

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

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

КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторных работ по курсам:
«Механика жидкости и газа»

для студентов специальности 1 – 36.01.03

*«Технология оборудования
машиностроительного производства»*

«Гидро- и пневмопривод и гидро- и пневмоавтоматика»

для студентов специальности 1 – 36.01.01

«Технология машиностроения»

**«ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ»
ЧАСТЬ 2**

УДК 621.62 – 822(035)

Методические указания предназначены для обеспечения помощи студентам специальностей 1-36.01.03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» и 1-36.01.01 «Технология машиностроения» при выполнении лабораторных работ на лабораторном стенде НТЦ-11.17.2 ГИДРАВЛИКА М2 по курсам «Механика жидкости и газа» и «Гидро- и пневмопривод и гидро- и пневмоавтоматика». В методических указаниях приведены основные теоретические сведения, описан порядок выполнения заданий. Во вторую часть методических указаний включены лабораторные работы, позволяющие изучить нестационарные процессы истечения жидкости, характеристики объемного насоса, расходно-перепадные характеристики гидрораспределителя, устройство блока дросселей с обратными клапанами.

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

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

ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

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

- ✓ по исследованию нестационарного истечения жидкости через гидродроссель;
- ✓ по исследованию характеристик объемного насоса совместно с предохранительным клапаном;
- ✓ по изучению устройства и определению расходно-перепадной характеристики гидрораспределителя;
- ✓ по изучению устройства и определению характеристик блока дросселей с обратными клапанами.

Гидравлическая принципиальная схема стенда приведена на рисунке 1.

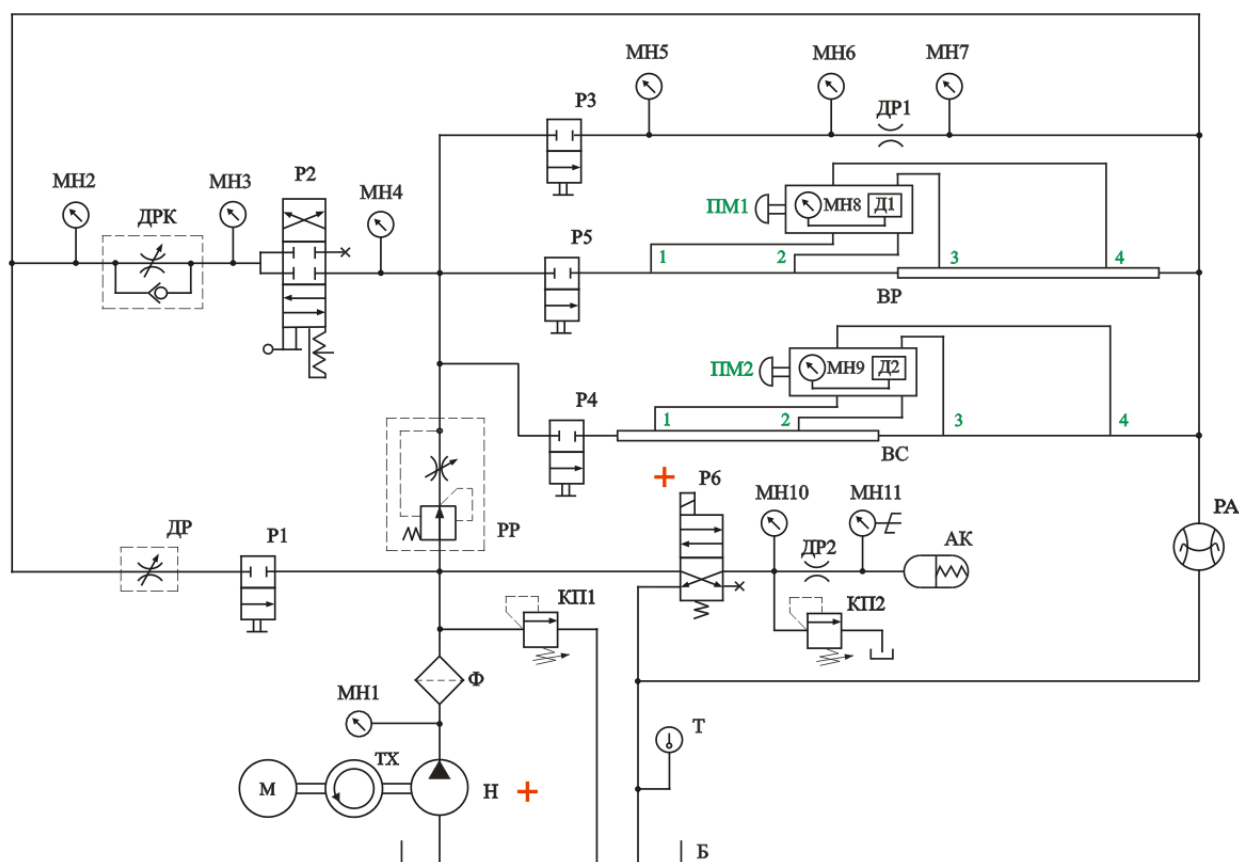


Рисунок 1 – Гидравлическая принципиальная схема стенда НТЦ-11.17.2 ГИДРАВЛИКА М2

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Общий вид стенда показан на рисунке 2.

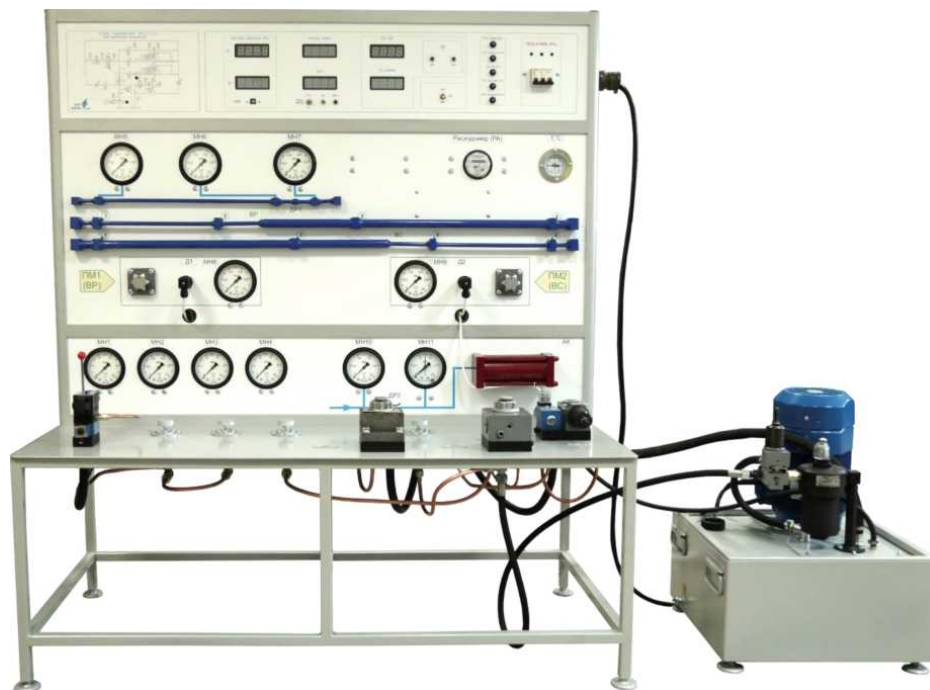


Рисунок 2 – Общий вид стенда

Стенд содержит три панели. На верхней панели расположены гидравлическая принципиальная схема стенда, а также электрические устройства управления и вывода результатов измерений. На средней и нижней панелях установлены исследуемые трубопроводы, гидроаккумулятор АК, электронные датчики давления (Д1 и Д2), манометры и переключатели манометров (ММ1 и ММ2). Все остальные гидравлические устройства установлены на столе стенда.

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

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

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

Указанные выше уровни давлений установлены на предприятии-изготовителе.

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

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

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

Заправочная емкость гидробака – 25...35 дм³ (литров).

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

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

Примечание: К стенду прилагается программное обеспечение, позволяющее автоматически регистрировать измеряемые параметры, строить графические зависимости и формировать отчет на основе полученных данных.

Основные требования техники безопасности при работе на стенде

Работа на стенде допускается только в присутствии лаборанта или преподавателя.

При выполнении лабораторных работ необходимо руководствоваться требованиями данных методических указаний.

При работе на лабораторном стенде необходимо выполнять следующие требования:

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

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

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

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

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

- ✓ Электрическое питание стенда – 380 В, 50 Гц.

Лабораторная работа № 5

Исследование нестационарных процессов истечения жидкости через гидродроссель

Цель работы

- ✓ Расчетные и экспериментальные исследования нестационарных процессов истечения жидкости через гидродроссель.
- ✓ Анализ результатов исследований.

Общие сведения

В учебной литературе по гидравлике рассматриваются два случая истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке: первый – при постоянном, а второй – при переменном напорах [2]. В обоих случаях истечение происходит из резервуара в окружающую среду (или в среду с противодавлением). В первом случае истечения напор перед отверстием считают постоянной, а во втором случае – переменной величиной. Следует отметить, что рассматриваемые случаи истечения на практике в области машиностроения встречаются не часто.

Чаще всего в машиностроительной гидравлике встречаются случаи истечения жидкости через гидродроссель. Последний представляет собой разновидность малого отверстия в тонкой стенке.

Гидродроссель – это особое местное сопротивление, обладающее чрезвычайно высокими диссипативными свойствами. Устанавливаются гидродроссели во многие гидравлические системы (включая и системы автоматического управления) с целью достижения требуемых инерционных свойств и обеспечения желаемых характеристик функционирования систем. Конструкции гидродросселей, а также требования, которые к ним предъявляются, подробно рассмотрены в [2, 4]. Отметим только, что гидродроссели бывают регулируемые и нерегулируемые. Конструктивно нерегулируемые гидродроссели часто выполняют в виде пробки с наружной резьбой, в которой изготавливается осевое отверстие малого диаметра $d_{др}$ ($d_{др}$ – диаметр дросселя). Толщина стенки l , в которой изготавливают отверстие, должна быть связана с диаметром дросселя следующим образом: $l \leq (1,5 \dots 2,0) d_{др}$.

Коэффициент местного сопротивления гидродросселя можно определить из следующего выражения:

$$\zeta = \frac{d_k^4}{\mu^2 \cdot d_{др}^4}, \quad (5.1)$$

где d_k – диаметр канала, в котором установлен дроссель;

μ – коэффициент расхода дросселя, для отверстия круглой формы, $\mu = 0,62 \dots 0,65$.

Чаще всего встречаются два случая истечения через гидродроссель. В первом случае жидкость от источника энергии через дроссель поступает в торцевую полость подпружиненного золотника или поршня, то есть рассматривается процесс заполнения рабочей полости, в которой перемещается подпружиненный

поршень или золотник. Во втором случае рассматривается процесс опорожнения полости через гидродроссель. При этом линия с установленным в нее дросселем подключается к сливу.

Рассматриваемые процессы относятся к нестационарным, так как и при заполнении, и при опорожнении полости через гидродроссель изменяются во времени фазовые переменные – давления и расходы (скорости).

На рисунке 5.1 приведена расчетная схема процессов заполнения и опорожнения через гидродроссель ДР рабочей полости Б пружинного гидроаккумулятора.

