

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
Кафедра теплогазоснабжения, вентиляции и гидравлики

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ
ПО ОБЩЕЙ ГИДРАВЛИКЕ
ДЛЯ СТУДЕНТОВ ОЧНОЙ И ЗАОЧНОЙ
ФОРМ ОБУЧЕНИЯ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ
СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ
ПО КУРСАМ «ГИДРАВЛИКА» И «МЕХАНИКА
ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ»**



Владимир 2011

УДК 532
ББК 30.123
М54

Составители:

В.И. Тарасенко, С.В. Угорова, К.И. Зуев, В.М. Мельников

Рецензент

Доктор технических наук, профессор
кафедры теплогазоснабжения, вентиляции и гидравлики
Владимирского государственного университета
А.И. Евдокимов

Печатается по решению редакционного совета
Владимирского государственного университета

Методические указания к лабораторным работам по общей
М54 гидравлике для студентов очной и заочной форм обучения машино-
строительных специальностей по курсам «Гидравлика» и «Механи-
ка жидкостей и газов» / Владим. гос. ун-т ; сост. : В.И. Тарасенко
[и др.]. – Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011. – 44 с.

Описан порядок проведения лабораторных работ по гидродинамике, гидро-
машинам и гидроприводам. В конце каждой лабораторной работы даны вопросы
для самопроверки и закрепления знаний.

Предназначены для студентов второго-третьего курсов.

Рекомендованы для формирования профессиональных компетенций в соот-
ветствии с ФГОС 3-го поколения.

Табл. 10. Ил. 26. Библиогр.: 5 назв.

УДК 532
ББК 30.123

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания к лабораторным работам по общей гидравлике рассчитаны на многие специальности факультетов МТФ, АТФ и АСФ по курсам «Гидравлика» и «Механика жидкостей и газов».

Большую часть работ проводят на универсальном гидравлическом стенде. Работы по гидромашинам и гидроприводам с дроссельным и объемным регулированием выполняют на отдельных стендах.

Подготовка к лабораторным занятиям предполагает изучение литературы, рекомендованной преподавателем, конспекта лекций и соответствующих методических указаний. Отчеты должны быть выполнены в соответствии с требованиями стандарта (СТП 71.4.–84. Общие положения, структура, требования и правила оформления отчетов о лабораторных работах).

Лабораторная работа № 1 ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ

Цель работы: изучить принцип действия приборов, снять показания и определить абсолютное давление.

Правила пользования приборами

1. Место установки прибора выбирается таким образом, чтобы наблюдать за показаниями было удобно, без вибраций и сотрясений.

2. Жидкостный прибор устанавливают вертикально и заполняют рабочей жидкостью до нулевой отметки или дают поправку на положение прибора.

3. Отверстие для присоединения прибора должно быть диаметром 0,5 ... 2 мм, ось его – нормально располагаться к стенке резервуара, края отверстия – тщательно, без заусениц, обработаны.

4. Перед измерениями необходимо удалить воздух из жидкости, заполняющей прибор и соединительные трубки.

5. Перед началом и после окончания измерений пружинными приборами необходимо проверить установку стрелки на нуль.

6. При отсчете глаз должен находиться в положении, при котором луч зрения наблюдателя перпендикулярен к плоскости циферблата и проходит через конец указательной стрелки прибора.

Общие сведения

Из-за текучести жидкости на нее действуют силы, распределенные по массе жидкости. К ним относятся силы тяжести, инерции и др. На граничной поверхности на жидкость действуют внешние поверхностные силы. Под их действием жидкость находится в напряженном состоянии, которое в каждой точке характеризуется давлением.

Давлением в жидкости называется напряжение сжатия p , которое определяется в каждой точке:

$$p = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta S},$$

где ΔF – нормальная сжимающая сила, действующая на площадь ΔS .

Единица измерения давления в системе СИ – паскаль (Па):

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2.$$

В технике также используют техническую атмосферу, равную

$$10^4 \text{ кгс/м}^2 = 1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па},$$

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па}; 1 \text{ мм вод. ст.} = 9,81 \text{ Па}.$$

Для перевода из одной системы измерения давления в другую используют соотношение

$$1 \text{ атм} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10 \text{ мм вод. ст.} = 735,5 \text{ мм рт. ст.} = 98100 \text{ Па};$$

$$1 \text{ атм} \approx 0,1 \text{ МПа}.$$

Абсолютный нуль давления соответствует отсутствию сжимающих напряжений в жидкости.

Давление, отсчитанное от абсолютного нуля, называется абсолютным давлением, или просто давлением, и обозначается $p_{\text{абс}}$ и p .

Абсолютное давление может быть больше или меньше атмосферного давления $p_{\text{атм}}$ (рис. 1). Избыток абсолютного давления над атмосферным называется манометрическим, или избыточным, давлением ($p_{\text{и}} = p_{\text{ман}}$) и определяется:

$$p_{\text{и}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}.$$

Недостаток абсолютного давления до атмосферного называется

вакуумметрическим давлением, или разрежением, и обозначается p_v :

$$p_v = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}};$$

$$p_v = -p_{\text{и}}.$$

Максимально возможный в жидкости вакуум ограничен величиной, соответствующей при данной температуре давлению насыщенного пара жидкости:

$$p_{v \text{ max}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п.}},$$

где $p_{\text{н.п}}$ – давление насыщенного пара.

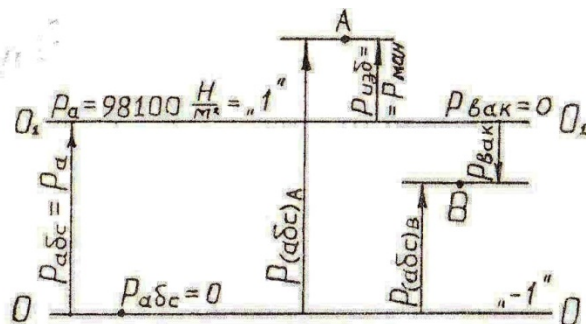


Рис.1

Для измерения давления применяются разнообразные приборы. По характеру измеряемой величины приборы разделяются на следующие группы:

- 1) для измерения атмосферного давления – барометры;
- 2) измерения разности абсолютного и атмосферного давлений – манометры и вакуумметры;
- 3) измерения абсолютного давления – манометры абсолютного давления;
- 4) измерения разности давлений – дифференциальные манометры;
- 5) измерения малого избыточного давления и вакуума.

По принципу действия различают приборы жидкостные, пружинные, поршневые, электрические и др. В работе рассматриваются жидкостные и пружинные приборы, имеющиеся в лаборатории.

К жидкостным относят приборы, основанные на гидростатическом принципе действия, который заключается в том, что измеряемое давление уравнивается давлением, создаваемым весом столба жидкости.

Действие пружинных манометров основано на применении закона Гука. Сила давления деформирует упругий элемент прибора – пружину, которая может представлять собой полую трубку, мембрану и т.п.

Деформация упругого элемента, вызванная давлением, по закону Гука пропорциональна давлению.

Жидкостные приборы

Ртутный барометр (рис. 2). Прибор состоит из открытой в атмосферу чашки 1, заполненной ртутью, и стеклянной трубки 2, верхний конец которой запаян, а нижний – опущен под уровень ртути.

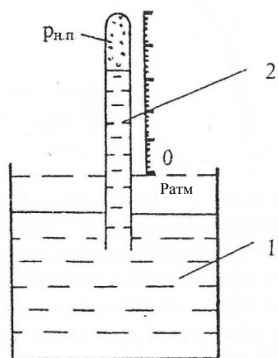


Рис. 2

Воздух из трубки предварительно удален, поэтому трубка заполняется насыщенным паром ртути, давлением $p_{н.п.}$. Атмосферное давление $p_{атм}$, действуя на поверхность ртути в чашке, поднимает ртуть в трубке на высоту h , при которой сумма давлений паров и столба ртути уравнивается атмосферным давлением:

$$p_{атм} = p_{н.п.} + \rho_{рт} \cdot g \cdot h$$

при $t = 0^\circ\text{C}$, $p_{н.п.} \approx 0$, $p_{атм} = \rho_{рт} \cdot g \cdot h$.

Пьезометр. Применяется для измерения избыточного давления и представляет собой прозрачную трубку, один конец которой соединяется с областью, где измеряется давление, а другой – открыт в атмосферу (рис. 3).

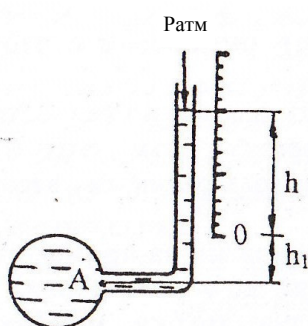


Рис. 3

Избыточное давление в произвольно выбранной точке A жидкости определяется по формуле

$$p_A = \rho \cdot g (h + h_1),$$

где h – показания пьезометра, h_1 – глубина точки A под уровнем нулевого штриха шкалы прибора (расстояние от точки замера до нуля шкалы прибора).

