М1 включается электродвигатель М1. После этого следует включить распределитель Р2, переведя тумблер Р2 в положение «вкл.». Распределитель Р3 должен быть выключен (тумблер Р3 должен находиться в положении «выкл.»).

Перед началом проведения измерений необходимо дать возможность стенду поработать в течение 5 – 6 минут.

Изменяя при помощи регулятора расхода РР1 величину расхода жидкости в трубопроводе (поворот маховика регулятора по часовой стрелке приводит к увеличению расхода), снимают показания манометра МН1. Измерения проводят при нескольких (5 – 10) значениях расхода.

После проведения всех опытов необходимо выключить электродвигатель и отключить питание стенда.

По измеренным данным определяется величина избыточного давления жидкости в начальной точке трубопровода $p_{изб.}$ в Па.

Затем полученные значения переводятся из системы СИ в единицы других систем ($кгс/м^2$, $дин/см^2$, psi) и внесистемные единицы ($бар$, $ат$, $атм$) согласно соотношениям, приведенным в теоретическом введении настоящей работы. При определении давления в миллиметрах водяного столба и миллиметрах ртутного столба следует исходить из уравнения (2.6). Тогда

$$p \text{ (мм вод. ст.)} = \frac{p \text{ (Па)}}{\rho_{в.} \cdot g} \cdot 1000, \quad (2.10)$$

$$p \text{ (мм рт. ст.)} = \frac{p \text{ (Па)}}{\rho_{рт.} \cdot g} \cdot 1000. \quad (2.11)$$

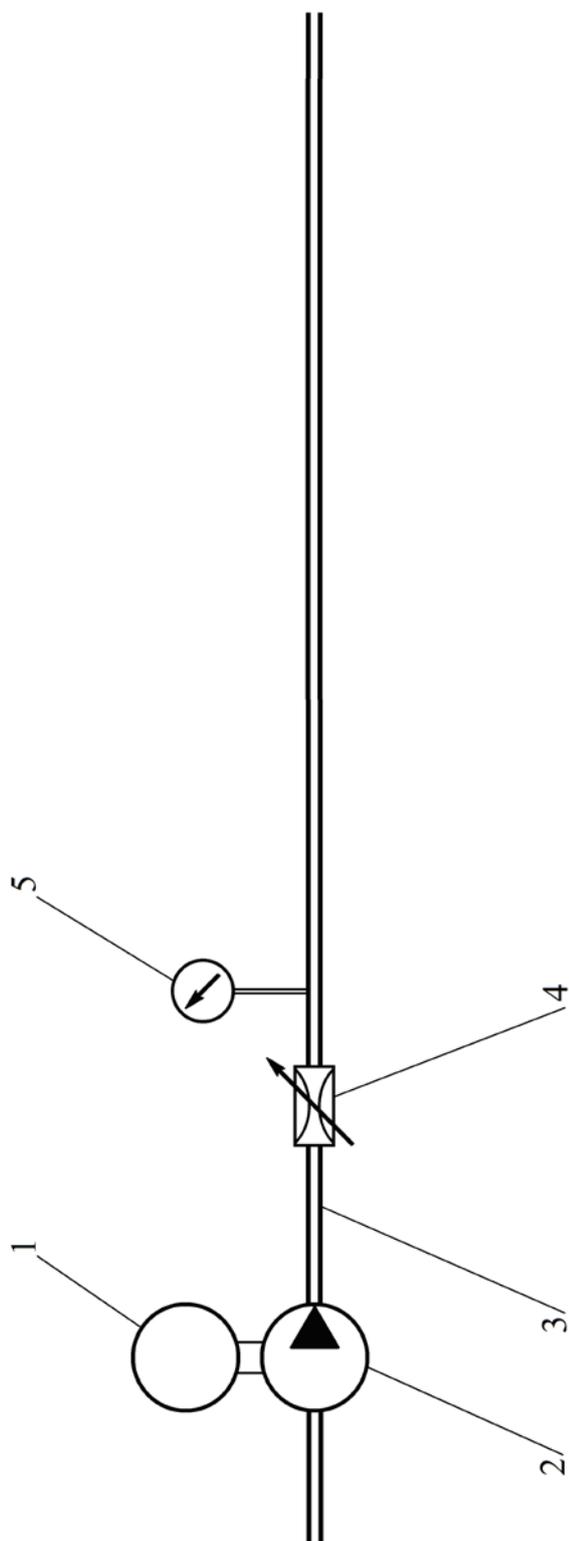


Рисунок 2.7 – Схема экспериментальной установки:

- 1 – электродвигатель М1;
- 2 – насос Н1;
- 3 – трубопровод;
- 4 – регулятор расхода РР1;
- 5 – манометр МН1

Все результаты измерений и расчетов заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты измерений и расчетов

№ опыта		1	2	3	4	5
Показания манометра, МПа						
Избыточное давление $p_{изб.}$	Па					
	кгс/м ²					
	дин/см ²					
	бар					
	ат					
	атм					
	мм вод. ст.					
	мм рт. ст.					
psi						

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.

Контрольные вопросы

1. Что называется давлением, в каких единицах оно измеряется?
2. Как выглядит основное уравнение гидростатики?
3. Что называется манометрическим и вакуумметрическим давлением?
4. Что такое техническая атмосфера?
5. Что такое физическая атмосфера?
6. Что представляют собой и как работают пьезометр и вакуумметр?
7. В чем состоит преимущество наклонного микроманометра?
8. Для чего предназначен дифференциальный манометр?
9. Как работает трубчатый манометр?

Лабораторная работа 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМА ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

Цель работы: определение по опытным данным значений чисел Рейнольдса и режимов течения жидкости в трубопроводе круглого сечения.

Теоретическое введение

В природе существуют два различных по своему характеру режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный.

Ламинарный режим движения жидкости – это такой режим, при котором траектории движения частиц жидкости не пересекаются, движение жидкости носит упорядоченный, струйчатый характер и перемешивания жидкости не происходит.

Турбулентный режим – это такой режим, при котором траектории движения частиц жидкости пересекаются между собой, движение жидкости носит хаотичный, вихревой характер. При этом происходит интенсивное перемешивание жидкости, сопровождающееся пульсациями скорости и давления.

Ламинарный режим наблюдается преимущественно при движении вязких жидкостей, таких как смазочные масла, нефть, мазут, битум и тому подобное, а также при движении воды в трубках малого диаметра (капиллярах) и в порах грунта. В подавляющем большинстве случаев при движении воды и других сравнительно маловязких жидкостей (спирт, керосин, бензин) наблюдается турбулентный режим движения.

При увеличении скорости движения жидкости ламинарный режим в какой-то момент сменяется турбулентным, который при уменьшении скорости потока опять переходит в ламинарный. Скорость, при которой происходит смена режимов движения жидкости, называется критической скоростью $v_{кр.}$.

Необходимо отметить, что поток жидкости обладает определенной инертностью и процесс перехода одного режима движения жидкости в другой не является полностью обратимым: переход ламинарного режима в турбулентный всегда происходит при значительно больших скоростях, чем обратный переход турбулентного режима в ламинарный. Соответственно различают две критические скорости: верхнюю $v_{кр.в.}$ и нижнюю $v_{кр.н.}$. При верхней критической скорости ламинарный режим движения переходит (при увеличении скорости потока) в турбулентный, а при нижней критической скорости турбулентный режим движения переходит (при уменьшении скорости) в ламинарный. При этом всегда $v_{кр.в.} > v_{кр.н.}$.

Однако режим движения зависит не только от скорости, но также от вязкости жидкости и от геометрических размеров русла. Все эти величины входят в безразмерный комплекс, называемый числом Рейнольдса (Re),

который и является критерием, однозначно определяющим режим движения жидкости.

Для напорного движения жидкости в круглых трубах число Рейнольдса рассчитывается по формуле:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (3.1)$$

где v – средняя скорость движения потока жидкости; d – внутренний диаметр трубы; ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Для труб некруглого сечения и для открытых потоков при расчете числа Рейнольдса вместо диаметра d вводится так называемый гидравлический радиус R , представляющий собой отношение площади живого сечения потока ω к смоченному периметру χ :

$$R = \frac{\omega}{\chi}. \quad (3.2)$$

В соответствии с наличием двух критических скоростей различают и два критических значения числа Рейнольдса: нижнее критическое число Рейнольдса $Re_{кр.н.}$, определяемое при нижней критической скорости, и верхнее критическое число Рейнольдса $Re_{кр.в.}$, определяемое при верхней критической скорости. В результате тщательно поставленных экспериментов было установлено, что переход ламинарного режима движения жидкости в турбулентный происходит приблизительно при $Re_{кр.в.} = 10000$, а переход турбулентного режима движения жидкости в ламинарный – при $Re_{кр.н.} = 2320$.

Следует отметить, что при движении жидкости в трубах в отдельных случаях путем устранения источников возмущения потока удается задержать переход от ламинарного движения к турбулентному до значений числа Рейнольдса, достигающих 100000 – 150000. Но при больших значениях Re ламинарный режим является крайне неустойчивым и достаточно небольшого возмущения, чтобы движение перешло в турбулентное.

Таким образом, всегда можно считать, что при значениях $Re < 2320$ движение жидкости будет ламинарным, а при значениях $Re > 10000$ – турбулентным.

В интервале значений Re от 2320 до 10000 может иметь место как ламинарный, так и турбулентный режим движения, в зависимости от того, происходит увеличение или уменьшение скорости течения потока жидкости. Поскольку в этом случае определить режим движения только по значению числа Рейнольдса невозможно, такое движение иногда называют неопределенным.

Выявление характера режима движения жидкостей и газов имеет большое значение во многих областях инженерной практики (гидротехника,

теплотехника и так далее). Так, при разных режимах движения имеют место различные зависимости между потерями напора и средними скоростями движения.

Описание экспериментальной установки

Лабораторная работа выполняется с использованием подсистемы «Гидравлика» лабораторного стенда НТЦ-11.38 «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы».

Используемая при выполнении работы часть экспериментальной установки (рис. 3.1) состоит из электродвигателя М1 1, приводящего во вращение насос Н1 2, который подает рабочую жидкость в трубопровод а–b–с 3 внутренним диаметром $d = 8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}$. Расход жидкости может регулироваться при помощи регулятора расхода РР1 4. Измерение расхода осуществляется расходомером РА1 5.

Методика проведения опыта и обработки опытных данных

При проведении лабораторной работы рукоятка распределителя Р1 должна находиться в положение I (верхнее).

Для выполнения работы необходимо сначала подключить стенд к электросети и включить питание стенда, переведя рубильник «Сеть» в верхнее положение. Затем нажатием кнопки «Пуск» на панели М1 включается электродвигатель М1. После этого следует включить распределитель Р2, переведя тумблер Р2 в положение «вкл.». Распределитель Р3 должен быть выключен (тумблер Р3 должен находиться в положении «выкл.»).

Перед началом проведения измерений необходимо дать возможность стенду поработать в течение 5 – 6 минут.

Затем включается электронный секундомер, переведя тумблер в положение «вкл.». Тумблер переключения режимов работы секундомера должен находиться в положении «ручн.».

Величина расхода жидкости в трубопроводе изменяется при помощи регулятора расхода РР1 (поворот маховика регулятора по часовой стрелке приводит к увеличению расхода). Установив некоторое значение расхода, осуществляют замеры времени T прохождения заданного объема рабочей жидкости V через трубопровод а–b–с. Время измеряется с помощью электронного секундомера, а объем проходимой жидкости определяется с помощью расходомера РА1 (один оборот крайней левой стрелки на расходомере соответствует прохождению через устройство $0,001 \text{ м}^3$ жидкости).

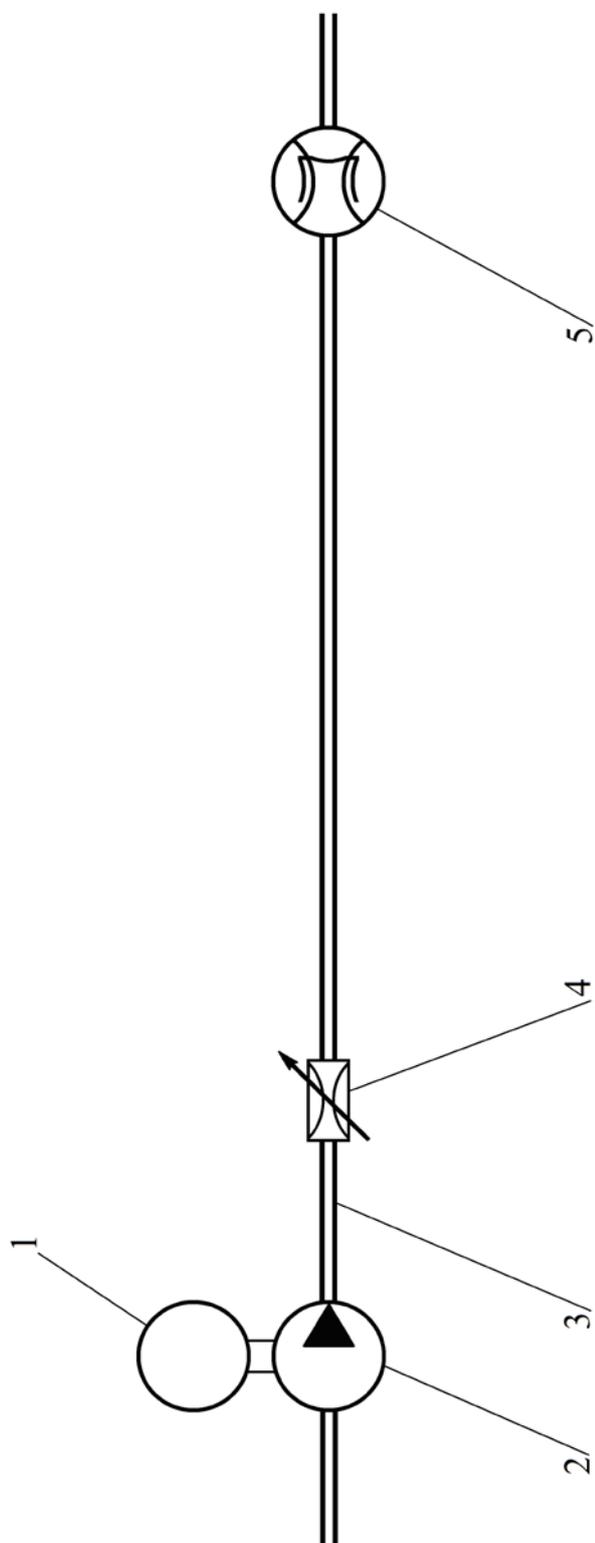


Рисунок 3.1 – Схема экспериментальной установки:

- 1 – электродвигатель М1;
- 2 – насос Н1;
- 3 – трубопровод;
- 4 – регулятор расхода РР1;
- 5 – расходомер РА1

Измерения проводят при нескольких (5 – 10) значениях расхода. После каждого измерения показания секундомера обнуляются нажатием кнопки «Сброс». В каждом опыте следует также фиксировать температуру рабочей жидкости.

После проведения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, выключить электродвигатель и отключить питание стенда.

Расход жидкости

$$Q = \frac{V}{T} . \quad (3.3)$$

Площадь поперечного сечения трубопровода определяется по формуле

$$\omega = \frac{\pi \cdot d^2}{4} , \quad (3.4)$$

где d – внутренний диаметр трубы установки.

Затем по найденному расходу жидкости в трубе Q и площади ее поперечного сечения рассчитывается средняя скорость

$$v = \frac{Q}{\omega} . \quad (3.5)$$

По формуле (3.1) для каждого опыта соответственно найденным значениям скорости потока подсчитывается величина числа Рейнольдса Re .

Сравнивая полученные значения Re с $Re_{кр.в.}$ и $Re_{кр.н.}$, определяют соответствующий каждому опыту режим движения жидкости в трубе.

Все измеренные значения и результаты вычислений заносят в таблицу, составленную по форме таблицы 3.1.

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.

Таблица 3.1 – Результаты измерений и расчетов

№ опыта	Объем жидкости	Время истечения	Расход жидкости	Средняя скорость	Число Рейнольдса	Режим движения жидкости
	V	T	Q	v	Re	
	$м^3$	$с$	$м^3/с$	$м/с$	–	
1						
2						
3						
4						
...						

Контрольные вопросы

1. Какие существуют режимы движения жидкости?
2. Что является однозначной характеристикой режима движения?
3. Что называется нижней и верхней критической скоростью, нижним и верхним критическим числом Рейнольдса?
4. При каких значениях числа Рейнольдса движение будет ламинарным, а при каких – турбулентным?
5. В чем состоит особенность движения жидкостей повышенной вязкости и жидкостей, движущихся по капиллярам?

Лабораторная работа 4. ПОСТРОЕНИЕ ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ И НАПОРНОЙ ЛИНИЙ ТРУБОПРОВОДА

Цель работы: опытное определение составляющих уравнения Бернулли, а также построение пьезометрической и напорной линий трубопровода.

Теоретическое введение

Пьезометрическая и напорная линии представляют собой графики изменения по длине потока соответственно пьезометрического и гидродинамического напоров, входящих в состав уравнения Бернулли.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости при установившемся движении имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_n . \quad (4.1)$$

Это уравнение широко применяется при исследовании различных теоретических вопросов гидравлики и при решении практических задач, связанных с движением жидкости.

Для лучшего понимания сущности уравнения Бернулли и приобретения навыков его практического применения выясним гидравлический, а также геометрический и физический, или энергетический смысл слагаемых, входящих в это уравнение.

Каждое из слагаемых уравнения Бернулли имеет линейную размерность и в гидравлическом смысле представляет собой некоторую высоту или напор.

Первое слагаемое уравнения z определяет высоту положения центра тяжести живого сечения потока над произвольно выбранной горизонтальной плоскостью сравнения 0–0 (рис/ 4.1) и называется геометрической высотой или геометрическим напором.

Второе слагаемое уравнения, p/γ , представляет собой высоту такого столба жидкости, который произвел бы давление, равное действительно существующему в данной точке живого сечения потока гидродинамическому давлению. Эта величина, определяемая непосредственно по показанию пьезометра, называется пьезометрической высотой.

Третье слагаемое уравнения $\alpha v^2/2g$ характеризует собой высоту, при падении с которой в безвоздушном пространстве частица жидкости приобрела бы в конце пути скорость, равную действительной скорости потока в данной точке живого сечения. Такую высоту в гидравлике принято называть скоростной высотой или скоростным напором. Здесь v – средняя скорость потока в рассматриваемом живом сечении; α – безразмерный коэффициент

кинетической энергии (коэффициент Кориолиса), учитывающий неравномерность распределения скорости по живому сечению потока. В действительности этот коэффициент всегда больше единицы, однако во многих случаях (например, при расчете труб и каналов) для упрощения допустимо принимать $\alpha = 1$.

Наконец, слагаемое h_n выражает собой суммарную потерю напора при движении жидкости на всем участке между рассматриваемыми сечениями потока.

Геометрический смысл уравнения Бернулли легко уяснить при рассмотрении движения жидкости в трубе, изображенной на схеме, приведенной на рисунке 4.1. На этой схеме участок потока выделен двумя сечениями, 1–1 и 2–2, между которыми произвольно взято промежуточное сечение X–X (в общем случае таких сечений может быть несколько). Центры тяжести рассматриваемых сечений расположены от плоскости сравнения 0–0 на расстоянии, равном соответственно z_1 , z_2 и z_X .

Отложим вертикально вверх от центра тяжести сечения 1–1 пьезометрическую высоту p_1/γ и сделаем то же для сечений X–X и 2–2.

Кривая 2–2, соединяющая вершины вертикальных отрезков, изображающих суммы геометрических и пьезометрических высот $z + p/\gamma$, называется пьезометрической линией; падение ее на единицу длины – пьезометрическим уклоном I_n . Поскольку пьезометрическая линия может понижаться (при увеличении скорости вдоль потока) или повышаться (при уменьшении скорости), пьезометрический уклон может быть либо положительным, либо отрицательным.

Затем, также вертикально вверх, отложим для всех трех рассматриваемых сечений скоростную высоту $\alpha v^2/2g$. Кривая Н–Н, соединяющая верхние концы сумм всех трех указанных вертикальных отрезков, называется напорной линией, а сумма трех высот называется гидродинамическим напором:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} = H. \quad (4.2)$$

Для идеальной жидкости H является постоянной величиной и, следовательно, напорная линия будет параллельна плоскости сравнения 0–0, то есть будет горизонтальна. При движении же реальной жидкости гидродинамический напор вдоль потока всегда уменьшается, так как часть напора h_n затрачивается на преодоление сопротивлений движению. Таким образом, кривая Н–Н будет являться нисходящей линией. Падение ее на единицу длины называется гидравлическим уклоном I .

При равномерном движении, когда средняя скорость на рассматриваемом участке во всех сечениях одинакова, напорная и пьезометрическая линии представляют собой взаимно параллельные прямые. В этом случае $I = I_n$.

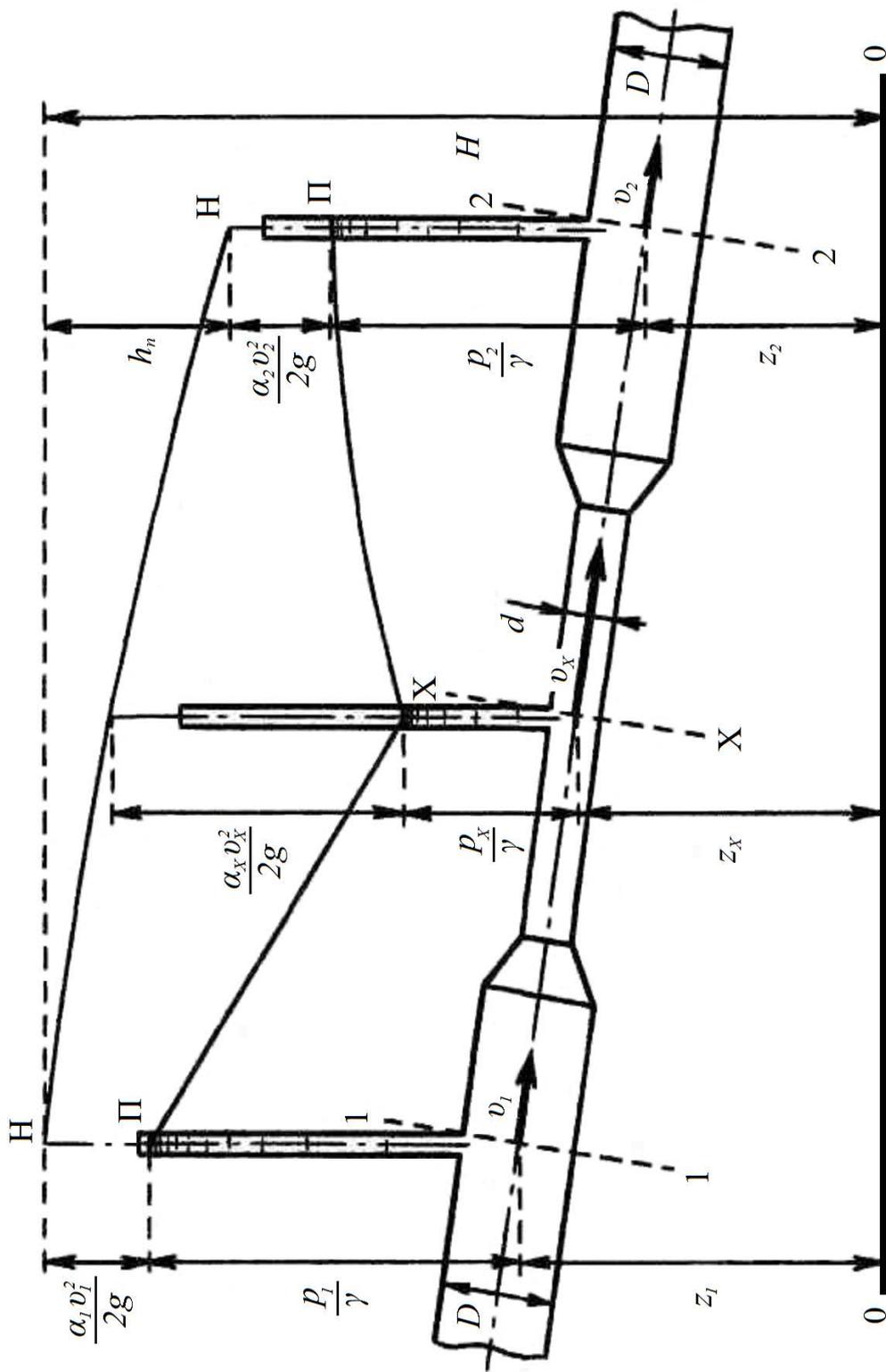


Рисунок 4.1 – Схема построения пьезометрической и напорной линий трубопровода переменного сечения

Физический смысл уравнения Бернулли заключается в том, что каждый из членов этого уравнения представляет собой тот или иной вид удельной энергии: геометрическая высота характеризует удельную потенциальную энергию положения, пьезометрическая высота – удельную потенциальную энергию давления, а скоростная высота – удельную кинетическую энергию потока жидкости.

Сумма всех трех составляющих характеризует собой полную удельную энергию жидкости E в рассматриваемом сечении потока:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} = E. \quad (4.3)$$

Тогда уравнение (4.1) может быть записано в следующем виде:

$$E_1 = E_2 + h_n. \quad (4.4)$$

Из выражения (4.4) можно сделать вывод, что уменьшение полной удельной энергии потока жидкости на участке между сечениями 1–1 и 2–2 обуславливается наличием гидравлических сопротивлений. На преодоление этих сопротивлений и затрачивается часть удельной энергии.

С энергетической точки зрения кривую Н–Н (рис. 4.1) следует называть линией полной удельной энергии, а кривую 2–2 – линией удельной потенциальной энергии.

Уравнение Бернулли является частным выражением всеобщего закона сохранения энергии в природе применительно к движению жидкости.

Описание экспериментальной установки

Лабораторная работа выполняется с использованием подсистемы «Гидравлика» лабораторного стенда НТЦ-11.38 «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы».

Используемая при выполнении работы часть экспериментальной установки (рис. 4.2) состоит из электродвигателя М1 1, приводящего во вращение насос Н1 2, который подает рабочую жидкость в трубопровод а–б–с 3 внутренним диаметром $d = 8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}$. Длина участка а–б $l_{a-b} = 450 \text{ мм}$, участка б–с $l_{b-c} = 100 \text{ мм}$. Между точками б и с трубопровода находится дроссель ДР1 5 с отверстием диаметром 3 мм.

Расход жидкости может регулироваться при помощи регулятора расхода РР1 4. Для измерения давления жидкости в точках а, б и с трубопровода установлены соответственно манометры МН1 6, МН2 7 и МН3 8.

Измерение расхода жидкости в трубопроводе осуществляется расходомером РА1 5.