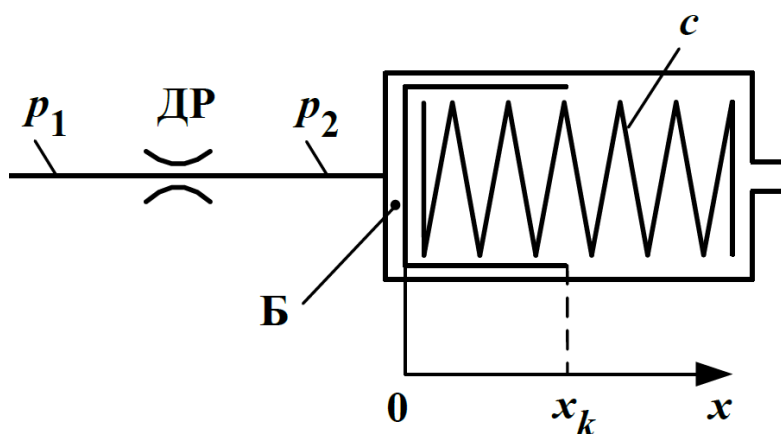


Рисунок 5.1 – Расчетная схема

При рассмотрении указанных процессов решается задача определения времени заполнения $t_{\text{зап}}$ и времени опорожнения $t_{\text{оп}}$ полости Б пружинного аккумулятора.

На схеме (см. рисунок 5.1) приняты следующие обозначения:

p_1 и p_2 – давления;

c – жесткость пружины;

x – координата поршня ($x = x_k$ соответствует полному заполнению полости Б).

При математическом описании процессов заполнения и опорожнения полости Б принимались следующие допущения: силы трения и инерции, действующие на жидкость и поршень, равны нулю; потери энергии при течении жидкости учитываются только на гидродросселе ДР.

Для процессов заполнения и опорожнения при принятых допущениях были составлены две системы дифференциальных уравнений, в результате решения которых получены следующие выражения:

✓ процесс заполнения полости Б ($p_1 = \text{const}$):

$$t_{\text{зап}} = \frac{2S_{\Pi}^2}{c \cdot \mu \cdot S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho}}} \left(\sqrt{p_1 - \frac{F_0}{S_{\Pi}}} - \sqrt{p_1 - \frac{F_0 + c \cdot x_k}{S_{\Pi}}} \right); \quad (5.2)$$

✓ процесс опорожнения полости Б ($p_1 = 0$):

$$t_{\text{оп}} = \frac{2 \cdot S_{\Pi}^2}{c \cdot \mu \cdot S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho}}} \cdot \left(\sqrt{\frac{F_0 + c \cdot x_k}{S_{\Pi}}} - \sqrt{\frac{F_0}{S_{\Pi}}} \right), \quad (5.3)$$

где $S_{\text{п}}$ – площадь поршня, $S_{\text{п}} = \pi \cdot D_{\text{п}}^2/4$ ($D_{\text{п}}$ – диаметр поршня);
 $S_{\text{др}}$ – площадь проходного сечения дросселя;
 ρ – плотность рабочей жидкости;
 F_0 – усилие пружины (при $x = 0$);
 $x_{\text{к}}$ – ход поршня.

Расшифровки остальных обозначений величин, входящих в выражения (5.2) и (5.3), были приведены выше.

Порядок выполнения работы

Объектом испытаний в данной работе является подсистема стенда, представленная на рисунке 5.2.

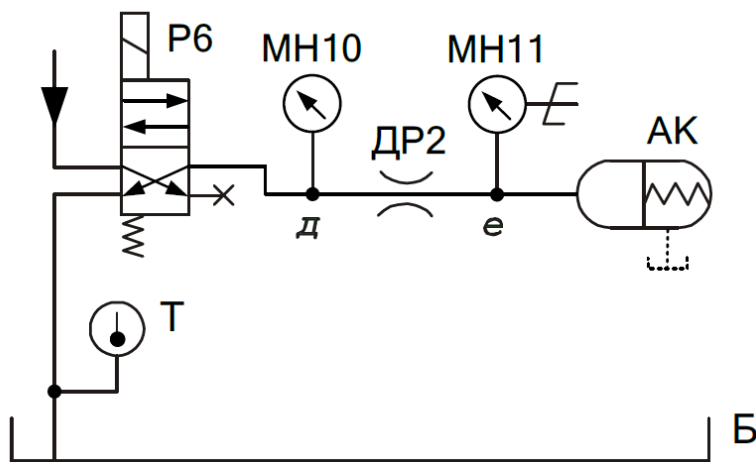
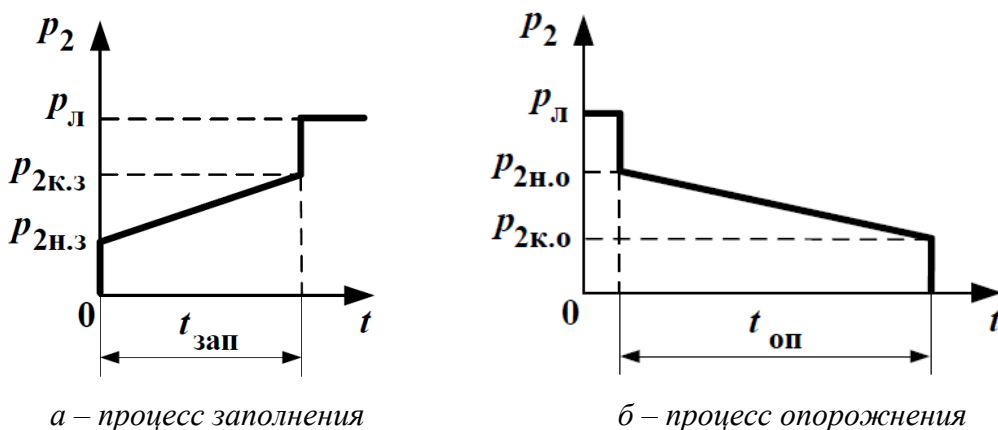


Рисунок 5.2 – Схема объекта испытаний

Гидродроссель ДР2 установлен на участке «д–е». Для измерения давления в сечении e используется электроконтактный манометр МН11, используемый также и для управления электронным секундомером. Для подключения аккумулятора к напорной линии насоса (процесс заполнения) или к сливу жидкости в гидробак Б (процесс опорожнения) служит двухпозиционный гидрораспределитель Р6. Устройство пружинного аккумулятора практически полностью соответствует схеме, представленной на рисунке 5.1.



а – процесс заполнения

б – процесс опорожнения

Рисунок 5.3 – Характеристики процессов функционирования пружинного гидроаккумулятора

На рисунке 5.3 приведены графики изменения давления p_2 в полости аккумулятора.

Процесс заполнения полости аккумулятора (см. рисунок 5.3 а) начинается при $t = 0$ и достижении давлением величины $p_{2н.з}$ ($p_{2н.з} = F_0 / S_{п}$). При $p_2 < p_{2н.з}$ включается электронный секундомер (тумблер «Режим работы» установлен в положение «Авт.»). Затем начинается процесс заполнения рабочей полости аккумулятора. При $p_2 = p_{2к.з}$ ($p_{2к.з} = (F_0 + c \cdot x_k) / S_{п}$) поршень касается ограничения хода ($x = x_k$) и давление практически мгновенно возрастает до линейного давления в системе $p_{л}$. При $p_2 > p_{2к.з}$ выключается электронный секундомер. На цифровом табло секундомера отображается величина $t_{зап}$.

Процесс опорожнения полости аккумулятора (см. рисунок 5.3 б) начинается после выключения распределителя Р6. При этом давление p_2 резко понижается с $p_{л}$ до $p_{2н.о.}$ ($p_{2н.о.} = (F_0 + c \cdot x_k) / S_{п}$). Когда $p_{л} > p_2 > p_{2н.о.}$, включается электронный секундомер (тумблер «Режим работы» установлен в положение «Авт.»). Процесс опорожнения происходит под действием усилия пружины, действующего на поршень аккумулятора. При достижении давлением значения $p_{2к.о}$ ($p_{2к.о} = F_0 / S_{п}$) поршень касается ограничения хода ($x = 0$) и давление p_2 резко падает. При $p_2 < p_{2к.о}$ отключается электронный секундомер и на табло отображается время опорожнения полости аккумулятора $t_{оп}$.

На рисунке 5.4 представлен рабочий контур гидросхемы.

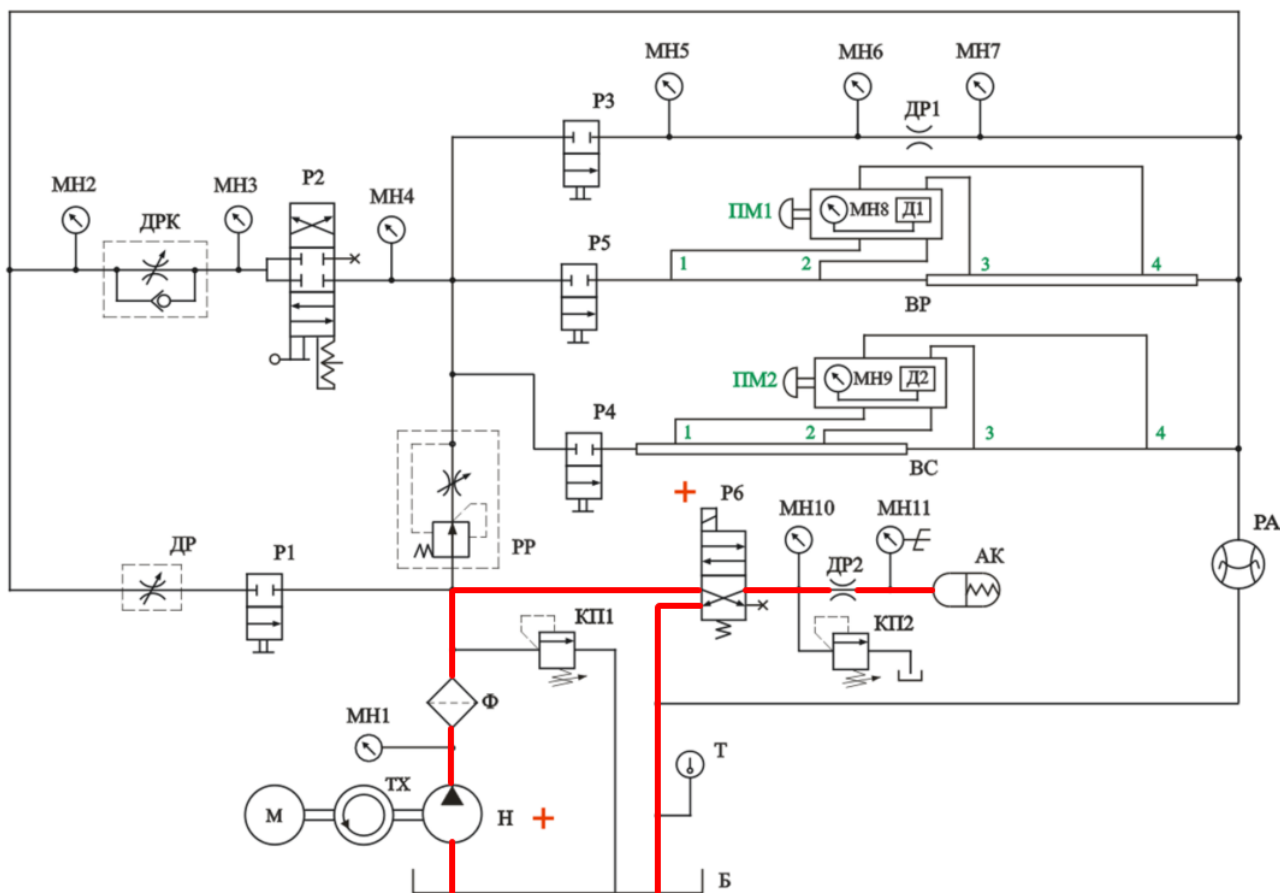


Рисунок 5.4 – Рабочий контур гидросхемы

Порядок подготовки к работе:

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

Перед включением установки необходимо:

- ✓ убедиться, чтобы гидрораспределители Р1, Р3, Р4 и Р5 были закрыты (маховики повернуты до ограничения по часовой стрелке), а рукоятка распределителя Р2 была установлена в нейтральное положение;
- ✓ тумблер установки режима работы электронного секундомера установить в положение «Авт.».