Обратный пьезометр. Применяется для измерения давления меньше атмосферного, т.е. вакуума (рис. 4). Он измеряет разность давлений атмосферного и абсолютного, причем

$$p_{абс} < p_{атм}; \quad p = p_{атм} - \rho \cdot g \cdot h_{вак}$$

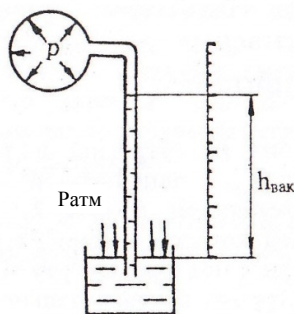


Рис. 4

U-образный манометр. Представляет собой U-образную стеклянную трубку, заполненную рабочей жидкостью (рис. 5). Обычно в качестве рабочих жидкостей можно использовать такие со следующей плотностью:

такие со следующей плотностью:

вода $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$;
 спирт $\rho_{\text{с}} = 790 \text{ кг/м}^3$;
 ртуть $\rho_{\text{рт}} = 13600 \text{ кг/м}^3$;
 бромистый этилен $\rho_{\text{бр}} = 2180 \text{ кг/м}^3$ и др.

Уравнение равновесия запишется следующим образом:

$$p + \rho gh = p_{\text{атм}} + \rho_{\text{рт}} gh;$$

$$p - p_{\text{атм}} = gh (\rho_{\text{рт}} - \rho) = p_{\text{и}}.$$

Дифференциальный манометр. Применяется для измерения разности давлений (рис. 6). Уравнение равновесия записывается таким образом:

$$p_2 + \rho gh_2 + \rho_{\text{рт}} gh = p_1 + \rho gh_1;$$

$$h_1 = h + h_2 + (Z_1 - Z_2)$$

при $Z_1 = Z_2$;

$$p_1 - p_2 = \Delta p = gh (\rho_{\text{рт}} - \rho),$$

где p_1 – давление жидкости в сосуде A ;

p_2 – давление жидкости в сосуде B ;

h_1 – расстояние от уровня ртути в трубке дифференциального манометра до точки, в которой измеряется давление в сосуде A ;

h_2 – расстояние от уровня ртути в трубке дифференциального манометра до точки, в которой измеряется давление в сосуде B .

Микроманометр. Для измерения незначительных по величине давлений 25 ... 150 мм вод. ст. применяются микроманометры (рис. 7). Избыточное давление на поверхности жидкости в чашке определяется:

$$p_{\text{и}} = \rho g l \sin \alpha,$$

где ρ – плотность рабочей жидкости (спирта),

l – показание прибора,

α – угол наклона трубки к горизонту.

Масштабом микроманометра называют величину $K = \sin \alpha$.

Основные преимущества жидкостных приборов – простота устройства и высокая точность измерений. К недостаткам жидкостных приборов относится узость диапазона измеряемых давлений. В

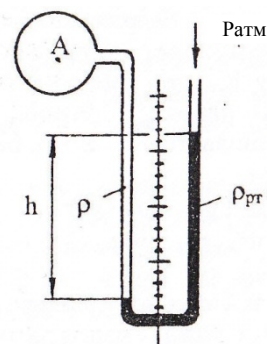


Рис. 5

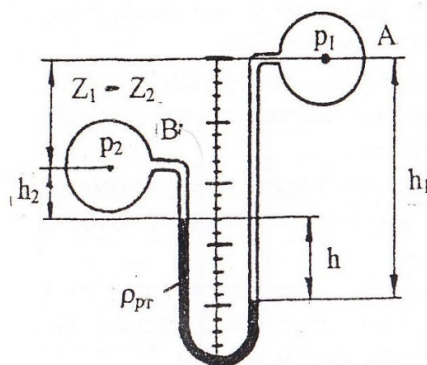


Рис. 6

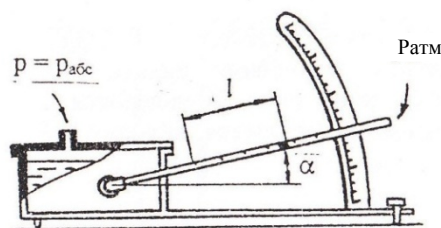


Рис. 7

тех случаях, когда необходимо измерять большие давления, применяются механические приборы.

Пружинные приборы

Пружинный манометр. Основная деталь прибора – изогнутая латунная трубка (трубка Бурдона), имеющая в сечении эллиптическую форму (рис. 8). Один конец трубки запаян и через передаточный механизм соединен со стрелкой прибора, а другой – с областью, где измеряется давление. Под действием давления сечение трубки деформируется: большая часть эллипса уменьшается, меньшая – увеличивается и благодаря возникающим напряжениям появляется момент M , разгибающий трубку.

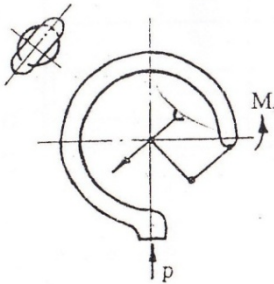


Рис. 8

При этом стрелка прибора, связанная со свободным концом трубки через передаточный механизм, поворачивается на некоторый угол, пропорциональный измеряемому давлению.

Вакуумметр с трубчатой пружиной устроен также, как манометр. При воздействии на внутреннюю плоскость трубки давления меньше атмосферного трубка сгибается.

К преимуществам пружинных приборов относятся: простота устройства, универсальность, большой диапазон измеряемых давлений. Основной недостаток – нестабильность их показаний.

Порядок выполнения работы

Снимают показания с приборов и записывают в таблицу. Используя соотношение между единицами измерения давления в соответствии с таблицей, показания всех приборов определяют в паскалях и технических атмосферах, затем вычисляют абсолютное давление.

№ п/п	Прибор	Показания прибора и единица измерения	Давление		
			Па	Кгс/см ²	абсолютное, Па
1	Пьезометр				
2	Обратный пьезометр				
3	Дифференциальный манометр				
4	Пружинный манометр				
5	Трубчатый вакуумметр				
6	Барометр				

Контрольные вопросы

1. Что называется давлением? Дать определение абсолютного, манометрического и вакуумметрического давлений.
2. Назвать единицы измерения давления и соотношения между ними.
3. Объяснить принцип работы и устройство приборов, измеряющих давление.
4. Перечислить свойства гидростатического давления.
5. Сформулировать закон Паскаля.
6. Как действует давление жидкости на плоские стенки?

Лабораторная работа № 2 ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Цель работы: установить опытным путем наличие двух режимов течения жидкости и определить для них число Рейнольдса.

Методика выполнения работы

Предварительно заполняют жидкостью всю систему. При открытии вентиля устанавливают небольшой расход, при котором необходимо, чтобы вводимая в поток через вентиль и трубку краска не перемешивалась с водой. Все больше открывая вентиль и наблюдая за струйкой краски в потоке, устанавливают переходный режим, который характеризуется появлением вихревых движений подкрашенной жидкости. Для последнего опыта необходимо открыть вентиль полностью. При всех опытах измеряют время заполнения мерного бака при закрытом вентиле.

Обработка результатов измерений

Для обработки опытных данных необходимо определить:

- расход воды $Q = W / t$, где W – объем воды в мерном баке; t – время наполнения бака;
- площадь сечения трубы $S = \pi d^2 / 4$, где d – внутренний диаметр трубы;
- среднюю скорость в трубе $V = Q / S$;

– число Рейнольдса $Re = V d / \nu$, где ν – кинематическая вязкость жидкости;

– режим течения жидкости

 ламинарный при $Re < Re_{кр} = 2320$;

 турбулентный при $Re > Re_{кр} = 2320$, где $Re_{кр} = 2320$ – критическое число Рейнольдса.

Результаты измерений и вычислений свести в таблицу.

№ п/п	Показатель	Единица измерения	Опыт		
			1-й	2-й	3-й
1	Внутренний диаметр трубы d				
2	Температура воды T				
3	Кинематическая вязкость ν				
4	Площадь сечения трубы S				
5	Объем воды в мерном баке W				
6	Время наполнения бака t				
7	Расход Q				
8	Средняя скорость в трубопроводе V				
9	Число Рейнольдса Re				
10	Режим течения				

Необходимо сделать вывод о том, какие факторы влияют на режим течения.

Контрольные вопросы

1. Дать определение режимов жидкости.
2. Как определить расход жидкости?
3. Как определить число Рейнольдса и режим течения?
4. Как изменится число Рейнольдса при увеличении расхода?

Лабораторная работа № 3

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДАХ

Гидравлические сопротивления по длине

Цель работы: определение гидравлических потерь по длине экспериментальным путем и сравнение их с потерями, вычисленными теоретическим (расчетным) путем.