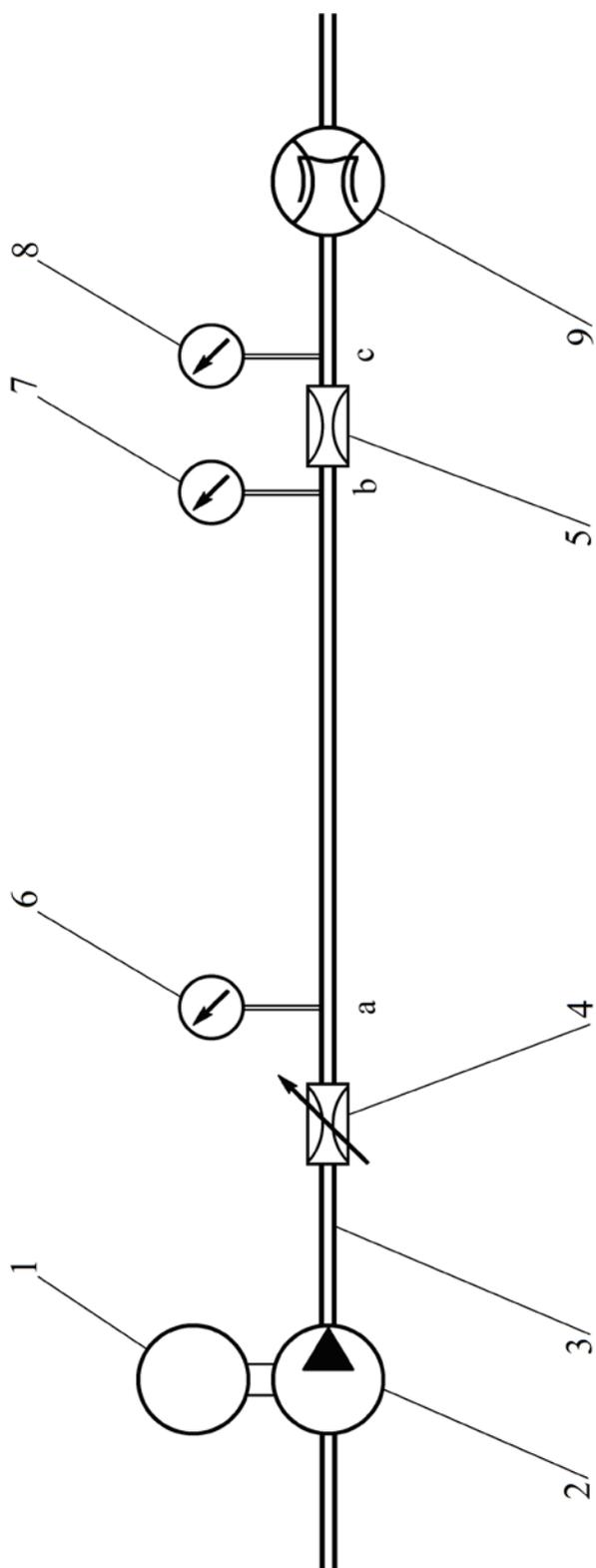


Рисунок 4.2 – Схема экспериментальной установки.

- | | |
|----------------------------|--------------------|
| 1 – электродвигатель М1; | 6 – манометр МН1; |
| 2 – насос Н1; | 7 – манометр МН2; |
| 3 – трубопровод; | 8 – манометр МН3; |
| 4 – регулятор расхода РР1; | 9 – расходомер РА1 |
| 5 – дроссель ДР1; | |

Методика проведения опыта и обработки опытных данных

При проведении лабораторной работы рукоятка распределителя P1 должна находиться в положение I (верхнее).

Для выполнения работы необходимо сначала подключить стенд к электросети и включить питание стенда, переведя рубильник «Сеть» в верхнее положение. Затем нажатием кнопки «Пуск» на панели M1 включается электродвигатель M1. После этого следует включить распределитель P2, переведя тумблер P2 в положение «вкл.». Распределитель P3 должен быть выключен (тумблер P3 должен находиться в положении «выкл.»).

Перед началом проведения измерений необходимо дать возможность стенду поработать в течение 5 – 6 минут.

Затем включается электронный секундомер, переведя тумблер в положение «вкл.». Тумблер переключения режимов работы секундомера должен находиться в положении «ручн.».

Величина расхода жидкости в трубопроводе изменяется при помощи регулятора расхода PP1 (поворот маховика регулятора по часовой стрелке приводит к увеличению расхода). Установив некоторое значение расхода, осуществляют замеры времени T прохождения заданного объема рабочей жидкости V через трубопровод a–b–c. Время измеряется с помощью электронного секундомера, а объем проходимой жидкости определяется с помощью расходомера PA1 (один оборот крайней левой стрелки на расходомере соответствует прохождению через устройство $0,001 \text{ м}^3$ жидкости).

Также определяется величина давления жидкости в точках a, b и c трубопровода по показаниям манометров МН1, МН2 и МН3.

После проведения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, выключить электродвигатель и отключить питание стенда.

По формуле

$$Q = \frac{V}{T} \quad (4.5)$$

рассчитывается расход жидкости в трубопроводе.

Определяются площади живых сечений трубопровода, в которых установлены манометры:

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (4.6)$$

где d – внутренний диаметр трубопровода, м .

Затем подсчитываются средние скорости течения жидкости во всех рассматриваемых сечениях трубопровода по формуле

$$v = \frac{Q}{\omega}. \quad (4.7)$$

Значения удельной потенциальной энергии

$$E_n = z + \frac{P}{\gamma} \quad (4.8)$$

определяются по показаниям манометров. Поскольку ось трубопровода расположена горизонтально, плоскость, в которой она лежит, можно принять за плоскость сравнения. Тогда для всех сечений трубопровода геометрическая высота $z = 0$. Удельный вес жидкости

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (4.9)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 , $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Вычисляется удельная кинетическая энергия потока

$$E_k = \frac{v^2}{2g}. \quad (4.10)$$

Полная удельная энергия потока в сечениях подсчитывается как сумма удельной потенциальной и удельной кинетической энергий

$$E = E_n + E_k. \quad (4.11)$$

Потери энергии на участках между рассматриваемыми сечениями (относительно сечения 1) определяются по разности полных удельных энергий в этих сечениях

$$h_n = E_1 - E_i. \quad (4.12)$$

Все результаты вычислений заносятся в таблицу (по форме табл. 4.1).

На миллиметровой бумаге вычерчивают схему трубопровода. На эту схему наносят в определенном масштабе найденные по показаниям манометров пьезометрические высоты и проводят пьезометрическую линию. Затем по вычисленным значениям удельной кинетической энергии откладывают скоростные высоты и проводят напорную линию.

Таблица 4.1 – Результаты измерений и расчетов

Объем жидкости $V, м^3$			
Время истечения $T, с$			
Расход жидкости $Q, м^3/с$			
№ сечения	1	2	3
Площадь живого сечения трубопровода $\omega, м^2$			
Скорость потока жидкости $v, м/с$			
Давление в трубопроводе $p, Па$			
Удельная потенциальная энергия $E_n, м$			
Удельная кинетическая энергия $E_k, м$			
Полная удельная энергия $E, м$			
Потери энергии (напора) $h_n, м$			

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.
5. Схему трубопровода с нанесенными пьезометрической и напорной линиями.

Контрольные вопросы

1. Записать уравнение Бернулли для потока жидкости.
2. Сформулировать гидравлический смысл уравнения Бернулли.
3. Сформулировать геометрический смысл уравнения Бернулли.
4. Сформулировать энергетический смысл уравнения Бернулли.

Лабораторная работа 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ ПО ДЛИНЕ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

Цель работы: изучение методики экспериментального определения коэффициента сопротивления трения по длине (коэффициента Дарси) при движении жидкости по трубопроводу и сравнение полученных результатов со значениями, вычисленными по некоторым эмпирическим формулам.

Теоретическое введение

При движении реальных жидкостей возникают силы трения, оказывающие сопротивление движению. На преодоление этих сил затрачивается часть механической энергии, которой обладает движущаяся жидкость.

Если выделить двумя сечениями некоторый участок потока, то энергия $h_{\text{дл.}}$, затраченная на преодоление сопротивлений по длине между ними, может быть определена как разность полных удельных энергий в этих сечениях, то есть

$$h_{\text{дл.}} = E_1 - E_2 = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + (z_1 - z_2). \quad (5.1)$$

Для горизонтальной трубы постоянного сечения это выражение принимает следующий вид

$$h_{\text{дл.}} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}. \quad (5.2)$$

Из выражения (5.2) следует, что можно экспериментально определять потери напора (энергии) по длине потока только по показаниям пьезометров (манометров), установленных в конечных сечениях этого потока.

Для вычисления потерь энергии по длине при движении жидкости по трубам используют формулу Дарси – Вейсбаха:

$$h_{\text{дл.}} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (5.3)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения по длине, или коэффициент Дарси (безразмерный); d – внутренний диаметр трубы; L – длина участка трубы; v – средняя скорость движения жидкости; g – ускорение свободного падения.

Формула Дарси – Вейсбаха может быть приведена к общему виду формул для определения потерь напора:

$$h_{\text{дл.}} = \zeta_{\text{дл.}} \frac{v^2}{2g}, \quad (5.4)$$

где

$$\zeta_{\text{дл.}} = \lambda \frac{L}{d}$$

называется коэффициентом потерь по длине.

Из формулы (5.3) следует, что для определения величины потери напора по длине необходимо знать значение коэффициента λ .

Для определения коэффициента Дарси предложен ряд формул, учитывающих зависимость его от различных факторов: размеров поперечного сечения труб, шероховатости их стенок и величины числа Рейнольдса.

Этот вопрос находится в тесной связи с современными воззрениями на структуру турбулентного потока, согласно которым турбулентные потоки состоят из пограничного слоя и турбулентного ядра. Пограничный слой расположен непосредственно у стенок труб, каналов и т. д. и состоит из тонкого слоя жидкости с ламинарным движением, называемого ламинарной пленкой, и переходного слоя.

Толщина ламинарной пленки может быть определена выражением

$$\delta_{\text{пл.}} = \frac{30d}{Re\sqrt{\lambda}}. \quad (5.5)$$

Таким образом, видно, что толщина ламинарной пленки зависит от числа Рейнольдса, а, следовательно, и от средней скорости движения жидкости. Чем меньше средняя скорость потока жидкости, тем толще ламинарная пленка, и наоборот, с увеличением скорости движения жидкости толщина ламинарной пленки уменьшается, достигая в некоторых случаях долей миллиметра.

Если через Δ обозначить абсолютную шероховатость, которая представляет собой высоту выступов шероховатости, то в зависимости от соотношения толщины ламинарной пленки и абсолютной шероховатости различают стенки гидравлически гладкие, когда толщина ламинарной пленки превышает величину абсолютной шероховатости ($\delta_{\text{пл.}} > \Delta$), и гидравлически шероховатые, когда толщина ламинарной пленки оказывается меньше величины абсолютной шероховатости ($\delta_{\text{пл.}} < \Delta$).

Деление поверхностей на гидравлически гладкие и гидравлически шероховатые является условным, поскольку одна и та же стенка (трубы, канала

и так далее) в зависимости от скорости протекания жидкости может быть либо гидравлически гладкой, либо гидравлически шероховатой.

В результате экспериментальных работ Никурадзе и Зегжды по изучению гидравлических сопротивлений в трубах и лотках с искусственной шероховатостью было установлено существование пяти зон сопротивлений, каждая из которых характеризуется своими закономерностями.

Первая зона – зона вязкого сопротивления (первая автомобильная зона). Она охватывает случаи ламинарного режима движения жидкости. Верхней границей этой зоны является значение $Re \approx 2000$. В этой зоне $h_{\text{дл.}} = kv$ (здесь и далее k – коэффициент пропорциональности). Коэффициент сопротивления трения по длине не зависит от шероховатости стенок, а зависит только от числа Рейнольдса и для труб круглого сечения определяется по закону Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (5.6)$$

Вторая зона – переходная между ламинарным и турбулентным течениями жидкости (примерно в пределах значений Re от 2000 до 4000). Движение жидкости носит в основном ламинарный характер, но возможно возникновение отдельных завихрений в осевой области потока. Коэффициент сопротивления при этом быстро возрастает с увеличением числа Рейнольдса, но вместе с тем он по-прежнему не зависит от шероховатости стенок. Для вычисления коэффициента Дарси в этой зоне можно использовать формулу Френкеля

$$\lambda = \frac{2,7}{Re^{0,53}}. \quad (5.7)$$

Особого практического значения вторая зона не имеет.

Все последующие зоны охватывают случаи турбулентного движения жидкости, но с различной степенью турбулентности потока.

Третья зона – зона гладкостенного сопротивления. Здесь в осевой части потока уже сформировалось турбулентное ядро, но ламинарная пленка все еще полностью покрывает выступы шероховатости ($\delta_{\text{пл.}} > \Delta$). В этой зоне $h_{\text{дл.}} = kv^{1,75}$.

Коэффициент λ , как и в двух предыдущих зонах, является функцией только числа Рейнольдса и может определяться по различным формулам. При $Re < 10^5$ для труб круглого сечения рекомендуется использовать формулу Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (5.8)$$

При $Re > 10^5$ более точной является формула Конакова

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \lg Re - 1,52)^2}. \quad (5.9)$$

Значения λ , практически совпадающие с (5.9), дает формула Филоненко

$$\lambda = \left(\frac{0,55}{\lg \left(\frac{Re}{8} \right)} \right)^2. \quad (5.10)$$

При $2,3 \cdot 10^3 < Re < 8 \cdot 10^5$ можно также применять формулу ВТИ (Всесоюзного теплотехнического института)

$$\lambda = \frac{1,01}{(\lg Re)^{2,5}}. \quad (5.11)$$

Верхней границей третьей зоны является значение $Re = 27 \cdot (d/\Delta)^{8/7}$.

Четвертая зона – зона до квадратичного сопротивления. Здесь, в отличие от предыдущих зон, выступы шероховатости начинают обнажаться и выходить за пределы ламинарной пленки. В этой зоне $h_{дл.} = kv^{1,75 \div 2}$, коэффициент λ является функцией не только числа Рейнольдса, но также и относительной шероховатости (относительная шероховатость – d/Δ ; обратная ей величина Δ/d – относительная гладкость).

Коэффициент сопротивления трения по длине в этой зоне также может определяться по различным формулам. Так, например, для старых стальных и чугунных труб круглого сечения λ можно определять по формуле Шевелева (ВОДГЕО)

$$\lambda = \left(\frac{1,5 \cdot 10^{-6}}{d^{0,3}} + \frac{1}{Re} \right)^{0,3}. \quad (5.12)$$

Формула (5.12) применима при $(v/v) < 9,2 \cdot 10^5$.

В интервале значений $2300 < Re < 218 \cdot (d/\Delta)$ можно воспользоваться формулой Альтшуля

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25}. \quad (5.13)$$

Пятая зона – зона квадратичного сопротивления (вторая автомодельная зона). Здесь ламинарная пленка практически полностью разрушается, выступы

шероховатости обнажаются и омываются турбулентным ядром. В этой зоне $h_{\text{дл.}} = kv^2$. Коэффициент λ уже практически не зависит от числа Рейнольдса, а является функцией только шероховатости стенок, то есть $\lambda = f(\Delta/d)$.

Нижней границей пятой зоны, согласно исследованиям Альтшуля и Лятхера, является значение $Re = 560/(\Delta/d)$.

Эта зона имеет наибольшее практическое значение.

Для шероховатых труб в зоне квадратичного сопротивления формула для определения коэффициента сопротивления трения по длине имеет вид

$$\lambda = \frac{1}{\left(a \lg \frac{AR}{\Delta}\right)^2}. \quad (5.14)$$

Числовые значения постоянных a и A в этой формуле должны определяться экспериментальным путем. Согласно опытам Никурадзе, для искусственной равнозернистой шероховатости $a = 2$ и $A = 14,8$.

В связи с отсутствием разработанных шкал числовых значений A и Δ , входящих в формулу (5.14), для всех категорий шероховатости русел особое значение при расчете труб и каналов в зоне квадратичного сопротивления приобретают формулы академика Павловского и профессора Агроскина для нахождения скоростного множителя C (коэффициента Шези), связанного с коэффициентом Дарси зависимостью

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}. \quad (5.15)$$

Так, формула Павловского имеет следующий вид:

$$C = \frac{1}{n} R^y, \quad (5.16)$$

где n – коэффициент шероховатости, зависящий от материала труб и от их состояния; R – гидравлический радиус; y – показатель степени, зависящий от n и R . Для нахождения y Павловским предложена формула

$$y = 2,5\sqrt{n} - 0,13 - 0,75\sqrt{R}(\sqrt{n} - 0,10), \quad (5.17)$$

или для приближенных расчетов

$$y = 1,5\sqrt{n} \text{ при } R < 1 \text{ м;}$$

$$y = 1,3\sqrt{n} \text{ при } R > 1 \text{ м.}$$

Формула Агроскина, исключая необходимость определения значения u , имеет вид:

$$C = \frac{1}{n} + 4 \cdot \sqrt{2g} \cdot \lg R, \quad (5.18)$$

где n и R те же, что и в формуле (5.16).

Описание экспериментальной установки

Лабораторная работа выполняется с использованием подсистемы «Гидравлика» лабораторного стенда НТЦ-11.38 «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы».

Используемая при выполнении работы часть экспериментальной установки (рис. 5.1) состоит из электродвигателя М1 1, приводящего во вращение насос Н1 2, который подает рабочую жидкость в трубопровод а–b–с 3 внутренним диаметром $d = 8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}$. Длина участка а–b $L = 450 \text{ мм}$.

Расход жидкости может регулироваться при помощи регулятора расхода РР1 4. Для измерения давления жидкости в точках а и b трубопровода установлены соответственно манометры МН1 5 и МН2 6.

Измерение расхода жидкости в трубопроводе осуществляется расходомером РА1 7.

Методика проведения опыта и обработки опытных данных

При проведении лабораторной работы рукоятка распределителя Р1 должна находиться в положение I (верхнее).

Для выполнения работы необходимо сначала подключить стенд к электросети и включить питание стенда, переведя рубильник «Сеть» в верхнее положение. Затем нажатием кнопки «Пуск» на панели М1 включается электродвигатель М1. После этого следует включить распределитель Р2, переведя тумблер Р2 в положение «вкл.». Распределитель Р3 должен быть выключен (тумблер Р3 должен находиться в положении «выкл.»).

Перед началом проведения измерений необходимо дать возможность стенду поработать в течение 5 – 6 минут.

Затем включается электронный секундомер, переведя тумблер в положение «вкл.». Тумблер переключения режимов работы секундомера должен находиться в положении «ручн.».

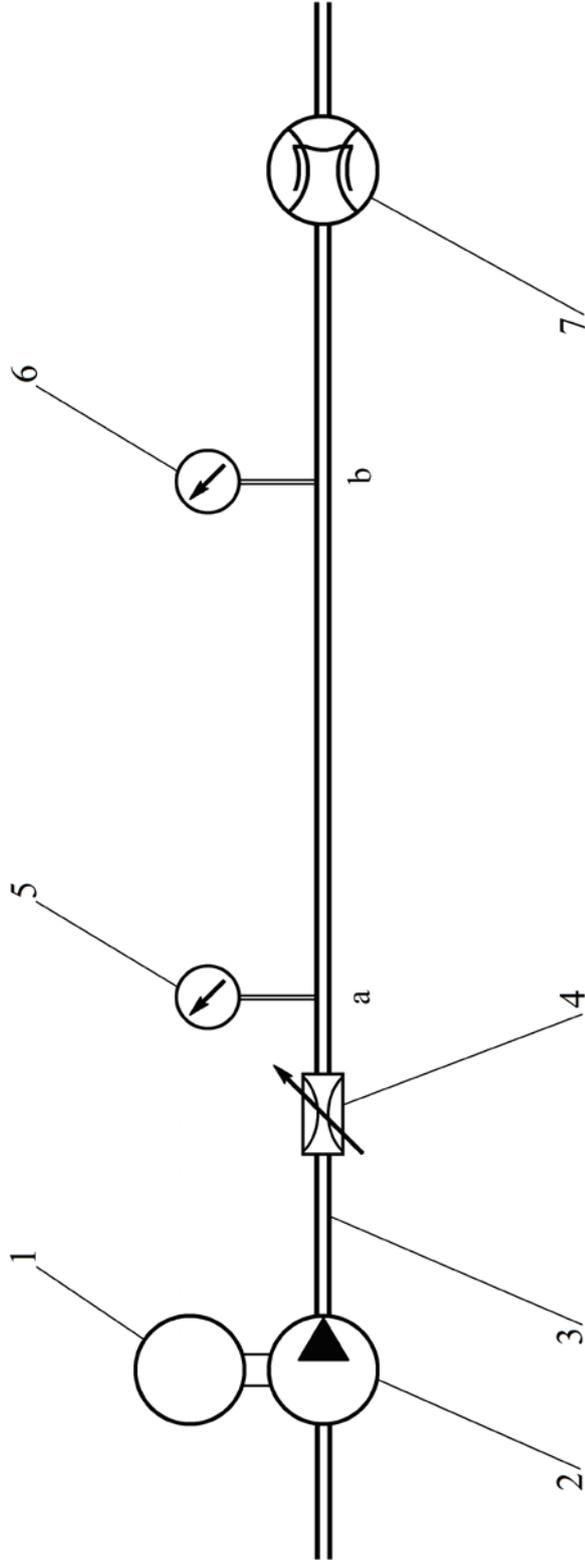


Рисунок 5.1 – Схема экспериментальной установки:

- | | |
|----------------------------|--------------------|
| 1 – электродвигатель М1; | 5 – манометр МН1; |
| 2 – насос Н1; | 6 – манометр МН2; |
| 3 – трубопровод; | 7 – расходомер РА1 |
| 4 – регулятор расхода РР1; | |

Величина расхода жидкости в трубопроводе изменяется при помощи регулятора расхода РР1 (поворот маховика регулятора по часовой стрелке приводит к увеличению расхода). Установив некоторое значение расхода, осуществляют замеры времени T прохождения заданного объема рабочей жидкости V через трубопровод а–b–с. Время измеряется с помощью электронного секундомера, а объем проходимой жидкости определяется с помощью расходомера РА1 (один оборот крайней левой стрелки на расходомере соответствует прохождению через устройство $0,001 \text{ м}^3$ жидкости). Измерения проводят при нескольких (3 – 5) значениях расхода. После каждого измерения показания секундомера обнуляются нажатием кнопки «Сброс».

Также определяется величина давления жидкости в точках а и б трубопровода по показаниям манометров МН1 и МН2.

В каждом опыте следует фиксировать температуру рабочей жидкости.

После выполнения всех опытов отключить питание электронного секундомера, электродвигателя и стенда.

По измеренным значениям объема жидкости V и времени истечения T рассчитывается расход масла в трубопроводе Q :

$$Q = \frac{V}{T}. \quad (5.19)$$

Площадь поперечного сечения трубопровода определяется по формуле

$$\omega = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (5.20)$$

где d – внутренний диаметр трубы установки, м.

Затем рассчитывается средняя скорость движения воды в трубопроводе

$$v = \frac{Q}{\omega} \quad (5.21)$$

и соответствующее этой скорости значение числа Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}. \quad (5.22)$$

По разности показаний манометров МН1 и МН2 находится величина потери напора по длине трубопровода

$$h_{\text{дл.}} = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma}. \quad (5.23)$$

Удельный вес жидкости γ определяется по формуле

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (5.24)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 , $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

В соответствии с формулой Дарси – Вейсбаха подсчитывается опытное значение коэффициента сопротивления трения по длине

$$\lambda_{on} = h_{dl} \cdot \frac{d}{L} \cdot \frac{2 \cdot g}{v^2}. \quad (5.25)$$

Все результаты измерений и вычисленные значения заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 5.1.

В зависимости от полученных значений числа Рейнольдса по некоторым из эмпирических формул, приведенных в начале работы, подсчитываются теоретические величины коэффициента Дарси λ_i .

При использовании формулы Альтшуля следует принимать абсолютную шероховатость $\Delta = 0,0000015 \text{ м}$. При расчете коэффициента Шези по формулам Павловского и Агроскина принимать коэффициент шероховатости $n = 0,011$. Величина коэффициента Дарси в этом случае находится из соотношения (5.15)

$$\lambda = \frac{8 \cdot g}{C^2}. \quad (5.26)$$

Сравнивая вычисленные по эмпирическим формулам коэффициенты λ_i с найденными опытным путем значениями λ_{on} , можно определить относительную погрешность вычислений

$$\varepsilon_i = \frac{|\lambda_{on} - \lambda_i|}{\lambda_{on}} \cdot 100\%. \quad (5.27)$$

Полученные результаты заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 5.2.

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицы результатов измерений и расчетов.

Контрольные вопросы

1. На что затрачивается энергия при движении реальных жидкостей?
2. Что называется абсолютной шероховатостью?
3. Какие поверхности считаются гидравлически гладкими и гидравлически шероховатыми?
4. Перечислить и охарактеризовать существующие зоны сопротивления.

Таблица 5.1 – Опытные значения

№ опыта			1	2	3
Температура жидкости	t	$^{\circ}\text{C}$			
Кинематический коэффициент вязкости жидкости	ν	$\text{м}^2/\text{с}$			
Объём жидкости	V	м^3			
Время истечения	T	с			
Расход жидкости	Q	$\text{м}^3/\text{с}$			
Средняя скорость	v	$\text{м}/\text{с}$			
Число Рейнольдса	Re	–			
Давление жидкости	p_1	Па			
	p_2	Па			
Пьезометрические напоры	p_1/γ	м			
	p_2/γ	м			
Потеря напора	$h_{\text{дл.}}$	м			
Коэффициент сопротивления трения по длине	$\lambda_{\text{оп.}}$	–			

Таблица 5.2 – Значения, рассчитанные по формулам

№ опыта		1	2	3
Пуазейля	λ_1			
	$\varepsilon_1, \%$			
Френкеля	λ_2			
	$\varepsilon_2, \%$			
Блазиуса	λ_3			
	$\varepsilon_3, \%$			
Конакова	λ_4			
	$\varepsilon_4, \%$			
Филоненко	λ_5			
	$\varepsilon_5, \%$			
ВТИ	λ_6			
	$\varepsilon_6, \%$			
Шевелева	λ_7			
	$\varepsilon_7, \%$			
Альтшуля	λ_8			
	$\varepsilon_8, \%$			
Павловского	C_9			
	λ_9			
	$\varepsilon_9, \%$			
Агроскина	C_{10}			
	λ_{10}			
	$\varepsilon_{10}, \%$			

Лабораторная работа 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Цель работы: изучение видов местных гидравлических сопротивлений и причин потерь энергии в них, опытное определение коэффициента местного гидравлического сопротивления гидродросселя.

Теоретическое введение

Местные сопротивления представляют собой изменения конфигурации трубопровода, к которым относятся различного рода фасонные части и арматура: сужения и расширения, тройники, колена, краны, вентили, задвижки и так далее, необходимость установки которых связана с условиями сооружения и эксплуатации трубопровода.

При движении жидкости по трубопроводу с местными сопротивлениями происходит перераспределение скоростей, а также изменение вектора скорости потока либо по величине (сужения и расширения), либо по направлению (колена), либо одновременно по величине и по направлению (тройники). В некоторых случаях (диафрагмы, задвижки) наблюдается только перераспределение скоростей. Особенностью всех местных сопротивлений является наличие вихревых зон.

На преодоление местных сопротивлений затрачивается некоторая часть механической энергии (напора) потока, которая называется местной потерей энергии (напора). При расчетах ее принято выражать в долях удельной кинетической энергии (скоростного напора).

В тех случаях, когда скорость потока перед местным сопротивлением и после него различна, потеря напора может быть выражена через скоростной напор или перед местным сопротивлением, или после него (например, при внезапном сужении или расширении). Тогда формула для подсчета местных потерь напора будет иметь общий вид:

$$h_{\text{мест.}} = \zeta'_{\text{мест.}} \cdot \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_{\text{мест.}} \cdot \frac{v_2^2}{2g}, \quad (6.1)$$

где $\zeta'_{\text{мест.}}$ и $\zeta_{\text{мест.}}$ – безразмерные коэффициенты местного сопротивления; v_1 – средняя скорость движения жидкости в сечении потока перед местным сопротивлением; v_2 – средняя скорость движения жидкости в сечении потока за местным сопротивлением.

На практике, как правило, для расчетов принимается скорость потока за местным сопротивлением.

Величина $\zeta_{мест.}$ зависит от вида местного сопротивления, от числа Рейнольдса и в некоторой мере от шероховатости стенок, а для различного рода запорных устройств – также и от степени их открытия. Ввиду большой сложности явлений, происходящих в жидкости, протекающей через местное сопротивление, только в отдельных случаях коэффициент местного сопротивления может быть найден теоретически. В преобладающем большинстве случаев $\zeta_{мест.}$ определяется опытным путем, применительно к тому или иному скоростному напору.

Исследования, проведенные Френкелем, Альтшулем, Каревым и другими учеными, показали, что наибольшая зависимость коэффициента местного сопротивления от числа Рейнольдса наблюдается при ламинарном режиме движения жидкости. Например, при весьма малых значениях Re (менее 10) коэффициент $\zeta_{мест.}$ обратно пропорционален числу Рейнольдса

$$\zeta_{мест.} = \frac{A}{Re}. \quad (6.2)$$

При больших значениях Re в области ламинарного движения жидкости коэффициент местного сопротивления обратно пропорционален числу Рейнольдса в некоторой степени

$$\zeta_{мест.} = \frac{B}{Re^n}. \quad (6.3)$$

Здесь A и B – коэффициенты, зависящие от вида местного сопротивления и определяемые опытным путем.