Эксперимент

- ✓ Включить электрическое питание стенда («Сеть»).
- ✓ Включить насос (кнопка «Пуск»).
- ✓ Дать возможность поработать стенду в течение 3–5 минут.
- ✓ Включить тумблер управления Р6 в положение «Вкл.».

После этого начнется процесс заполнения пружинной полости аккумулятора. Давление p_1 регистрировать до начала процесса заполнения по манометру МН10.

После того как закончился процесс заполнения полости аккумулятора и зафиксировано время $t_{\text{зап}}$, необходимо сбросить (обнулить) показания табло секундомера кнопкой «Сброс» и перейти к определению времени опорожнения полости аккумулятора. Для этого необходимо тумблер управления гидрораспределителем Р6 установить в положение «Выкл.». При этом рабочая полость аккумулятора через дроссель ДР2 будет подключена к сливу.

После считывания значения $t_{\text{оп}}$ (по секундомеру) показание табло секундомера обнуляется и может снова переходить к исследованию процесса заполнения полости.

Результаты исследования процессов заполнения и опорожнения необходимо записать в таблицы 5.1 и 5.2 соответственно.

После выполнения всех опытов необходимо:

- ✓ тумблер управления гидрораспределителем Р2 установить в положение «Выкл.»;
- ✓ отключить насос (кнопка «Стоп») и электрическое питание стенда.

Таблица 5.1 – Результаты исследований процесса заполнения полости аккумулятора

№ опыта	Давление на входе p_1 , МПа	Время заполнения полости $t_{\text{зап}}$, с	Среднее значение времени $t_{\text{зап ср}}$, с	Расчетное значение $t_{\text{запр}}$, с
1				
2				
3				
4				
5				

Таблица 5.2 – Результаты исследований процесса опорожнения полости аккумулятора

№ опыта	Время опорожнения полости $t_{оп}, c$	Среднее значение времени $t_{оп\ ср}, c$	Расчетное значение $t_{опр}, c$
1			
2			
3			
4			
5			

Обработка результатов эксперимента

Среднее значение времени заполнения полости аккумулятора определяется как среднее арифметическое:

$$t_{зап.ср} = (\sum_{i=1}^n t_{зап.i})/n,$$

где n – количество опытов ($n = 5$).

Аналогично определяется и среднее значение времени опорожнения полости аккумулятора $t_{оп.ср}$.

Для определения расчетным путем времени заполнения $t_{зап.р}$ нужно воспользоваться формулой (5.2), а для определения времени опорожнения $t_{оп.р}$ – формулой (5.3).

При определении $t_{зап.р}$ в формулу (5.2) нужно подставлять среднее значение p_1 (определенное по результатам измерений в пяти опытах, см. второй столбец таблицы 5.1).

Остальные параметры, необходимые для вычисления $t_{зап.р}$ и $t_{оп.р}$, следующие:

- ✓ диаметр поршня аккумулятора $D = 0,06$ м (60 мм);
- ✓ диаметр дросселя $d_{др} = 2 \cdot 10^{-3}$ м (2 мм);
- ✓ коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,62$;
- ✓ усилие преднатяга пружины $F_0 = 450$ Н;
- ✓ жесткость пружины $c = 8000$ Н/м (8 Н/мм);
- ✓ ход поршня $x_k = 0,065$ м (65 мм);
- ✓ плотность масла ρ , кг/м³ (значение ρ взять для масла, которым заправлена гидростанция стенда).

Примечание: Время заполнения полости аккумулятора (по согласованию с преподавателем) можно определять при различных значениях p_1 . Для изменения p_1 необходимо изменить настройку клапана КП2.

Контрольные вопросы

1. Назначение, устройство и характеристики гидродросселя.
2. Как определяется коэффициент местного сопротивления гидродросселя?
3. Поясните обоснованность допущений, принимаемых при моделировании процессов заполнения и опорожнения рабочей полости аккумулятора.
4. Методика экспериментального определения характеристик заполнения и опорожнения рабочей полости аккумулятора.
5. Анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Лабораторная работа № 6

Исследование характеристики объёмного насоса при его работе совместно с предохранительным клапаном

Цель работы

- ✓ Изучение устройства шестеренного насоса.
- ✓ Изучение технических показателей объемных насосов.
- ✓ Изучение методики и экспериментальное определение рабочих характеристик насоса.

Общие сведения

Шестеренные насосы относятся к объемным роторно-вращательным машинам.

Объемной называется гидромашина, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры [3]. Чаще всего насосы содержат много (до 20 и более) рабочих камер. Под рабочей камерой объемной гидромашини понимается ограниченное пространство, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое со входом и выходом насоса. Изменение объема рабочей камеры чаще всего обусловлено движением в ней специального устройства – вытеснителя (поршня, плунжера, винта, диафрагмы).

Вытеснителями в шестеренных насосах являются зубья шестерен. Рабочие же камеры образованы впадинами между зубьями, внутренней поверхностью корпуса и поверхностями боковых дисков (крышек, пластин, корпуса). Рабочие камеры и вытеснители в шестеренном насосе совершают вращательное движение.

Шестеренные насосы обладают всеми свойствами, присущими объемным насосам. К ним относятся [3, 4]:

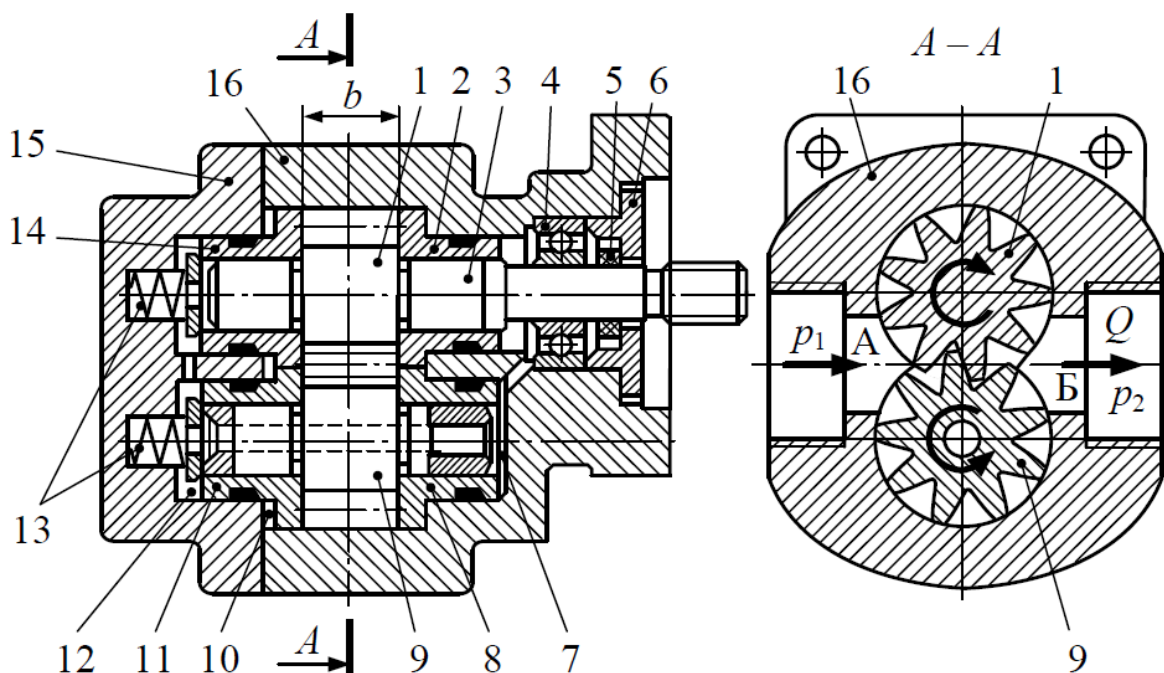
- ✓ цикличность рабочего процесса и связанная с ней порционность и неравномерность подачи;
- ✓ герметичность насоса;
- ✓ самовсасывание;
- ✓ жесткость характеристики;
- ✓ независимость давления.

Шестеренные насосы бывают с внешним и внутренним зацеплением шестерен. Наибольшее распространение получили насосы с внешним зацеплением шестерен. Эти насосы более просты в изготовлении, надежны в эксплуатации и имеют более низкую себестоимость.

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

Насос содержит две одинаковые шестерни 1 и 9, установленные на подшипниках скольжения. Шестерня 1 выполнена заодно с валом 3. Кроме подшипников скольжения, вал 3 установлен также и на подшипник качения 4.

Количество рабочих камер равно суммарному числу зубьев на обеих шестернях. Рабочие камеры расположены во впадинах между зубьями и ограничены внутренней поверхностью корпуса 16 и буртиками втулок подшипников скольжения.



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

Рисунок 6.1 – Шестеренный насос

Зубья шестерен являются вытеснителями. И рабочие камеры, и вытеснители совершают вращательное движение. Рабочая жидкость со входа насоса (полость А) на выход (полость Б) переносится во впадинах между зубьями шестерен.

Разрежение на входе (А) насоса создается благодаря тому, что зубья при выходе из зацепления освобождают пространство, занимаемое ими во впадинах. Этим обеспечивается такое свойство насоса, как **самовсасывание**, что означает способность насоса создавать разрежение на входе в насос, заполненный в начальный момент воздухом, достаточное для подъема рабочей жидкости до уровня насоса.

При работе насоса жидкость с выхода (Б) стремится перетекать на вход (А). Это происходит под действием перепада давлений $p_2 - p_1$.

Внутренние утечки в насосе (с выхода Б на вход А) происходят через радиальные зазоры между зубьями и корпусом 16, а также через торцевые зазоры между боковыми поверхностями шестерен и буртиками втулок подшипников скольжения.

Радиальные зазоры между зубьями и корпусом насоса трудно выполнить самоуплотняющимися, хотя в отдельных конструкциях предлагаются технические решения, направленные на решение этой проблемы. Их величина зависит от точности изготовления корпуса, шестерен и подшипников.

Для уменьшения утечек через торцевые зазоры у большинства насосов, работающих при давлениях более 10 МПа, применяется **гидравлический поджим** деталей, установленных по торцам шестерен. В конструкции насоса на рисунке 6.1 это достигается соединением полости 10 с выходом насоса Б. Под действием сил давления жидкости, создаваемых в полости 10, втулки

подшипников скольжения поджимаются к боковым поверхностям шестерен, что приводит к уменьшению торцевых зазоров.

В начальный момент работы насоса поджим втулок осуществляется пружинами 13. Торцевые полости 7 и 12 соединены со входом А насоса (давлением p_1).

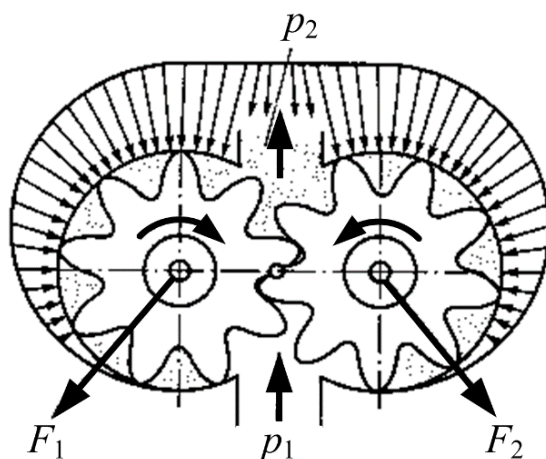
Следует иметь в виду, что впадина на некоторую величину больше зуба. Поэтому часть жидкости возвращается обратно на вход А насоса в запертых в зоне зацепления объемах между впадинами и головками зуба. Для повышения герметичности зубчатое зацепление часто выполняют с большим коэффициентом перекрытия, что позволяет значительное время находиться в контакте сразу двум парам зубьев. Это приводит к увеличению замкнутых объемов в месте зацепления. Запертая жидкость сжимается, что приводит к скачкам давления и возникновению расклинивающих шестерни сил. При этом возрастают нагрузки на подшипники, увеличиваются неравномерность подачи, пульсация давления и шум. Устранение этих недостатков требует применения специальных конструктивных решений.