Схема установки

На схеме экспериментальной установки (рис. 1) представлены следующие обозначения: 1 – опытный участок трубопровода; 2 – пьезометры; 3 – насос; 4 – диафрагма; 5 – вентиль; 6 – гидробак; 7 – тарировочный график; l – длина трубопровода; d – диаметр трубопровода; $h_{\text{дл}}$ – потеря напора по длине трубопровода; Q – расход; ΔH – потеря напора в расходомере (диафрагме); h_1, h_2, h_3, h_4 – показания пьезометров.

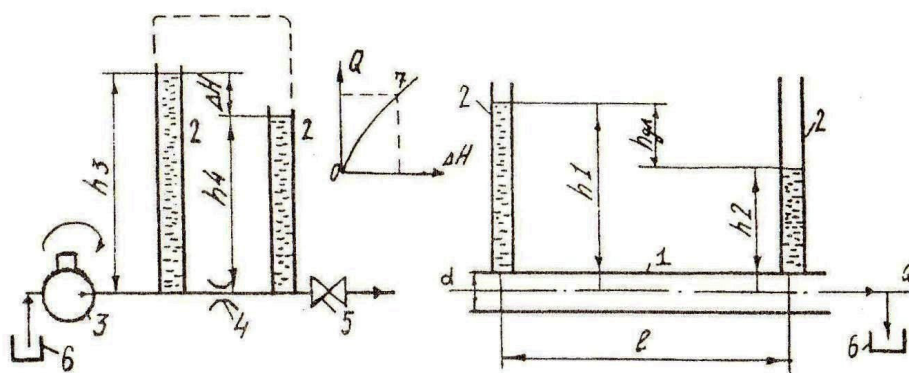


Рис.1

Методика выполнения работы

Изменяя 2 – 3 раза вентилем расход жидкости Q в трубопроводе, снять показания пьезометров. Расход жидкости определить по тарировочному графику для расходомерной диафрагмы (шайбы) по разности показаний дифференциального манометра. Замерить расстояние между двумя сечениями трубопровода (пьезометрами).

Обработка результатов измерений

Гидравлические потери по длине $h_{\text{дл}}$ экспериментальным путем определить из выражения $h_{\text{дл}} = h_1 - h_2$, теоретическим путем – из выражения

$$h_{\text{дл}} = \lambda l V^2 / (2gd) \quad (\text{формула Дарси – Вейсбаха}),$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, определяемый при числе Рейнольдса $Re < Re_{\text{кр}} = 2320$ по зависимости $\lambda = 64 / Re$; при $Re > Re_{\text{кр}} = 2320$ и при гидравлически гладких трубопроводах по зависимости $\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}$; при $Re > Re_{\text{кр}}$ и гидравлически шероховатых трубах, например, по зависимости Альтшуля

$$\lambda = 0,11 (68/Re + \Delta_{\text{э}}/d)^{0,25},$$

где $\Delta_{\text{э}}$ – эквивалентная абсолютная шероховатость (для стальных труб $\Delta_{\text{э}} = 0,1 - 0,5$ мм);

$$Re = V d / \nu,$$

где $V = Q / S$ – средняя скорость движения жидкости;

Q – расход;

$S = \pi d^2 / 4$ – площадь сечения трубопровода;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

d – диаметр трубопровода;

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

Результаты измерений и вычислений свести в таблицу.

№ п/п	Показатель	Единица измерения	Опыт		
			1-й	2-й	3-й
1	Показания пьезометров:				
	h_1	м			
	h_2	м			
2	Показания дифференциального манометра $\Delta H = h_3 - h_4$	см			
3	Расход Q	м ³ /с			
4	Длина трубопровода l	м			
5	Диаметр трубопровода d	м			
6	Площадь сечения трубопровода S	м ²			
7	Средняя скорость V	м/с			
8	Температура t	°С			
9	Кинематическая вязкость ν	м ² /с			
10	Число Рейнольдса Re	-			
11	Режим течения	-			
12	Коэффициент трения λ	-			
13	Экспериментальные потери напора $h_{\text{дл}}$	м			
14	Расчетные потери напора $h_{\text{дл}}$	м			

Необходимо указать причины расхождения экспериментальных и расчетных потерь напора по длине трубопровода.

Контрольные вопросы

1. Написать формулу Дарси – Вейсбаха для определения потерь напора по длине.
2. От каких параметров зависит коэффициент гидравлического трения?

3. Как определить среднюю скорость жидкости?
4. Как влияет увеличение расхода на потери напора по длине?

Местные гидравлические сопротивления

Цель работы: определить экспериментальным путем коэффициент местных сопротивлений и сравнить полученные значения со справочными.

Схема установки

На схеме экспериментальной установки (рис. 2) представлены следующие обозначения: 1 – гидробак; 2 – насос; 3, 4, 8, 9, 11, 12, – пьезометры; 5 – диафрагма; 6 – тарировочный график; 7 – вентиль; 10 – внезапное расширение; 13 – внезапное сужение.

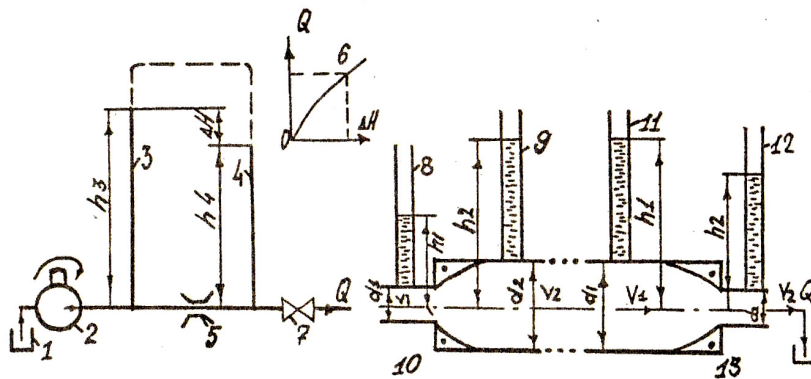


Рис. 2

Методика выполнения работы

Изменяя вентилем расход в системе 3 – 4 раза, снять показания пьезометров, установленных до местного сопротивления и после него. Расход жидкости определить по тарировочному графику для расходомерной диафрагмы по разности показаний ΔH дифференциального манометра. Результаты измерений занести в таблицу.

Обработка результатов измерений

Местные потери напора h_M при горизонтальном положении трубы определить из выражения

$$h_M = (h_1 + \alpha_1 V_1^2 / 2g) - (h_2 + \alpha_2 V_2^2 / 2g),$$

где h_M – потери напора в местном сопротивлении;

h_1, h_2 – пьезометрические высоты;

α_1, α_2 – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения скоростей по сечению потока;

V_1, V_2 – средние скорости.

Экспериментальное значение коэффициента местного сопротивления ξ определяется из формулы Вейсбаха:

$$h_M = \xi (V_2^2/2g),$$

где V_2 – средняя скорость потока после местного сопротивления;

$$V_2 = Q / S,$$

где $S = \pi d^2 / 4$ – площадь сечения канала после местного сопротивления.

Коэффициент Кориолиса $\alpha = 2$ при ламинарном режиме течения и $\alpha \approx 1,1$ при турбулентном режиме. Справочные значения коэффициентов местных сопротивлений приведены в справочной литературе. Для данных местных сопротивлений коэффициенты могут быть вычислены по формулам:

– для внезапного расширения

$$\xi_{\text{выч}} = (d_2^2/d_1^2 - 1)^2;$$

– для внезапного сужения

$$\xi_{\text{выч}} = 0,5 (1 - d_2^2/d_1^2)^2,$$

где d_1, d_2 – диаметры трубопроводов до и после местного сопротивления.

№ п/п	Показатель	Единица измерения	Внезапное								
			расширение				сужение				
			Номера опытов								
			1	2	3	4	1	2	3	4	
1	Показания пьезометров:										
	h_1	м									
	h_2	м									
2	Показания дифференциального манометра $\Delta H = h_3 - h_4$	см									
3	Расход Q	м ³ /с									
4	Температура t	°С									
5	Кинематическая вязкость ν	м ² /с									
6	Диаметры:										
	d_1	м									
	d_2	м									
7	Средние скорости:										
	V_1	м/с									
	V_2	м/с									
8	Потери напора h_M	м									
9	Число Рейнольдса Re	-									
10	Режим течения	-									
11	Экспериментальный коэффициент ξ_{Σ}	-									
12	Вычисленный (справочный) коэффициент $\xi_{\text{выч}}$	-									

Следует указать возможные причины расхождения ξ_{Σ} и $\xi_{\text{выч}}$.

Контрольные вопросы

1. От каких параметров зависит коэффициент местного сопротивления?
2. Дать схемы основных видов местных сопротивлений.
3. Написать формулу для определения местных потерь напора.
4. Чем вызваны местные потери?

Лабораторная работа № 4 УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

Цель работы: определить составляющие полного удельного напора потока в расчетных сечениях трубопровода переменного сечения, графически отобразить распределение пьезометрического, скоростного и полного напоров по длине трубопровода. Указать потери напора по длине и на местных сопротивлениях.