Показатель степени n , по Товстолесу, может быть принят равным 0,285.

Однако следует иметь в виду, что вопрос о местных сопротивлениях при ламинарном режиме исследован недостаточно. Вследствие этого приведенные выше формулы требуют проверки и дальнейшего уточнения.

В турбулентном потоке жидкости влияние числа Рейнольдса на коэффициент местного сопротивления крайне незначительно. При практических расчетах в области турбулентного режима $\zeta_{мест.}$ считают зависящим только от вида и конструктивного исполнения местного сопротивления.

Одним из видов специальных местных сопротивлений являются гидравлические дроссели. Дроссель предназначен для снижения давления (энергии) в потоке проходящей через него рабочей жидкости.

Основной характеристикой дросселя является зависимость расхода от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках: $Q = f(\Delta p)$. По характеру приведенной функции дроссели делятся на линейные и нелинейные.

В линейных дросселях или дросселях вязкостного сопротивления потери давления определяются в основном трением жидкости в канале. В дросселях

такого типа устанавливается ламинарный режим течения рабочей жидкости и перепад давления практически прямо пропорционален скорости течения.

В нелинейных дросселях потери давления связаны с отрывом потока и вихреобразованием. Частным случаем нелинейного дросселя является квадратичный дроссель, потери давления в котором прямо пропорциональны квадрату скорости (расхода). Потери на трение в квадратичных 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 квадратичных дросселей определило их широкое использование в гидравлических системах.

Расход рабочей жидкости через такой дроссель определяется формулой

$$Q = \mu \omega_0 \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta p}{\gamma}}, \quad (6.4)$$

где ω_0 – площадь проходного сечения дросселя; μ – коэффициент расхода, величина которого постоянна для каждого типа дросселя.

Коэффициент расхода μ и коэффициент местного сопротивления $\zeta_{мест.}$ связаны между собой соотношением

$$\mu = \varepsilon \sqrt{\frac{1}{\alpha + \zeta_{мест.}}}, \quad (6.5)$$

где ε – коэффициент сжатия (для цилиндрического трубопровода $\varepsilon = 1$); α – коэффициент Кориолиса.

Описание экспериментальной установки

Лабораторная работа выполняется с использованием подсистемы «Гидравлика» лабораторного стенда НТЦ-11.38 «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы».

Используемая при выполнении работы часть экспериментальной установки (рис. 6.1) состоит из электродвигателя М1 1, приводящего во вращение насос Н1 2, который подает рабочую жидкость в трубопровод а–b–с 3 внутренним диаметром $d = 8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}$. Между точками b и с трубопровода находится дроссель ДР1 5 с отверстием диаметром $d_0 = 3 \text{ мм} = 0,003 \text{ м}$.

Расход жидкости может регулироваться при помощи регулятора расхода РР1 4. Для измерения давления жидкости в точках b и с трубопровода установлены соответственно манометры МН2 6, МН3 7.

Измерение расхода жидкости в трубопроводе осуществляется расходомером РА1 8.

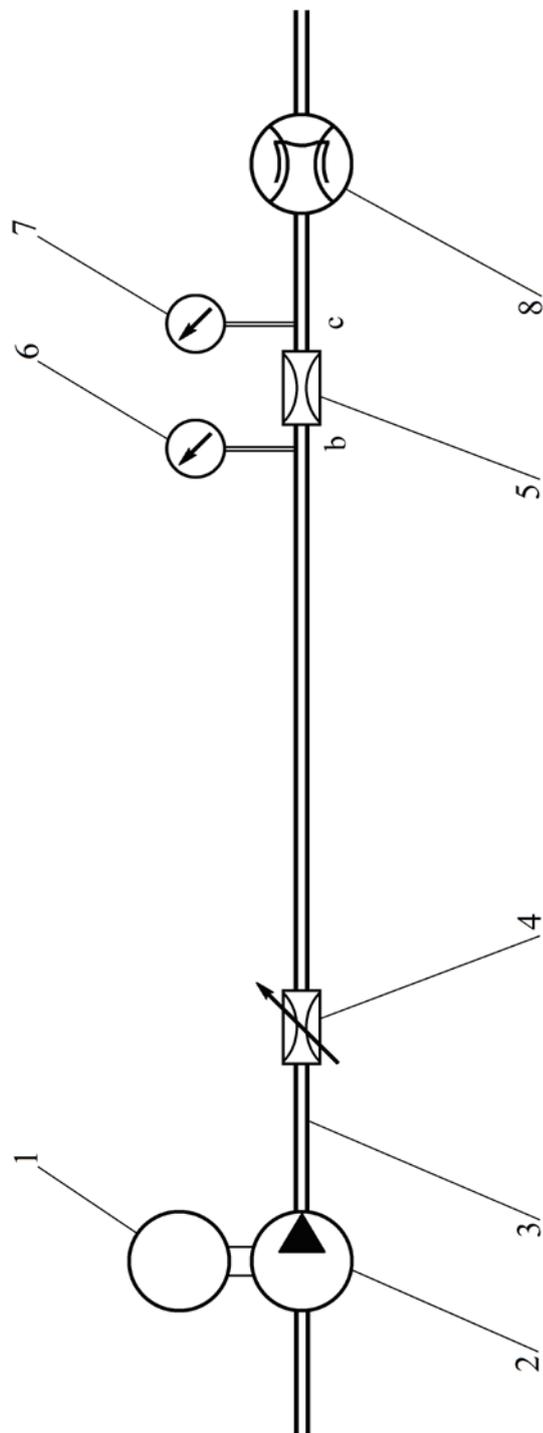


Рисунок 6.1 – Схема экспериментальной установки:

- | | |
|----------------------------|--------------------|
| 1 – электродвигатель М1; | 5 – дроссель ДР1; |
| 2 – насос Н1; | 6 – манометр МН2; |
| 3 – трубопровод; | 7 – манометр МН3; |
| 4 – регулятор расхода РР1; | 8 – расходомер РА1 |

Методика проведения опыта и обработки опытных данных

При проведении лабораторной работы рукоятка распределителя P1 должна находиться в положение I (верхнее).

Для выполнения работы необходимо сначала подключить стенд к электросети и включить питание стенда, переведя рубильник «Сеть» в верхнее положение. Затем нажатием кнопки «Пуск» на панели M1 включается электродвигатель M1. После этого следует включить распределитель P2, переведя тумблер P2 в положение «вкл.». Распределитель P3 должен быть выключен (тумблер P3 должен находиться в положении «выкл.»).

Перед началом проведения измерений необходимо дать возможность стенду поработать в течение 5 – 6 минут.

Затем включается электронный секундомер, переведя тумблер в положение «вкл.». Тумблер переключения режимов работы секундомера должен находиться в положении «ручн.».

Величина расхода жидкости в трубопроводе изменяется при помощи регулятора расхода PP1 (поворот маховика регулятора по часовой стрелке приводит к увеличению расхода). Установив некоторое значение расхода, осуществляют замеры времени T прохождения заданного объема рабочей жидкости V через трубопровод a–b–c. Время измеряется с помощью электронного секундомера, а объем проходимой жидкости определяется с помощью расходомера PA1 (один оборот крайней левой стрелки на расходомере соответствует прохождению через устройство $0,001 \text{ м}^3$ жидкости). Измерения проводят при нескольких (3 – 5) значениях расхода. После каждого измерения показания секундомера обнуляются нажатием кнопки «Сброс».

Также определяется величина давления жидкости перед дросселем ДР1 и после него – в точках b и c трубопровода по показаниям манометров МН2 и МН3.

В каждом опыте следует фиксировать температуру рабочей жидкости.

После проведения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, выключить электродвигатель и отключить питание стенда.

Подставляя в формулу

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} \quad (6.6)$$

значения d и d_0 , определяют площади поперечного сечения трубопровода и отверстия дросселя.

Далее рассчитывается расход жидкости в трубопроводе

$$Q = \frac{V}{T}, \quad (6.7)$$

а затем вычисляются средние скорости движения масла в обоих сечениях

$$v = \frac{Q}{\omega}. \quad (6.8)$$

Поскольку в данном случае ось трубопровода находится в плоскости сравнения ($z = 0$), то значения удельной потенциальной энергии в сечениях определяются непосредственно по показаниям манометров

$$E_n = \frac{P}{\gamma}. \quad (6.9)$$

Удельный вес жидкости γ определяется по формуле

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (6.10)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 , $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Удельная кинетическая энергия потока в сечениях рассчитывается по формуле

$$E_k = \frac{v^2}{2g}. \quad (6.11)$$

Полная удельная энергия потока

$$E = E_n + E_k. \quad (6.12)$$

По разности полных удельных энергий в сечениях находят потери напора в местном сопротивлении

$$h_{\text{мест.}} = E_1 - E_2. \quad (6.13)$$

В соответствии с формулой (6.1) подсчитываются опытные значения коэффициента местного сопротивления

$$\zeta_{\text{мест.}} = h_{\text{мест.}} \cdot \frac{2g}{v_2^2}. \quad (6.14)$$

Найденные значения $\zeta_{\text{мест.}}$ сопоставляются со справочными данными.

Из формулы (6.4) находятся значения коэффициента расхода гидравлического дросселя

$$\mu = \frac{Q}{\omega_0} \sqrt{\frac{\gamma}{2g \cdot \Delta p}}, \quad (6.15)$$

где Δp – разность давлений в трубопроводе перед дросселем и после него.

Все результаты измерений и расчетов заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 6.1.

Таблица 6.1 – Результаты измерений и расчетов

№ опыта			1	2	3
Объём жидкости	V	$м^3$			
Время истечения	T	$с$			
Расход жидкости	Q	$м^3/с$			
Средняя скорость потока	v_1	$м/с$			
	v_2	$м/с$			
Давление жидкости	p_1	$Па$			
	p_2	$Па$			
Удельная кинетическая энергия	$E_{к1}$	$м$			
	$E_{к2}$	$м$			
Удельная потенциальная энергия	$E_{п1}$	$м$			
	$E_{п2}$	$м$			
Полная удельная энергия	E_1	$м$			
	E_2	$м$			
Потеря напора	$h_{мест.}$	$м$			
Коэффициент местного сопротивления	$\zeta_{мест.}$	-			
Коэффициент расхода	μ	-			

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.

Контрольные вопросы

1. Что называется местным сопротивлением?
2. Что происходит при движении жидкости по трубопроводу с местными сопротивлениями?
3. Как связаны местные потери напора и коэффициент местного сопротивления?
4. Как зависит коэффициент местного сопротивления от режима движения жидкости?

Лабораторная работа 7. ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Цель работы: построение на основании экспериментальных данных рабочих характеристик шестеренного насоса при постоянном числе оборотов приводного вала.

Теоретическое введение

Гидравлическими машинами называются механизмы, в которых осуществляется преобразование механической энергии в энергию движущейся жидкости или наоборот. По принципу действия гидравлические машины делятся на два класса: динамические и объемные. В динамических гидромашинах преобразование энергии происходит при изменении количества движения жидкости. В объемных гидромашинах энергия преобразуется в результате периодического изменения объема рабочих камер, герметично отделенных друг от друга.

Насос – это гидравлическая машина, которая предназначена для создания потока рабочей жидкости путем преобразования механической энергии привода в энергию движущейся жидкости. В роторных насосах подвижные элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движения. Роторные гидромашины имеют три основных рабочих элемента: ротор, статор и замыкатель (вытеснитель). Ротор насоса вращается синхронно с валом приводящего его во вращение двигателя. Замыкатели совершают строго циклическое движение, период которого пропорционален частоте вращения ротора. Рабочий цикл в насосах состоит из процессов всасывания и вытеснения (нагнетания). Разделение рабочих процессов осуществляется посредством распределения рабочей жидкости.

Одним из видов объемных насосов являются шестеренные насосы. Шестеренный насос представляет собой роторный насос с рабочим органом в виде двух шестерен. Существуют шестеренные насосы с внешним и внутренним зацеплением. Насосы с внутренним зацеплением более компактны, но из-за сложности изготовления применяются редко.

На рисунке 7.1 показана конструктивная схема наиболее распространенного шестеренного насоса с внешним зацеплением. Ведущая 1 и ведомая 2 шестерни размещены в расточках корпуса 3, который имеет полости всасывания 4 и нагнетания 5. Рабочая камера образуется ротором – ведущей шестерней с валом, статором – корпусом с боковыми крышками и замыкателем – ведомой шестерней с осью.

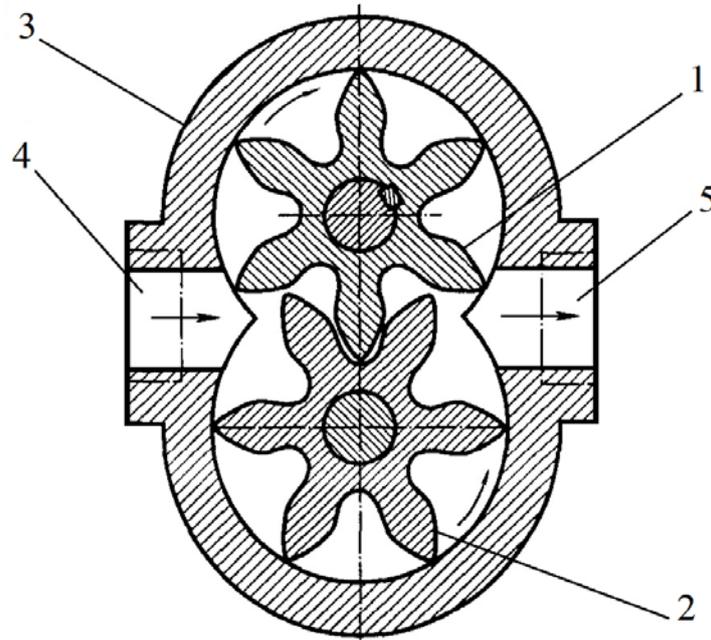


Рисунок 7.1 – Шестеренный насос:

- 1 – ведущая шестерня; 2 – ведомая шестерня; 3 – корпус;
4 – полость всасывания; 5 – полость нагнетания

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении приводного вала вращается ведущая шестерня и находящаяся с ней в зацеплении ведомая шестерня. При этом в области всасывания, где зубья шестерен выходят из зацепления, создается разрежение и в пространство между зубьями шестерни засасывается жидкость. Этот объем жидкости в результате вращения шестерни вдоль поверхности статора переносится в область нагнетания, где зубья шестерен входят в зацепление. В области нагнетания жидкость вытесняется из пространства между зубьями шестерен, и при этом создается необходимый напор жидкости в нагнетательном патрубке насоса.

Рабочими характеристиками насоса называются графические изображения зависимостей развиваемого напора H , потребляемой мощности N и полного коэффициента полезного действия насоса η от его производительности Q при постоянном числе оборотов n .

Пример общего вида рабочих характеристик шестеренного насоса приведен на рисунке 7.2.

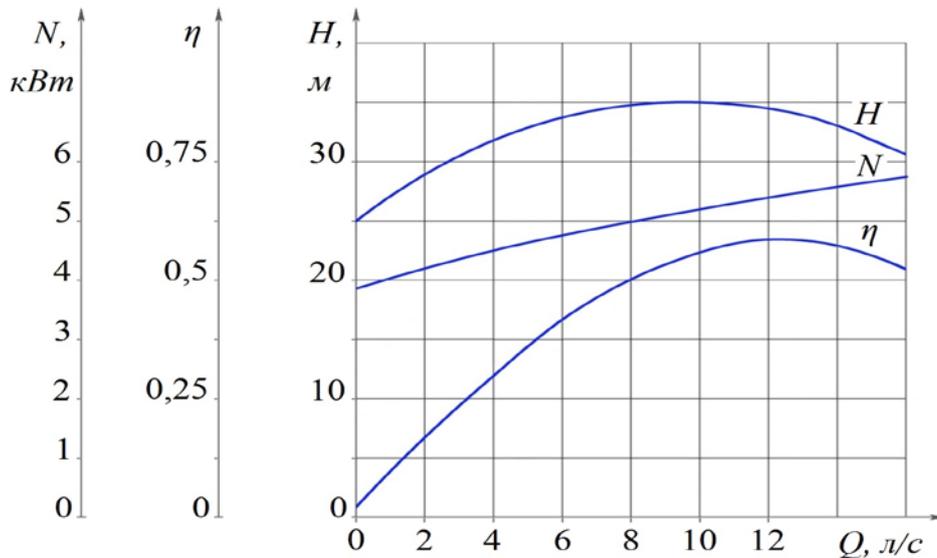


Рисунок 7.2 – Рабочие характеристики насоса

Производительностью (подачей) насоса Q называется количество жидкости (объемное или массовое), подаваемое им в единицу времени. Производительность обычно измеряется в $м^3/с$ (реже – в $л/с$).

Под напором H следует понимать удельную энергию E , приобретенную единицей веса жидкости, прошедшей через насос, и израсходованную на преодоление статической (геометрической) высоты подъема жидкости $H_{ст}$ и сопротивлений движению жидкости (по длине и местным) во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Напор измеряется высотой столба перекачиваемой жидкости. Величина его определяется выражением

$$H = E_{нз} - E_{вс} = h_{ман.} - h_{вак.} + z_0 + \frac{v_{нз}^2 - v_{вс}^2}{2g}, \quad (7.1)$$

где $E_{нз}$ и $E_{вс}$ – удельная энергия соответственно в начале нагнетательной линии, где подключен манометр и в конце всасывающей линии, где подключен вакуумметр; $h_{вак.}$ – показания вакуумметра, присоединенного к всасывающему патрубку насоса, выраженное высотой столба перекачиваемой жидкости, $м$; $h_{ман.}$ – показания манометра, присоединенного к нагнетательному патрубку насоса, также выраженное высотой столба перекачиваемой жидкости, $м$; z_0 – вертикальное расстояние между точками подключения манометра и вакуумметра, $м$; $v_{нз}$ и $v_{вс}$ – средняя скорость потока жидкости в начале нагнетательной и в конце всасывающей линий.

Если диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков одинаковы ($d_{вс} = d_{нз}$) или скоростные напоры во всасывающем и нагнетательном

трубопроводах малы по сравнению с напором H , развиваемым насосом, то последним слагаемым в уравнении (7.1) можно пренебречь. Также можно пренебречь и величиной z_0 , если это расстояние незначительно, а давление в нагнетательном трубопроводе велико. Тогда уравнение (7.1) примет вид

$$H = h_{ман.} - h_{вак.}, \quad (7.2)$$

то есть величина напора может быть определена только по показаниям манометра и вакуумметра.

Полезной мощностью N_n называется приращение энергии, получаемое в насосе всем потоком жидкости за единицу времени (1 с)

$$N_n = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{1000} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000} \text{ (кВт)}, \quad (7.3)$$

где Q – производительность насоса, $м^3/с$; H – напор, создаваемый насосом, $м$; γ – удельный вес жидкости, $Н/м^3$; ρ – плотность жидкости, $кг/м^3$; g – ускорение свободного падения ($g = 9,81 м/с^2$).

Потребляемой мощностью насоса N является мощность на его валу, то есть та мощность, которая сообщается насосу его приводом. Часть этой мощности затрачивается на создание полезной (гидравлической) мощности N_n , а другая – на преодоление механического трения в подшипниках и сальниках, а также трения между шестернями и корпусом насоса.

Мощность на валу (потребляемая насосом мощность) в случае привода от электродвигателя может быть определена по формуле

$$N = N_{эл.} \cdot \eta_{дв.} \cdot \eta_{пер.}, \quad (7.4)$$

где $N_{эл.}$ – электрическая мощность, потребляемая электродвигателем из сети и измеряемая при помощи ваттметра; $\eta_{дв.}$ – коэффициент полезного действия электродвигателя, как правило, $\eta_{дв.} = 0,96 \div 0,98$; $\eta_{пер.}$ – коэффициент полезного действия передачи, при непосредственном соединении насоса с электродвигателем $\eta_{пер.} = 1$.

Полный коэффициент полезного действия насоса η представляет собой отношение полезной мощности N_n к потребляемой мощности N , то есть

$$\eta = \frac{N_n}{N}. \quad (7.5)$$

Рабочие характеристики насоса, полученные для определенного числа оборотов n , могут быть пересчитаны на любое другое число оборотов n_1 по формулам подобия:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1};$$

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2; \quad (7.6)$$

$$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3.$$

Приведенные зависимости с достаточной степенью точности совпадают с опытными данными только при нормальных режимах работы насоса (в области оптимальных значений его КПД).

Описание экспериментальной установки

Лабораторная работа выполняется с использованием подсистемы «Гидромашины и гидроприводы» лабораторного стенда НТЦ-11.38 «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы».

Используемая при выполнении работы часть экспериментальной установки (рис. 7.3) состоит из электродвигателя М1 6, приводящего во вращение насос Н1 8, который через всасывающий трубопровод 2 забирает рабочую жидкость из масляного бака Б1 1. На всасывающем трубопроводе установлены вентиль В1 3 и мановакуумметр МВ 4. Мощность, потребляемая электродвигателем, измеряется ваттметром РВ 5, частота вращения вала насоса – тахометром ТХ1 7.

Расход жидкости может регулироваться при помощи регулируемого дросселя ДР1 11. Измерения давления жидкости в напорной части трубопровода осуществляется манометром МН7 9, после которого установлен фильтр 10.

Измерение расхода жидкости в трубопроводе осуществляется расходомером РА1 12.

Методика проведения опыта и обработки опытных данных

При проведении лабораторной работы рукоятка распределителя Р1 должна находиться в положение II (нижнее). Вентиль В1 всасывающего трубопровода, установленный снизу на баке слева, должен быть полностью открыт. Перед включением установки маховик управления регулируемым дросселем ДР3 должен быть повернут до упора по часовой стрелке (максимальное проходное сечение дросселя).

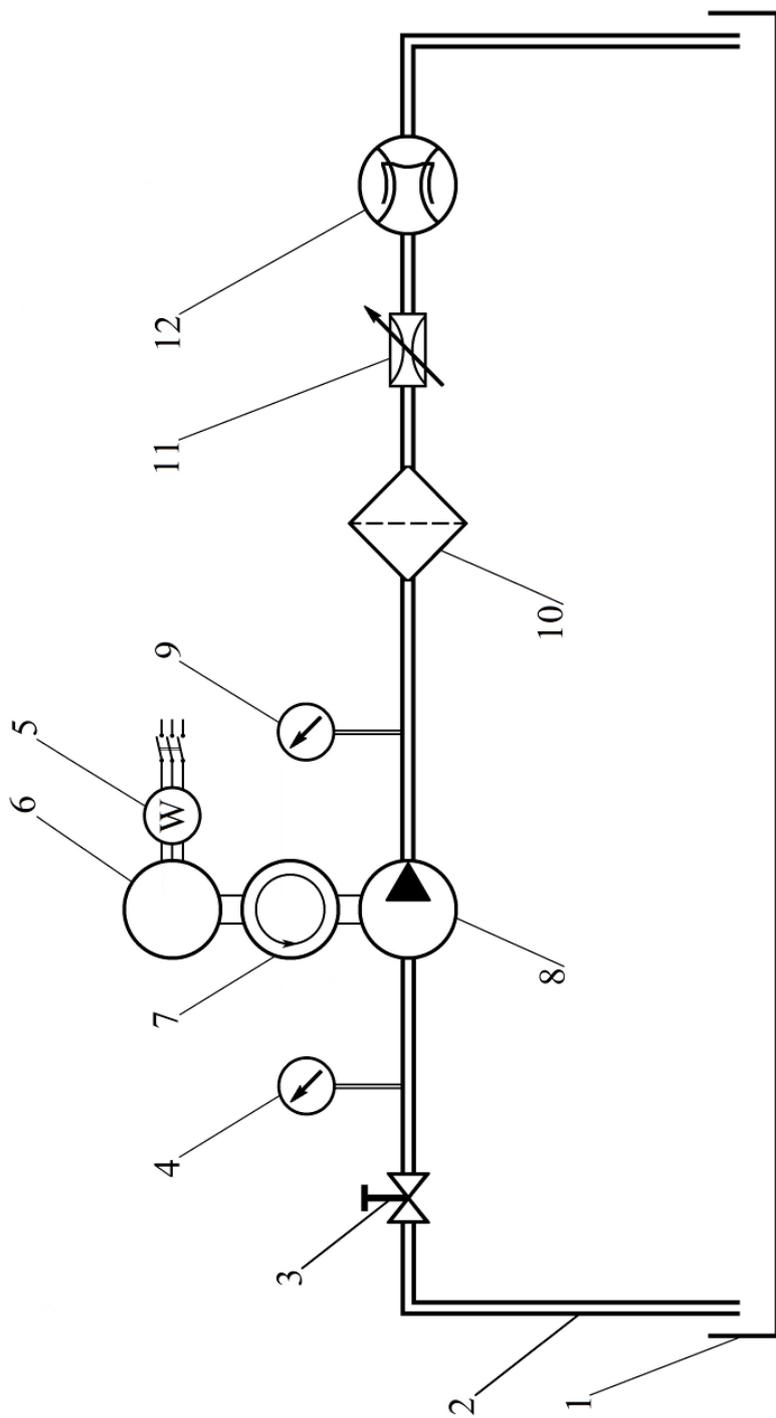


Рисунок 7.3 – Схема экспериментальной установки:

- | | |
|------------------------------|---------------------------------|
| 1 – масляный бак Б1; | 7 – тахометр ТХ1; |
| 2 – всасывающий трубопровод; | 8 – насос Н1; |
| 3 – вентиль В1; | 9 – манометр МН7; |
| 4 – мановакуумметр МВ; | 10 – фильтр; |
| 5 – ваттметр РВ; | 11 – регулируемый дроссель ДР3; |
| 6 – электродвигатель М1; | 12 – расходомер РА2 |

Для выполнения работы необходимо сначала подключить стенд к электросети и включить питание стенда, переведя рубильник «Сеть» в верхнее положение. Затем нажатием кнопки «Пуск» на панели М1 включается электродвигатель М1. После этого следует включить распределители Р4 и Р6, переведя тумблер Р4 в положение «вкл.1», а тумблер Р6 в положение «вкл.». Распределитель Р5 должен быть выключен (тумблер Р5 должен находиться в положении «выкл.»).

Перед началом проведения измерений необходимо дать возможность стенду поработать в течение 5 – 6 минут.

Затем включается электронный секундомер, переведя тумблер SA5 в положение «вкл.». Тумблер переключения режимов работы секундомера должен находиться в положении «ручн.».

Величина расхода жидкости в трубопроводе изменяется при помощи регулируемого дросселя ДРЗ (поворот маховика дросселя по часовой стрелке приводит к увеличению расхода). Установив некоторое значение расхода, осуществляют замеры времени T прохождения заданного объема рабочей жидкости V через насос. Время измеряется с помощью электронного секундомера, а объем проходимой жидкости определяется с помощью расходомера РА2 (один оборот крайней левой стрелки на расходомере соответствует прохождению через устройство $0,001 \text{ м}^3$ жидкости). Измерения проводят при нескольких (7 – 10) значениях расхода. После каждого измерения показания секундомера обнуляются нажатием кнопки «Сброс».

Также определяется величина давления жидкости p_1 перед насосом Н1 и p_2 после него по показаниям мановакуумметра МВ и манометра МН7.

Частота вращения n вала насоса определяется по табло $n_{Н1}$ тахометра, для включения которого тумблер SA1 следует перевести в положение «вкл. изм. скорости». Для определения частоты вращения в $об/с$ необходимо показания частотомера $n_{Н1}$ делить на 2.

Мощность $N_{эл.}$, подводимая к электродвигателю М1, измеряется по ваттметру РW(М1). Одно деление шкалы ваттметра соответствует 200 Вт .

В каждом опыте следует фиксировать температуру рабочей жидкости.

После проведения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, тахометра, выключить электродвигатель и отключить питание стенда.

Все результаты измерений заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 7.1.

По измеренным значениям объема жидкости V и времени истечения T рассчитывается расход жидкости (производительность насоса) Q :

$$Q = \frac{V}{T}. \quad (7.7)$$

Напор H , создаваемый насосом, определяется по показаниям манометра и мановакуумметра

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}. \quad (7.8)$$

Полезная мощность насоса N_n рассчитывается согласно формуле (7.3), которая с учетом (7.8) принимает вид

$$N_n = (p_2 - p_1) \cdot Q. \quad (7.9)$$

Потребляемая насосом мощность N определяется по формуле (7.4), а полный коэффициент полезного действия насоса η – по формуле (7.5).