Основными недостатками шестеренных насосов с внешним зацеплением являются:

- ✓ относительно низкие значения КПД (полные КПД этих насосов обычно находятся в пределах 0,75...0,85, а объемные КПД – 0,85...0,96);
- ✓ высокая неравномерность подачи;
- ✓ неуравновешенность сил давления, действующих на шестерни;
- ✓ повышенный шум.

Относительно низкие значения КПД шестеренного насоса с внешним зацеплением обусловлены значительными механическими потерями на трение (в зацеплении, на торцах шестерен, о корпус, в подшипниках и манжетах), а также объемными и гидравлическими потерями энергии.

На рисунке 6.2 показана схема распределения давления жидкости по периметру шестерен.



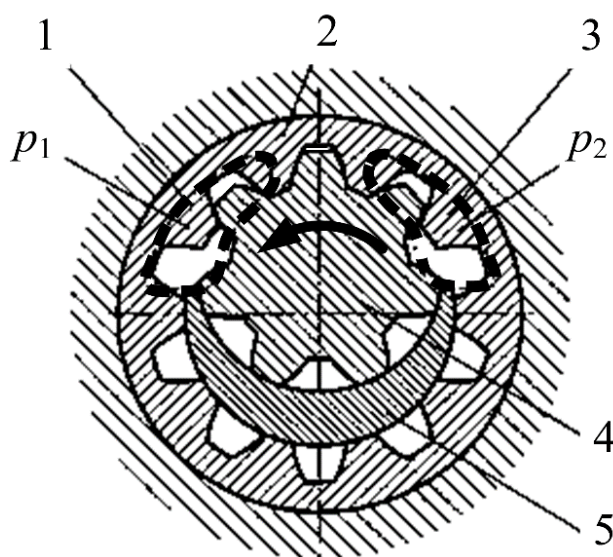
F_1 и F_2 – результирующие силы давления; p_1 , p_2 – низкое и высокое давление соответственно
Рисунок 6.2 – Распределение давления жидкости по окружности шестерен

Благодаря утечкам между корпусом и головками зубьев давление постепенно снижается от p_2 до p_1 . В результате действия жидкости под давлением на шестерни возникают значительные по величине результирующие силы давления F_1 и F_2 , воспринимаемые подшипниками насоса. Неравномерность подачи

вызывает пульсацию этих сил и приводит к увеличению динамических нагрузок на подшипники.

Для снижения неравномерности подачи иногда в насосах устанавливают косозубые шестерни.

Более высокие энергетические и массовые показатели имеют шестеренные насосы с внутренним зацеплением (рисунок 6.3). В большинстве случаев в таком насосе ведущей является внутренняя шестерня 4 с наружными зубьями. Подводящее 1 и отводящее 3 окна размещаются в боковых крышках корпуса. Охватывающая шестерня 2 с внутренними зубьями вращается в расточке корпуса, образуя с ним развитый подшипник скольжения, способный работать под большими нагрузками. Между шестернями размещается серпообразный уплотняющий элемент 5. Рабочая жидкость со входа (окно 1) на выход (окно 3) переносится во впадинах между зубьями шестерни 2.



1 – подводящее окно; 2 – охватывающая шестерня; 3 – отводящее окно; 4 – внутренняя шестерня; 5 – уплотняющий элемент; p_1 , p_2 – низкое и высокое давление соответственно
Рисунок 6.3 – Шестеренный насос с внутренним зацеплением

В рассмотренных насосах с внешним и внутренним зацеплением чаще всего устанавливают шестерни, зубья которых имеют эвольвентный профиль.

В последние годы находят все более широкое применение шестеренные насосы с циклоидальным внутренним зацеплением без серпообразного уплотняющего элемента. Эти насосы еще называют героторными.

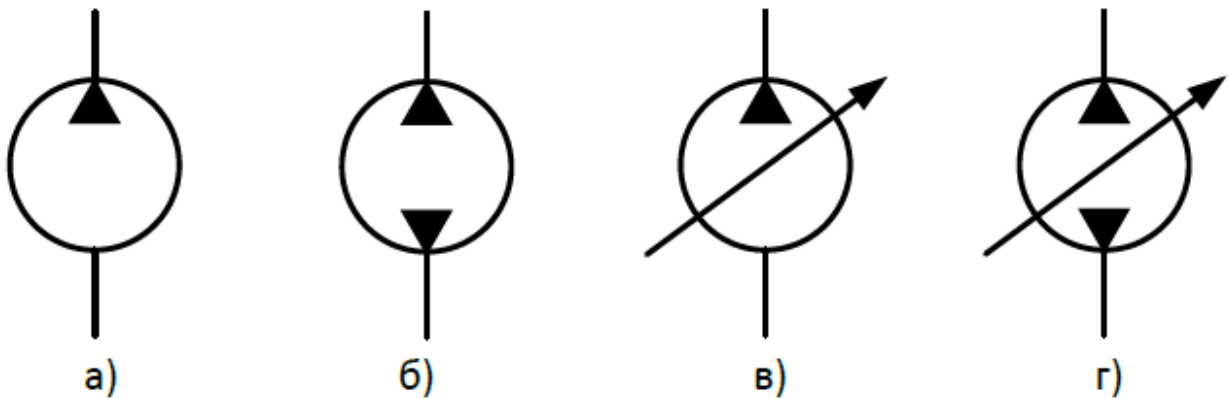
Шестеренные насосы с внутренним зацеплением имеют более сложную технологию изготовления и, следовательно, более высокую себестоимость, что ограничивает пока широкое распространение этого типа насосов.

На рисунке 6.4 показаны условные обозначения гидронасосов.

Основные технические параметры объемных насосов:

- ✓ рабочий объем насоса V_0 ;
- ✓ теоретическая (идеальная) подача насоса Q_T ;
- ✓ подача насоса (действительная) Q_H ;
- ✓ давление насоса p_H ;
- ✓ мощность насоса N_H ;

- ✓ полезная мощность насоса $N_{п}$;
- ✓ полный КПД насоса $\eta_{н}$;
- ✓ объемный КПД насоса $\eta_{о}$;
- ✓ гидравлический КПД насоса $\eta_{г}$;
- ✓ механический КПД насоса $\eta_{м}$;
- ✓ гидромеханический КПД насоса $\eta_{гм}$.



*а – насос нерегулируемый с нереверсивным потоком;
 б – насос нерегулируемый с реверсивным потоком; в – насос, регулируемый с нереверсивным потоком; г – насос регулируемый с реверсивным потоком*
Рисунок 6.4 – Условные обозначения гидронасосов

Рабочий объем насоса:

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

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

$V_{\text{кам}}$ – объем рабочей камеры, м^3 ;

z – число рабочих камер.

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

При описании технических характеристик рабочий объем насосов часто приводят в сантиметрах кубических.

Теоретическая или идеальная подача насоса:

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

где n – частота вращения вала насоса, с^{-1} (об/с).

Подача насоса (действительная):

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

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

Из выражения (6.3) следует, что

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

Давление объемного насоса приближенно можно определить как

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

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

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

Мощность насоса N_n – это мощность, подводимая к насосу:

$$N_n = M \cdot \omega, \quad (6.6)$$

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

ω – угловая скорость вала насоса, рад/с.

Полезная мощность насоса:

$$N_{п} = p_n \cdot Q_n. \quad (6.7)$$

Полный КПД насоса:

$$\eta_n = \frac{N_{п}}{N_n}. \quad (6.8)$$

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

$$\eta_n = \eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_m. \quad (6.9)$$

Гидравлический КПД характеризует потери энергии в гидравлических сопротивлениях насоса (местных и линейных).

Механический КПД характеризует механические потери энергии в насосе (в сопряжениях, подшипниках, уплотнениях и др.).

Гидромеханический КПД:

$$\eta_{гм} = \eta_g \cdot \eta_m. \quad (6.10)$$

Рабочие характеристики для объемного насоса представляют собой зависимости подачи Q_n , полезной мощности $N_{п}$, полного η_n и объемного η_o КПД от давления насоса p_n . Определяют рабочие характеристики при постоянной частоте вращения вала насоса, т. е. при $n = const$.

Порядок выполнения работы

Объектом испытаний в данной работе является шестеренный насос Н (см. рисунок 6.5) типа НШ10-3л (рабочий объем $V_0 = 10,2 \text{ см}^3$, объемный КПД $\eta_o = 0,92$, полный КПД $\eta_n = 0,8$). При проведении испытаний по определению рабочих характеристик необходимо учитывать, что в напорной линии насоса Н установлен предохранительный клапан КП1, т. е. в данной работе определяются рабочие характеристики насоса совместно с предохранительным клапаном.

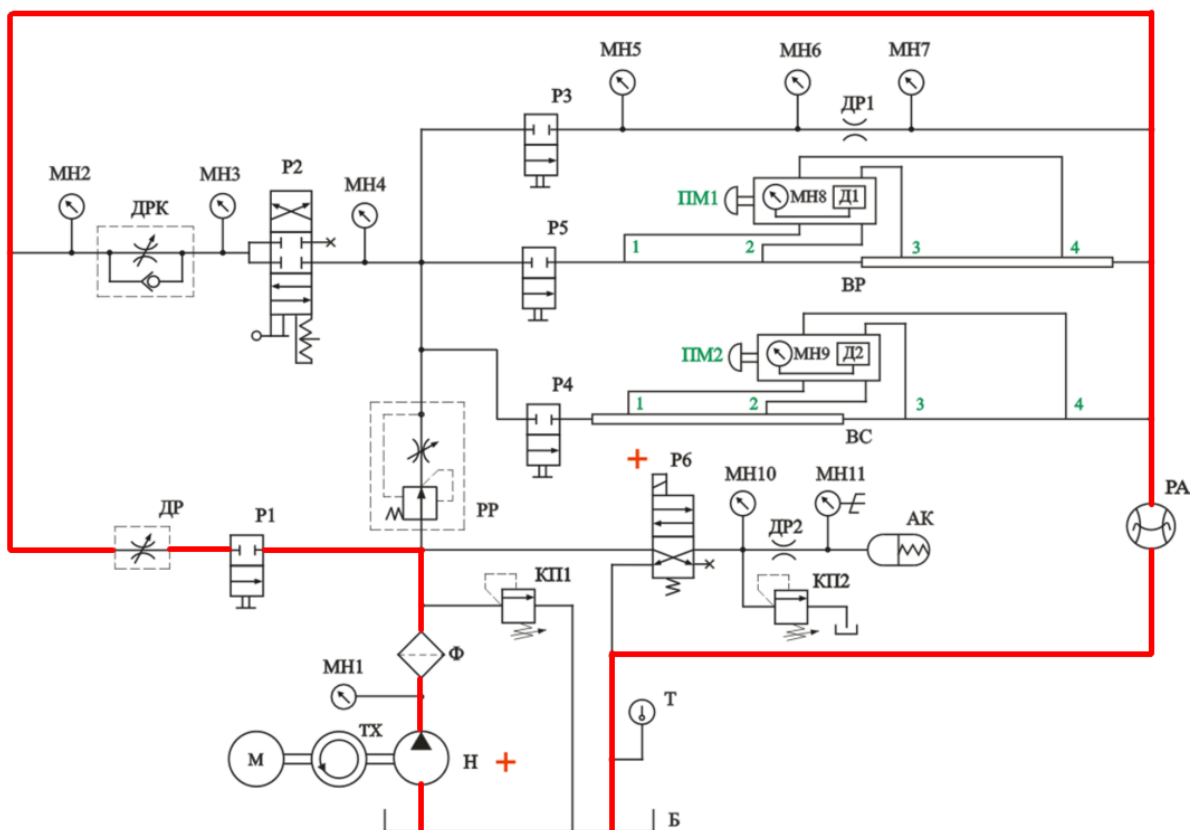


Рисунок 6.5 – Рабочий контур гидросхемы

Порядок подготовки к работе

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

До включения стенда необходимо:

- ✓ повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик распределителя P1;
- ✓ убедиться в том, чтобы гидрораспределители P3, P4 и P5 были закрыты (маховики повернуты до ограничения по часовой стрелке), рукоятка распределителя P2 находилась в нейтральной позиции, а тумблер управления распределителем P6 установлен в положение «Выкл.»;
- ✓ повернуть маховик управления регулируемого дросселя ДР до ограничения по часовой стрелке (позиция «4»). В этом случае дроссель имеет минимальное сопротивление. Включить электрическое питание стенда («Сеть») и насосную установку (кнопка «Пуск»). Дать возможность насосной установке поработать в течение 3–5 минут.