Необходимые сведения

Уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии (записанное в энергиях) или баланс напоров для двух сечений трубопровода с учетом потерь (записанное в напорах).

Уравнение Бернулли имеет вид:

$$z_1 + P_1/\rho g + \alpha_1 V_1^2/2g = z_2 + P_2/\rho g + \alpha_2 V_2^2/2g + h_w.$$

С энергетической точки зрения члены уравнения Бернулли представляют:

z_1 ; z_2 – удельная потенциальная энергия положения, величина которой зависит от положения центра тяжести рассматриваемого сечения над плоскостью сравнения;

$P_1/\rho g$; $P_2/\rho g$ – удельная потенциальная энергия давления в соответствующих сечениях, величина которой зависит от высоты столба жидкости в пьезометре;

$z_1 + P_1/\rho g$; $z_2 + P_2/\rho g$ – удельная потенциальная энергия жидкости в первом и втором сечениях;

$\alpha_1 V_1^2/2g$; $\alpha_2 V_2^2/2g$ – удельная кинетическая энергия жидкости;

V_1 , V_2 – средняя скорость по сечениям;

P_1 , P_2 – гидродинамическое давление;

α_1 , α_2 – коэффициенты Кориолиса, учитывающие неравномерность распределения истинных скоростей по сечению потока;

$z_1 + P_1/\rho g + \alpha_1 V_1^2/2g = e_1$ – полная удельная энергия в первом сечении;

$z_2 + P_2/\rho g + \alpha_2 V_2^2/2g = e_2$ – полная удельная энергия во втором сечении;

h_w – потери энергии между сечениями.

С геометрической точки зрения члены уравнения Бернулли представляют:

$z_1; z_2$ – геометрические высоты центров тяжести сечений над плоскостью сравнения;

$P_1/\rho g; P_2/\rho g$ – пьезометрические высоты;

$\alpha_1 V_1^2/2g; \alpha_2 V_2^2/2g$ – скоростные напоры;

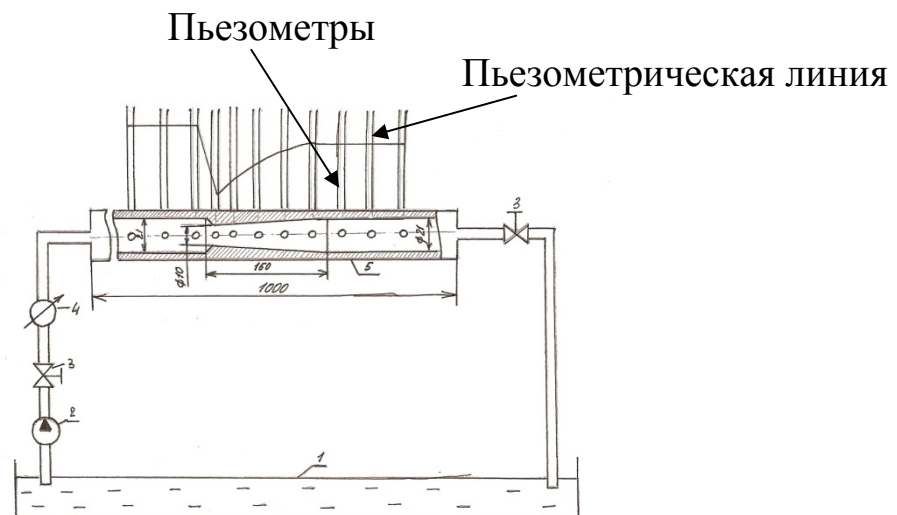
$z_1 + P_1/\rho g; z_2 + P_2/\rho g$ – пьезометрические напоры в сечениях;

$z_1 + P_1/\rho g + \alpha_1 V_1^2/2g; z_2 + P_2/\rho g + \alpha_2 V_2^2/2g$ – полные гидродинамические напоры;

h_w – потери напора.

Схема установки

Схема опытной установки «Уравнение Бернулли» (рисунок): 1 – бак с водой; 2 – центробежный насос; 3 – вентиль; 4 – ротаметр (Q) (расходомер); 5 – трубопровод переменного сечения.



Методика выполнения работы

Включаем насос и, открывая вентиль, устанавливаем необходимый расход воды в системе. Записываем показания всех пьезометров в таблицу протокола опыта. Зарисовываем схему установки с указанием всех геометрических размеров.

Обработка результатов измерений.

В учебных целях коэффициент Кориолиса α при турбулентном течении потока принимают равным единице, т.к. при проведении опыта поток жидкости – турбулентный. При установившемся движении потока уравнение неразрывности имеет следующий вид:

$$Q = V_1 S_1 = V_2 S_2,$$

где $S_1 = \pi d_1^2/4$, $S_2 = \pi d_2^2/4$, $V_1 = V_2 S_2/S_1$, отсюда $V_1^2/2g = (d_1/d_2)^4 V_2^2/2g$.

Диаметры трубопровода переменного сечения задает преподаватель. Потери h_w на трение по длине и в местном сопротивлении вычисляют по уравнению Бернулли. Результаты заносят в таблицу.

Номер точки	Показания пьезометра $P/\rho g$, м	Расходы Q , м ³ /с	Диаметр d , м	Площадь S , м ²	Скорость, V , м/с	Скоростной напор $\alpha V^2/2g$, м	Гидродинамический напор $P/\rho g + \alpha V^2/2g$, м	Потери напора h_w , м
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								
11								

Выводы

1. На участке трубопровода с постоянным диаметром пьезометрическая линия расположена ниже напорной линии на величину скоростного напора $\alpha V^2/2g$, и обе линии параллельны.

2. Из-за потерь напора h_w по длине участка напорная линия всегда имеет снижение по длине потока.

Контрольные вопросы

1. Напишите уравнение Бернулли при горизонтальном расположении трубопровода.

2. Из каких потерь состоят суммарные потери потока?
3. Как повлияет на составляющие уравнения Бернулли увеличение расхода воды в трубопроводе?
4. Укажите на рисунке составляющие потенциальной, кинетической и полной энергий. Как отражается на графиках закон сохранения энергии?

Лабораторная работа № 5 ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы: изучить конструкцию и принцип действия центробежного насоса, снять его основные характеристики.

Общие сведения

Центробежные насосы относятся к динамическим лопастным гидромашинам, в которых механическая энергия, подводимая к рабочему колесу, передается перемещаемой жидкости в процессе обтекания ею лопастей рабочего колеса и их силового воздействия на нее. Центробежные насосы используются для подачи жидкости к источникам потребления.

На рис. 1 представлен простейший одноколесный с горизонтальным валом центробежный насос, который имеет следующие основные части: приемный клапан 1 с предохранительной сеткой, всасывающую трубу 2, рабочее колесо 8 с лопатками 3, корпус насоса 4, нагнетательную трубу 6, диффузор 7, вал 9.

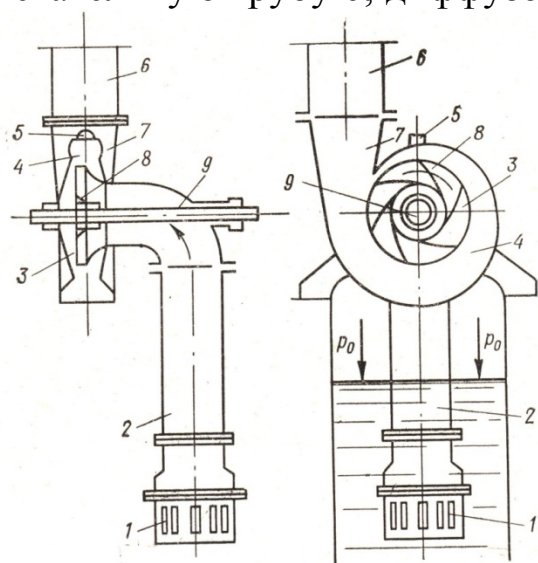


Рис. 1

Принцип действия центробежного насоса заключается в следующем. Перед пуском насос заполняют жидкостью через отверстие 5. После того, как жидкость заполнит корпус насоса и всасывающую трубу, включается двигатель, который приводит во вращение рабочее колесо насоса. Под действием центробежных сил жид-

кость, находящаяся в насосе, начинает двигаться по каналам между лопатками рабочего колеса в направлении от его центра к периферии. Вследствие этого на входе в рабочее колесо в его центральной части образуется разрежение, благодаря чему жидкость из резервуара по всасывающей трубе поступает в эту зону рабочего колеса, а оттуда под действием центробежных сил отбрасывается к периферии.

Центробежный насос характеризуется следующими параметрами: объемной подачей насоса Q , напором H , мощностью N , КПД η и высотой всасывания $h_{вс}$.

Объемной подачей насоса называется объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Напор насоса определяется следующим образом:

$$H = M/\rho g + V/\rho g + h_{в}, \text{ м}, \quad (1)$$

где M , V – соответственно показания манометра и вакуумметра, Па;

$h_{в}$ – разность уровней установки манометра и точки включения вакуумметра, м;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Мощность N насоса есть работа, проводимая насосом в единицу времени. Полезная мощность насоса может быть определена как

$$N_{п} = \rho g H Q / 1000, \text{ кВт}, \quad (2)$$

где Q – объемная подача насоса, м³/с.