Все результаты вычислений также заносятся в таблицу.

По полученным результатам, строго выдерживая масштаб, на миллиметровой бумаге строят рабочие характеристики шестеренного насоса, соответствующие измеренной частоте вращения вала n .

Таблица 7.1 – Результаты измерений и расчетов

№ опыта			1	2	3
Частота вращения вала насоса	n	об/с			
Объём жидкости	V	$м^3$			
Время истечения	T	с			
Производительность насоса	Q	$м^3/с$			
Давление жидкости	p_1	Па			
	p_2	Па			
Напор, развиваемый насосом	H	м			
Полезная мощность насоса	N_n	Вт			
Электрическая мощность привода	$N_{эл.}$	Вт			
Потребляемая насосом мощность	N	Вт			
Полный КПД насоса	η	–			

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчетов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.
5. Построенные характеристики насоса.

Контрольные вопросы

1. Что называется насосом?
2. Что называется рабочими характеристиками насоса?
3. Что называется производительностью насоса?
4. Что называется развиваемым насосом напором?
5. Что называется полезной мощностью насоса?
6. Что называется потребляемой мощностью насоса?
7. Что представляет собой полный КПД насоса?

Лабораторная работа 8. РАСЧЕТ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УСТАНОВКИ ДЛЯ СУШКИ ОБУВИ ПРИ КОНВЕКТИВНОМ ПОДВОДЕ ТЕПЛА

Цель работы: определение всех аэродинамических характеристик конвективной сушильной установки проходного типа и выбор типа и параметров необходимого вентилятора.

Теоретическое введение

Выбор вентилятора для подачи воздуха в сушильную камеру обуславливается необходимой подачей воздуха Q_V ($m^3/час$) и создаваемым давлением $P_{вент.}$.

$$Q_V = v_{кам.} \cdot w_{кам.}, \quad (8.1)$$

где $v_{кам.}$ – скорость воздуха в камере, m/c ; $w_{кам.}$ – площадь проходного сечения камеры, m^2 ;

$$P_{вент.} = P_{\partial} + \sum \Delta P, \quad (8.2)$$

где P_{∂} – динамическое давление в камере, $Па$; $\sum \Delta P$ – общие потери давления, $Па$.

Потери давления в общем виде определяются из соотношения:

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho_t \cdot v^2}{2}, \quad (8.3)$$

где ζ – безразмерный коэффициент местного сопротивления; ρ_t – плотность воздуха при температуре t , $^{\circ}C$; v – средняя скорость течения теплоносителя в сечении, m/c .

Описание экспериментальной установки

На рисунке 8.1 представлена конструкция сушильной установки, которая состоит из рамы 1, изготовленной из профилированных труб, привода транспортера 4 и двух шкафов 2, 7, в которых располагается электрооборудование. На раме 1 установлены: сушильная камера 6, транспортер 4 с открытыми площадками, на которых устанавливаются и снимаются обувь. От вентилятора 11, приводимого в движение электродвигателем 12, воздух через воздуховод 10 поступает в теплообменник 9, где нагревается до требуемой температуры, и через сопловую щель 5 поступает в сушильную

камеру 6. Воздуховод 3 служит для рециркуляции отработанного воздуха. На блоке управления 8 задаются все необходимые параметры процесса: скорость движения пластинчатого конвейера, исходя из требуемого времени сушки, необходимая температура сушки, исходя из условий сушки определенного материала верха.

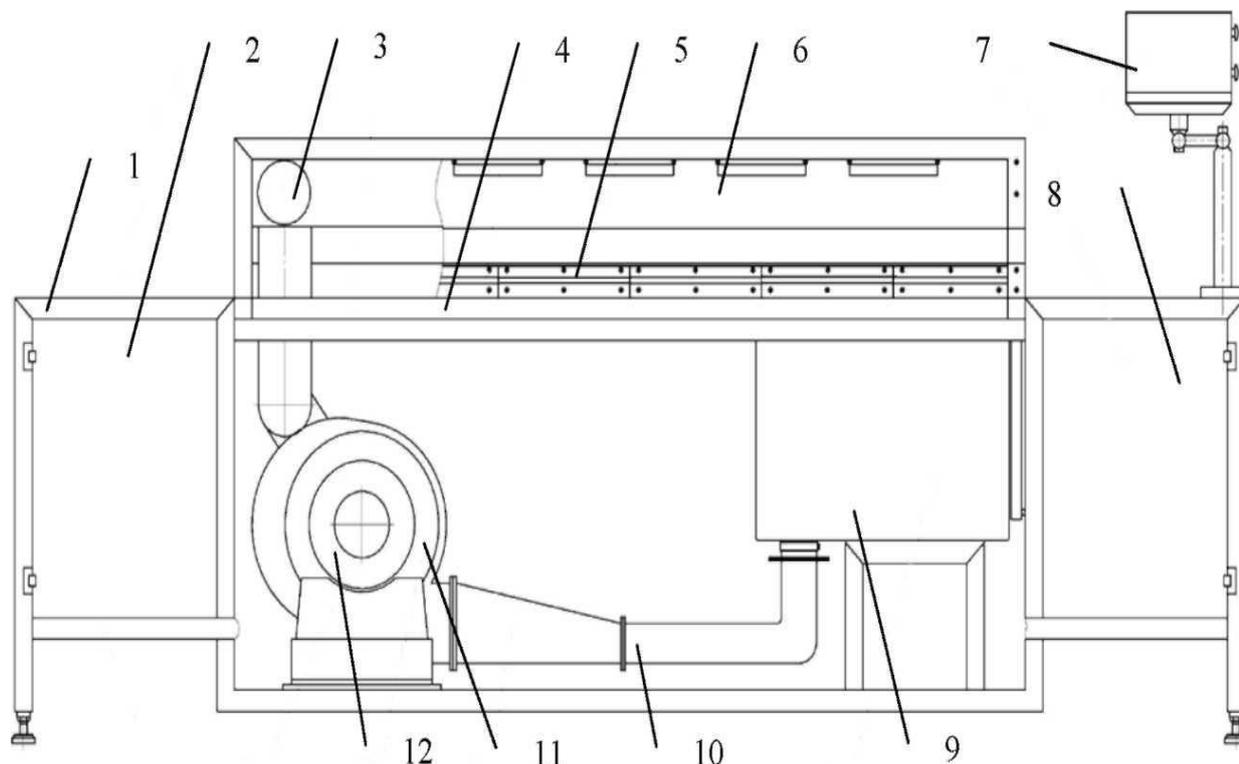


Рисунок 8.1 – Принципиальная схема конвективной сушильной установки проходного типа:

1 – рама; 2 – шкаф с приводом конвейера; 3 – труба рециркуляции;
4 – конвейер; 5 – сопловая щель; 6 – сушильная камера; 7 – панель управления; 8 – шкаф с электрооборудованием; 9 – калорифер; 10 – труба вентиляции; 11 – вентилятор; 12 – двигатель вентилятора

На рисунке 8.2 представлена схема движения воздуха экспериментальной сушильной установки.

Установка разработана с минимальными длинами воздуховодов, что обеспечивает небольшие местные сопротивления.

Движение воздуха осуществляется следующим образом: вентилятор 1 нагнетает через воздуховод 2 холодный воздух в калорифер 3, где он нагревается до заданной температуры. Далее горячий воздух через выход из калорифера 6 и щелевое отверстие диффузора 4 попадает в сушильную камеру 5. Отвод воздуха из камеры производится с помощью воздуховода рециркуляции 7, в котором предусмотрен сборник конденсата.

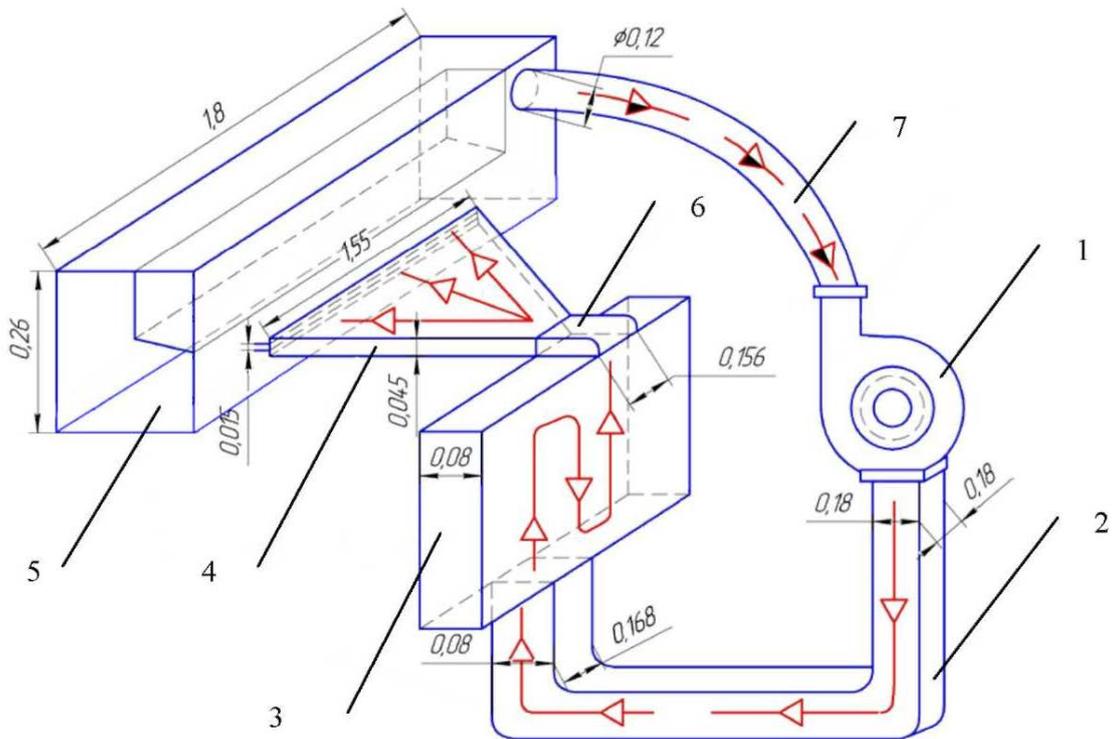


Рисунок 8.2 – Схема движения воздушных потоков в сушильной установке:

- 1 – вентилятор; 2 – воздуховод; 3 – калорифер; 4 – диффузор;
 5 – сушильная камера; 6 – выход из калорифера;
 7 – воздуховод рециркуляции

Методика проведения опыта и обработки опытных данных

При выполнении работы необходимо:

1. Разработать схему движения воздуха в сушильной камере, на основании которой определить безразмерные коэффициенты местного сопротивления ζ для каждого из участков схемы движения воздуха от вентилятора до сушильной камеры. Далее необходимо рассчитать потери давления на двух участках схемы: ΔP_1 – до калорифера, при $\rho_t = \rho_{50} \text{ } ^\circ\text{C}$ и ΔP_2 – после калорифера, при $\rho_t = \rho_{130} \text{ } ^\circ\text{C}$.

2. Определить коэффициент сопротивления при переходе воздуха из щели диффузора в сушильную камеру

$$\zeta_{\text{кам.}} = \left(1 - \frac{w_{\text{щели}}}{w_{\text{кам.}}} \right)^2, \quad (8.4)$$

где $w_{\text{щели}}$ – площадь проходного сечения щели, м^2 .

3. Определить коэффициент сопротивления диффузора

$$\zeta_{диф.} = \zeta_{\alpha=90^\circ} + \zeta_{вн. суж. 1} + \zeta_{пл. суж.} + \zeta_{вн. суж. 2}, \quad (8.5)$$

где $\zeta_{\alpha=90^\circ}$ – коэффициент местного сопротивления при повороте трубы на угол $\alpha = 90^\circ$

$$\zeta_{\alpha=90^\circ} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (8.6)$$

где ε – коэффициент сжатия потока, при $\alpha = 90^\circ$ $\varepsilon \approx 0,5$; $\zeta_{вн. суж. 1}$ – коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении трубы

$$\zeta_{вн. суж. 1} = \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right)^2, \quad (8.7)$$

где коэффициент сжатия потока

$$\varepsilon_1 = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n_1}, \quad (8.8)$$

n_1 – степень сжатия потока

$$n_1 = \frac{W_{вх. диф.}}{W_{вых. тепл.}}, \quad (8.9)$$

где $W_{вх. диф.}$ – площадь проходного сечения при входе в диффузор, M^2 ; $W_{вых. тепл.}$ – площадь проходного сечения при выходе из теплообменника, M^2 ; $\zeta_{пл. расш.}$ – коэффициент местного сопротивления при постепенном расширении трубы

$$\zeta_{пл. расш.} = k_{пл. расш.} \cdot \left(1 - \frac{1}{n_2} \right)^2, \quad (8.10)$$

где n_2 – степень сжатия потока

$$n_2 = \frac{W_{вх. диф.}}{W_{вых. диф.}}, \quad (8.11)$$

$k_{пл. расш.}$ – поправочный коэффициент, зависящий от угла конусности α :

$$k_{пл. расш.} \approx \sin \alpha ; \quad (8.12)$$

$\zeta_{вн. суж. 2}$ – коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении трубы

$$\zeta_{вн. суж. 2} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{W_{цели}}{W_{вх. диф.}} \right). \quad (8.13)$$

4. Определить коэффициент сопротивления теплообменника

$$\zeta_{менл.} = 2 \cdot \zeta_{\alpha=180^\circ} + \zeta_p, \quad (8.14)$$

где $\zeta_{\alpha=180^\circ}$ – коэффициент местного сопротивления при повороте трубы на угол $\alpha = 180^\circ$

$$\zeta_{\alpha=180^\circ} = \zeta_{\alpha=90^\circ} \cdot A, \quad (8.15)$$

где A – коэффициент, зависящий от угла поворота α и при $\alpha > 90^\circ$

$$A = 0,7 + 0,35 \frac{\alpha}{90^\circ}, \quad (8.16)$$

ζ_p – коэффициент местного сопротивления решетки ТЭНов

$$\zeta_p = \frac{92 - 78 \cdot m}{Re_a} + 0,7 \cdot (1,05 - m), \quad (8.17)$$

где m – коэффициент скважности решетки ТЭНов, который определяется с помощью схемы калорифера (рис. 8.3)

$$m = \frac{b^2}{t^2}, \quad (8.18)$$

где b и t – расстояние между ТЭНами и шаг ТЭНов соответственно.

Критерий Рейнольдса определяется по выражению

$$Re_a = \frac{v \cdot a}{\nu}, \quad (8.19)$$

где v – средняя скорость воздуха в калорифере, м/с; a – эквивалентный размер внутреннего сечения калорифера, м; ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с.

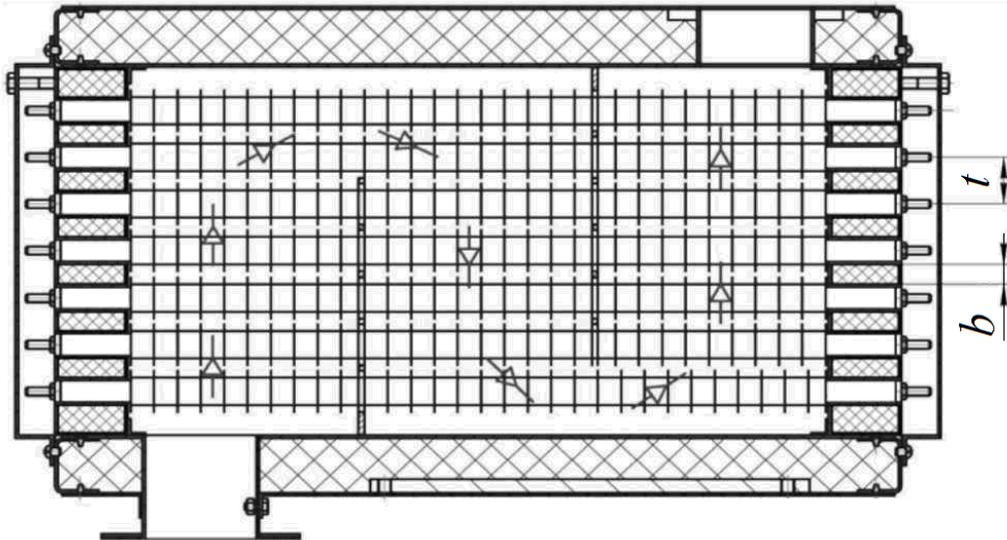


Рисунок 8.3 – Схема расположения ТЭНов в калорифере

5. Определить потери давления на участке от калорифера до сушильной камеры

$$\Delta P_1 = (\zeta_{\text{кам.}} + \zeta_{\text{диф.}} + \zeta_{\text{тепл.}}) \cdot \frac{\rho_{130\text{ }^\circ\text{C}} \cdot v_{\text{кам.}}^2}{2}, \quad (8.20)$$

где $\rho_{130\text{ }^\circ\text{C}}$ – плотность воздуха при температуре 130 °С, кг/м^3 ; $v_{\text{кам.}}$ – скорость движения воздуха в камере, м/с .

6. Определить потери давления на участке от калорифера до вентилятора

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 + \zeta_{\text{тр.}} \cdot \frac{\rho_{50\text{ }^\circ\text{C}} \cdot v_{\text{вент.}}^2}{2}, \quad (8.21)$$

где ΔP_1 – потери давления по длине трубы, Па ; $\rho_{50\text{ }^\circ\text{C}}$ – плотность воздуха при температуре 50 °С, кг/м^3 ; $v_{\text{вент.}}$ – скорость движения воздуха при выходе из вентилятора, м/с ; $\zeta_{\text{тр.}}$ – коэффициент местного сопротивления трубы

$$\zeta_{\text{тр.}} = 2 \cdot \zeta_{\alpha=90^\circ} + \zeta_{\text{вн. суж. 3}}, \quad (8.22)$$

$$\zeta_{\text{вн. суж. 3}} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{W_{\text{вх. тепл.}}}{W_{\text{вых. вент.}}} \right), \quad (8.23)$$

где $W_{\text{вх. тепл.}}$ – площадь поперечного сечения входа в теплообменник, м^2 ; $W_{\text{вых. вент.}}$ – площадь поперечного сечения выхода из вентилятора, м^2 .

Потери давления по длине трубы

$$\Delta P_l = 0,0827 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d_3^5} \cdot Q_V^2 \cdot \rho_{50^\circ C} \cdot g, \quad (8.24)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; l – длина трубы, $l = 1,25$ м; d_3 – эквивалентный диаметр трубы, м; Q_V – объемный расход воздуха, $м^3/с$; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_3}{d_3} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (8.25)$$

где k_3 – эквивалентная абсолютная шероховатость, м;

$$d_3 = \frac{4 \cdot f}{p}, \quad (8.26)$$

где f – площадь поперечного сечения, м²; p – периметр, м;

$$Re = \frac{v \cdot d_3}{\nu}. \quad (8.27)$$

7. Рассчитать общие потери давления, Па

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2. \quad (8.28)$$

8. Рассчитать необходимое давление вентилятора, Па

$$P_{\text{вент.}} = P_0 + \Delta P, \quad (8.29)$$

где P_0 – динамическое давление в камере, Па:

$$P_0 = \frac{\rho_{130^\circ C} \cdot v_{\text{кам.}}^2}{2}. \quad (8.30)$$

9. Определить объемный расход воздуха, м³/час

$$Q_V = v_{\text{кам.}} \cdot W_{\text{кам.}}. \quad (8.31)$$

Исходные данные для расчета аэродинамических характеристик представлены в таблице 8.1.

Таблица 8.1 – Исходные данные для расчета аэродинамических характеристик согласно схеме движения воздуха (рис. 8.2)

Участок схемы на рис. 8.2	Наименование параметра	Обозна- чение	Номер формулы	Значение параметра
1	2	3	4	5
Вход в камеру (4-5)	Площадь поперечного сечения щели, m^2	$w_{щели}$	8.4	$0,015 \cdot 1,55 = 0,02325$
	Площадь поперечного сечения камеры, m^2	$w_{кам.}$		$0,064 \cdot 1,8 = 0,1152$
Диффузор (4)	Площадь поперечного сечения выхода из теплообменника, m^2	$w_{вых. тепл.}$	8.9	$0,08 \cdot 0,156 = 0,01248$
	Площадь поперечного сечения входа в диффузор, m^2	$w_{вх. диф.}$		$0,045 \cdot 0,156 =$ $= 0,00702$
	Коэффициент сжатия потока	ϵ_1	8.8	0,68
	Площадь поперечного сечения выхода из диффузора, m^2	$w_{вых. диф.}$	8.11	$0,045 \cdot 1,55 = 0,06975$
	Плотность воздуха при $t_c=130$ °C, $кг/м^3$	$\rho_{возд. 130^\circ}$		0,9
	Скорость движения воздуха в камере, $м/сек$	$v_{кам.}$		5

Окончание таблицы 8.1

1	2	3	4	5
Воздуховод (2)	Кинематическая вязкость воздуха при $t_p=50\text{ }^\circ\text{C}$, $\text{м}^2/\text{сек}$ (рециркуляция)	ν_{50°		$17,95 \cdot 10^{-6}$
	Эквивалентная абсолютная шероховатость	k_s		0,06
	Плотность воздуха при $t_p=50\text{ }^\circ\text{C}$, $\text{кг}/\text{м}^3$	$\rho_{\text{возд. } 50^\circ}$		1,093
	Площадь поперечного сечения входа в теплообменник, м^2	$w_{\text{вх. тепл.}}$	8.23	$0,08 \cdot 0,168 = 0,01344$
	Площадь поперечного сечения выхода из вентилятора, м^2	$w_{\text{вых. вент.}}$	8.23	$0,18 \cdot 0,16 = 0,0324$
	Расстояние между ТЭНами, м	b		0,02
	Шаг ТЭНов, м	t		0,04
	Кинематическая вязкость воздуха при $t_m=180\text{ }^\circ\text{C}$, $\text{м}^2/\text{сек}$ (теплообменник)	ν_{180°		$32,46 \cdot 10^{-6}$

Расчет объемного расхода воздуха по выражениям (8.1) – (8.31) представить в таблице 8.2.

По рассчитанному (требуемому) объемному расходу воздуха Q_V ($\text{м}^3/\text{час}$) и давлению воздуха $P_{\text{вент.}}$ (Па) выбирается вентилятор для сушильной установки.

Таблица 8.2 – Результаты расчета аэродинамических характеристик

Наименование параметров	Обозначение	Единицы измерения	Значение
1	2	3	4
Расчет коэффициентов местного сопротивления			
при переходе воздуха в сушильную камеру	$\zeta_{кам.}$	-	
диффузора	$\zeta_{диф.}$	-	
при повороте трубы на угол $\alpha = 90^\circ$	$\zeta_{\alpha=90^\circ}$	-	
при внезапном сужении	$\zeta_{вн. суж. 1}$	-	
при плавном расширении	$\zeta_{пл. расш.}$	-	
при внезапном сужении	$\zeta_{вн. суж. 2}$	-	
в теплообменнике	$\zeta_{тепл.}$	-	
при повороте трубы на угол $\alpha = 180^\circ$	$\zeta_{\alpha=180^\circ}$	-	
решетки ТЭНов	ζ_p	-	
трубы	$\zeta_{тр.}$	-	
при внезапном сужении	$\zeta_{вн. суж. 3}$	-	
Расчет других коэффициентов			
Коэффициент сжатия потока	ε_1	-	
Степень сжатия потока	n_1	-	
Степень сжатия потока	n_2	-	
Поправочный коэффициент	$k_{пл. расш.}$	-	
Коэффициент, зависящий от угла поворота	A	-	
Коэффициент скважности решетки ТЭНов	m	-	
Число Рейнольдса	Re_a	-	
Коэффициент гидравлического трения	λ	-	
Эквивалентный диаметр	$d_э$	m	
Число Рейнольдса	Re	-	

Окончание таблицы 8.2

1	2	3	4
Расчет потерь давления по участкам			
на участке от вентилятора до калорифера	ΔP_2	Па	
на участке от калорифера до сушильной камеры	ΔP_1	Па	
по длине трубы	ΔP_l	Па	
в камере	$P_{кам.}$	Па	
общие потери давления	ΔP	Па	
Результаты расчета			
Подача воздуха вентилятором	Q_V	м ³ /час	
Давление вентилятора	$P_{вент.}$	Па	

Содержание отчета

Отчет по выполненной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схему экспериментальной установки.
3. Исходные данные для расчётов и расчетные формулы.
4. Таблицу результатов измерений и расчетов.

Контрольные вопросы

1. Чем обусловлен выбор вентилятора для подачи воздуха в сушильную камеру?
2. Как определяются потери давления в общем виде?
3. Как определяются коэффициенты сопротивления при повороте трубы?
4. Как определяются коэффициенты сопротивления при внезапном расширении, сужении трубопровода?
5. Как определяется коэффициент сопротивления теплообменника?
6. Как определяется объемный расход воздуха при выборе вентилятора?

ЧАСТЬ 2. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

Объемным гидроприводом называется совокупность устройств, предназначенная для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. Основным устройством гидропривода является объемный гидродвигатель, выходное звено которого непосредственно или через механическую передачу соединено с рабочим органом механизма или машиной (нагрузкой). Помимо объемного гидродвигателя в состав гидропривода могут входить: насосы с приводящими двигателями, гидроаппаратура, вспомогательные устройства (фильтры, теплообменники, гидроемкости) и гидрролинии. Каждое из входящих в состав гидропривода устройств выполняет определенные функции.

Гидравлические и пневматические приводы находят широкое применение в современном технологическом оборудовании различных отраслей промышленности благодаря целому ряду преимуществ по сравнению с другими типами приводов.

Знание устройства и принципов работы гидравлических приводов в целом и отдельных их элементов, умение читать гидравлические схемы, проектировать и рассчитывать гидравлические системы является необходимым для квалифицированного инженера-машиностроителя.

1 РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

1.1 Последовательность расчета гидропривода

Расчет объемного гидропривода следует проводить в два этапа:

I этап – предварительный расчет основных параметров и выбор номенклатуры применяемого гидрооборудования;

II этап – проверочный расчет основных параметров и характеристик гидропривода.

На первом этапе производятся предварительные расчеты по схеме:

1. Выбор гидравлической схемы гидропривода.
2. Выбор номинального давления гидросистемы из нормативного ряда.
3. Выбор рабочей жидкости.
4. Выбор типа и марки гидродвигателя (гидроцилиндра, гидромотора).
5. Выбор типа и марки насоса.
6. Выбор типа и марки гидроаппаратов.
7. Предварительный расчет мощности гидропривода.

В результате предварительного расчета определяются геометрические, скоростные и силовые параметры объемных гидромашин, а также передаточные числа зубчатых механизмов, входящих в передачу (если в них

есть необходимость). По геометрическим, силовым и скоростным параметрам подбираются насосы и гидродвигатели из числа изготавливаемых промышленностью или проектируются специальные гидромашины для данного привода. После этого проводится предварительный расчет гидравлической системы, системы подпитки и охлаждения. Затем осуществляется общая компоновка гидропередачи, а также рассчитывается и конструируется система управления объемными гидромашинами.

Основные параметры выбирают в соответствии с расчетом действующих моментов, сил и скоростей исполнительных механизмов машины. Полученные в результате расчета основные и дополнительные параметры объемного гидропривода машины используют затем для выбора соответствующего гидрооборудования, серийно выпускаемого промышленностью.

После предварительного расчета проводится проверочный расчет для уточнения основных параметров гидропривода и проверки соответствия параметров выбранного гидрооборудования необходимым условиям исходных данных и включает в себя:

1. Расчет трубопроводов.
2. Выбор фильтра и его типоразмера.
3. Расчет мощности и КПД гидропривода.
4. Тепловой расчет гидропривода.
5. Выбор двигателя для гидропривода.

Если параметры и характеристики гидропривода, полученные в результате проверочного расчета, не обеспечивают выполнение требований, предъявляемых гидроприводу, то надо провести корректировку (например, уточнить типоразмер гидрооборудования и внутренние диаметры трубопроводов) и вновь выполнить проверочный расчет. Предложенная схема расчета объемного гидропривода является примерной и в каждом конкретном случае эта схема может быть упрощена или дополнена.