Эксперимент

При различных настройках регулируемого дросселя ДР провести 6 опытов (в последнем опыте стрелка расходомера РА не должна вращаться).

В каждом опыте необходимо регистрировать:

- ✓ давление на выходе насоса p_2 (по манометру МН1);
- ✓ частоту вращения вала насоса n (ТХ);
- ✓ мощность $N_э$, подводимую к электродвигателю M_1 (PW, Вт);
- ✓ расход жидкости Q (см. по цифровому табло «Расход, л/мин»).

Результаты измерений занести в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Результаты исследований по определению рабочих характеристик насоса

Номер опыта	1	2	3	4	5	6
Давление p_2 , МПа						
Показание ваттметра $N_э$, Вт						
Частота вращения вала насоса n , об/мин						
Подача насоса Q_H (действительная), м ³ /с						
Теоретическая подача насоса Q_T , м ³ /с						
Давление насоса p_H , МПа						
Мощность насоса N_H , Вт						
Объемный КПД η_o						
Полезная мощность насоса N_H , Вт						
Полный КПД насоса η_H						

После выполнения всех опытов необходимо отключить насосную установку и электропитание стенда.

Обработка результатов эксперимента

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

Теоретическая подача насоса Q_T определяется по формуле (6.2), давление насоса p_H – по формуле (6.5). При выполнении данных исследований вакуумметрическое давление на входе в насос принято равным нулю. В связи с этим $p_H = p_2$.

При вычислении Q_T частоту вращения вала насоса нужно подставлять в об/с.
Мощность насоса:

$$N_H = \eta_{эд} \cdot N_э,$$

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

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

После выполнения вычислений построить рабочие характеристики насоса:

- ✓ $Q_H = f_1(p_H)$;
- ✓ $N_H = f_2(p_H)$;
- ✓ $\eta_o = f_3(p_H)$;
- ✓ $\eta_H = f_4(p_H)$.

Контрольные вопросы

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

Лабораторная работа № 7

Изучение устройства и исследование расходно-перепадной характеристики гидрораспределителя

Цель работы

Изучение устройства и экспериментальное определение характеристик гидрораспределителей.

Общие сведения

Гидрораспределители относятся к направляющим гидроаппаратам.

Классификация гидрораспределителей:

- 1) в зависимости от числа рабочих позиций: двух-, трех- и четырехпозиционные;
- 2) в зависимости от числа внешних гидролиний: двух-, трех-, четырехлинейные и т. д.;
- 3) по типу запорно-регулирующего элемента: золотниковые, крановые, клапанные;
- 4) по конструкции золотника: с плоским и цилиндрическим золотником;
- 5) по способу управления – вручную или электрическими, гидравлическими, механическими, пневматическими устройствами.

По характеру открытия рабочего проходного сечения различают гидрораспределители **регулирующие** и **направляющие**.

Направляющий гидрораспределитель – направляющий аппарат, предназначенный для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

Дросселирующий гидрораспределитель – регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления давлением, расходом и направлением потока рабочей жидкости в нескольких гидролиниях одновременно путем частичного открытия рабочего проходного сечения в соответствии с изменением внешнего управляющего воздействия.

Из этих определений следует, что гидрораспределитель может выполнять функции как переключателя, так и дросселя.

Проектируемые гидроприводы чаще всего содержат несколько гидродвигателей, установленных в различных контурах, управление которыми может осуществляться на основе одной из трех следующих схем: параллельной, последовательной, индивидуальной. Основным элементом, обеспечивающим реализацию одной из указанных выше схем управления, является гидрораспределитель. При этом чаще всего используются гидрораспределители с несколькими регулирующими элементами золотникового типа.

При параллельной схеме возможна одновременная работа всех гидродвигателей, причем жидкость с выхода каждого гидродвигателя через соответствующий золотник гидрораспределителя поступает на слив.

При последовательной схеме управления также обеспечивается возможность одновременной работы всех гидродвигателей. Но в этом случае рабочая жидкость с выхода гидродвигателя первого контура управления поступает через гидрораспределитель не на слив, а к гидродвигателю второго контура. Такая схема используется в том случае, когда необходимо обеспечить синхронное движение выходных звеньев гидродвигателей, установленных в различных контурах управления. Следует отметить, что обе схемы (параллельная и последовательная) позволяют обеспечить также работу каждого отдельно взятого контура управления.

При индивидуальной схеме невозможна одновременная работа гидродвигателей, установленных в различных контурах управления. При одновременном включении нескольких контуров вступает в работу только один, причем тот, золотник гидрораспределителя которого расположен ближе к напорной линии насоса.

Вопросы реализации рассмотренных схем управления подробно изучены в [2, 4, 5].

Важным требованием, которое необходимо учитывать при проектировании гидропривода, является обеспечение при установке золотников гидрораспределителя в позицию «нейтральная» **разгрузки насоса**, что достигается соединением напорной линии насоса со сливом, вследствие чего уменьшается давление в напорной линии насоса и, следовательно, отбор мощности на привод насоса.

Многозолотниковые гидрораспределители по конструктивному исполнению корпуса разделяют на моноблочные и секционные.

Регулирующие элементы в **моноблочном** гидрораспределителе расположены в одном корпусе.

Секционные гидрораспределители собирают из секций. Конфигурация гидрораспределителя определяется его функциональным назначением.

Основными параметрами гидрораспределителей являются номинальный расход $Q_{ном}$, номинальное давление $p_{ном}$, условный проход D_y .

Гидроаппараты выбирают по условным проходам в соответствии с номинальным давлением в гидросистеме и расходом, проходящим через гидроаппарат.

Структура условного обозначения гидрораспределителей в различных отраслях машиностроения содержит различные параметры. Для гидрораспределителей мобильных машин и станочных гидроприводов условные обозначения приведены в [5, 6].

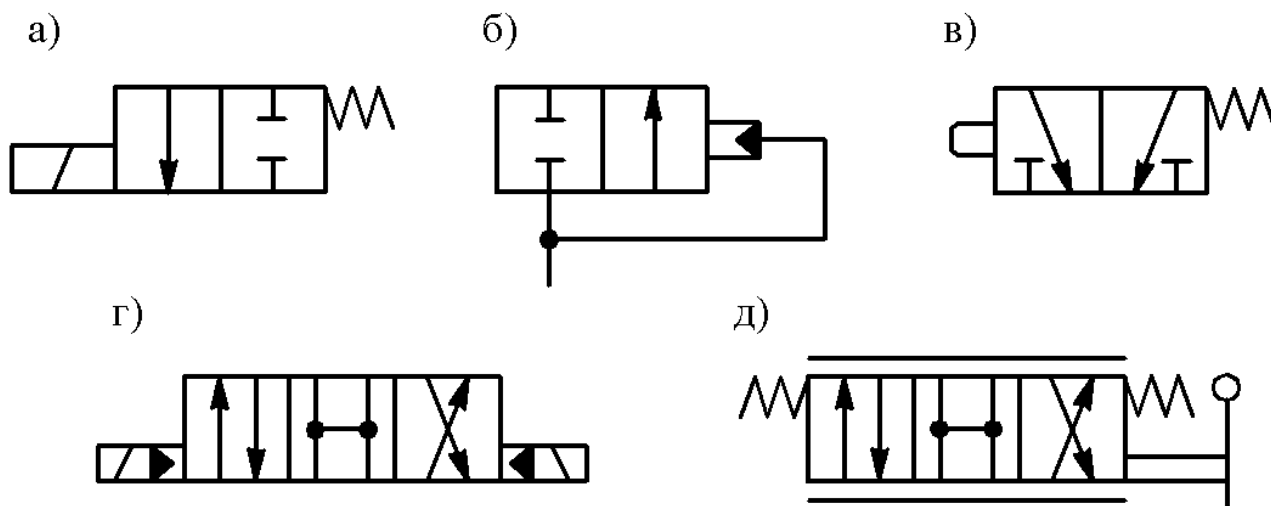
Правила построения условных графических обозначений распределителей на схемах устанавливает ГОСТ 2.781-96 ЕСКД. *Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные.*

В обозначении распределителя указывают следующие элементы: позиции запорно-регулирующего элемента; внешние линии связи, подводимые к распределителю; проходы и элементы управления. Число позиций изображают соответствующим числом квадратов или прямоугольников; проходы – прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости

в каждой позиции, а места соединений проходов выделяют точками; закрытый ход – тупиковой линией с поперечным отрезком. Чтобы представить принцип работы распределителя в рабочей позиции, необходимо мысленно на схеме передвинуть соответствующий квадрат обозначения на место нейтральной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении. Тогда проходы рабочей позиции укажут истинное направление потока рабочей жидкости.

Гидрораспределитель на схемах изображают всегда в нейтральной позиции, к которой подводят все линии связи.

На рисунке 7.1 показаны условные обозначения некоторых гидрораспределителей, приведенных в ГОСТ 2.781-96.



*а – направляющий двухлинейный двухпозиционный с управлением от электромагнита;
 б – направляющий двухлинейный двухпозиционный с гидравлическим управлением;
 в – направляющий трехлинейный двухпозиционный с управлением от кулачка и пружинным возвратом; г – направляющий четырехлинейный трехпозиционный с электрогидравлическим управлением; д – дросселирующий четырехлинейный трехпозиционный с ручным управлением (выполняет функции дросселя, на что указывают две параллельные линии в изображении гидрораспределителя)*

Рисунок 7.1 – Схемы гидрораспределителей

Условные графические обозначения едины для золотниковых, крановых и клапанных гидрораспределителей, то есть они не отражают конструкцию запорно-регулирующих элементов.