КПД насоса учитывает следующие потери мощности:

1) гидравлические потери на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе. Эти потери учитываются гидравлическим КПД $\eta_{г}$:

$$\eta_{г} = H / (H + \Sigma h_{w}),$$

где Σh_{w} – суммарные потери напора, затрачиваемые на преодоление гидравлических сопротивлений, м;

2) механические потери на трение в подшипниках насоса, которые оцениваются механическим КПД $\eta_{м}$:

$$\eta_{м} = N_{U} / N,$$

где N_{U} – индикаторная мощность насоса, кВт;

3) объемные потери, учитывающие утечки жидкости. Этот вид потерь оценивается объемным КПД $\eta_{о}$:

$$\eta_{о} = Q / (Q + \Delta Q),$$

где ΔQ – величина утечек жидкости из насоса, м³/с.

Полный КПД насоса определяется из выражения $\eta = \eta_g \eta_m \eta_o$.
Также полный КПД насоса можно определить как

$$\eta = N_{\text{п}} / N_{\text{н}}, \quad (3)$$

где $N_{\text{н}}$ – потребляемая мощность, т.е. подводимая к насосу, кВт.
 $N_{\text{п}}$ – полезная мощность, кВт.

Схема установки

Схема установки показана на рис.2. Жидкость забирается центробежным насосом 1 из гидробака 10 и затем подается в систему. Давление жидкости перед насосом измеряется вакуумметром 3, за насосом – манометром 4. Расход в системе измеряется с помощью расходомерной шайбы 6 и дифференциального манометра 5 и регулируется вентилем 7. Обратный клапан 2 служит для защиты насоса и всасывающей линии от гидравлического удара.

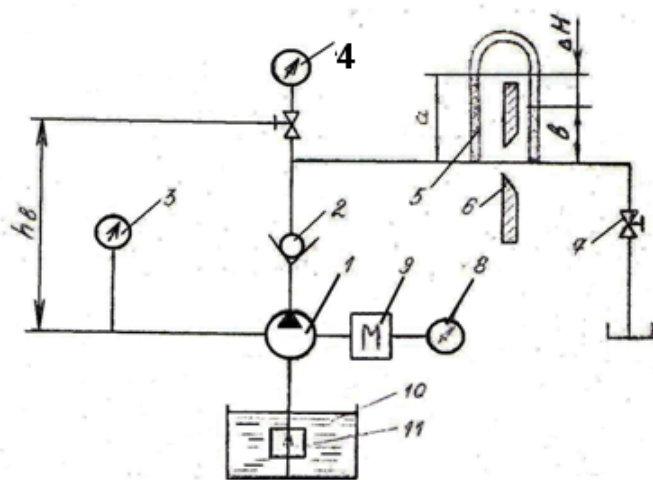


Рис. 2

Обратный клапан 2 служит для защиты насоса и всасывающей линии от гидравлического удара.

Приемный клапан 11 с сеткой предназначен для предотвращения слива жидкости в бак после окончания заливки насоса. Насос приводится во вращение электродвигателем 9, подводимая к электродвигателю мощность замеряется ваттметром 8.

Методика опыта и обработка результатов измерения

Для построения характеристик центробежного насоса снимают показания манометра M , вакуумметра V , ваттметра N_3 , дифференциального манометра a , b . Первый замер выполняют при закрытом вентиле, затем, изменяя расход вентилем (5 – 6 раз), записывают показания приборов.

Объемную подачу Q насоса определяют по тарировочному графику для расходомерной шайбы по разности показаний $\Delta H = a - b$ дифференциального манометра (см. рис. 2).

Напор H насоса определяют из выражения (1), принимая $h_B = 0,7\text{м}$,

полезную мощность $N_{\text{п}}$ насоса – из выражения (2), полный КПД η – из выражения (3). Потребляемую мощность $N_{\text{н}}$ можно определить как

$$N_{\text{н}} = N_{\text{э}} \eta_{\text{э}},$$

где $N_{\text{э}}$ – показания ваттметра,

$\eta_{\text{э}}$ – КПД электродвигателя, $\eta_{\text{э}}=0,8$.

Результаты измерений и вычислений заносят в таблицу. По полученным расчетным данным строят характеристики $H=\varphi_1(Q)$, $N=\varphi_2(Q)$, $\eta=\varphi_3(Q)$.

Показания прибора						Объемная подача насоса Q , м ³ /с	Напор насоса H , м	Потребляемая мощность $N_{\text{н}}$, кВт	Полезная мощность $N_{\text{п}}$, кВт	Полный КПД насоса η
манометра M , Па	вакуумметра V , Па	ваттметра $N_{\text{э}}$, кВт	дифференциального манометра							
			a , см	b , см	ΔH , см					

Контрольные вопросы

1. К какому типу насосов относятся центробежные насосы?
2. Классификация центробежных насосов.
3. Область применения центробежных насосов.
4. Основные элементы центробежного насоса и их назначение.
5. Основные параметры насоса и формулы для их определения.
6. Принцип действия центробежного насоса.
7. Виды потерь напора в центробежном насосе, возникающие при перекачивании жидкости.
8. Цель и методика проведения данной лабораторной работы.

Лабораторная работа № 6

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ

Цель: изучить конструкцию и принцип действия шестеренных насосов с наружным и внутренним зацеплением, определить теоретическим и опытным путем рабочий объем шестеренного насоса с наружным зацеплением.

Общие сведения

Шестеренные насосы относятся к объемным гидромашинам и выполняются конструктивно с наружным или внутренним зацепле-

нием шестерен. Наиболее распространены шестеренные насосы первого типа (рис.1), представляющие собой пару чаще всего одинаковых шестерен, находящихся в зацеплении и помещенных в камеру, стенки которой охватывают шестерни со всех сторон с малыми зазорами. Камеру образуют корпус насоса и боковые диски. По обе стороны области зацепления имеются полости *A* и *B*, соединенные с линиями всасывания и нагнетания.

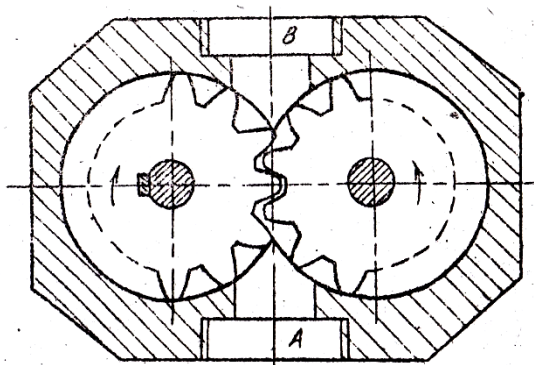


Рис. 1

При этом жидкость, находящаяся во впадинах между зубьями, перемещается, и в полости *A* образуется разрежение, за счет которого обеспечивается всасывание жидкости из бака. Перенесенная впадинами между зубьями из полости всасывания в полость *B* (полость нагнетания) жидкость при входе зубьев в зацепление в этой полости вытесняется и поступает далее в нагнетательный трубопровод.

При работе шестеренного насоса во впадинах между зубьями может развиваться высокое давление, которое передается на валы и опоры насоса. Для разгрузки насоса необходимо избегать запира-ния жидкости во впадинах между зубьями. Для этой цели в насосах высокого давления во впадинах устраивают радиальные каналы для

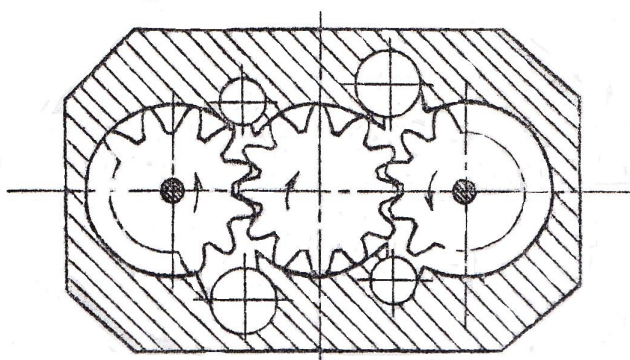


Рис. 2

Принцип действия шестеренного насоса заключается в следующем. Ведущая шестерня вращается от двигателя, при этом получает вращательное движение и ведомая шестерня. При вращении шестерен в направлении, показанном на рис. 1, зубья в полости *A* (полосы всасывания) выходят из за-

отделения запертой жидкости и обеспечения разгрузки валов и опор насоса.

В настоящее время достаточно широко применяют трехшестеренные насосы (рис. 2). По сравнению с двухшестеренными трехшестеренный насос имеет большую подачу, но меньший объемный КПД

вследствие больших утечек. Насосы с четырьмя, пятью и большим числом шестерен практически не выпускают из-за низкого КПД.