1.2 Исходные данные для проектирования

Проектирование начинается с технико-экономического обоснования и разработки технического задания. Техническое задание на разработку гидравлического привода составляют на основе технических характеристик проектируемой машины, нормативных документов отрасли и предприятия и научно-технического опыта.

Техническое задание на проектирование гидропривода должно содержать полные характеристики нагрузок механизма, его кинематические параметры, режимы работы, условия эксплуатации, требования охраны труда. В некоторых случаях регламентируют массу, климатические условия, ремонтпригодность и ресурс привода. Степень унификации и стандартизации рабочих параметров и

элементов гидропривода регламентируется отраслевыми нормативными документами.

В процессе проектирования необходимо учитывать эргономические требования, предъявляемые к органам управления приводом, в частности требования, ограничивающие затраты энергии на управление машиной. Усилия на рукоятках не должны превышать 80 Н , а усилия на педалях – 150 Н . Рекомендуется, чтобы направления движения рукояток и педалей соответствовали направлению рабочего движения механизма. Расположение органов управления должно исключать возможность создания аварийной ситуации и обеспечивать максимальную концентрацию внимания оператора на выполнении технологического процесса. Средства сигнализации, контроля, блокировки и защиты должны надежно предотвращать возникновение аварийных отклонений от режима работы привода.

Исходя из технического задания, конструктор может выбрать тип и схему объемного гидропривода и приступить к его предварительному расчету.

Основными исходными данными для расчета простого объемного гидропривода являются:

1) техническая характеристика и кинематическая схема машины, принципиальная гидравлическая схема гидропривода;

2) нагрузки на выходное звено гидродвигателя:

– в случае гидроцилиндров это усилия на штоках гидроцилиндров и скорости перемещения штоков;

– в случае гидромоторов это крутящие моменты на валах гидромоторов и частоты их вращения;

– условия и режимы нагружения и эксплуатации: значения нагрузок и скоростей исполнительных механизмов машины, приводимых гидроприводом, а для машины циклического действия – диаграмма нагрузок и скоростей рабочих органов, то есть: номинальное усилие $F_{ном}$ (вращающий момент $M_{ном}$) на исполнительном органе, определенное для каждого направления его движения с учетом КПД привода при движении штока гидроцилиндра с требуемой скоростью или при частоте вращения вала гидромотора, а также дополнительные требования, предъявляемые к гидроприводу, в том числе: совмещение операций при выполнении технологического цикла машиной, диапазон регулирования скорости и др.;

– длины участков гидролиний, соединяющих гидроагрегаты и гидроаппараты;

– граничные эксплуатационные температуры, условия и особенности эксплуатации;

– система регулирования и др.

1.3 Выбор рабочей жидкости

Одним из основных элементов объемного является рабочая жидкость, с помощью которой передается энергия от ведущего звена к ведомому. При работе гидропривода эта жидкость смазывает пары трения, а также предохраняет внутренние поверхности деталей гидросистемы от перегрева и коррозии. В процессе эксплуатации гидропривода изменяются такие параметры рабочей жидкости, как температура, давление, содержание примесей. Эти факторы необходимо учитывать при выборе рабочей жидкости, которая должна обеспечивать устойчивую работу всего гидропривода при поддержании энергетических показателей на предусмотренном уровне.

В качестве рабочих применяют жидкости на основе минеральных масел, водомасляные эмульсии, спиртоглицериновые смеси, жидкости на основе кремнийорганических соединений.

Наиболее широко используют жидкости на нефтяной основе. Они достаточно доступны и имеют невысокую стоимость. Для улучшения эксплуатационных свойств в состав рабочих жидкостей вводят антиокислительные, антиизносную, антикоррозионные и антипенные присадки.

Рабочие жидкости должны по возможности обладать следующими свойствами:

- хорошие смазывающие свойства по отношению к материалам пар трения;
- малое изменение вязкости во всем диапазоне рабочих температур;
- антикоррозионное свойство по отношению к применяемым металлическим материалам;
- стабильность против окисления в течение длительного времени эксплуатации;
- большой модуль упругости;
- незначительная способность к растворению газа, взаимная нерастворимость с водой;
- хорошая теплопроводность, значительная удельная теплоемкость;
- низкое давление пара и высокая температура кипения;
- не быть токсичной и не иметь резкого запаха;
- не содержать веществ, выпадающих в осадок или вызывающих появление смолистых образований.

Основные параметры, характеризующие рабочие жидкости, следующие:

Вязкость – динамическая вязкость μ ($H \cdot c / m^2$), кинематическая вязкость ν (m^2 / c). Наиболее удобно на практике пользоваться величинами кинематической вязкости, выраженной в mm^2 / c . В справочных таблицах для характеристики рабочей жидкости обычно указывают значение ее кинематической вязкости при 50 или 100 °C. Вязкость применяемых в объемном гидроприводе масел при 50 °C составляет 10...25 mm^2 / c .

Вязкость жидкости зависит от химического состава и строения углеводородов, из которых она состоит, а также от температуры и давления. В наибольшей степени влияет на вязкость температура – с ее повышением вязкость уменьшается. Эта зависимость в диапазоне от 50 °С до температуры застывания описывается эмпирической формулой

$$\nu_T = \nu_{50} \cdot \exp \frac{A}{T^a}, \quad (9.1)$$

где ν_{50} – кинематическая вязкость при 50 °С; A и a – эмпирические коэффициенты, определяемые экспериментально для каждой жидкости. Зависимость вязкости от температуры характеризуется индексом вязкости (*ИВ*) – степенью постоянства вязкости с изменением температуры. Он изменяется от 0 до 100. Чем выше индекс вязкости, тем более пологой будет кривая зависимости вязкости от температуры.

Зависимость вязкости от давления характеризуется следующей эмпирической формулой:

$$\nu_p = \nu_0 \cdot (1 + k \cdot p), \quad (9.2)$$

где ν_p – вязкость при рабочем давлении p в МПа; ν_0 – вязкость при атмосферном давлении; k – коэффициент пропорциональности, равный 0,02...0,03.

Сжимаемость (объемная упругость) масла существенно влияет на работу гидропривода при значительных рабочих давлениях и в тех случаях, когда объемы жидкости в магистральных трубопроводах и агрегатах большие. Это приводит к запаздыванию движения механизма, рывкам и ухудшению энергетических показателей гидропривода, связанных с необходимостью дополнительных затрат энергии во время предварительного сжатия жидкости и невозможности рекуперации этой энергии при снятии нагрузки.

Уменьшение объема масла под действием рабочего давления можно определить по формуле

$$\Delta V = \frac{V \cdot \Delta p}{E}, \quad (9.3)$$

где V – первоначальный объем масла, находящегося под давлением, m^3 ; Δp – изменение давления в гидросистеме, МПа; E – модуль упругости масла, МПа.

Растворимость газов и воды. Интенсивность растворения газа в масле зависит от площади поверхности контакта. С понижением давления из масла в виде пузырьков выделяется избыток газа – при этом однородная жидкость превращается в газожидкостную смесь. В результате нарушается сплошность жидкостного потока и внутри в насосах, распределительных и регулирующих аппаратах возникает кавитация. Кавитация неблагоприятно отражается на

работе гидропривода (вибрации, снижение объемного КПД, появление гидравлических ударов и так далее).

Содержание воды в масле (даже менее 0,1 %) способствует его помутнению и увеличению склонности к образованию стойких пен. Все это ведет к коррозии внутренних поверхностей системы и отложению на их стенках вязких включений.

Температура застывания масла характеризует нижний предел температуры, при котором возможен пуск гидросистемы в работу после ее длительного простоя, так как с увеличением вязкости при охлаждении жидкости происходит кавитация в насосе, эта температура должна быть ниже возможной температуры окружающего воздуха на 10–15 °С.

1.4 Определение давления

При предварительном расчете объемного гидропривода за основной параметр удобнее принимать мощность, потребляемую насосом, которую можно приблизительно определить по следующей формуле:

$$N_n = k_c \cdot k_y \cdot \Sigma N_\delta, \quad (9.4)$$

где $k_c = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент запаса по скорости, учитывающий возможные утечки жидкости; $k_y = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса по усилию (моменту), учитывающий по заданным техническим условиям возможные потери давления; ΣN_δ – суммарная мощность всех работающих одновременно гидродвигателей.

При этом мощность, потребляемая гидроцилиндром

$$N_u = \frac{R \cdot v}{\eta_\delta}, \quad (9.5)$$

где R – усилие на штоке гидроцилиндра; v – относительная скорость перемещения поршня; η_δ – КПД гидроцилиндра, который можно предварительно принять равным примерно 0,90.

Мощность гидромотора

$$N_m = \frac{M \cdot \omega}{\eta_\delta}, \quad (9.6)$$

где M – крутящий момент на валу гидромотора; ω – угловая скорость; η_0 – полный КПД гидромотора, который можно предварительно принять равным 0,75...0,85.

Необходимо иметь в виду, что давление рабочей жидкости p обеспечивает заданную силу R или момент M , а расход жидкости – заданную скорость v или заданное число оборотов n . При предварительном расчете гидропривода обычно задаются давлением рабочей жидкости. Номинальное рабочее давление в гидросистеме выбирают в зависимости от мощности гидропривода.

При увеличении давления уменьшается расход насоса, а, следовательно, его размеры, а также размеры гидросети и устройств управления, то есть гидропривод делается более компактным. В то же время увеличение давления требует более дорогих насосов, высокой герметичности соединений и приводит к повышению нагрузки в отдельных узлах гидропривода.

Уменьшение рабочего давления приводит к увеличению размеров элементов гидропривода, но уменьшает требование к герметичности соединений, повышает срок службы гидропривода, дает возможность применять более простые и более дешевые насосы.

Выбор конкретной величины номинального давления при проектировании гидропривода производится в соответствии с нормальным рядом давлений, установленным соответствующим стандартом. Рекомендуемые значения номинального давления приведены в таблице 9.1. Номинальное рабочее давление определяет возможный длительный рабочий режим машины. На условное давление рассчитываются основные магистрали гидросети, а на пробное давление производится испытание гидропривода. При рабочих давлениях выше номинального без достаточно хорошего ухода может быть снижена надежность и долговечность гидропривода. Исследования показали, что работа гидропривода при превышении номинального давления в 1,75 раз снижает его срок службы в 5 раз, а при давлении в 0,8 от номинального срок службы гидропривода увеличивается в 4 раза.

Таблица 9.1 – Зависимость номинального давления от мощности гидропривода

Мощность, кВт	< 0,1	0,1–1	1–5	5–20	> 20
Номинальное давление, МПа	1	1–6,3	6,3–10	10–16	16–25

1.5 Тепловой режим гидропривода

Для надежной и эффективной работы гидравлического привода необходимо, чтобы гидросистема в целом достигла оптимальной температуры, при которой соблюдалась неизменность основных рабочих характеристик. Известно, что с повышением температуры рабочей жидкости увеличиваются объемные потери вследствие увеличения утечек жидкости в гидрооборудовании. При этом нарушаются условия надежного смазывания сопряженных деталей и могут возникнуть локальный нагрев поверхностей трения, интенсивное изнашивание и даже «схватывание» сопряженных деталей. Кроме того, при повышении температуры активизируются окисление рабочей жидкости и выделение из нее смолистых осадков.

Причиной нагрева гидросистемы в процессе работы является наличие гидравлических сопротивлений в системах гидропривода, а также объемные и гидромеханические потери, имеющие место в гидрооборудовании и гидроаппаратах. Потери мощности в гидроприводе ΔN , переходящие в тепло, определяются по формуле

$$\Delta N = N_n \cdot (1 - \eta_{np}), \quad (9.7)$$

где N_n – мощность, потребляемая насосом, Вт; η_{np} – полный КПД гидропривода. Количество тепла E_{np} , выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности ΔN .

Повышение температуры ΔT рабочей жидкости до установившегося значения $T_{жс}$ может быть подсчитано по формуле

$$\Delta T = T_{жс} - T_в = \frac{\Delta N}{\sum k_i \cdot F_i}, \quad (9.8)$$

где $T_в$ – температура окружающего воздуха, °С; k_i – коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости в окружающий воздух, Вт/м²·град; F_i – площадь внешней поверхности элементов гидропривода, м². Последняя формула применима при отсутствии дополнительного теплообменника.

Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода:

$$\Delta T_{уст} \leq T_{жс\ max} - T_{в\ max},$$

где $\Delta T_{уст}$ – перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме, $T_{жс\ max}$ – максимально допустимая температура рабочей жидкости; $T_{в\ max}$ – максимальная температура окружающего воздуха. При невыполнении последнего соотношения необходимо устанавливать теплообменник или применять специальные меры,

такие как, например, введение оребрения бака, использование принудительного охлаждения. Основными требованиями при выборе теплообменника являются наличие необходимой теплоотдающей поверхности и соответствие проходящего через него потока рабочей жидкости номинальной величине, указанной в технической характеристике.

Для предварительного расчета в диапазоне скоростей обдува $v_g = 2-6 \text{ м/с}$ можно принять $k = 15-45 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ или определить приближенно: при $v_g \leq 5 \text{ м/с}$ $k = 6,15 + 4,17 \cdot v_g$; при $v_g > 5 \text{ м/с}$ $k = 7,5 \cdot v_g^{0,78}$

Средний коэффициент теплопередачи поверхности всего гидропривода можно определить по формуле

$$k = \sum_{i=1}^n \frac{k_i \cdot F_i}{F},$$

где k_i , F_i , – коэффициент теплопередачи и площадь поверхности теплообмена i -го элемента гидропривода. Для большинства элементов гидропривода термическим сопротивлением со стороны рабочей жидкости и материала оборудования можно пренебречь, поэтому для практических расчетов, с достаточной степенью точности можно принять, что коэффициент теплопередачи равен коэффициенту теплоотдачи со стороны воздуха, то есть $k = \alpha_g$. Для гидрооборудования с малыми коэффициентами $\alpha_{жс}$, соответствующими скоростям движения жидкости (гидробаки, гидроцилиндры) не более $0,1 \text{ м/с}$, при работе на вязких жидкостях следует принимать $k_i = 0,7 \alpha_g$.

Основными способами уменьшения нагрева рабочей жидкости и элементов гидропривода являются:

- повышение общего КПД за счет снижения гидравлических, механических и объемных потерь в гидравлическом приводе, выбор оптимальной схемы гидропривода, предусматривающей уменьшение потерь мощности путем применения объемного регулирования, выбора насоса с минимально необходимой производительностью;

- выбор рациональной формы, объемов и конструкции гидробаков, обеспечивающих ограничение температуры путем интенсивной циркуляции нагретой жидкости и максимального отдаления всасывающих гидролиний от сливных;

- принудительное снижение температуры рабочей жидкости с помощью клапанов системы охлаждения, автоматически включающих и выключающих воздушно-масляные или водомасляные теплообменники при изменении вязкости рабочей жидкости.

2 ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

2.1 Гидравлические машины

2.1.1 Насосы

Роторные насосы, применяемые в объемных гидроприводах, предназначены для создания потока рабочей жидкости путем преобразования механической энергии в гидравлическую. Рабочие процессы в роторных гидромашинах происходят в рабочих камерах – пространстве объемной гидромашины, ограниченном рабочими поверхностями рабочих элементов, периодически изменяющем свой объем и попеременно сообщаемым с местами входа и выхода рабочей жидкости. В роторных насосах подвижные элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движения. Роторные гидромашины имеют три основных рабочих элемента: ротор, статор и замыкатель (вытеснитель). Ротор насоса вращается синхронно с валом приводящего двигателя. Замыкатели совершают строго циклическое движение, период которого пропорционален частоте вращения ротора. Рабочий цикл в насосах состоит из процессов всасывания и вытеснения (нагнетания). Разделение рабочих процессов осуществляется посредством распределения рабочей жидкости.

На рисунке 9.1 представлены общие условные обозначения основных типов объемных насосов.

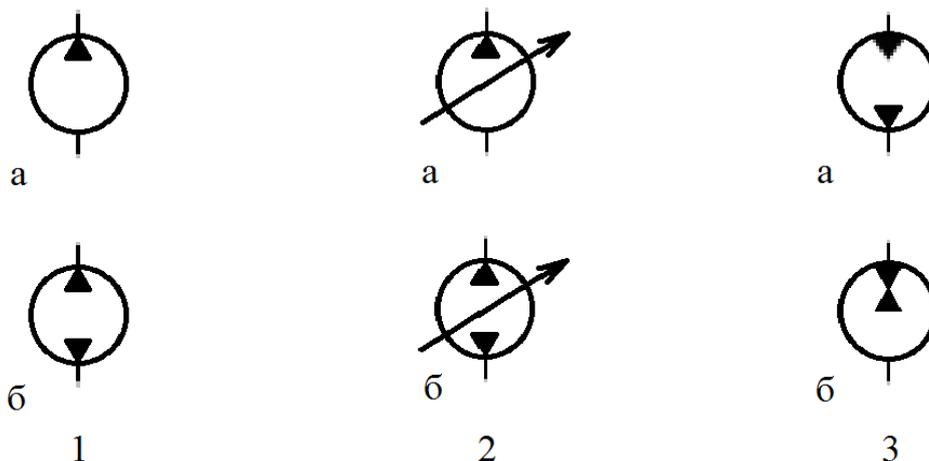


Рисунок 9.1 – Условные обозначения объемных насосов:

1 – насос постоянной подачи: а – с постоянным направлением потока, б – с реверсивным направлением потока; 2 – насос с регулируемой подачей: а – с постоянным направлением потока, б – с реверсивным направлением потока; 3 – насос-мотор нерегулируемый: а – при одном направлении потока, б – при различных направлениях потока

Шестеренным насосом называют роторный насос с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек. По виду зубчатого зацепления шестеренные насосы подразделяют на насосы с внешним и внутренним зацеплением. На рисунке 9.2 показана конструктивная схема и условное обозначение наиболее распространенного шестеренного насоса с внешним зацеплением. Ведущая и ведомая шестерни размещены в расточках корпуса, который имеет полости всасывания и нагнетания. Рабочая камера образуется ротором – ведущей шестерней с валом, статором-корпусом, боковыми крышками и замыкателем – ведомой шестерней с осью.

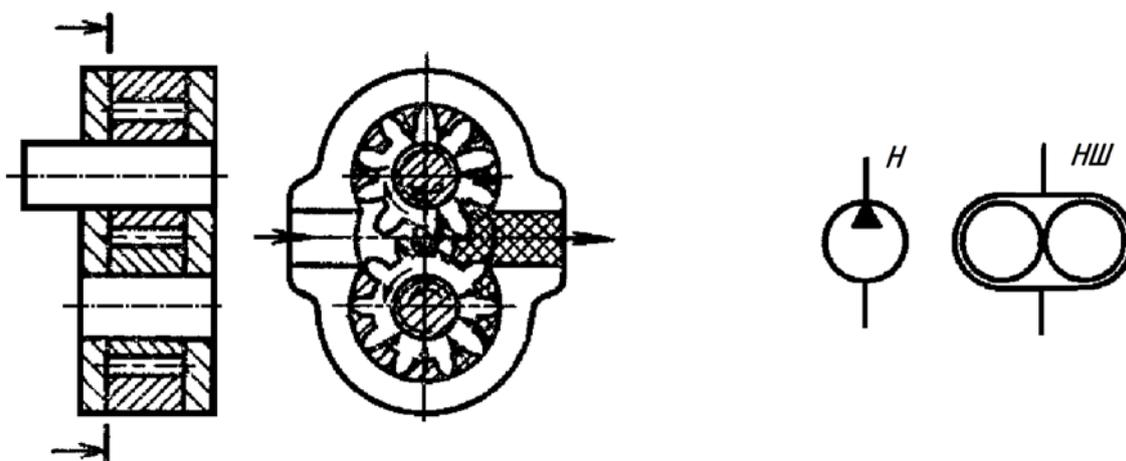


Рисунок 9.2 – Шестеренный насос

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении шестерен зубья выходят из зацепления в полости всасывания, и в ней создается вакуум, так как при выходе из зацепления объем полости увеличивается на удвоенный объем пространства между зубьями. Под действием разности давлений в баке и полости всасывания жидкость из бака поступает в полость всасывания и заполняет освободившееся пространство. Вращающиеся шестерни переносят эту рабочую жидкость в полость нагнетания. При входе зубьев в зацепление рабочая жидкость вытесняется зубьями и поступает в напорную линию.

Пластинчатый насос называется роторный насос с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек.

На рисунке 9.3 показаны конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия и его условное графическое обозначение в схемах. Насос состоит из вала, статора и ротора, в пазах которого расположены пластины. Статор расположен эксцентрично ротору. На боковых крышках корпуса имеются два окна: всасывающее и нагнетающее. Размер перемычки

между окнами должен быть не больше углового размера между двумя соседними пластинами.

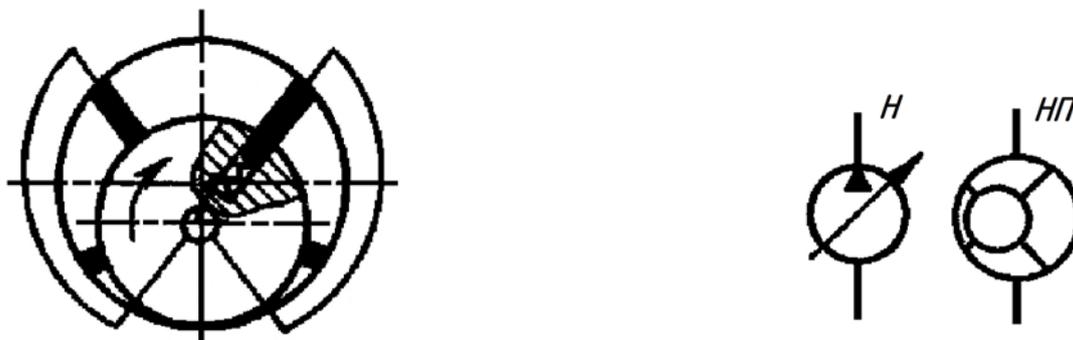


Рисунок 9.3 – Пластинчатый насос однократного действия

Принцип работы насоса заключается в следующем. Во время работы насоса пластины постоянно прижимаются к статору при помощи пружин, а также центробежными силами. Из-за наличия эксцентриситета пластины при этом совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, расположенные слева от вертикальной линии, сообщаются со всасывающим окном. Их объемы увеличиваются, возникает вакуум, и рабочая жидкость под действием перепада давлений поступает из бака и заполняет рабочие камеры. В зоне перемычек между окнами объем рабочих камер не изменяется. Рабочие камеры насоса, расположенные справа от вертикальной линии, сообщаются с нагнетающим окном. Их объемы уменьшаются, и находящаяся в них рабочая жидкость вытесняется через нагнетающее окно на выход из насоса и далее в напорную линию. Так происходит процесс нагнетания.

Радиально-поршневым насосом называют поршневой насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями поршней и цилиндров, а оси поршней расположены перпендикулярно оси блока цилиндров или составляют с ней угол более 45° .

Конструктивная схема радиально-поршневого насоса однократного действия показана на рисунке 9.4. Статор расположен эксцентрично относительно ротора. В цилиндрах, радиально расположенных в роторе, находятся поршни, которые опираются сферической головкой на опорную поверхность статора. Оси цилиндров расположены в одной плоскости и пересекаются в одной точке. Распределение рабочей жидкости осуществляется неподвижным цапфенным распределителем, в котором расположены всасывающая и нагнетающая полости, разделенные перемычкой. Вал жестко соединен с ротором.

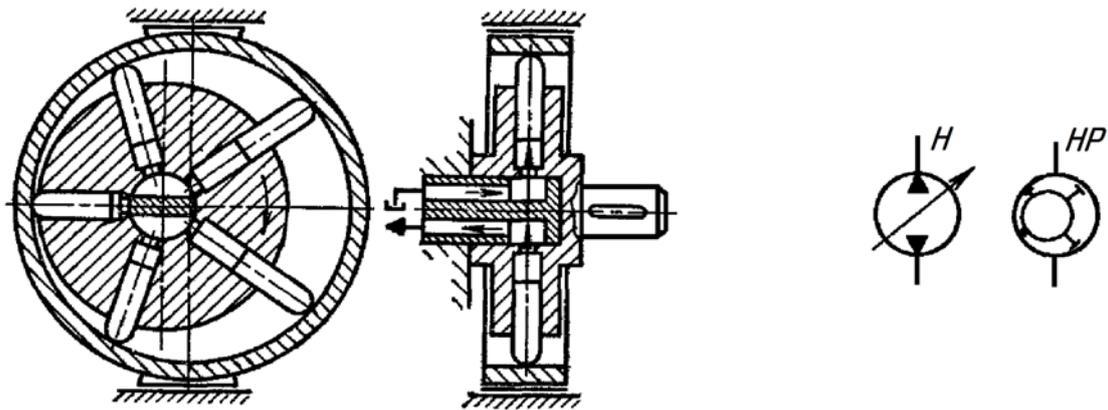


Рисунок 9.4 – Радиально-поршневой насос однократного действия

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, поршни совершают сложное движение – они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно в своих цилиндрах так, что постоянно контактируют с направляющей поверхностью статора. Поршни прижимаются к статору центробежными силами, давлением жидкости и, иногда, пружинами. В рабочих камерах, расположенных выше горизонтальной линии, поршни перемещаются в направлении от цапфенного распределителя. Рабочие камеры соединены со всасывающей полостью. Так как объемы рабочих камер увеличиваются, то рабочая жидкость заполняет их объемы. Так происходит процесс всасывания. На участке перемычек цапфенного распределителя поршни не совершают поступательного движения и, следовательно, объем рабочих камер не изменяется. Рабочие камеры насоса, расположенные ниже горизонтальной линии, сообщаются с полостью нагнетания. Поршни в этих камерах перемещаются в направлении к цапфенному распределителю и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер на выход из насоса. Так происходит процесс нагнетания.

Аксиально-поршневым насосом называют поршневой насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны (аксиальны) оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45° . Аксиально-поршневые насосы в зависимости от расположения ротора подразделяют на насосы с наклонным диском и насосы с наклонным блоком.

Насосы с наклонным диском имеют наиболее простые схемы (рис. 9.5). У таких насосов оси ведущего звена и вращения ротора совпадают. Поршни связаны с наклонным диском точечным касанием или шарниром. Блок цилиндров с поршнями приводится во вращение от вала. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске выполнены два дугообразных окна всасывания и нагнетания. Для обеспечения движения поршней во время процесса всасывания применяются принудительное ведение поршней через шатун, а для поршней с точечным

касанием – цилиндрические пружины или давление подпитки в полости низкого давления.

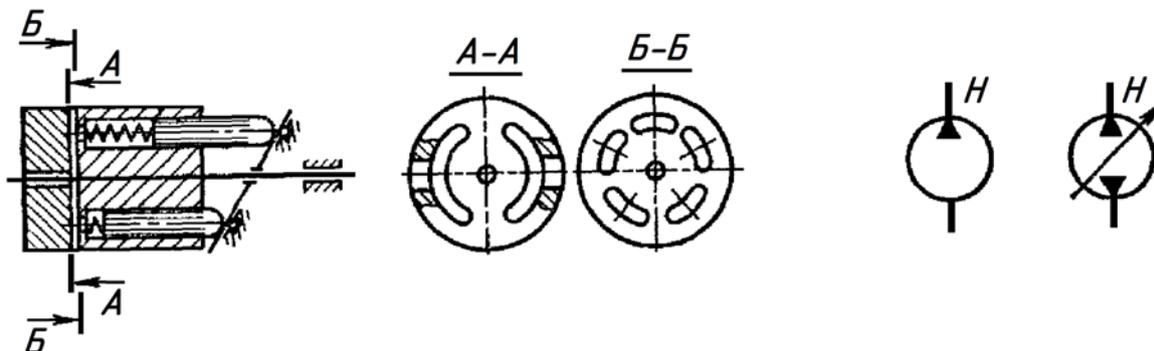


Рисунок 9.5 – Аксиально-поршневой насос с наклонным диском

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении вала насоса крутящий момент передается блоку цилиндров. При этом из-за наличия угла наклона диска поршни совершают сложное движение, они вращаются вместе с блоком цилиндров и одновременно совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах блока, при котором происходят процессы всасывания и нагнетания. При направлении движения, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, находящиеся слева от вертикальной оси распределительного диска, сообщаются со всасывающим окном. Поступательное движение поршней в этих камерах происходит в направлении от распределительного диска. В плоскости чертежа насоса поршни переносятся вращением блока параллельно оси снизу вверх. При этом объемы камер увеличиваются, жидкость под действием перепада давлений поступает в рабочую камеру. Так происходит процесс всасывания.