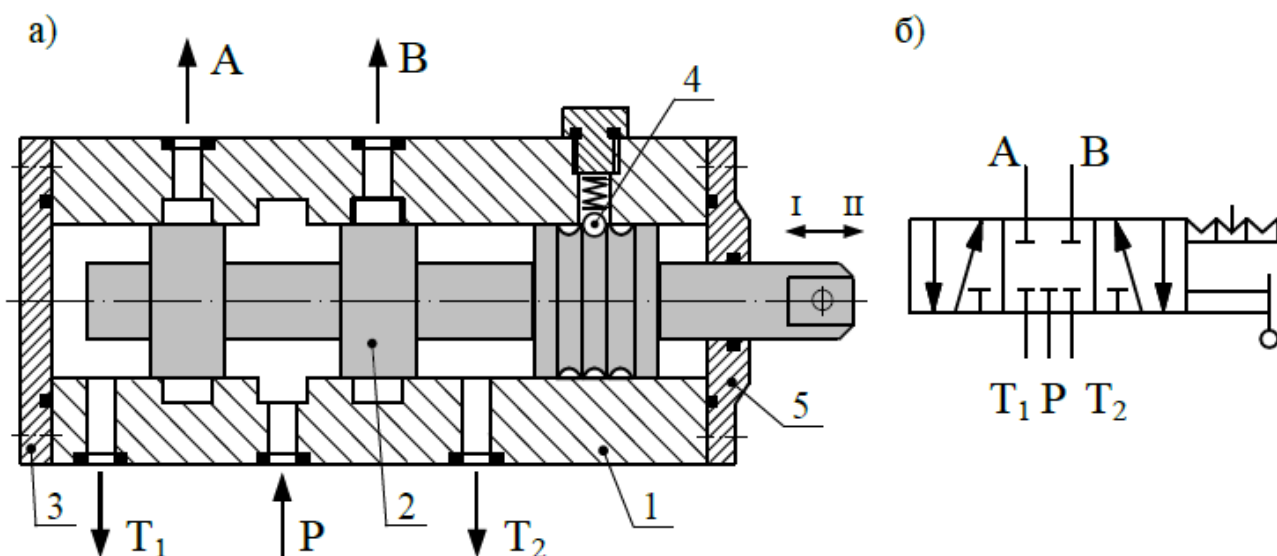
На рисунке 7.2 приведены упрощенная конструктивная схема (а) и условное обозначение (б) трехпозиционного пятилинейного распределителя с ручным управлением.

Гидрораспределитель состоит из корпуса 1, золотника 2, крышек 3 и 5. Во всех позициях золотник 2 фиксируется подпружиненным шариком 4. Данный распределитель выполняет функции только переключателя. В нейтральной позиции все линии (подвод Р, выходы А и В, сливы Т₁ и Т₂) перекрыты.

При установке золотника в рабочую позицию I вход Р соединяется с выходом А, выход В подключается к сливу Т₂, слив Т₁ перекрыт.

При установке золотника в рабочую позицию II вход Р соединяется с выходом В, выход А соединяется со сливом Т₁, слив Т₂ перекрыт.

Все указанные соединения показаны на условном обозначении (см. рисунок 7.2 б).



*а – конструктивная схема; б – условное обозначение
Рисунок 7.2 – Гидрораспределитель с ручным управлением*

Распределитель представляет собой сложное гидравлическое сопротивление. При прохождении через распределитель рабочей жидкости имеют место потери энергии, т. е. часть переносимой жидкостью механической энергии переходит в тепловую. В связи с этим при выполнении расчетов гидравлических систем необходимо знать **гидравлические характеристики распределителя**, к которым относятся:

- ✓ расходно-перепадные характеристики, представляющие собой зависимости $\Delta p = f(Q)$ (Δp – перепад (потери) давления на распределителе, Q – расход жидкости);

- ✓ характеристики утечек рабочей жидкости на распределителе $Q_{ут} = f(p)$ ($Q_{ут}$ – расход утечек рабочей жидкости на слив).

Рабочая жидкость через распределитель чаще всего проходит дважды: в направлении к исполнительному устройству и от исполнительного устройства в гидробак. В связи с этим расходно-перепадные характеристики могут определяться как при одиночном прохождении жидкости через распределитель (например, со входа P на выход A), так и при двойном прохождении, например, со входа P на выход A и с выхода B на слив T_2 . Величина Δp зависит от вязкости рабочей жидкости ν . Поэтому расходно-перепадные характеристики определяют при фиксированных значениях вязкости (температуре) рабочей жидкости.

На рисунке 7.3 показан примерный вид расходно-перепадных характеристик распределителя.

Иногда при выполнении расчетов потери давления на гидрораспределителях учитываются не на основе использования их гидравлических характеристик, а считают эти устройства местными гидравлическими сопротивлениями. При этом необходимо знать коэффициенты местного сопротивления этих устройств.

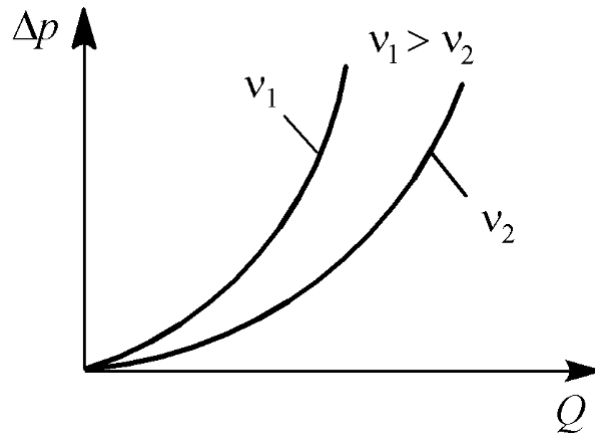


Рисунок 7.3 – Расходно-перепадные характеристики распределителя

Коэффициент местного сопротивления ζ любого устройства (в нашем случае распределителя) равен:

$$\zeta = \frac{\Delta p \cdot \pi^2 \cdot d^4}{8 \cdot \rho \cdot Q^2}, \quad (7.1)$$

где Δp – перепад давления на распределителе;

d – диаметр гидрوليнии, в которой установлен исследуемый распределитель;

ρ – плотность жидкости;

Q – расход жидкости через распределитель.

Выражение (7.1) получено из уравнения Вейсбаха.

Обычно в гидравлических расчетах пользуются понятием «потери давления», но иногда необходимо знать потери мощности в гидросистеме.

Потери мощности на гидрораспределителе можно рассчитать по формуле

$$N_{\text{пот}} = \Delta p \cdot Q. \quad (7.2)$$

Что касается утечек рабочей жидкости, то следует иметь в виду, что золотник распределителя в корпусе установлен с зазором, причем этот зазор в процессе эксплуатации увеличивается из-за износа поверхностей трения. Проходящая к исполнительному устройству жидкость находится под высоким давлением. Поэтому, если, например, золотник 2 (см. рисунок 7.2) переместить в рабочую позицию I, то жидкость, проходящая со входа Р на выход А и находящаяся под высоким давлением, будет перетекать через зазоры между поясками золотника 2 и корпусом 1 на сливы Т₁ и Т₂. Расходы утечек зависят от вязкости рабочей жидкости ν . При уменьшении ν происходит увеличение $Q_{\text{ут}}$.

Расходы утечек $Q_{\text{ут}}$ в процессе эксплуатации из-за увеличения зазоров могут увеличиться настолько, что это приведет к изменениям характеристик перемещения выходных звеньев гидравлического привода и нарушению его работоспособности.

Характеристики $Q_{\text{ут}} = f(p)$ могут определяться как при установке золотника в рабочие позиции (эти характеристики чаще всего наиболее важны), так и при нахождении его в нейтральной позиции.

При определении характеристик $Q_{\text{ут}} = f(p)$ на стенде выходы распределителя А и В (см. рисунок 7.2) необходимо перекрыть, ко входу Р подключить

насосную установку, а сливы T_1 и T_2 подключить к расходомеру. Расходы утечек могут быть определены в трех положениях (позициях) золотника (две из них рабочие). Измерение величины $Q_{ут}$ осуществляется при фиксированных значениях давления p и температуры (вязкости) рабочей жидкости.

Ниже определяются только расходно-перепадные характеристики распределителя.

Порядок подготовки работы

Объектом испытаний в данной работе является трехпозиционный четырехлинейный распределитель с ручным управлением P_2 (рисунок 7.4). Его условный проход $d_y = 6$ мм. По схеме испытываемый распределитель в основном соответствует представленному на рисунке 7.2.

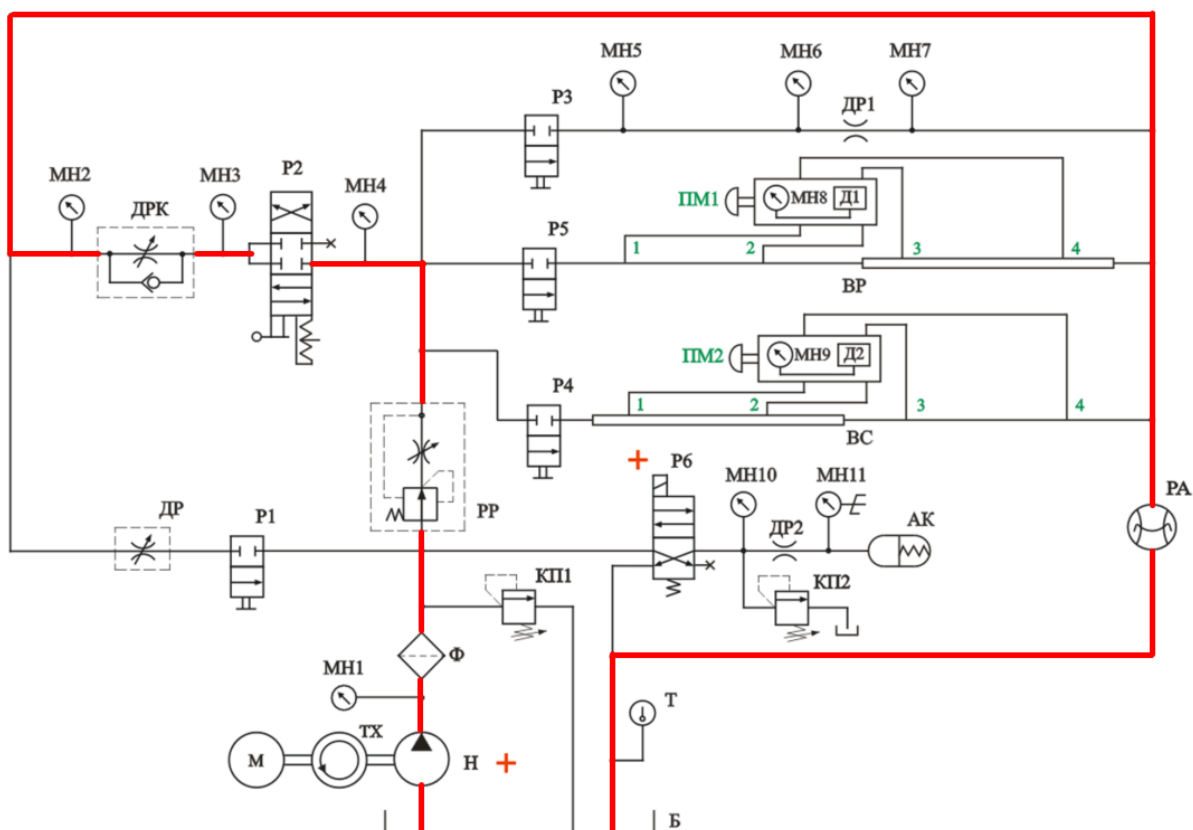


Рисунок 7.4 – Рабочий контур гидросхемы

Порядок подготовки к работе

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

До включения стенда необходимо:

- ✓ рукоятку исследуемого распределителя P_2 переместить в рабочую позицию (к панели стенда);
- ✓ убедиться в том, чтобы гидрораспределители P_1 , P_3 , P_4 и P_5 были закрыты (маховики повернуты до ограничения по часовой стрелке), а тумблер управления распределителем P_6 находился в положении «Выкл.»;
- ✓ указатель регулятора расхода PP установить в позицию «4».

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

Эксперимент

При различных расходах (настройках регулируемого дросселя ДР) провести 6 опытов.

В каждом опыте необходимо регистрировать:

- ✓ давление на входе распределителя $p_{ВХ}$ (по манометру МН4);
- ✓ давление на выходе распределителя $p_{ВЫХ}$ (по манометру МН3);
- ✓ температуру рабочей жидкости T (по термометру Т);
- ✓ расход жидкости Q (см. по цифровому табло «Расход, л/мин»);
- ✓ Результаты измерений записать в таблицу 7.1.