Шестеренные насосы наружного зацепления отличаются простотой, наименьшей стоимостью по сравнению с насосами внутреннего зацепления, надежностью в эксплуатации. Максимальное давление, развиваемое шестеренными насосами, обычно равно 10 МПа и реже 15 – 30 МПа.

К недостаткам шестеренных насосов относятся неравномерность подачи, большие потери энергии на трение, большие внутренние утечки через зазоры, трудность регулирования рабочего объема насоса.

Неравномерность подачи насоса зависит от его конструктивных особенностей. Уменьшение числа зубьев шестерни с целью уменьшения габаритных размеров насоса приводит к увеличению неравномерности подачи. Неравномерность подачи жидкости приводит к возникновению пульсации давлений, причем, поскольку жидкость обладает высоким модулем упругости, амплитуды пульсации давления могут значительно превышать амплитуды пульсации подачи, что приводит к неблагоприятным условиям работы гидропривода. Для уменьшения неравномерности пульсаций используют косозубые шевронные шестерни.

При работе шестеренного насоса возникают большие потери энергии на трение, которые обусловлены трением торцов шестерен о боковые диски, торцов зубьев о корпус, трением в подшипниках и уплотнения валов шестерен.

Внутренние утечки из полости нагнетания (области высокого давления) в полость всасывания (область низкого давления) происходят через торцовые зазоры между торцами шестерни и боковых крышек, через радиальные зазоры между корпусом и торцами зубьев шестерни и неплотности зацепления шестерен.

Для уменьшения утечек через торцовые зазоры применяют компенсацию торцовых зазоров за счет гидравлического поджима боковых дисков.

Радиальные зазоры трудно сделать самоуплотняющимися. Их величина определяется только точностью изготовления корпуса шестерен и подшипников. Износ подшипников нарушает геометрию машины. Из-за отсутствия самоуплотнения радиальных зазоров и развитых поверхностей трения КПД насоса с наружным за-

цеплением не превышает 0,6 – 0,7. Кроме того, они имеют относительно большие габаритные размеры и массу.

Более высокие энергетические и массовые показатели имеют шестеренные насосы с внутренним зацеплением (рис. 3). Ведущая –

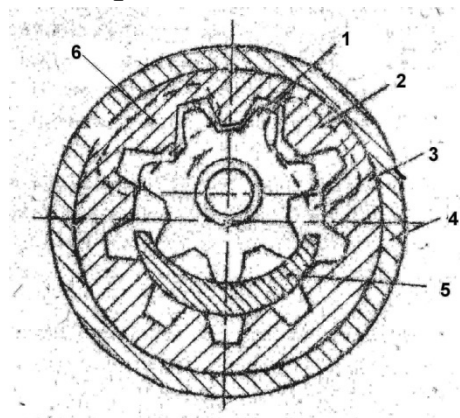


Рис. 3

внутренняя шестерня 1 с наружными зубьями. Охватываемая шестерня 3 с внутренними зубьями вращается в расщепке корпуса 4, образуя с ним развитый подшипник скольжения, способный работать под большими нагрузками. Подводящее 2 и отводящее 6 окна размещаются в боковых крышках корпуса. Между шестернями размещается серпообразный уплотняющий элемент 5.

Внутренняя шестерня таких насосов имеет на один зуб меньше, чем охватываемая шестерня.

В насосе с внутренним зацеплением шестерни ориентированы подшипниками, в связи с этим могут быть гарантированы зазоры, определяемые точностью изготовления. Такие насосы могут длительно работать при давлениях свыше 20 МПа.

Наименьшие размеры имеют шестеренные насосы с циклоидным внутренним зацеплением без серпообразного уплотнения (рис. 4). В

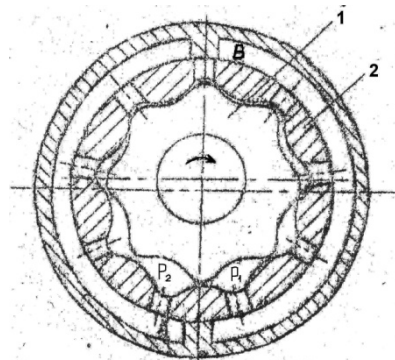


Рис. 4

них внутренняя 1 ведущая и наружная 2 ведомая шестерни постоянно касаются друг друга, образуя в зоне А изолированные камеры, в которых жидкость переносится из области P_1 в область P_2 .

В зоне В обе полости разделяют зубья, находящиеся в зацеплении. Внутренняя шестерня имеет на один зуб меньше, чем наружная. Данные насосы

относительно дешевы при массовом изготовлении и предельно компактны, но требуют большей точности изготовления. Малая протяженность зон уплотнения не позволяет использовать эти насосы для работы при давлениях свыше 10 – 15 МПа.

Шестеренные насосы используются в системах смывки и управления. Основные параметры шестеренного насоса – развива-

емое давление и производительность. Давление, развиваемое насосом, зависит от сопротивления сети, на которую работает насос. Производительность насоса определяется его рабочим объемом.

Рабочий объем V_0 насоса равен суммарному изменению объема рабочих камер за один оборот и представляет собой идеальный (без сжимаемости и утечек) объем жидкости, который насос перемещает за один оборот приводного вала.

Рабочий объем определяется как

$$V_0 = 2\pi k b m^2 z,$$

где k – поправочный коэффициент, учитывающий разницу между действительным объемом впадин зубьев и расчетным кольцевым объемом;

b – ширина шестерни;

m – модуль зацепления;

z – число зубьев шестерни.

Схема установки

Установка для определения рабочего объема насоса (рис. 5) состоит из шестеренного насоса 1 (НШ-10), вращение ведущей шестерни которого осуществляется с помощью рукоятки 2, закрепленной на валу шестерни. Насос соединен трубками 5, 6 с мерными баками 3, которые снабжены указателями уровня жидкости 4.

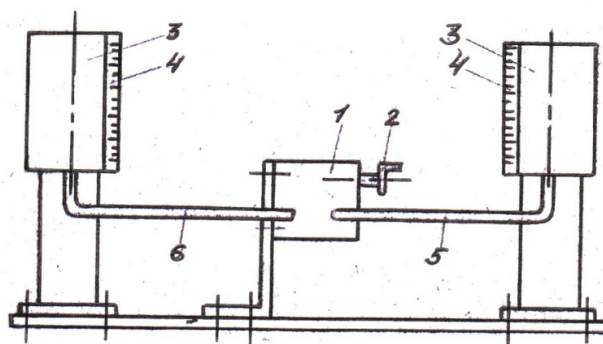


Рис. 5

Методика опыта и обработка результатов измерений

Для определения рабочего объема шестеренного насоса теоретическим методом разбирают насос и определяют его основные параметры: ширину, число зубьев и наружный диаметр шестерни. Модуль зацепления определяют как $m = D / z$, где D – наружный диаметр шестерни, а рабочий объем V_0 – из данного выражения.

Для определения рабочего объема насоса экспериментальным путем необходимо повернуть вал насоса с помощью рукоятки на 10...20 оборотов. При этом жидкость из одного мерного бака пере-

местится в другой. По указателю уровня замеряют высоту столба жидкости в мерном баке. Объем V перемещенной жидкости определяют из выражения

$$V = 0,785 D^2 H,$$

где D – внутренний диаметр мерного бака ($D=40$ см),

H – высота столба жидкости в мерном баке.

Рабочий объем $V_0 = V / n$, где n – число оборотов вала насоса.

Данные, полученные теоретическим и экспериментальным путем, сравнить.

Контрольные вопросы

1. Классификация шестеренных насосов.
2. Принцип действия двухшестеренного насоса с наружным зацеплением.
3. Принцип действия трехшестеренного насоса.
4. Принцип действия шестеренных насосов с внутренним зацеплением.
5. Преимущества и недостатки шестеренных насосов.
6. Область применения шестеренных насосов.
7. Могут ли шестеренные насосы использоваться как гидромоторы?
8. Как определить рабочий объем насоса?
9. От каких факторов зависят неравномерность подачи жидкости, внутренние утечки и способы их уменьшения?
10. Цель и методика проведения лабораторной работы.

Лабораторная работа № 7 ИСПЫТАНИЯ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Цель: определить основные параметры шестеренного насоса и построить его характеристики.

Общие сведения

Рассмотрим основные параметры, характеризующие рабочий процесс шестеренного насоса.

Теоретической производительностью Q_T насоса называется по-

дача в единицу времени несжимаемой жидкости при отсутствии утечек через зазоры:

$$Q_t = V_0 n, \quad (1)$$

где V_0 – рабочий объем насоса, м^3 ;

n – частота вращений вала насоса, с^{-1} .

Действительная производительность Q_d насоса меньше теоретической вследствие утечек через зазоры из полости нагнетания, а при больших давлениях, создаваемых насосом, еще и за счет сжимаемости жидкости.