Рабочие камеры насоса, находящиеся справа от вертикальной оси распределительного диска, сообщаются с нагнетающим окном. В плоскости чертежа поршни переносятся вращением блока параллельно оси сверху вниз. При этом поршни движутся в направлении к распределительному диску, вытесняют жидкость из рабочих камер через распределительный диск на выход из насоса. Так происходит процесс нагнетания.

Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком показан на рисунке 9.6. У насосов с наклонным блоком оси ведущего звена и вращения ротора расположены под углом. Поршни расположены в блоке цилиндров и шарнирно соединены шатунами с фланцем вала. Для отвода и подвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске выполнены два дугообразных окна всасывания и нагнетания. Карданный механизм осуществляет кинематическую связь вала с блоком цилиндров и преодолевает момент трения и инерции блока цилиндров.

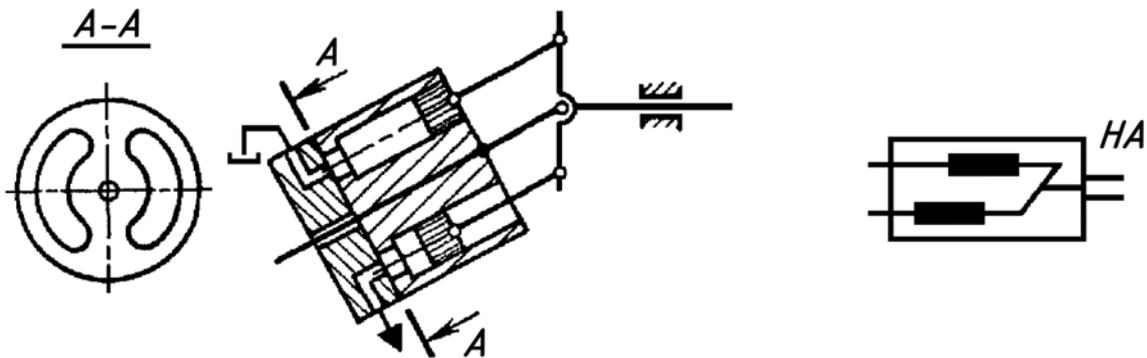


Рисунок 9.6 – Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком

Принцип работы насоса с наклонным блоком заключается в следующем. При вращении вала насоса поршни совершают сложное движение – они вращаются вместе с блоком цилиндров и одновременно движутся возвратно-поступательно в цилиндрах блока, при этом происходят процессы всасывания и нагнетания. При вращении блока цилиндров, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, находящиеся слева от вертикальной оси распределительного диска, сообщаются со всасывающим окном. Поршни движутся в этих камерах в направлении от распределительного диска. В плоскости чертежа насоса поршни переносятся вращением блока параллельно оси снизу вверх. При этом объемы рабочих камер увеличиваются, жидкость под действием перепада давлений в рабочих камерах заполняет их.

Рабочие камеры, находящиеся справа от вертикальной оси распределительного диска, сообщаются с нагнетательным окном. Поршни в этих камерах движутся в направлении распределительного диска и вытесняют жидкость из рабочих камер на выход насоса.

Выбор марки и типоразмера насоса гидропривода производится в зависимости от необходимой подачи и номинального давления в гидросистеме с учетом особенностей, связанных с их использованием в гидроприводах:

- 1) предельные частота вращения, давление и подача определяют размеры и массу насоса;
- 2) конструктивная сложность существенно влияет на стоимость и надежность работы насоса;
- 3) эксплуатационные качества, а именно надежность, полный КПД, сложность ремонта и обслуживания определяют эффективность гидропривода и гидроприводной машины в целом;
- 4) возможность регулирования и реверсирования подачи насоса способствует повышению эффективности гидропривода.

Если требуются большие подача и давление насоса, нет необходимости в его регулировании и отсутствуют ограничения в габаритах машины, то рекомендуются использовать эксцентриковые поршневые насосы. В случае необходимости регулирования подачи – радиально-поршневые. Аксиально-

поршневые насосы более компактны, чем радиально-поршневые, позволяют создать большое давление (до 32 МПа), но требуют более качественной очистки масла. В гидросистемах легкого и среднего режимов работы целесообразно применять шестеренные насосы, а для тяжелых и очень тяжелых режимов – аксиально- и радиально-поршневые насосы. Пластинчатые и шестеренные насосы создают меньшую подачу и давление, чем роторно-поршневые. Шестеренные насосы (они, как правило, нерегулируемые) применяются чаще всего на вспомогательных операциях.

В гидроприводах, где требуется небольшие скорости при рабочем ходе и относительно большие при нерабочем ходе, применяют наряду с основным – силовым, развивающий большое давление, также вспомогательный, развивающий небольшое давление и большие расходы. Часто оба эти насоса соединяются с одним валом приводного двигателя.

Если в гидросхеме несколько гидродвигателей, работающих не одновременно, то перед выбором насосов необходимо предварительно построить гистограмму расходов, определить число параллельно работающих насосов и установить необходимость использования гидроаккумуляторов. Затем определяют мощность насоса и выбирают приводной двигатель. Для расчета в качестве номинального давления $p_{ном}$, развиваемого насосом, используют предварительно выбранное номинальное давление в гидросистеме.

Обычно, приступая к определению параметров силового насоса, имеют заданные значения действительной подачи, частоты вращения и номинального давления в гидросистеме.

Номинальной подачей насоса является сумма расходов параллельно включаемых гидродвигателей,

$$Q_n = \sum_{i=1}^n Q_{di}, \quad (9.9)$$

где Q_{di} – расходы одновременно работающих гидродвигателей.

При раздельной работе нескольких гидродвигателей подачу насоса необходимо определять по той группе одновременно включаемых гидродвигателей, для работы которой требуется наибольший расход.

По известным значениям Q_n и $p_{ном}$ предварительно выбирается насос. Для выбранного насоса вычисляется рабочий объем насоса q_n при заданной частоте вращения приводного двигателя n :

$$q_n = \frac{Q_n}{i \cdot \eta_{но} \cdot n}, \quad (9.10)$$

где i – число насосов; $\eta_{но}$ – объемный КПД насоса. Значение $\eta_{но}$ выбирают предварительно в пределах 0,90...0,95 и затем уточняют с учетом типа принятого насоса.

Пользуясь справочной литературой, производят окончательный выбор насоса определенного типа, с необходимым рабочим объемом, рассчитанным на работу при частотах вращения n и на давление $p_{ном}$.

Технический уровень гидромашин оценивают по удельным показателям металлоемкости (в $кг/кВт$), энергоемкости (в $кВт/д.м^3$) и техническому ресурсу. Меньшие удельные показатели металлоемкости ($0,14...6,8 кг/кВт$) имеют пластинчатые, средние ($0,2...13,6 кг/кВт$) – шестеренные и большие ($0,41...20,4 кг/кВт$) – аксиально-поршневые гидромашин.

Кроме того, учитываются эксплуатационные свойства: работоспособность в широком интервале изменения температур окружающей среды, чувствительность к наличию загрязнителей рабочей жидкости и так далее. Максимальные давления и частота вращения зависят от рабочего объема гидромашин, что объясняется конструктивными особенностями насосов, прежде всего величиной зазоров сопрягаемых деталей и гидравлическими сопротивлениями всасывающих гидролиний.

Лучшей всасывающей способностью обладают пластинчатые и шестеренные насосы, кроме того, они могут работать на более вязких жидкостях. Вместе с тем большие зазоры, чем в аксиально-поршневых насосах, способствуют уменьшению объемного КПД при уменьшении вязкости жидкости и повышении давления.

Аксиально-поршневые насосы имеют более высокий КПД по сравнению с шестеренными и пластинчатыми. Заметное снижение КПД у аксиально-поршневых насосов наблюдается только при вязкости жидкости менее $10 мм^2/с$, в то время как у пластинчатых и шестеренных снижение КПД наблюдается при $80 мм^2/с$.

2.1.2 Гидравлические двигатели

Гидродвигатели представляют собой гидравлические машины, которые предназначены для преобразования гидравлической энергии в механическую энергию выходного звена – вала или штока.

Гидромотором называют гидродвигатель, выходной вал которого совершает непрерывное вращательное движение. Роторные гидромашин могут быть обратимыми, то есть могут преобразовывать как механическую энергию в гидравлическую, так и наоборот, гидравлическую – в механическую. Такие гидромашин могут использоваться в качестве как насосов, так и гидромоторов. Условные обозначения основных типов гидромоторов представлены на рисунке 9.7.

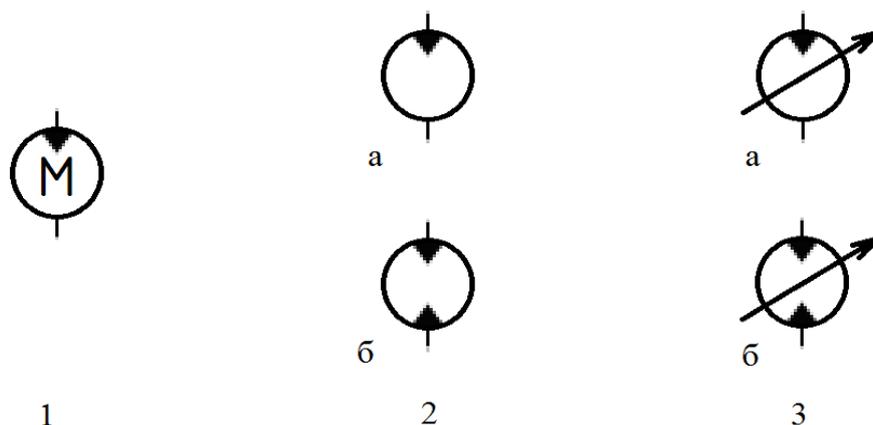


Рисунок 9.7 – Условные обозначения гидромоторов:

1 – гидромотор (общее обозначение); 2 – гидромотор с нерегулируемым рабочим объемом: а – с постоянным направлением вращения вала, б – с реверсивным направлением вращения вала; 3 – гидромотор с регулируемым рабочим объемом: а – с постоянным направлением вращения вала, б – с реверсивным направлением вращения вала

Мощность, потребляемая гидромотором, определяется по формуле

$$N_{\partial} = \frac{M \cdot \omega}{\eta_{\partial}}, \quad (9.11)$$

где M – крутящий момент на валу гидромотора, $H \cdot м$; ω – угловая скорость, $(рад/с)$; η_{∂} – полный КПД гидромотора, который можно предварительно принять равным 0,75...0,85.

Выбор марки гидромотора можно произвести по рабочему объему:

$$q_{\partial} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{(p_{\partial в} - p_{\partial с}) \cdot \eta_{\partial м}}, \quad (9.12)$$

где M – заданный крутящий момент, $H \cdot м$; $p_{\partial в}$ – давление на входе в гидромотор, $МПа$; $p_{\partial с}$ – давление в сливной гидролинии после гидромотора, $МПа$; $\eta_{\partial м}$ – механический КПД гидромотора.

Давление на входе в гидродвигатель принимается предварительно равным $(0,8 \dots 0,9) p_{ном}$, чтобы учесть падение давления по пути от насоса до гидродвигателя. Давление в сливной гидролинии после гидродвигателя необходимо принять с учетом потерь на фильтре, если фильтр установлен на сливной линии. Эти потери зависят от типа фильтра и равняются $0,2 \dots 0,3 МПа$.

По заданному моменту M и принятому давлению $p_{ном}$ по уравнению (9.12) определяют расчетный рабочий объем q_{∂} и округляют его до стандартного (по ГОСТ 13824-80) или по $p_{ном}$ и q_{∂} выбирают серийно выпускаемый гидромотор. Затем по заданной частоте вращения n_{∂} по формуле

$$Q_{\delta} = \frac{q_{\delta} \cdot n_{\delta}}{\eta_{\delta}} \quad (9.13)$$

определяют расход гидромотора Q_{δ} , а по уравнению

$$N_{\delta} = \Delta p_{\delta} \cdot Q_{\delta} \cdot \eta_{\delta} \quad (9.14)$$

его мощность.

При большом заданном моменте ($M_{\delta} > 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$) и малой частоте вращения вала ($n_{\delta} < 200 \text{ об/мин}$) рекомендуется использовать, как правило, радиально-поршневые гидромоторы. При меньших моментах и частоте вращения вала, изменяющейся в большом диапазоне ($n_{\delta} = 20 \dots 1800 \text{ об/мин}$), применяются аксиально-поршневые гидромоторы. Пластинчатые и шестеренные гидромоторы рекомендуются при частоте вращения не менее 300 об/мин и сравнительно малом моменте ($M_{\delta} < 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$), причем, первые имеют несколько больший момент, чем вторые, но могут работать при давлении не более $6,3 \text{ МПа}$.

Гидравлическим цилиндром называют объемный гидродвигатель с ограниченным возвратно-поступательным движением выходного звена. Наибольшее применение получили поршневые гидроцилиндры (рис. 9.8) благодаря простоте конструкции и высокой надежности.

Поршневым гидроцилиндром называют гидроцилиндр, в котором рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпуса и поршня со штоком. В цилиндрической расточке корпуса находится поршень, жестко соединенный со штоком. Шток выходит наружу корпуса. Цилиндр имеет две полости: поршневую – часть рабочей камеры, ограниченной рабочими поверхностями корпуса и поршня, и штоковую – часть рабочей камеры, ограниченной рабочими поверхностями корпуса, поршня и штока. Для герметизации подвижных соединений в цилиндре установлены уплотнительные кольца.

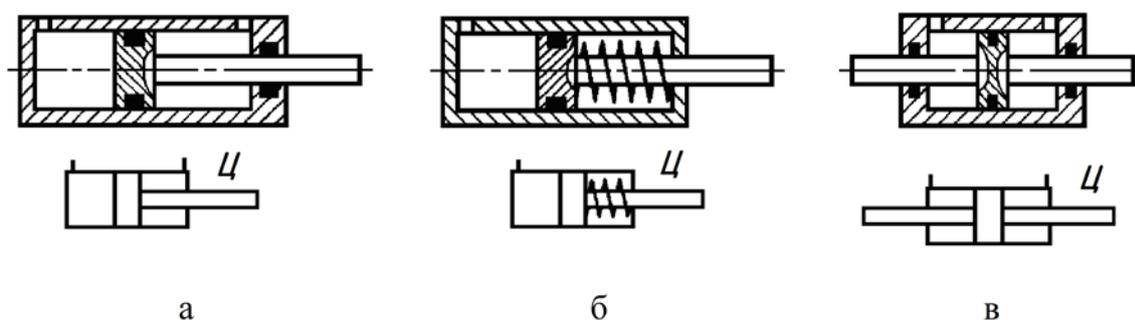


Рисунок 9.8 – Поршневые гидроцилиндры

Поршневые цилиндры подразделяют по следующим признакам: по направлению действия рабочей жидкости – одностороннего и двустороннего действия; по числу штоков – с односторонним и двусторонним штоком; по виду выходного звена – с подвижным штоком и подвижным корпусом.

Принцип работы поршневого гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком (рис. 9.8 а) заключается в следующем. При соединении поршневой полости с напорной линией поршень вместе со штоком под действием давления рабочей жидкости перемещается вправо. При этом одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из штоковой полости. При подводе рабочей жидкости под давлением в штоковую полость поршень со штоком перемещается в противоположном направлении

В цилиндре одностороннего действия (рис. 9.8 б) шток расположен с одной стороны поршня. Имеется лишь одна поршневая полость, и движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно только в одном направлении. Движение поршня со штоком в обратном направлении происходит под действием внешних сил, например, силы пружины сжатия, силы тяжести (веса) и т. д.

В цилиндрах двустороннего действия с двусторонним штоком (рис. 9.8 в) имеются две рабочие полости. Движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно в двух направлениях, штоки расположены по обе стороны поршня.

Основными параметрами гидроцилиндров являются:

- 1) номинальное давление $p_{ном}$;
- 2) диаметр цилиндра (поршня) D ;
- 3) диаметр штока d ;
- 4) ход штока L .

Необходимая площадь поршня F гидроцилиндра определяется из соотношения

$$F = \frac{R}{(p_{дв} - p_{дс}) \cdot \eta_{цм}} = S, \quad (9.15)$$

где R – нагрузка на шток при выдвигании штока, H ; $p_{дв}$ – давление на входе в цилиндр, $p_{дв} = (0,8 \dots 0,9) p_{ном}$; $p_{дс}$ – давление в сливной линии, $Па$; $\eta_{цм}$ – механический КПД гидроцилиндра, равный $0,93 \dots 0,97$; S – рабочая площадь, на которую воздействует давление, $м^2$.

Тогда внутренний диаметр гидроцилиндра определяется из соотношения

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}}. \quad (9.16)$$

Диаметр гидроцилиндра, а также диаметр его штока уточняется в соответствии со стандартом.

В случае создания давления в штоковом пространстве или гидроцилиндра с двусторонним штоком рабочая площадь будет

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}, \quad (9.17)$$

где d – диаметр штока. Принимая во внимание, что

$$\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d^2},$$

то

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S \cdot \varphi}{\pi}}. \quad (9.18)$$

Величина φ понимается равной 1,25; 1,33 или 1,6.

Поворотным гидродвигателем называют объемный гидродвигатель, у которого угол поворота выходного звена (вала) ограничен. Угол поворота валов поворотных гидродвигателей не превышает 360° . По конструкции рабочих камер поворотные гидродвигатели подразделяют на пластинчатые и поршневые.

Пластинчатые поворотные гидродвигатели по числу пластин подразделяют на одно-, двух- и трехпластинчатые. На рисунке 9.9 а показана конструктивная схема однопластинчатого поворотного гидродвигателя, состоящего из корпуса, вала, пластины, жестко соединенной с валом и боковых крышек.

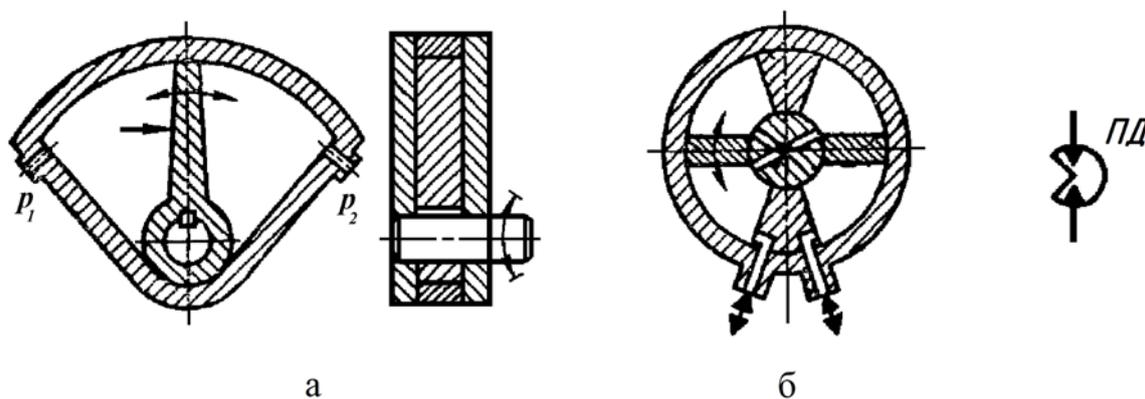


Рисунок 9.9 – Пластинчатые поворотные гидродвигатели

Гидродвигатель имеет две рабочие камеры, образованные рабочими поверхностями корпуса, пластины и боковых крышек. Принцип работы гидродвигателя заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под

давлением в левую камеру пластина с валом поворачивается по часовой стрелке под действием создаваемого крутящего момента. Одновременно с поворотом пластина вытесняет рабочую жидкость из правой камеры в сливную линию. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подводить ее под давлением в правую камеру, то вал гидродвигателя будет поворачиваться против часовой стрелки.

На рисунке 9.9 б показана конструктивная схема двухпластинчатого поворотного гидродвигателя, состоящего из корпуса с неподвижными перегородками, вала и двух пластин. Гидродвигатель имеет четыре рабочие камеры, которые соединены попарно каналами, выполненными в валу в разных плоскостях. При подводе рабочей жидкости под давлением, например в нижнюю левую камеру, она проходит также и в верхнюю правую камеру. В результате действия давления жидкости в этих камерах на пластины возникает крутящий момент, под действием которого вал поворачивается по часовой стрелке.

Поршневые поворотные гидродвигатели имеют рабочие камеры, образованные рабочими поверхностями корпуса и поршня. На рисунке 9.10 показана конструктивная схема четырехпоршневого поворотного гидродвигателя с двумя реечно-зубчатыми передачами. Основными конструктивными элементами двигателя являются корпус и поршни, установленные в цилиндрических расточках корпуса. Поршни попарно жестко соединены зубчатыми рейками, которые входят в зацепление с зубчатым колесом. Выходным звеном гидродвигателя является вал. Для выбора зазора и предохранения от поворота рейки вокруг продольной оси имеются два упора. Гидродвигатель имеет четыре рабочие камеры (которые при работе гидродвигателя соединяются попарно: левая верхняя и правая нижняя, правая верхняя и левая нижняя).

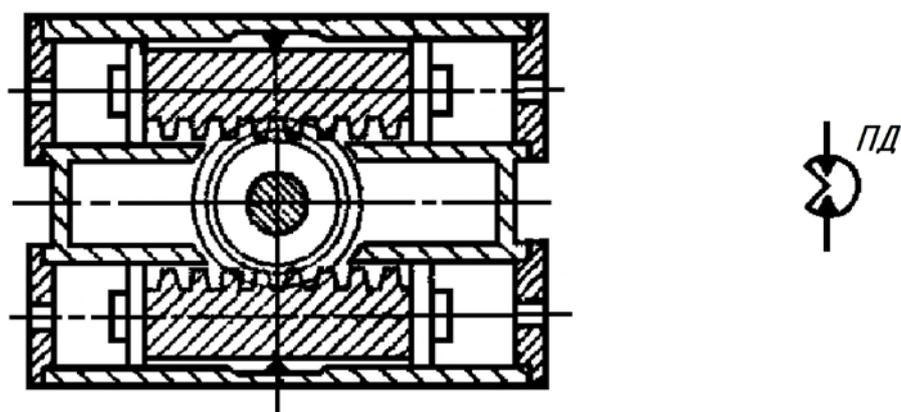


Рисунок 9.10 – Поршневой поворотный гидродвигатель

Принцип работы гидродвигателя заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением, например, в левую верхнюю и правую нижнюю рабочие камеры поршни, находящиеся в этих камерах, перемещаются

в противоположные стороны. Вместе с поршнями перемещаются и рейки, которые поворачивают зубчатое колесо с валом по часовой стрелке. Одновременно при этом рабочая жидкость вытесняется поршнями из правой верхней и левой нижней камер в сливную линию гидросистемы. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подвести ее под давлением в правую верхнюю и левую нижнюю рабочие камеры, то вал гидродвигателя повернется против часовой стрелки.

2.2 Гидравлическая аппаратура

Гидравлическими аппаратами (гидроаппаратурой) называют устройства гидропривода, которые выполняют хотя бы одну из функций управления: изменяют или ограничивают направление потока рабочей жидкости, открывают или перекрывают поток рабочей жидкости, изменяют параметры потока (расход или давление) рабочей жидкости или поддерживают их заданное значение. Различают регулирующие и направляющие гидравлические аппараты.

2.2.1 Регулирующие гидроаппараты

Регулирующая гидроаппаратура предназначена для регулирования давления и расхода рабочей жидкости за счет частичного открытия рабочего проходного сечения гидроаппарата, а также для осуществления управления этими параметрами. К этой аппаратуре относят клапаны давления, ограничивающие, поддерживающие или регулирующие давление в гидросистеме (предохранительные, переливные, редуцирующие клапаны, клапаны разности давлений); дроссели, регуляторы, клапаны соотношения расходов, поддерживающие заданный расход или соотношение расходов жидкости в гидросистеме.

Клапаном называют гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения (окна) изменяется под воздействием потока рабочей жидкости, проходящей через гидроаппарат. Клапан является автоматическим гидроаппаратом, не требующим во время работы какого-либо внешнего воздействия на его запорно-регулирующий элемент. В клапанах прямого действия рабочее проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. В клапанах непрямого действия, представляющих собой совокупность двух клапанов: основного и вспомогательного, рабочее проходное сечение основного клапана изменяется в результате воздействия

потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент вспомогательного клапана.

Предохранительные клапаны предназначены для предохранения гидроприводов от давлений рабочей жидкости, превышающих установленные. Предохранительные клапаны относятся к клапанам эпизодического действия, при нормальных нагрузках гидроприводов они закрыты и открываются лишь при давлении рабочей жидкости в гидросистеме, превышающем установленное.

На рисунке 9.11 показаны конструктивные схемы предохранительных клапанов прямого действия, которые состоят из корпуса, запорно-регулирующего элемента (шарика или конуса), цилиндрической пружины и регулировочной шайбы. В корпусе каждого клапана имеются два отверстия: для подвода и отвода рабочей жидкости.

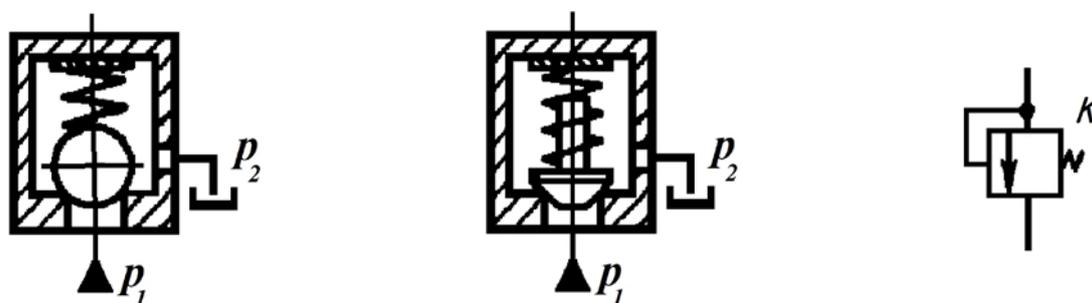


Рисунок 9.11 – Предохранительные клапаны прямого действия: шариковый и конический

Принцип работы клапана основан на уравнивании силой пружины силы давления на запорно-регулирующий элемент. Когда давление жидкости на запорно-регулирующий элемент превысит силу пружины, клапан начнет открываться, преодолевая сопротивление пружины. При открытии клапана часть жидкости, нагнетаемой насосом, сливается в бак. Закрытие клапана происходит, когда сила пружины превышает силу давления жидкости на запорно-регулирующий элемент.

На рисунке 9.12 показана конструктивная схема предохранительного клапана непрямого действия. В корпусе кроме основного конического клапана имеется вспомогательный шариковый клапан с пружиной. Для уменьшения усилия пружины основного клапана полость внутри него соединена через дроссель с напорной (входной) полостью. Давление настройки вспомогательного клапана регулируется винтом. Полость вспомогательного клапана при помощи канала соединена со сливной (выходной) полостью.