Таблица 7.1 – Результаты исследований по определению расходно-перепадной характеристики распределителя

Параметры	Номер опыта					
	1	2	3	4	5	6
Давление на входе $p_{ВХ}$, МПа						
Давление на выходе $p_{ВЫХ}$, МПа						
Температура жидкости T , °С						
Расход через распределитель Q , м ³ /с						
Перепад давления на распределителе Δp , МПа						
Кинематическая вязкость жидкости ν , м ² /с						
Коэффициент местного сопротивления распределителя ζ						
Потери мощности на распределителе $N_{пот}$, Вт						

Следует иметь в виду, что значения Δp , ζ и $N_{пот}$ определяются в рассматриваемом случае лишь при одиночном прохождении рабочей жидкости через распределитель – со входа Р на выход А.

После выполнения всех опытов необходимо отключить насосную установку и электропитание стенда.

Обработка результатов эксперимента

Кинематическая вязкость жидкости определяется по графику $\nu = f(T)$, имеющемуся в лаборатории (для масла, которым заправлена гидростанция стенда).

Перепад давления на распределителе

$$\Delta p = p_{ВХ} - p_{ВЫХ}.$$

Коэффициент местного сопротивления распределителя определяется по формуле (7.1), а величина $N_{пот}$ – по формуле (7.2).

По результатам испытаний необходимо построить:

- ✓ расходно-перепадную характеристику $\Delta p = f(Q)$;
- ✓ характеристики $\zeta = f(Q)$ и $N_{пот} = f(Q)$.

Контрольные вопросы

1. Устройство лабораторного стенда.
2. Классификация и устройство гидрораспределителей.
3. Условные графические обозначения гидрораспределителей.
4. Основные параметры гидрораспределителей.
5. Методика определения гидравлических характеристик гидрораспределителей.
6. Анализ экспериментальных гидравлических характеристик распределителя.

Лабораторная работа № 8

Изучение устройства и исследование расходно-перепадной характеристики дросселя с обратным клапаном

Цель работы

- ✓ Изучение конструкции блока дросселей с обратными клапанами.
- ✓ Экспериментальное определение расходно-перепадных характеристик.

Общие сведения

Блоки дросселей с обратными клапанами (далее БДК) применяются в регулируемых гидроприводах с дроссельным принципом регулирования. Их применение позволяет обеспечивать низкую скорость выполнения рабочей операции и высокую скорость обратного хода. Исследуемый в лабораторной работе блок дросселей типа ДКМ-6/3 регулирует расход масла в линиях А и В в одном направлении и свободно пропускает масло в обратном направлении. Исследуемое устройство имеет условный проход $d_y = 6$ мм.

Обозначение на схемах гидравлических принципиальных исследуемого устройства приведено на рисунке 8.1.

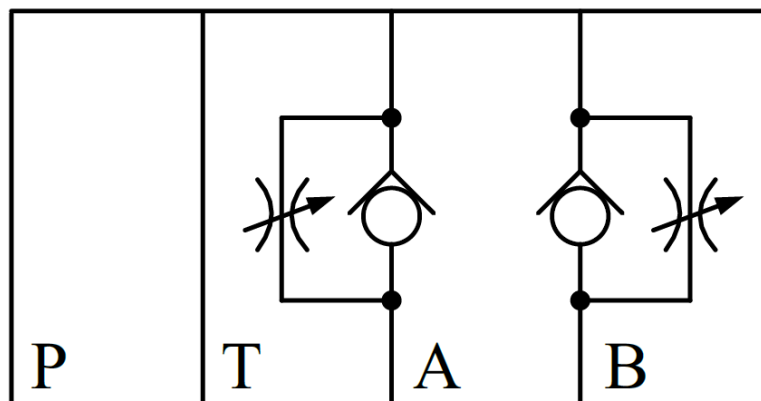


Рисунок 8.1 – Условное обозначение блока дросселей с обратными клапанами

Исследуемое устройство имеет стыковое присоединение и относится к устройствам модульного монтажа. Дроссели с обратными клапанами установлены в линиях А и В, которые в гидроприводе соединяются, например, со входом и выходом цилиндра.

Устройство блока дросселей с обратными клапанами показано в работе [6].

На схеме (см. рисунок 1, стр. 3) показана только одна линия управления – линия А, которая задействована в данной работе. Управление регулирующими дросселями осуществляется с помощью резьбовых пробок с внутренним шестигранником, установленных по торцам блока дросселей БДК.

Рабочая жидкость с монтажной плиты подводится по каналу Р БДК на вход гидрораспределителя Р2. Каналом Т гидрораспределитель Р2 соединен со сливом. При перемещении рукоятки распределителя Р2 в рабочую позицию (к панели) его вход Р соединяется с выходом А и линией А БДК. При этом жидкость от распределителя Р2 подводится к БДК (если смотреть по рисунку 8.1) снизу. При этом обратный клапан закрыт.

Основными характеристиками блока дросселей с обратными клапанами являются расходно-перепадные, устанавливающие связь между перепадом давления (потерями давления) и расходом проходящей через устройство жидкости, т. е. это характеристики вида $\Delta p = f(Q)$. Так как площадь проходного сечения дросселя можно изменять (дроссель регулируемый), то этих характеристик множество.

Порядок выполнения работы

Объектом испытаний в данной работе является блок дросселей с обратными клапанами типа Z2FS6 (аналог отечественного ДКМ-6/3). На гидросхеме (рисунок 8.2) обозначен ДРК.

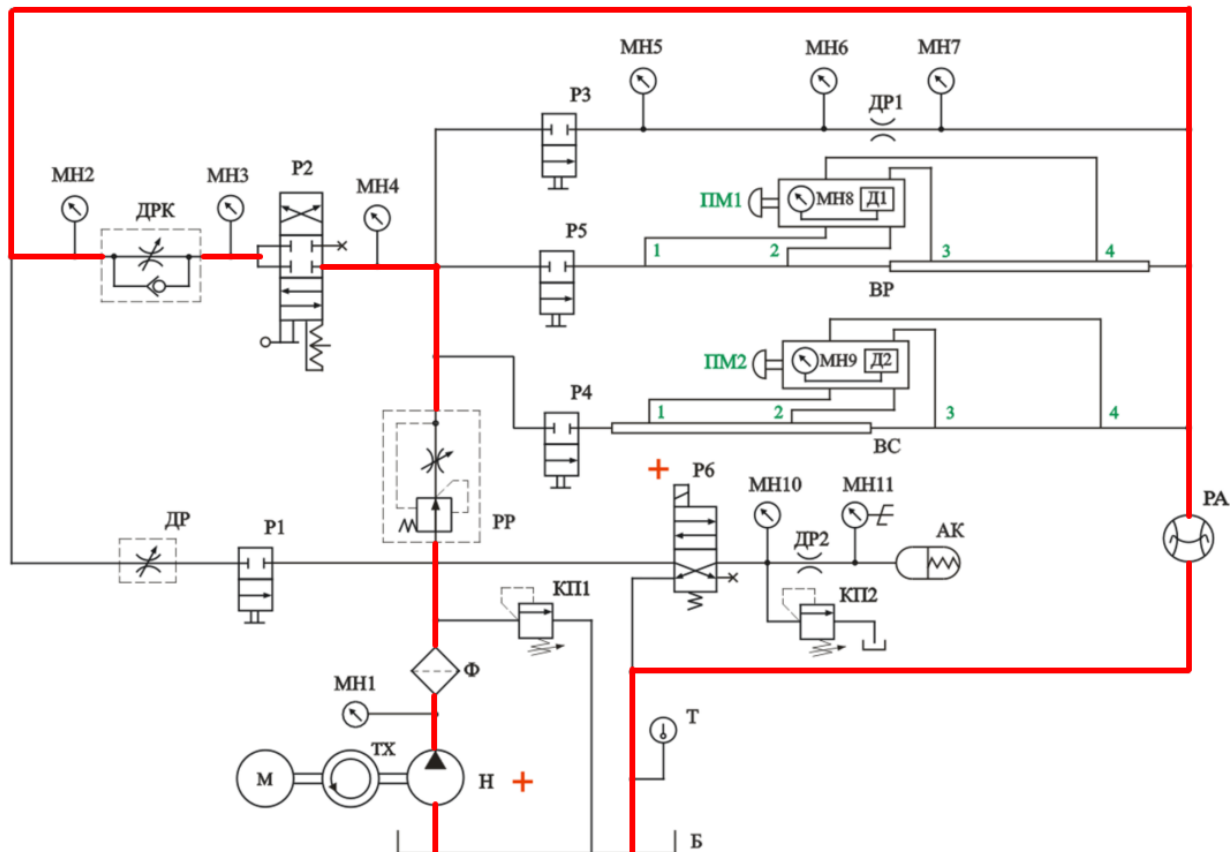


Рисунок 8.2 – Рабочий контур гидросхемы

Порядок подготовки к работе

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

Перед включением установки необходимо:

- ✓ убедиться в том, чтобы гидрораспределители P1, P3, P4 и P5 были закрыты (маховики повернуты до ограничения по часовой стрелке), а тумблер управления распределителем P6 находился в положении «Выкл.»;
- ✓ установить маховик управления регулятором расхода РР в положение, соответствующее максимальному расходу (указатель в позиции «4»);
- ✓ рукоятку исследуемого распределителя P2 установить в рабочую позицию (переместить к панели стенда).

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

Эксперимент

При различных настройках регулируемого дросселя ДРК (установлен в линии А) провести две серии опытов (настройку дросселя изменять путем вращения резьбовой пробки с внутренним шестигранником. Пробка расположена с лицевой стороны, рисунок 8.3).

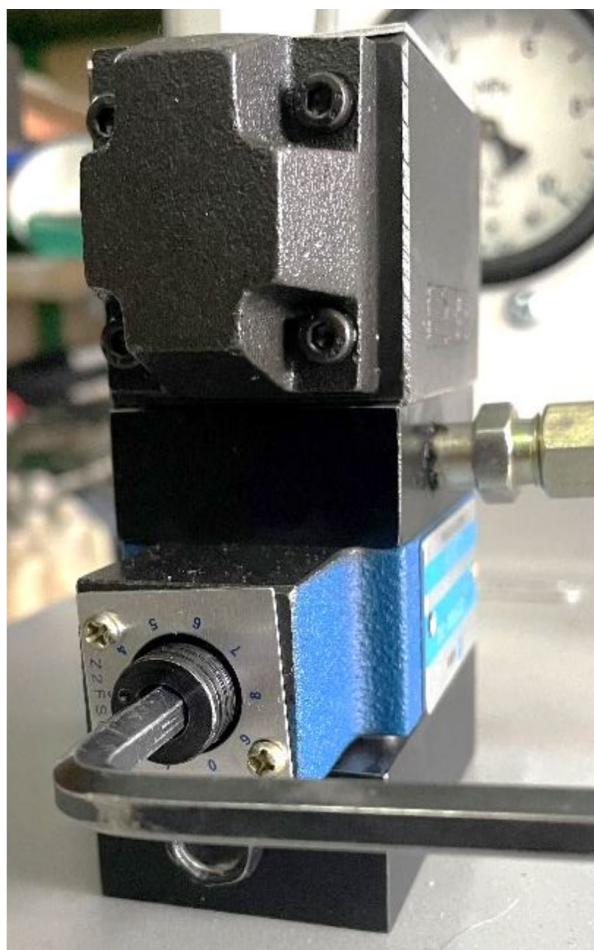


Рисунок 8.3 – Место расположения резьбовой пробки

Опыты необходимо проводить при различных расходах от максимального до минимального (настройках регулятора расхода РР).

В каждом опыте необходимо регистрировать:

- ✓ давление p_3 (по манометру МН3);
- ✓ давление p_2 (по манометру МН2);
- ✓ расход жидкости Q (см. по цифровому табло «Расход, л/мин»).

Результаты измерений занести в таблицы 8.1 и 8.2.