Действительная производительность – это количество жидкости, подаваемой в систему насосом, в единицу времени. Определяется как

$$Q_d = Q_t - q_{\text{ут}},$$

где $q_{\text{ут}}$ – внутренние утечки насоса, $\text{м}^3/\text{с}$.

Внутренние утечки $q_{\text{ут}}$ насоса прямо пропорциональны перепаду давления между напорной и всасывающей полостями насоса:

$$q_{\text{ут}} = K_n \Delta p,$$

где K_n – коэффициент утечек насоса, зависящий от конструкции насоса;

Δp – перепад давления между напорной и всасывающей полостями.

На величину внутренних утечек насоса оказывают влияние такие факторы как степень герметичности сопряженных поверхностей, образующих рабочую камеру насоса, величина перепада давления в полостях насоса, свойства рабочей жидкости (в первую очередь, ее вязкость). Давление насоса p_n определяется как разность между давлением p_2 на выходе из насоса и давлением p_1 на входе в него:

$$P_n = p_2 - p_1. \quad (2)$$

Полезную мощность насоса, отдаваемую в систему, можно определить из выражения

$$N_n = Q_d p_n, \quad (3)$$

а потребляемую насосом мощность – из выражения

$$N_n = M_n \omega_n,$$

где M_n – момент на валу насоса, ω_n – угловая скорость вала насоса.

Полный КПД насоса есть отношение полезной мощности к мощности, потребляемой насосом:

$$\eta = N_n / N_n. \quad (4)$$

Полный КПД насоса учитывает три вида потерь энергии в

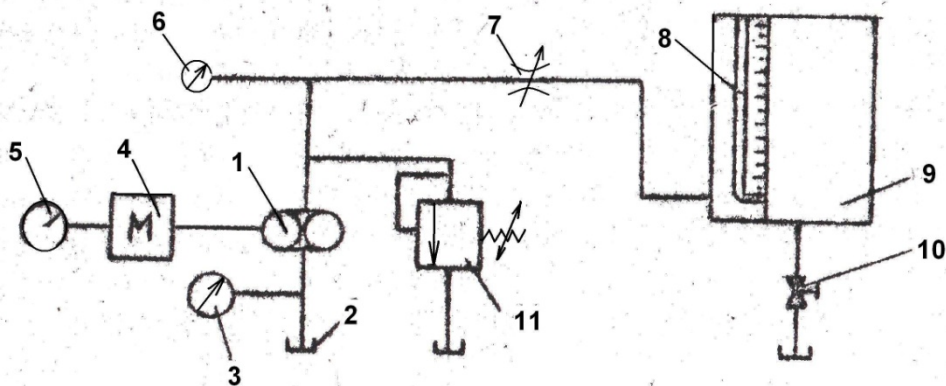
насосе: гидравлические – потери напора на гидравлические сопротивления, объемные – на перетекание жидкости через зазоры, механические – на трение в движущихся частях насоса.

Объемный КПД насоса оценивает утечки жидкости из полости нагнетания насоса и определяется отношением действительной производительности к теоретической:

$$\eta_0 = Q_d / Q_T. \quad (5)$$

Схема установки

Установка состоит (рисунок) из шестеренного насоса 1 (НШ-10), который забирает рабочую жидкость из бака 2 и подает в систему по напорному трубопроводу. Шестеренный насос приводят во вращение электродвигателем 4. Для замера давления в напорной и всасывающей полостях используют манометр 6 и вакуумметр 3. Потребляемую электродвигателем мощность измеряют ваттметром 5. Изменение расхода жидкости в системе осуществляется с помощью регулируемого дросселя 7. Для определения расхода жидкости используют мерный бак 9 с указателем уровня 8. Жидкость из мерного бака сливают при открывании вентиля 10. Предохранительный клапан 11 служит для предохранения системы от перегрузки.



Методика опыта и обработка результатов измерений

Предохранительный клапан настроен на максимально допустимое давление. Дроссель полностью открыт. Вентиль находится в открытом положении. Включают насос. В этом режиме насос работает в течение нескольких минут для стабилизации температуры рабочей жидкости. Затем, изменяя площадь проходного сечения дросселя поворотом лимба дросселя, настраивают давление 1 кгс/см^2 по манометру. При закрытом вентиле измеряют время, в течение которого в мерный бак поступит объем жидкости $V = 5 \text{ л}$,

что по указателю уровня соответствует 170 мм. Одновременно записывают показания манометра (давление p_2), вакуумметра (давление p_1) и ваттметра ($N_э$). Изменяя ступенчато дросселем давление в напорной магистрали с шагом 1 кгс/см^2 5 – 6 раз, записывают показания прибора.

Теоретическую производительность Q_T определяют из выражения (1), при этом частоту вращения n вала насоса берут равной 1400 мин^{-1} , а рабочий объем V_0 насоса – 10 см^3 .

Действительную производительность Q_d можно определить следующим образом:

$$Q_d = V / t,$$

где V – объем жидкости в мерном баке, м^3 ;

t – время заполнения мерного бака, с.

Внутренние утечки насоса $q_{ут} = Q_T - Q_d$, а потребляемая насосом мощность:

$$N_n = N_э \eta_э,$$

где $N_э$ – мощность, потребляемая электродвигателем (по показанию ваттметра), $\eta_э$ – КПД электродвигателя ($\eta_э = 0,8$).

Давление P_n насоса определяют из выражения (2), полезную мощность N_n – из выражения (3), полный и объемный КПД – из выражений (4) и (5).

Результаты измерений и вычислений заносят в таблицу. По полученным расчетным данным строят характеристики насоса:

$$Q_d = \varphi_1(P_n), \quad q_{ут} = \varphi_2(P_n), \quad \eta_0 = \varphi_3(Q_d), \quad \eta = \varphi_4(Q_d).$$

Показания прибора				Теоретическая производительность $Q_T, \text{ м}^3/\text{с}$	Действительная производительность $Q_d, \text{ м}^3/\text{с}$	Внутренние утечки $q_{ут}, \text{ м}^3/\text{с}$	Давление насоса $P_n, \text{ Па}$	Потребляемая мощность $N_n, \text{ кВт}$	Полезная мощность $N_n, \text{ кВт}$	КПД	
манометра $p_2, \text{ Па}$	вакуумметра $p_1, \text{ Па}$	ваттметра $N_э, \text{ кВт}$	секундомера $t, \text{ с}$							объемный η_0	полный η

Контрольные вопросы

1. От каких факторов зависят внутренние утечки в шестеренных насосах?

2. Что характеризует объемный и полный КПД насоса?
3. Какое влияние оказывает увеличение давления на действительную и теоретическую производительность?
4. Дать определение действительной и теоретической производительности.

Лабораторная работа № 8 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Цель: ознакомление с принципом действия и устройством гидропривода с дроссельным регулированием, а также определение его статических характеристик.

Общие сведения

Гидравлический привод с дроссельным регулированием широко применяется в системах управления различными объектами, где он выполняет функции усилительно-исполнительного устройства.

Гидродроссель (дроссель) – регулирующий аппарат, предназначен для поддержания заданного расхода в зависимости от величины перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Дроссельное регулирование осуществляют дросселем, перекрывающим большую или меньшую часть проходного отверстия, благодаря чему уменьшается или увеличивается подача жидкости в гидродвигатель, уменьшающая или увеличивающая скорости движения выходного звена.

Схема установки

Схема гидравлического привода с дроссельным регулированием приведена на рис.1. Жидкость из гидробака 1 нерегулируемым насосом 2 подается по напорному трубопроводу 3 к гидромотору 5 и через регулируемый дроссель 6 в гидробак. При полностью открытом дросселе частота вращения вала гидромотора будет максимальной. При уменьшении площади проходного отверстия дросселя расход жидкости, поступающей от насоса в гидромотор, будет уменьшаться, благодаря чему уменьшается частота вращения вала гидромотора. При полном закрытии дросселя вся подача насоса направляется через кла-

пан 4 на слив в бак, а частота вращения вала гидромотора равна нулю. При дросселировании подача насосов

$$Q_H = Q_{\Gamma} + Q_6,$$

где Q_{Γ} – объемный расход жидкости, поступающей в гидродвигатель и равный расходу ($Q_{др}$) через дроссель, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_6 – объемный расход жидкости, сбрасываемой через предохранительный клапан в сливной бак, $\text{м}^3/\text{с}$.