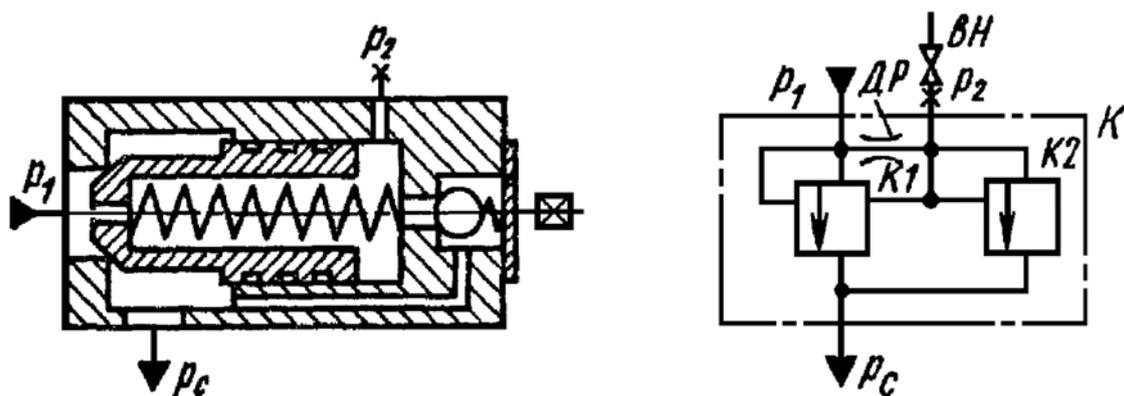


Рисунок 9.12 – Предохранительный клапан непрямого действия

Принцип работы клапана заключается в следующем. При допустимом давлении в напорной полости на основной клапан со стороны его внутренней полости действуют сила пружины и сила давления p_2 , которые прижимают клапан к седлу корпуса. Этот клапан закрыт до тех пор, пока закрыт вспомогательный клапан. При давлении рабочей жидкости в напорной полости p_1 больше допустимого увеличивается давление p_2 во внутренней полости основного клапана. При этом открывается вспомогательный шариковый клапан, и рабочая жидкость из внутренней полости основного клапана поступает через вспомогательный клапан в его полость и по каналу в сливную полость. Давление во внутренней полости основного клапана уменьшается и под действием давления p_1 он смещается влево, открывая проход рабочей жидкости через основной клапан в сливную полость. Основной клапан может разгружаться также дистанционно. Для этого достаточно соединить боковой канал со сливной линией при помощи вентиля VH .

Переливные клапаны предназначены для поддержания заданного давления в напорной линии путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы. К переливным клапанам не предъявляют высоких требований к герметичности, поэтому их запорно-регулирующие элементы часто выполняют в виде золотников. На рисунке 9.13 показаны конструктивные схемы золотниковых переливных клапанов прямого действия. Основными элементами золотникового переливного клапана являются корпус, золотник и цилиндрическая пружина. Клапан на заданное давление регулируют при помощи регулировочного винта.

Принцип работы клапана заключается в следующем. При подводе к клапану рабочей жидкости под давлением золотник под действием разности сил давления жидкости и пружины перемещается вверх. При этом образуется рабочее проходное сечение (щель) между острыми кромками расточки корпуса и золотника. Чем больше расход рабочей жидкости, сливающейся из напорной линии, тем больше величина открытия клапана. Изменение давления в напорной линии будет при этом пропорционально подъему золотника и жесткости пружины.

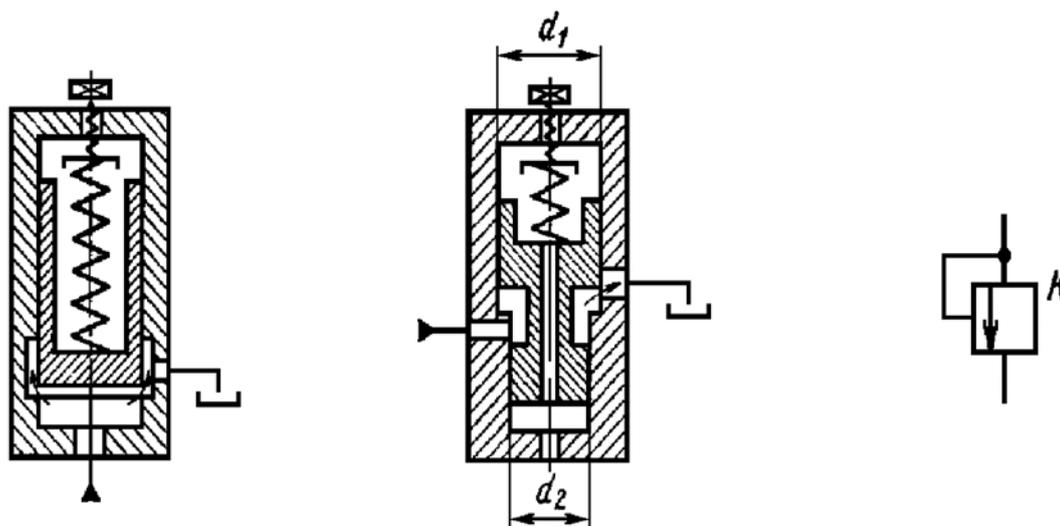


Рисунок 9.13 – Переливные клапаны прямого действия:
золотниковый и дифференциальный

Переливной клапан с дифференциальным золотником состоит из корпуса, золотника, цилиндрической пружины и регулировочного винта. Золотник имеет два цилиндрических пояска разных диаметров d_1 и d_2 . Пружина клапана воспринимает давление жидкости, действующее на эффективную площадь, равную разности площадей торцов золотника. Использование в клапане дифференциального золотника, работающего по принципу гидравлического уравновешивания, позволяет уменьшить размеры пружины.

Редукционным клапаном называют клапан давления, предназначенный для поддержания давления в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого, чем давление в подводимом потоке. Редукционные клапаны применяют в гидроприводах, в которых от одного источника питаются несколько потребителей, работающих при разных давлениях.

На рисунке 9.14 показана конструктивная схема редукционного клапана прямого действия. Основные элементы клапана: корпус, золотник, пружина и регулировочный винт. Клапан подключают в гидросеть последовательно.

Принцип работы редукционного клапана заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением p_1 подводится во входную полость, затем дросселируется через рабочее проходное сечение клапана. Вследствие этого давление на выходе клапана p_2 (редуцированное давление) в выходной полости понижается и поддерживается в заданных пределах. При повышении редуцированного давления сверх расчетного золотник клапана автоматически перемещается вправо, сжимая пружину. При этом рабочее проходное сечение (дросселирующая щель) уменьшится, гидравлическое сопротивление увеличится и давление снизится до расчетного значения. При понижении редуцированного давления ниже расчетного значения золотник переместится влево под действием пружины. При этом рабочее проходное сечение

увеличится, гидравлическое сопротивление уменьшится и давление увеличится до расчетного значения.

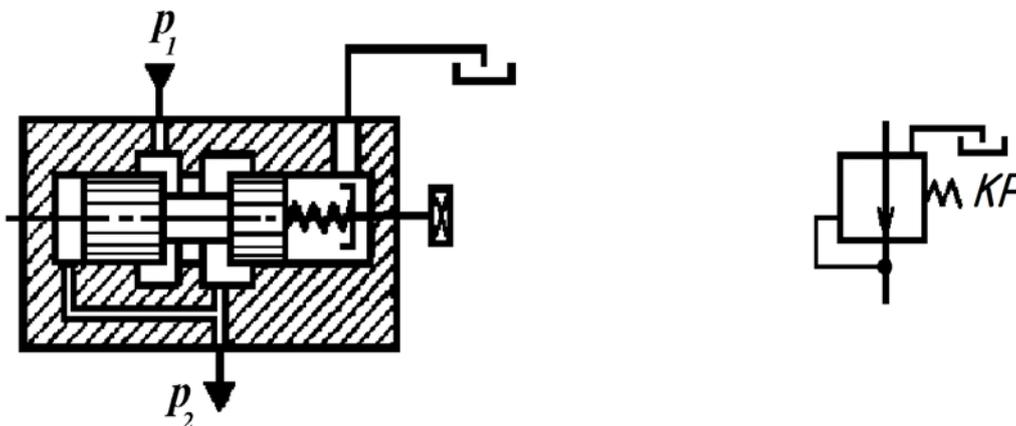


Рисунок 9.14 – Редукционный клапан прямого действия

Для повышения стабильности редуцированного давления применяют редукционные клапаны непрямого действия (рис. 9.15). Клапан состоит из корпуса, в центральной расточке которого размещены золотник основного клапана и вспомогательный шариковый клапан. Усилие пружины регулируется винтом. Полость *A* соединена с полостью *Д* каналом, выполненным внутри золотника. Внизу этого канала установлен демпфер. Полости *A* и *Г* соединены с полостью *В* соответствующими каналами. Полость *Е* шарикового клапана имеет канал для слива жидкости в бак. Рабочее проходное сечение в основном клапане образуется кромками цилиндрической расточки корпуса и конического пояса золотника.

Принцип работы клапана заключается в следующем. Рабочая жидкость под высоким давлением p_1 поступает в полость *Б* и через рабочее проходное сечение попадает в полость *В*. При этом происходит дросселирование жидкости, в результате чего давление на выходе клапана понижается до установленного значения p_2 . Если давление на выходе станет больше расчетного, давление в полости *Д* также увеличится, шариковый клапан откроется и часть жидкости сольется в бак. Под действием давления жидкости в полостях *A*, *Г* и *Д* золотник перемещается вверх, рабочее проходное сечение при этом уменьшается. Вследствие этого давление в полости *В* уменьшается до первоначального значения. При понижении редуцированного давления золотник под действием силы пружины опускается, рабочее проходное сечение увеличивается, что вызывает увеличение выходного давления до установленного значения. Таким образом, давление p_2 автоматически поддерживается постоянным независимо от изменения нагрузки на выходе клапана.

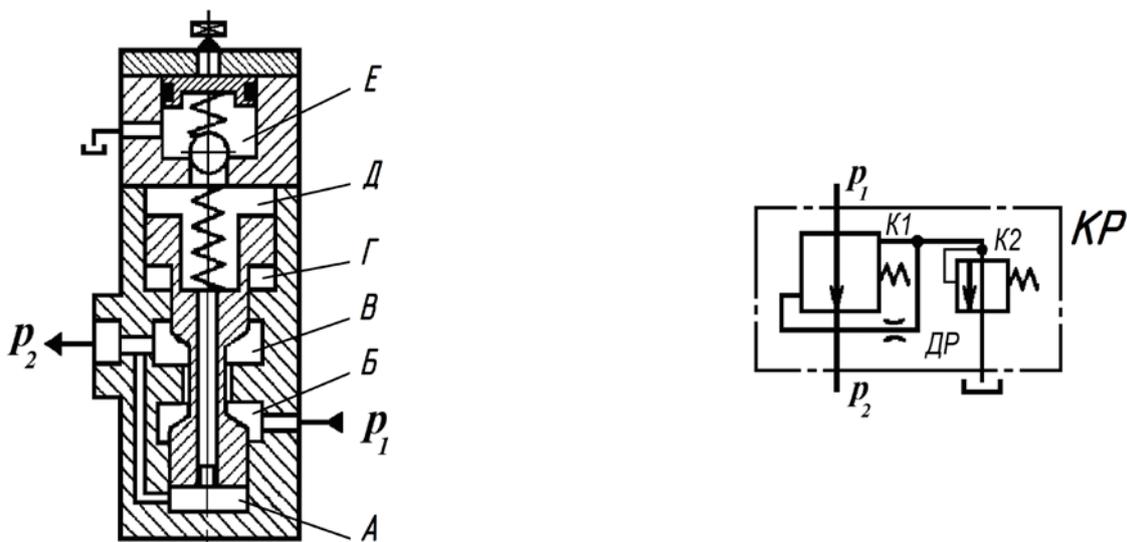


Рисунок 9.15 – Редукционный клапан непрямого действия

Клапаном разности давлений называют клапан давления, предназначенный для поддержания заданной разности давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости или в одном из этих потоков и постоянном потоке. На рисунке 9.16 показана конструктивная схема клапана разности давлений, состоящего из корпуса, запорно-регулирующего элемента (клапана), цилиндрические пружины и регулирующие прокладки. В клапане имеется отверстие для соединения входной полости с внутренней полостью клапана. Разность давлений на входе и выходе клапана остается постоянной и зависит от диаметра входного отверстия и силы давления пружины.

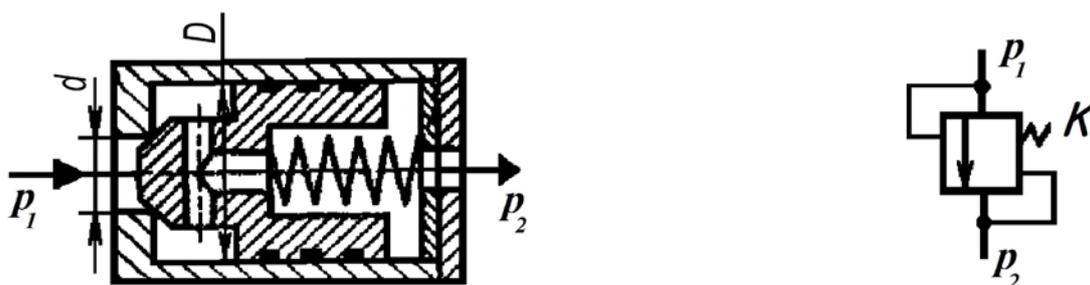


Рисунок 9.16 – Клапан разности давлений

Под гидравлическим дросселем понимают регулирующий гидроаппарат, устанавливающий определенную связь между перепадами давления на самом дросселе и расходом жидкости через него при создании гидравлического сопротивления движению потока жидкости. Дополнительное гидравлическое сопротивление создается за счет изменения проходного сечения потока. Изменением гидравлического сопротивления дросселя обеспечивается необходимый перепад давлений на тех или иных элементах гидросистем, а

также изменяется величина потока жидкости, проходящего через дроссель. Дроссели разделяют на нерегулируемые и регулируемые.

В нерегулируемых дросселях используются местные гидравлические сопротивления в виде сужений, диафрагм и насадков, площадь поперечного сечения которых остается постоянной.

Регулируемый дроссель – это дроссель, у которого площадь его проходного сечения можно менять путем воздействия на его запорно-регулирующий элемент извне. Такие регулируемые дроссели применяют в гидроприводах для регулирования скорости движения выходных звеньев гидродвигателей, работающих в режимах постоянных нагрузок. Дроссели по конструкции запорно-регулирующих элементов подразделяют на золотниковые и крановые. На рисунке 9.17 а показана конструктивная схема золотникового дросселя, в котором рабочее проходное сечение создается кромками расточки корпуса и золотника. Для изменения площади рабочего проходного сечения дросселя необходимо перемещать золотник в осевом направлении.

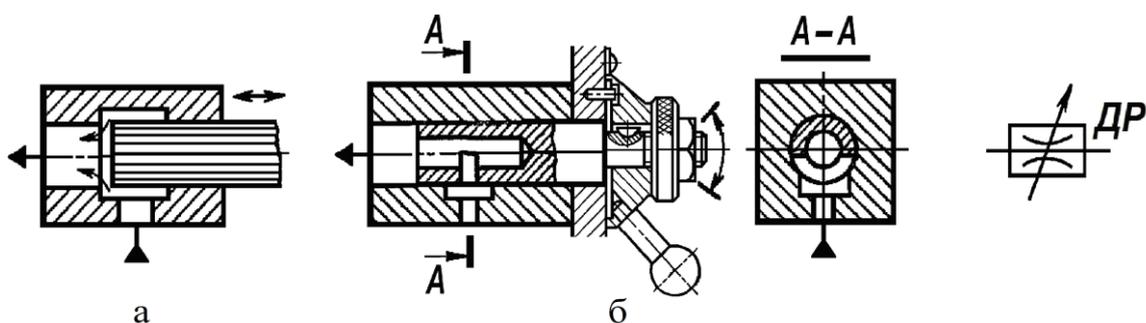


Рисунок 9.17 – Регулируемые дроссели

На рисунке 9.17 б показана конструктивная схема кранового дросселя, в котором рабочее проходное сечение создается между расточкой корпуса и узкой щелью, выполненной в полем кране. Кран с лимбом и рукояткой установлен в корпусе, закрытом крышками. Для изменения площади рабочего проходного сечения дросселя необходимо повернуть кран в ту или иную сторону. Принцип работы дросселя заключается в следующем. Рабочая жидкость подводится во входной канал и, проходя через щель, поступает в канал на выход из дросселя. Расход рабочей жидкости через дроссель зависит от площади рабочего проходного сечения щели, которое изменяется при повороте крана. Чем больше угол поворота крана, тем больше расход через дроссель.

При прочих равных условиях расход жидкости через дроссель зависит не только от площади рабочего проходного сечения, но и от перепада давлений.

Регулятором потока называют регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания заданного расхода вне зависимости от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Конструктивно регуляторы потока представляют собой модули, состоящие из регулируемого дросселя и клапана. Клапаны, входящие в состав регуляторов

потока, могут быть включены с дросселем как последовательно, так и параллельно.

На рисунке 9.18 показана конструктивная схема регулятора потока с последовательным включением клапана. В корпусе регулятора размещены регулируемый дроссель и золотник редукционного клапана с цилиндрической пружиной. Полость **Б** клапана соединена каналом с выходом из регулятора, а полости **В** и **Г** соединены каналами с полостью **А**.

Принцип работы регулятора заключается в следующем. Рабочая жидкость под постоянным давлением p_1 поступает через редукционный клапан в полость **А**, давление в которой равно p_2 , а затем через дроссель поступает на выход регулятора под давлением p_3 . В полостях **В** и **Г** на золотник клапана действует давление p_2 , а в полости **Б** – сила пружины и давление p_3 , зависящее от нагрузки. Если давление p_3 увеличится, то перепад давлений на дросселе уменьшится. В этом случае вследствие увеличения давления в полости **Б** золотник редукционного клапана автоматически перемещается влево, увеличивая при этом рабочее проходное сечение. В результате этого расход и давление p_2 также увеличиваются. Таким образом, прежний перепад давлений на дросселе восстанавливается. При уменьшении давления p_3 золотник клапана перемещается вправо, уменьшая при этом рабочее проходное сечение, в результате чего давление p_2 уменьшается. И в этом случае перепад давлений на дросселе также восстанавливается.

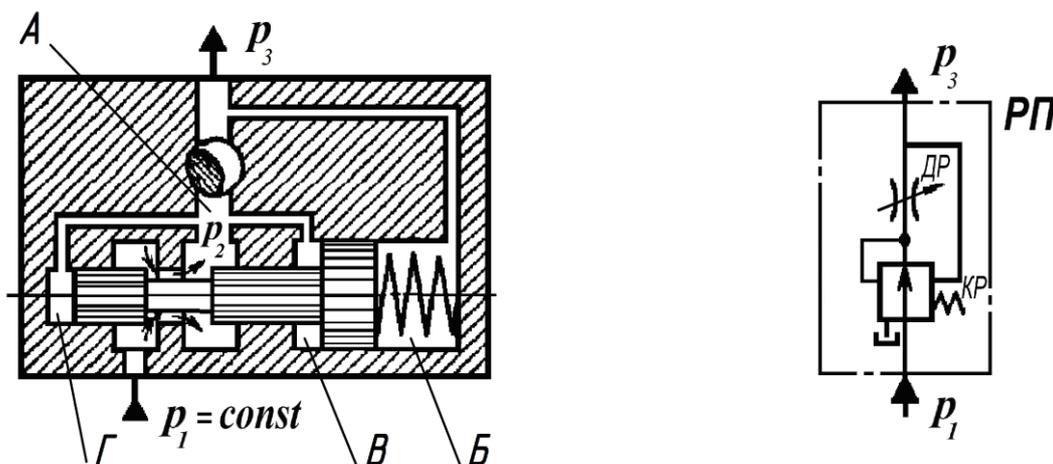


Рисунок 9.18 – Регулятор потока с последовательным включением редукционного клапана

Клапаны соотношения расходов предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или нескольких параллельных потоках. Необходимость в этом возникает в гидроприводах, в которых от одного насоса питаются два или более гидродвигателей и при этом необходимо обеспечить синхронизацию движения их выходных звеньев независимо от изменения нагрузки. В зависимости от места их установки в гидросистемах, клапаны соотношения расходов подразделяют на делители и

сумматоры потоков. Делители потоков, предназначенные для разделения одного потока рабочей жидкости на два, устанавливают последовательно в напорной линии. Сумматоры потоков устанавливают в гидросистемах для соединения двух сливных линий гидродвигателей в один поток.

На рисунке 9.19 показана конструктивная схема делителя потоков, подключенного к двум гидроцилиндрам **Ц1** и **Ц2**. В центральной расточке корпуса расположен плавающий цилиндрический золотник, имеющий каналы, в которых установлены одинаковые постоянные дроссели. Корпус имеет напорную полость и две торцевые камеры.

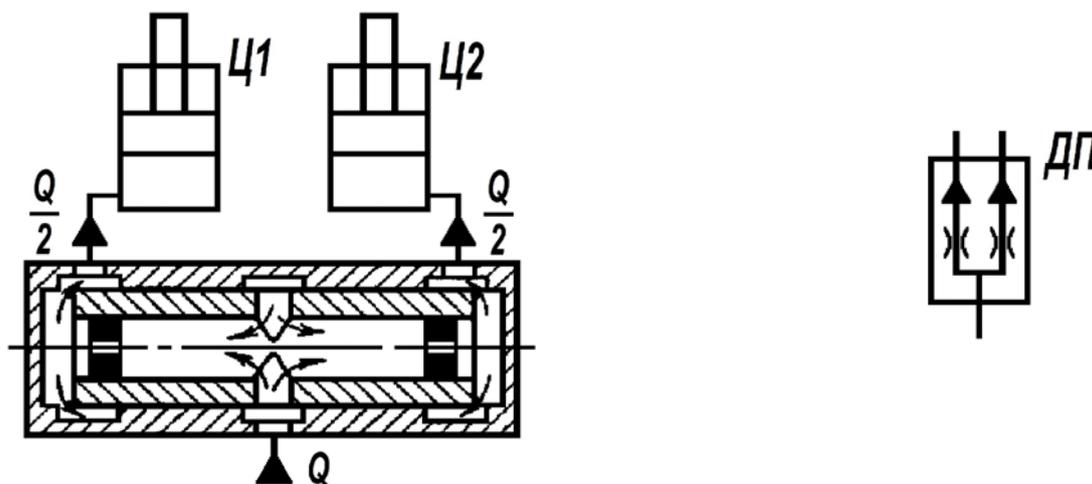


Рисунок 9.19 – Делитель потоков

Принцип работы делителя потоков заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением поступает в напорную полость, затем поток делится на два потока, и жидкость через дроссели перемещается в торцевые камеры и далее через рабочие проходные сечения к цилиндрам **Ц1** и **Ц2**. При равенстве давления жидкости в торцевых камерах золотник делителя находится в равновесии (в среднем положении). В результате этого рабочие проходные сечения дросселирующих щелей в обеих торцевых камерах одинаковы, следовательно, одинаковы и расходы жидкости в обоих отводах делителя потоков. При изменении нагрузки в одном из двух цилиндров, например, в цилиндре **Ц2**, немедленно уменьшается расход через правую дросселирующую щель. При этом давление в правой торцевой камере увеличивается. Под действием перепада давлений золотник перемещается влево. При этом уменьшается рабочее проходное сечение левой дросселирующей щели, и расход в левой ветви становится равным расходу в правой ветви делителя потоков. При выравнивании давлений в торцевых камерах золотник возвращается в среднее положение.

2.2.2 Направляющие гидроаппараты

Направляющая гидроаппаратура предназначена для изменения направления потока рабочей жидкости в гидросистеме, что достигается путем открытия или закрытия рабочего проходного сечения гидроаппарата. Она делится на гидрораспределители, обратные клапаны и гидрозамки.

Гидравлическим распределителем называют гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего воздействия. Основными конструктивными элементами распределителя являются корпус и запорно-регулирующий элемент. Распределители подразделяют по следующим признакам: по конструкции запорно-регулирующего элемента – золотниковые, крановые и клапанные; по числу внешних гидролиний – двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и так далее; по числу позиций запорно-регулирующего элемента – двухпозиционные, трехпозиционные и так далее; по виду управления – с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным управлением; по способу открытия рабочего проходного сечения – направляющие и дросселирующие. Установлены также цифровые обозначения распределителей дробью: в числителе указывают число внешних линий распределителя, в знаменателе – число рабочих позиций. Так, четырехлинейный трехпозиционный распределитель обозначают $4/3$.

На рисунке 9.20 показаны условные графические обозначения распределителей.

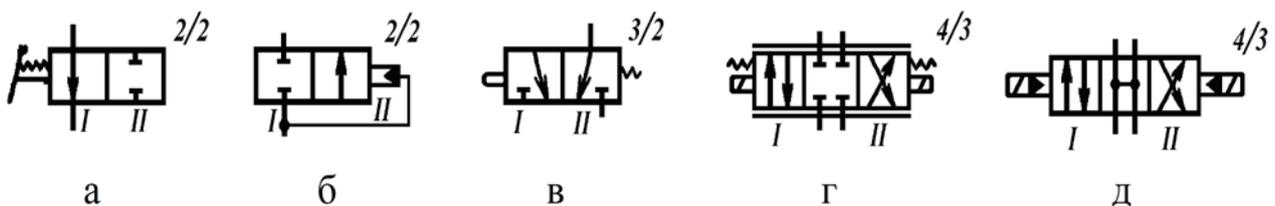


Рисунок 9.20 – Условные обозначения различных типов распределителей:
а – направляющего двухлинейного двухпозиционного распределителя $2/2$ с ручным управлением; б – направляющего двухлинейного двухпозиционного распределителя $2/2$ с гидравлическим управлением; в – направляющего трехлинейного двухпозиционного распределителя $3/2$ с управлением от кулачка и пружинным возвратом; г – дросселирующего четырехлинейного трехпозиционного распределителя $4/3$ с управлением от двух электромагнитов; д – направляющего четырехлинейного трехпозиционного распределителя $4/3$ с электрогидравлическим управлением

На рисунке 9.21 показана конструктивная схема дросселирующего четырехлинейного трехпозиционного распределителя с цилиндрическим

золотником. На схеме распределитель подключен к цилиндру *Ц*. В корпус распределителя запрессована втулка, в цилиндрическую расточку которой вставлен цилиндрический золотник с радиальным зазором 4–10 мкм. Золотник имеет три цилиндрических пояска с острыми кромками, а втулка – пять цилиндрических расточек с острыми кромками. Рабочие проходные сечения в распределителе возникают между кромками цилиндрических расточек втулки и цилиндрическими поясками золотника. При положении золотника в исходной позиции напорная и сливная линии, а также обе полости цилиндра перекрыты. При перемещении золотника из исходной позиции вправо напорная полость распределителя через рабочее проходное сечение соединяется с левой полостью цилиндра *Ц* и под действием давления его поршень перемещается вправо. При этом рабочая жидкость вытесняется из правой полости цилиндра через второе рабочее проходное сечение распределителя в бак. При перемещении золотника из исходной позиции влево (позиция II) рабочая жидкость под давлением подводится в правую полость цилиндра, а из левой полости – через распределитель вытесняется в бак.

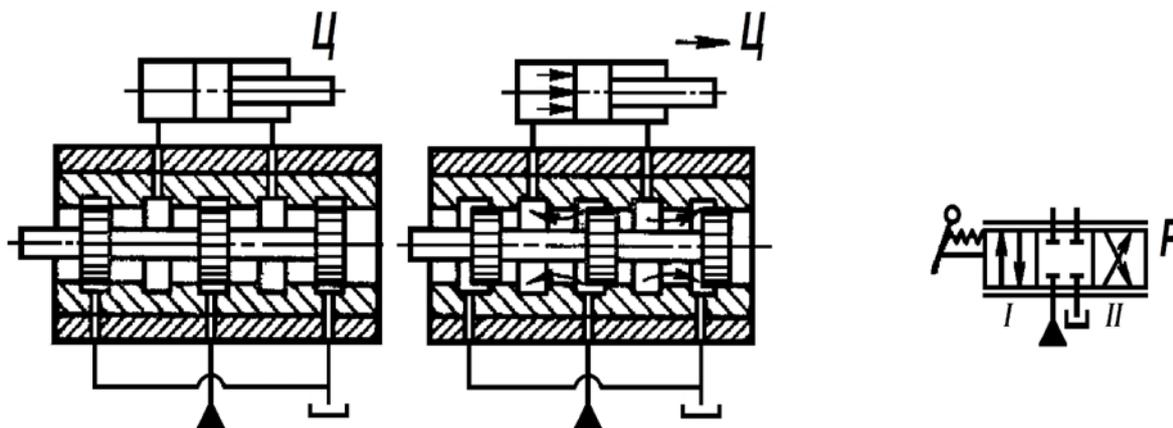


Рисунок 9.21 – Дросселирующий распределитель 4/3 с цилиндрическим золотником в исходной и рабочей позиции

На рисунке 9.22 показана конструктивная схема направляющего трехлинейного двухпозиционного золотникового распределителя, подключенного к цилиндру *Ц*. При положении золотника в исходной позиции I напорная линия соединена через корпус с поршневой полостью цилиндра, в результате чего поршень перемещается вправо и сжимает пружину. Сливная линия при этом перекрыта правым цилиндрическим пояском золотника. При перемещении золотника вправо в рабочую позицию II полость цилиндра соединяется через корпус 1 со сливной линией и поршень цилиндра под действием силы пружины перемещается влево. Напорная линия при этом перекрыта.