Таблица 8.1 – Результаты исследований (настройка 1 дросселя)

№ опыта	Давление p_3 , МПа	Давление p_2 , МПа	Перепад давления Δp , МПа	Расход Q , м ³ /с
1				
2				
3				
4				
5				
6				

Таблица 8.2 – Результаты исследований (настройка 2 дросселя)

№ опыта	Давление p_3 , МПа	Давление p_2 , МПа	Перепад давления Δp , МПа	Расход Q , м ³ /с
1				
2				
3				
4				
5				
6				

После проведения опытов необходимо отключить насос (кнопка «Стоп») и электропитание стенда.

Обработка результатов эксперимента

Перепад давления на дросселе:

$$\Delta p = p_3 - p_2.$$

По результатам исследований необходимо построить для обоих случаев графические зависимости $\Delta p = f(Q)$.

Контрольные вопросы

1. Устройство лабораторного стенда.
2. Назначение и устройство блока дросселей с обратными клапанами.
3. Методика экспериментального определения расходно-перепадных характеристик.
4. Анализ результатов экспериментальных исследований.

Лабораторная работа № 9

Определение зависимости коэффициента расхода гидродросселя от температуры рабочей жидкости

Цель работы

- ✓ Изучение методики определения коэффициента расхода гидродросселя.
- ✓ Исследование зависимости коэффициента расхода от температуры рабочей жидкости.
- ✓ Экспериментальное подтверждение теоретического значения величин изменения коэффициента расхода от температуры рабочей жидкости.

Общие сведения

Гидравлические дроссели предназначены для установления желаемой (требуемой) зависимости пропускаемого расхода от перепада давления до и после дросселя. По характеру рабочего процесса дроссели являются гидравлическими сопротивлениями с регламентированными характеристиками. Применение дросселей в качестве регулирующих устройств требует от них двух качеств:

- ✓ возможности получения характеристики, т. е. зависимости $p = f(Q)$ желаемого вида;
- ✓ сохранения стабильности характеристики при эксплуатации, а именно ее малой зависимости от изменения температуры (от вязкости) жидкости, стойкость к засорениям, облитерации.

Широко применяются в качестве дросселирующих устройств местные сопротивления, используемые в зоне квадратичных режимов течения. Дросселирующие элементы на базе диафрагм и насадков, где обтекаются острые кромки, уже при малых значениях Re имеют слабо изменяющуюся от числа Рейнольдса зависимость коэффициента расхода μ .

Количество жидкости, проходящей через дроссель, можно определить по формуле

$$Q = \mu \cdot S \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}}, \quad (9.1)$$

где Δp – перепад давления на дросселе, Па;

S – площадь сечения отверстия, м²;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³,

Q – расход, м³/с.

По этим формулам определяется расход для всех случаев, связанных с истечением из отверстия с острой кромкой и через насадки различных форм.

Из уравнения (9.1) следует, что

$$\mu = \frac{Q}{S \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}}}. \quad (9.2)$$

Согласно [1...6] значение коэффициента расхода μ изменяется в диапазоне 0,64...0,75.

Порядок выполнения работы

Объектом испытаний в данной работе является верхний стальной трубопровод (рисунок 9.1) постоянного диаметра ($d = 8$ мм), трубопровод содержит дроссель (диаметр $d_{др} = 3,8$ мм). Схема данного трубопровода приведена на рисунке 9.2. Все размеры на схеме приведены в мм.

Нумерация сечений трубопроводов соответствует номерам манометров на схеме гидравлической принципиальной (рисунок 9.1). Трубопровод расположен горизонтально, имеет постоянный диаметр и содержит одно местное сопротивление – гидродроссель ДР1.

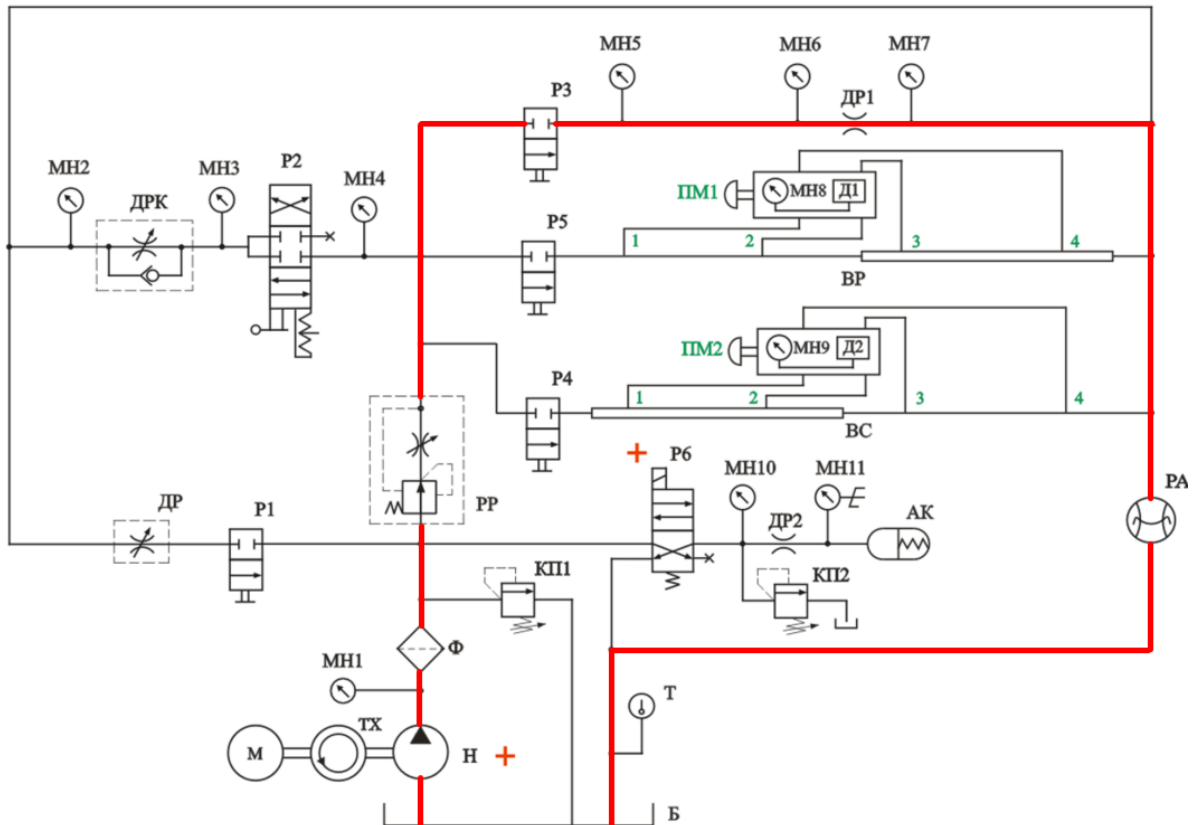


Рисунок 9.1 – Рабочий контур гидросхемы

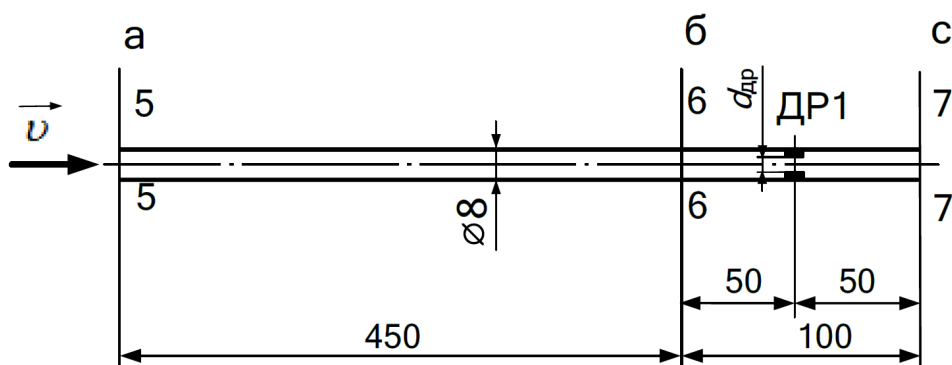


Рисунок 9.2 – Схема исследуемого трубопровода

Порядок подготовки к работе

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

До включения стенда необходимо:

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

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

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

Включить электрическое питание стенда («Сеть»). Включить насос (кнопка «Пуск»).

Эксперимент

ВНИМАНИЕ! При проведении опыта необходимо принять расход Q в диапазоне от 5 до 10 л/мин (занести в таблицу 9.1) и поддерживать его значение постоянным на протяжении всего опыта с помощью регулятора расхода РР и распределителя Р3.

Эксперимент необходимо начинать при температуре масла, близкой к комнатной.

При постепенном увеличении температуры масла, обусловленным работой насоса (от 20 до 55 °С), снять показания:

✓ давления p_6, p_7 по манометрам МН6, МН7 соответственно;

✓ температуру рабочей жидкости $T, ^\circ\text{C}$ (по термометру Т).

Результаты измерений занести в таблицу 9.1.

Таблица 9.1 – Результаты исследований

$T, ^\circ\text{C}$	$p_6, \text{МПа}$	$p_7, \text{МПа}$	$\Delta p, \text{МПа}$	$Q, \text{л/мин}$	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	μ

После проведения опыта необходимо:

✓ отключить насос (кнопка «Стоп»);

✓ отключить электропитание стенда автоматическим выключателем «СЕТЬ».

Обработка результатов эксперимента

По формуле 9.2 рассчитать значения коэффициента расхода μ .

Для определения плотности рабочей жидкости ρ , соответствующей определенной температуре, следует воспользоваться таблицей, представленной на рисунке 9.3.

В таблице необходимо найти величину известной плотности и вести отсчет вправо (если температура нефтепродукта ниже) или влево (если температура выше известной) на столько значений, на сколько градусов температура отличается от известной.

Плотность нефтепродукта при +20 °С равна 727,4 кг/м³. Необходимо определить его плотности при температуре –10 °С и +32 °С. Находим в таблице плотность 727,4 кг/м³. Отсчитав вправо от нее 30 значений (20–(–10) = 30), получим

плотность $753,0 \text{ кг/м}^3$ при $-10 \text{ }^\circ\text{C}$. Отсчитав влево 12 значений ($32-20 = 12$), получим плотность $716,9 \text{ кг/м}^3$ при $+32 \text{ }^\circ\text{C}$.

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

Рисунок 9.3 – Таблица для определения плотности нефтепродуктов в зависимости от изменения температуры

Примечание – Пример использования таблицы

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

Результаты вычислений занести в таблицу 9.1 и построить зависимость коэффициента расхода μ от температуры рабочей жидкости.

Контрольные вопросы

1. Запишите формулу для определения числа Рейнольдса.
2. Укажите отличия динамической и кинематической вязкости.
3. Запишите формулу для определения коэффициент расхода.
4. Объясните полученную в ходе выполнения эксперимента зависимость.

Список использованных источников

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

Учебное издание

Составители:

*Голуб Владимир Михайлович
Литвинович Александр Николаевич*

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторных работ по курсам:
«Механика жидкости и газа»

*для студентов специальности 1 – 36.01.03
«Технология оборудования
машиностроительного производства»*

«Гидро- и пневмопривод и гидро- и пневмоавтоматика»
*для студентов специальности 1 – 36.01.01
«Технология машиностроения»*

«ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ»
ЧАСТЬ 2

Ответственный за выпуск: Голуб В. М.
Редактор: Митлошук М. А.
Компьютерная вёрстка: Соколюк А. П.
Корректор: Дударук С.А.

Подписано в печать 18.04.2022 г. Формат 60x84 ¹/₁₆. Бумага «Performer».
Гарнитура «Times New Roman». Усл. печ. л. 2,09. Уч. изд. л. 2,25. Заказ № 368. Тираж 19 экз.
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/235 от 24.03.2014 г.