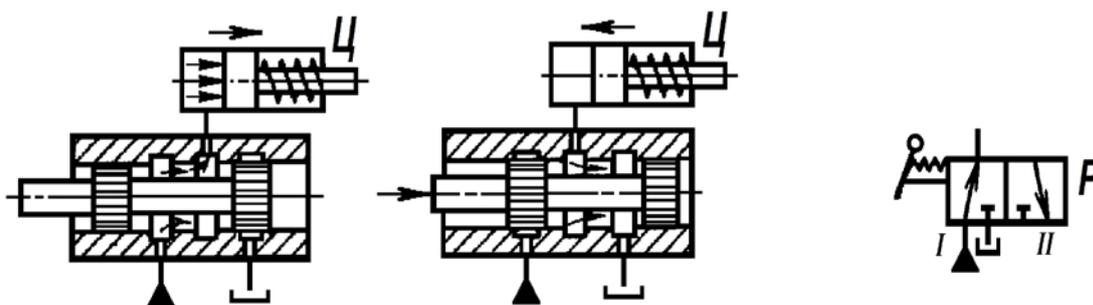


Рисунок 9.22 – Направляющий распределитель 3/2 с цилиндрическим золотником в положениях I, II

Обратные клапаны предназначены для свободного пропускания рабочей жидкости в одном направлении и для перекрытия движения жидкости в обратном направлении. Обратный клапан конструктивно подобен предохранительному клапану с той лишь разницей, что в нем применяется пружина с малым усилием, предназначенная лишь для преодоления сил трения при посадке запорного элемента на седло. Применяют обратные клапаны с шариковыми и конусными запорными элементами. На рисунке 9.23 показана конструктивная схема конического обратного клапана, состоящего из корпуса, конического клапана, цилиндрической пружины, седла и крышки с уплотнительным кольцом.

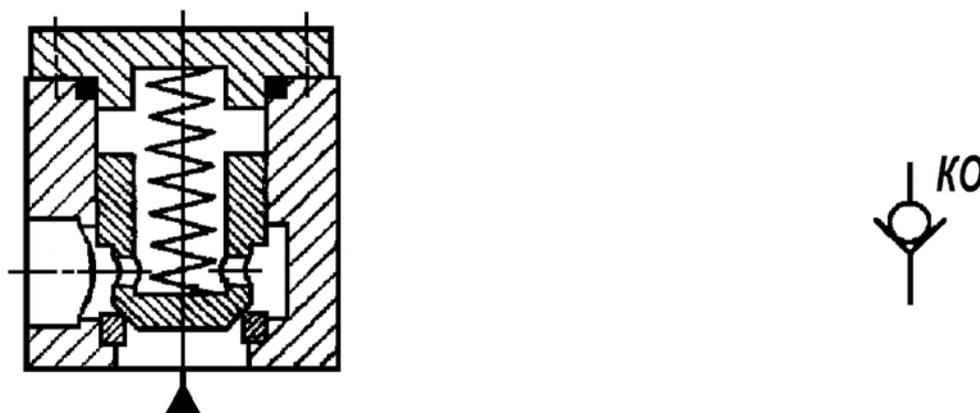


Рисунок 9.23 – Обратный клапан

Принцип работы обратного клапана заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости во входную полость клапан отходит от седла и обеспечивает движение жидкости в выходную полость и далее в гидролинию. При обратном направлении потока рабочей жидкости клапан под действием давления жидкости плотно прижимается к седлу и перекрывает проход жидкости. На корпусах обратных клапанов наносят стрелку, указывающую направление движения рабочей жидкости через клапан.

Гидравлическим замком называют направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости в одном направлении и

запирания потока жидкости в обратном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия – в обоих направлениях. Гидрозамки подразделяют по следующим признакам: по числу запорных элементов – на односторонние и двухсторонние; по конструкции запорных элементов – с шариковыми и коническими клапанами; по виду управляющего воздействия – с механическим, гидравлическим, пневматическим и электромагнитным управлением. На рисунке 9.24 показаны конструктивная схема одностороннего гидрозамка и схема его включения в гидросистему. Основной запорный элемент гидрозамка выполнен в виде конического клапана. Клапан поджат пружиной к седлу. В левой цилиндрической расточке корпуса размещен плавающий поршень с толкателем. Под действием силы пружины поршень находится в крайнем левом положении и толкатель не касается клапана. Корпус гидрозамка имеет левую полость управления – для создания управляющего воздействия на поршень, среднюю полость – для соединения с напорной или со сливной линиями и правую полость – для соединения с рабочей полостью гидродвигателя.

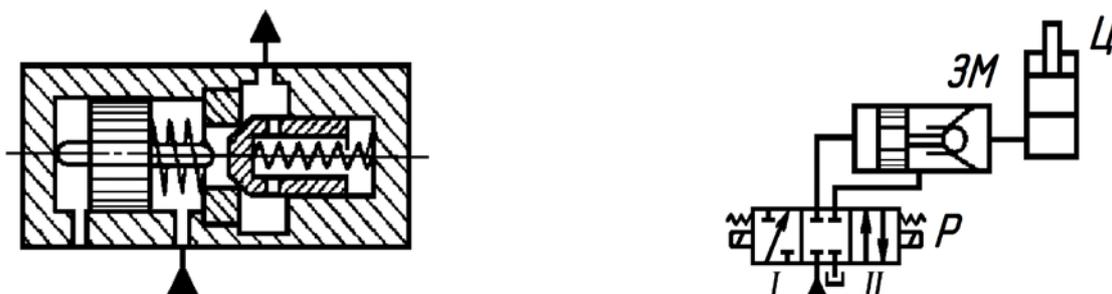


Рисунок 9.24 – Гидрозамок односторонний

Принцип работы одностороннего гидрозамка заключается в следующем. При отсутствии управляющего воздействия на поршень (исходная позиция распределителя *P*) гидрозамок работает в режиме обратного клапана. Под действием давления жидкости клапан закрывается, правая полость гидрозамка и рабочая полость цилиндра *Ц* оказываются запертыми. При этом поршень цилиндра застопорен в заданном положении (режим фиксирования). При соединении средней полости гидрозамка с напорной линией (позиция *I* распределителя) клапан под действием давления автоматически открывается, и рабочая жидкость через щель клапана поступает сначала в среднюю полость гидрозамка, а затем в рабочую полость цилиндра *Ц*. В результате этого происходит подъем поршня цилиндра. При наличии управляющего воздействия гидрозамок работает в режиме клапанного распределителя. При соединении полости управления с напорной линией, а средней полости со сливной (позиция *II* распределителя) поршень с толкателем под действием давления жидкости, преодолевая усилие пружины и давление жидкости в правой полости, перемещается вправо. При этом толкатель открывает клапан, обеспечивая пропускание рабочей жидкости в обратном направлении – из правой полости в

среднюю полость и далее к сливной линии. В результате этого поршень гидроцилиндра **Ц** опускается под действием силы тяжести. После прекращения управляющего воздействия (полость управления соединяется со сливной линией) поршень с толкателем под действием силы пружины возвращается в левое крайнее положение. При этом клапан автоматически закрывается, и правая полость снова запирается.

2.3 Вспомогательные гидравлические устройства

Вспомогательные устройства гидросистем обеспечивают надежную работу насосов, гидродвигателей, гидроаппаратуры и всего гидропривода в целом. К вспомогательным устройствам относятся: гидроемкости (гидробаки и гидроаккумуляторы), фильтры, теплообменники для рабочей жидкости и тому подобное.

2.3.1 Гидравлические емкости

Гидроемкостью называют устройство, предназначенное для содержания в нем рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода. К гидроемкостям относятся гидробаки и гидроаккумуляторы.

Гидробак – гидроемкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью. Гидробаки должны также обеспечивать охлаждение рабочей жидкости, удаление из нее пузырьков воздуха, осаждение загрязнений и температурную компенсацию изменения объема рабочей жидкости. Гидробаки могут находиться под атмосферным и под избыточным давлением.

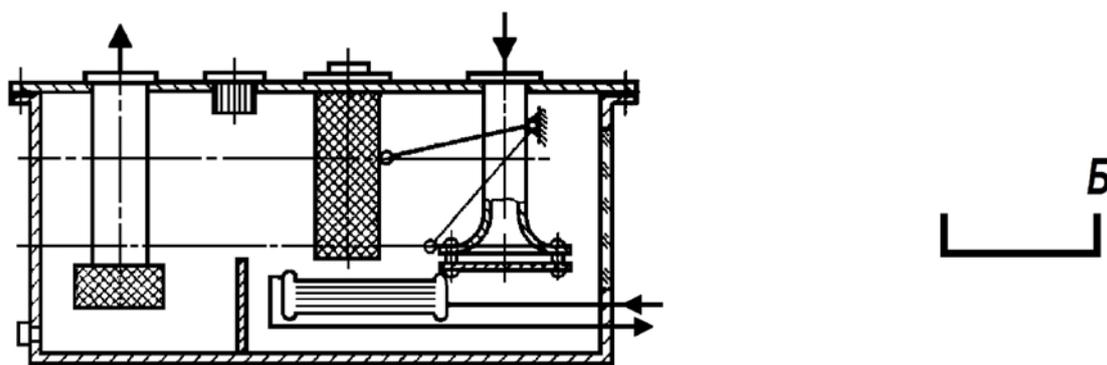


Рисунок 9.25 – Гидробак, работающий под атмосферным давлением

На рисунке 9.25 показаны конструктивная схема и условное графическое изображение гидробака, предназначенного для работы под атмосферным давлением. Основными элементами бака являются корпус (сварной или литой) и крышка. Герметизацию их соединения обеспечивает уплотнительная

прокладка. В крышке установлен сапун – устройство для сообщения внутренней полости бака с атмосферой. Сапун обычно состоит из пневматического клапана и воздушного фильтра. Заливная горловина с фильтром предназначена для заполнения бака рабочей жидкостью. Для слива рабочей жидкости из бака и удобства его промывки в самом низком месте корпуса для полного опорожнения бака имеется сливная пробка. Пробку выполняют в виде магнитного уловителя. Для улучшения отстоя рабочей жидкости корпус разделен на отсеки перегородками. Всасывающий и сливной патрубки расположены в крышке на максимальном расстоянии друг от друга в разных отсеках корпуса, что также улучшает условия отстоя рабочей жидкости в баке. В начале всасывающего патрубка установлен сетчатый фильтр грубой очистки. Сливной патрубок оканчивается закрытым диффузором. Радиус диффузора и высоту щели выбирают из условия обеспечения минимальной скорости жидкости на выходе в бак, при которой визуально не наблюдается выделения мелких пузырьков газа в жидкости. Для контроля уровня рабочей жидкости в корпусе имеется смотровая щель, закрытая прозрачным стеклом. С этой же целью внутри бака устанавливают поплавковое реле уровня жидкости, предназначенное для подачи сигнала при достижении заданного наименьшего уровня рабочей жидкости. В корпусе бака установлен водяной охладитель, теплообменная труба которого выполнена в виде змеевика.

На рисунке 9.26 показана конструктивная схема гидробака, предназначенного для работы под избыточным давлением. Между корпусом и крышкой установлена мембрана, которая отделяет рабочую жидкость от сжатого воздуха (газа). Принцип работы бака следующий. При подводе сжатого воздуха в газовую полость бака мембрана деформируется и передает давление на рабочую жидкость. Под давлением жидкость движется из полости бака в напорную линию. Давление в сливной линии в данном случае равно давлению в напорной линии. Для компенсации температурного расширения рабочей жидкости к баку подсоединяют сильфонные или поршневые термокомпенсаторы.

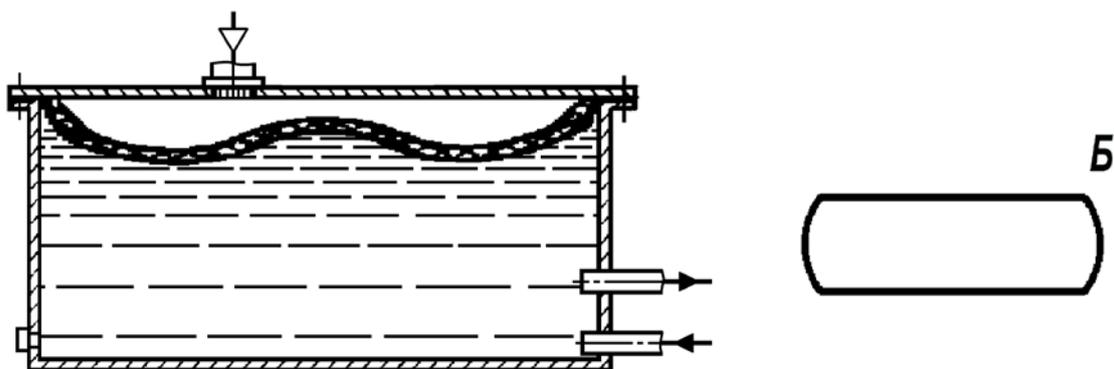


Рисунок 9.26 – Гидробак, работающий под избыточным давлением

Гидравлическим аккумулятором называют гидроемкость, предназначенную для накопления (аккумулирования) и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением. Аккумулирование энергии рабочей жидкости происходит во время зарядки аккумулятора, а возврат энергии – во время его разрядки. В зависимости от способа накопления энергии гидроаккумуляторы подразделяют на аккумуляторы с упругим корпусом, пружинные и пневмогидроаккумуляторы. В аккумуляторах с упругим корпусом аккумулялирование и возврат энергии рабочей жидкости происходят в результате упругих деформаций корпусов, в пружинных аккумуляторах – в результате упругих деформаций пружин, а в пневмогидроаккумуляторах – в результате сжатия и расширения газа.

Аккумуляторы с упругим корпусом применяют в объемных гидроприводах при небольших давлениях и расходах рабочей жидкости. На рисунке 9.27 а показан гидравлический аккумулятор с упругим корпусом, выполненный в виде металлического сильфона. Гидравлическую полость аккумулятора при монтаже подсоединяют к гидросистеме. Во время зарядки аккумулятора происходит растяжение корпуса сильфона, а во время разрядки рабочая жидкость вытесняется из полости под действием сил деформации корпуса сильфона. Аккумуляторы с упругим корпусом могут применяться совместно, например, с гидробаками как термокомпенсаторы.

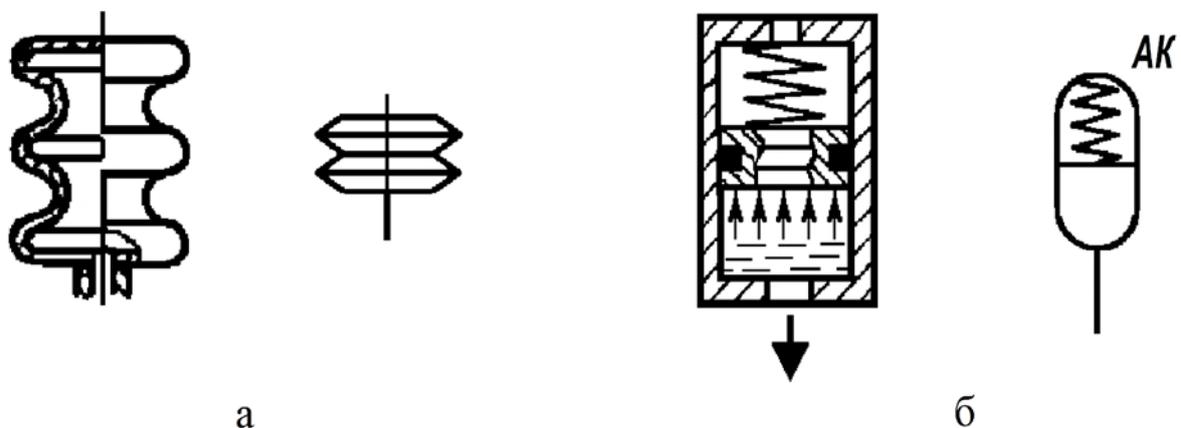


Рисунок 9.27 – Гидроаккумуляторы с упругим корпусом:
а – сильфонный; б – пружинный

Пружинные гидроаккумуляторы применяют в объемных гидроприводах при небольших давлениях и расходах рабочей жидкости. На рисунке 9.27 б показана конструктивная схема пружинного гидроаккумулятора, состоящего из корпуса, поршня с уплотнительным кольцом и пружины. Гидравлическую полость аккумулятора при монтаже подсоединяют к напорной линии гидросистемы. Принцип работы аккумулятора заключается в следующем. При увеличении давления рабочей жидкости в напорной линии поршень аккумулятора перемещается вверх и сжимает пружину. Таким образом происходит зарядка аккумулятора. Если давление рабочей жидкости в

напорной линии по какой-либо причине уменьшится, то происходит разрядка аккумулятора, при которой поршень аккумулятора под действием силы пружины перемещается вниз и вытесняет рабочую жидкость под давлением из полости гидроаккумулятора в линию гидросистемы.

Пневмогидроаккумуляторы подразделяют по следующим признакам: по наличию деления сред – на аккумуляторы без разделителя и с разделителем; по конструкции разделителя – на поршневые, мембранные и баллонные; по форме корпусов – на цилиндрические и сферические.

На рисунке 9.28 а показана конструктивная схема поршневого пневмоаккумулятора, который состоит из цилиндрического корпуса и поршня с уплотнительным кольцом. Пневматическая полость аккумулятора заполняется сжатым газом (воздухом или азотом) под некоторым начальным давлением. Гидравлическая полость аккумулятора подсоединяется к гидросети. Принцип работы аккумулятора заключается в следующем. Зарядка аккумулятора происходит при увеличении давления рабочей жидкости в гидросети. При этом поршень аккумулятора под действием давления жидкости перемещается вверх и сжимает газ в пневматической полости. При уменьшении давления рабочей жидкости в гидросети аккумулятор разряжается: поршень под действием давления газа перемещается вниз и вытесняет рабочую жидкость из гидравлической полости аккумулятора.

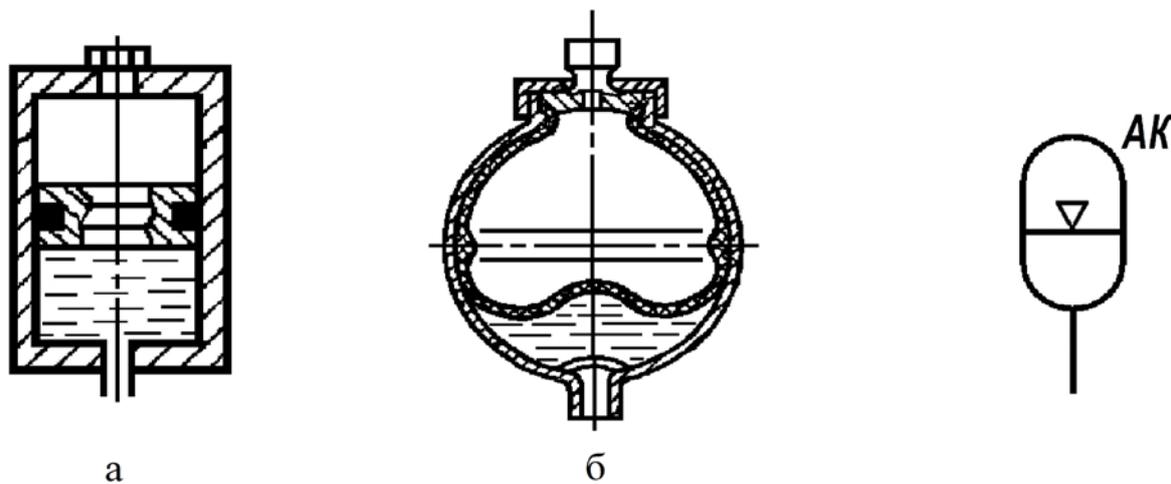


Рисунок 9.28 – Пневмогидроаккумуляторы:
а – поршневой; б – мембранный

На рисунке 9.28 б показана конструктивная схема сферического мембранного пневмогидроаккумулятора, который состоит из корпуса, резиновой мембраны, крышки и накидной гайки. Крышка имеет штуцер для заправки пневматической полости аккумулятора газом. Сферический корпус в верхней части имеет посадочное место для размещения герметизирующей кромки мембраны, а в нижней – штуцер для подсоединения гидравлической полости аккумулятора к гидросети. Мембрана имеет утолщение, которое стабилизирует положение деформированной мембраны. Сферические

аккумуляторы имеют более совершенную форму, они отличаются компактностью и меньшей массой. Поскольку сопротивление деформации мембраны незначительно, то мембранные аккумуляторы практически безынерционны.

2.3.2 Фильтры

Гидравлическим фильтром называют аппарат для разделения жидких неоднородных смесей методом фильтрования. В основе метода фильтрования лежит процесс, при котором жидкость преднамеренно пропускают через пористую среду или поверхность. При этом взвешенные частицы задерживаются пористой средой. Основными составными частями конструкции фильтра являются его корпус и фильтрующий элемент. В зависимости от конструкции фильтрующие элементы подразделяют на щелевые, сетчатые и пористые.

Щелевые фильтры – фильтры, в которых очистка происходит при прохождении жидкости через щели в фильтрующем пакете. В зависимости от конструкции фильтрующего элемента или пакета различают пластинчатые и проволочные щелевые фильтры.

На рисунке 9.29 а показана конструкция пластинчатого фильтрующего элемента, который представляет собой набор основных и промежуточных пластин, закрепленных на оси. Размер щели определяется толщиной промежуточной пластины. Для прохода рабочей жидкости в основных пластинах сделаны вырезы в виде круговых секторов. Принцип работы фильтрующего элемента заключается в следующем. При подводе с внешней стороны рабочая жидкость поступает через щели во внутренние полости пакета. При этом загрязняющие частицы остаются на внешней поверхности пакета. Отфильтрованная жидкость выходит из фильтроэлемента через выходное отверстие.

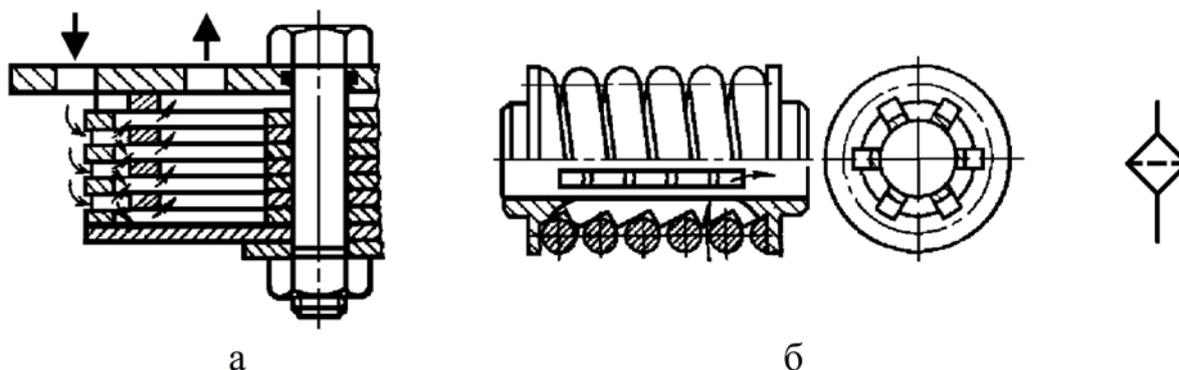


Рисунок 9.29 – Фильтры:
а – пластинчатый; б – проволочный

Проволочный фильтрующий элемент (рис. 9.29 б) получают намоткой проволоки из нержавеющей стали на корпус фильтроэлемента, имеющий продольные сквозные пазы. Для улучшения намотки проволоки на корпусе нарезана мелкая резьба.

В сетчатых фильтрах фильтрование происходит при прохождении рабочей жидкости через ячейки сетки (как правило, металлической) фильтрующего элемента.

В пористых фильтрах очистка рабочей жидкости осуществляется при прохождении ее через поры фильтрующего элемента.

2.3.3 Теплообменники

Теплообменники или теплообменные аппараты – устройства, предназначенные для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости гидропривода. По назначению теплообменники подразделяют на охладители и нагреватели жидкости. Как правило, в гидроприводах используются охладители жидкости, так как при нагреве ухудшаются характеристики рабочей жидкости, что приводит к снижению рабочих и эксплуатационных характеристик гидроприводов. В зависимости от вида хладагента охладители гидроприводов подразделяют на воздушные, водяные и другие.

Конструктивная схема водяного охладителя показана на рисунке 9.30. Водяной охладитель состоит из корпуса, теплообменника, выполненного в виде змеевика, перегородок, приваренных к корпусу для лучшей теплоотдачи. На корпусе смонтированы штуцеры, предназначенные для подвода рабочей жидкости к теплообменной трубе, для подвода воды в межтрубное пространство в корпусе холодильника, а также для отвода рабочей жидкости и воды соответственно.

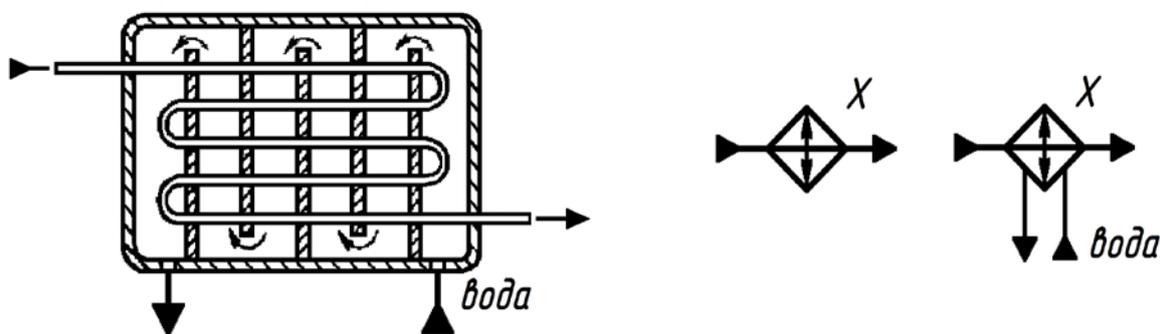


Рисунок 9.30 – Охладитель водяной

ЛИТЕРАТУРА

1. Артемьева, Т. В. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод : учебное пособие для вузов / Т. В. Артемьева [и др]. – Москва : Академия, 2008. – 336 с.
2. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов, под ред. Б. Б. Некрасова. – Минск : Вышэйшая школа, 1976. – 416 с.
3. Герц, Е. В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – Москва : Машиностроение, 1975. – 272 с.
4. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – Москва: Машиностроение, 1982. – 423 с.
5. Ивановский, Ю. К. Основы теории гидропривода : учебное пособие / Ю. К. Ивановский, К. П. Моргунов. – Санкт-Петербург: Лань, 2018. – 200 с.
6. Калекин, А. А. Гидравлика и гидравлические машины : учебное пособие для студентов / А. А. Калекин. – Москва: Мир, 2005. – 512 с.
7. Медведев, В. Ф. Гидравлика и гидравлические машины : учебное пособие / В. Ф. Медведев. – Минск: Вышэйшая школа, 1998. – 311 с.
8. Ольшанский В. И. Расчет гидравлических и пневматических систем : учебное пособие / В. И. Ольшанский. – Витебск: УО «ВГТУ», 2001. – 77 с.
9. Схиртладзе, А. Г. Пневматические системы и устройства технологического оборудования : учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», «Автоматизация технологических процессов и производств» / А. Г. Схиртладзе [и др.]. – Старый Оскол: ТНТ, 2019. – 127 с.

Учебное издание

Ольшанский Валерий Иосифович
Котов Алексей Анатольевич
Кузьменков Сергей Михайлович

ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД ОБОРУДОВАНИЯ.
ПРАКТИКУМ

Учебно-методическое пособие

Редактор *Р. А. Никифорова*
Корректор *А. С. Прокопюк*
Компьютерная верстка *А. А. Котов*

Подписано к печати 08.01.2026. Формат 60x90¹/₁₆. Усл. печ. листов 7,4.
Уч.-изд. листов 9,4. Тираж 50 экз. Заказ № 8.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210038, г. Витебск, Московский пр-т, 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования

«Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля.2014 г.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.