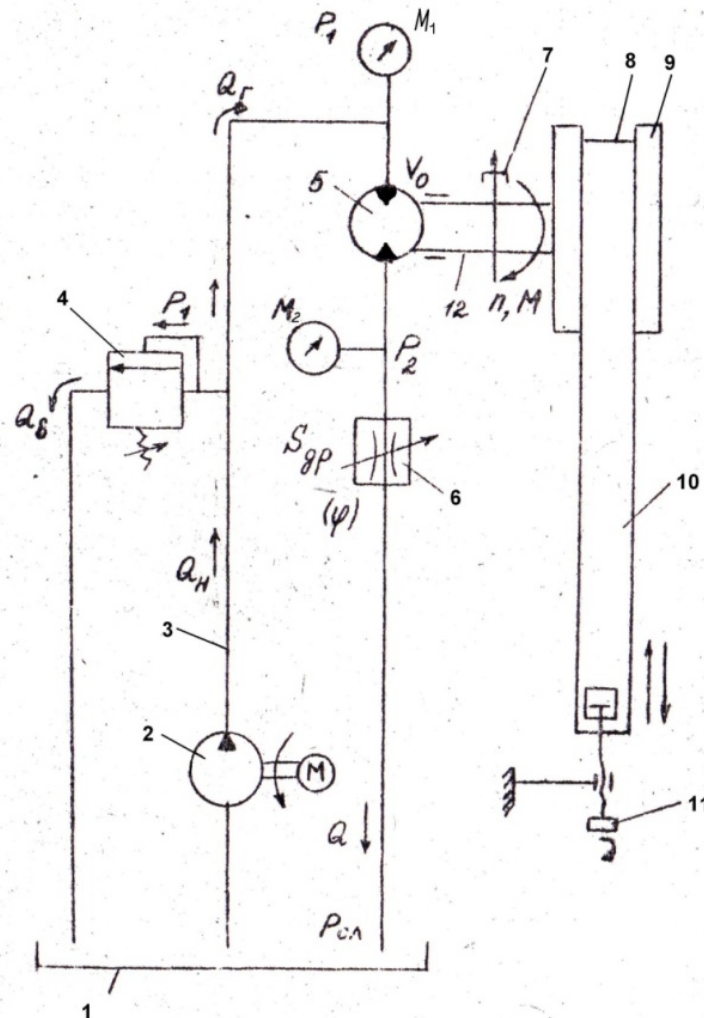


Рис.1

Частота вращения выходного вала гидромотора контролируется фотоэлектрическим датчиком скорости 7.

Вал гидромотора жестко связан с фрикционным тормозом 8, который выполняет функции нагрузителя гидромотора, т. е. создает момент M . Тормоз состоит из диска 9, охватывающего его ремня 10, винта 11 натяга ремня. Один конец ремня закреплен неподвижно. При увеличении натяга ремня увеличивается сила трения ремня о диск и

увеличивается нагрузка на валу 12 гидромотора, при этом давление P_1 (на манометре M_1) возрастает, а давление P_2 (на манометре M_2) падает. При уменьшении натяга ремня (сила трения) нагрузка M уменьшается.

Для гидромотора роторного типа частота вращения вала:

$$n = Q_{\Gamma} / V_0, \quad (1)$$

где V_0 – рабочий объем гидромотора, м^3 .

Расход через гидродвигатель (дроссель):

$$Q_{\Gamma} = Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{2(P_2 - P_{\text{сл}}) / \rho}, \quad (2)$$

где μ – коэффициент расхода дросселя, $\mu=0,65$;

ρ – плотность рабочей жидкости, $\rho=900 \text{ кг/м}^3$;

P_2 – давление на входе дросселя (выходе гидромотора), Па;

$P_{\text{сл}}$ – избыточное давление в сливной линии ($P_{\text{сл}} \approx 0$);

$S_{\text{др}}$ – площадь дросселя, м^2 .

Подставив зависимость (2) в зависимость (1), получим

$$n = \mu \cdot \frac{S_{\text{др}}}{V_0} \sqrt{\frac{2(P_2 - P_{\text{сл}})}{\rho}}; \quad (3)$$

момент на валу гидромотора:

$$M = (P_1 - P_2) V_0 / 2\pi, \quad (4)$$

где P_1 – давление на входе гидромотора (определяется настройкой клапана), $P_1 = \text{const}$;

V_0 – рабочий объем гидромотора, $V_0 = 3 \text{ см}^3$.

Частота вращения вала

$$n = \mu \cdot \frac{S_{\text{др}}}{V_0} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_{\text{сл}} - 2\pi M / V_0)}{\rho}}. \quad (5)$$

Из формулы (5) следует, что при постоянной площади дросселя $S_{\text{др}}$ увеличение момента нагрузки M , приложенной к гидромотору, вызывает уменьшение частоты вращения вала гидромотора, а уменьшение нагрузки приводит к ее увеличению.

Статические характеристики гидропривода с дроссельным регулированием (скоростная и механическая)

Скоростная характеристика гидропривода устанавливает зависимость частоты вращения вала n гидромотора от площади проходного отверстия $S_{\text{др}}$ дросселя при холостом ходе гидродвигателя, т. е. при от-

сутствии момента нагрузки (рис 2). В этом случае (при холостом ходе) момент нагрузки гидродвигателя равен моменту его внутреннего трения (в эксперименте принимается равным нулю).

Механическая нагрузочная характеристика гидропривода представляет собой зависимость частоты вращения вала n гидромотора в установившемся режиме работы от нагрузки (момента M) на него при постоянном проходном сечении $S_{др}$ отверстия дросселя (см. формулу (5) и рис. 3)

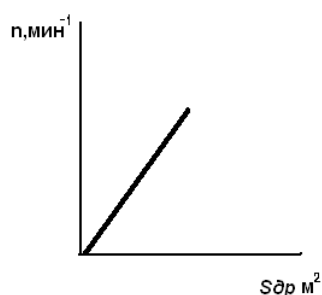


Рис. 2

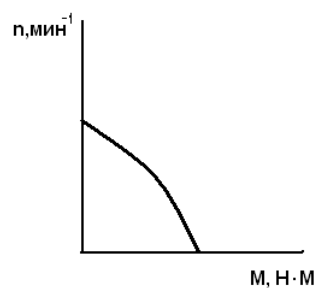


Рис.3

Методика опыта и обработка результатов измерений

В начале определяют скоростную характеристику привода (см. рис. 1). С этой целью винтом натяг ремня и его силу трения о диск полностью убирают. Постепенно открывая дроссель и устанавливая поворотом лимба дросселя углы φ , указанные в табл.1, замеряют частоту вращения вала n гидромотора и давление P_2 (по манометру M_2).

Таблица 1

φ^0	0	15	30	45	60	75	90
$n_2, \text{мин}^{-1}$							
$P_2, \text{кгс/см}^2$							
$S_{др}, \text{м}^2$							

Далее определяют механическую характеристику привода. Для этого вал полностью растормаживается (ремень 10 прослаблен). Дросселем устанавливают частоту вращения вала n гидромотора порядка 1000 мин^{-1} (или $16 - 17 \text{ с}^{-1}$). После этого винтом постепенно

натягивают ремень и при уменьшении частоты вращения с шагом порядка 200 мин^{-1} замеряют давление P_1 и P_2 . Результаты заносят в табл. 2.

Таблица 2

$n, \text{ мин}^{-1}$	1000	800	600	400	200
$P_1, \text{ кгс/см}^2$					
$P_2, \text{ кгс/см}^2$					
$P_1 - P_2, \text{ кгс/см}^2$					
$M, \text{ Нм}$					

Площадь дросселя $S_{др}$ определяют при зависимости (3) при $P_{сл} = 0$ и $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. Момент на валу гидромотора M определяют по выражению (4).

По полученным расчетным данным строят характеристики: $n = f(S_{др})$ и $n = f(M)$.

Содержание отчета о работе

1. Цель данной работы.
2. Схема гидравлического привода с дроссельным регулированием, перечень составляющих элементов и расчетные формулы (1) – (4).
3. Таблицы с экспериментальными данными.
4. Статические характеристики привода, выполненные в виде графиков.

Контрольные вопросы

1. Каким устройством регулируется частота вращения вала гидромотора?
2. От каких параметров зависит частота вращения вала гидромотора?
3. Какая зависимость называется скоростной характеристикой и как она экспериментально определяется?

Лабораторная работа № 9

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД С ОБЪЕМНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Цель: ознакомление с принципом действия и устройством гидропривода с объемным регулированием, а также определение его скоростной характеристики.

Общие сведения

Гидравлическим приводом с объемным регулированием называют привод, в котором величина и направление скорости подвижных частей гидродвигателя регулируется изменением рабочего объема камеры насоса, т.е. изменением производительности насоса. Существуют также гидравлические приводы с объемным регулированием, в которых может изменяться рабочий объем гидродвигателя.

Гидравлические приводы с объемным регулированием широко применяются в системах управления различными объектами, где они выполняют функции усилительно-исполнительного устройства.

Широкое применение в гидравлическом приводе с объемным регулированием находят аксиально-поршневые гидромоторы и гидронасосы с наклонным блоком цилиндров и торцевым распределением рабочей жидкости.

Принципиальная схема гидромотора (гидронасоса) показана на рис.1. Он имеет блок цилиндров 1, поршни 2 с шатунами 3, опорный диск (шайба-люлька) 4, выполненный в виде единой детали с выходным валом 5, ось (или кардан) 6, центрирующий блок цилиндров и распределительный диск 9. Последний неподвижно крепится к корпусу 11 гидромотора, имеет два полукруглых окна (пазы 7,13), соединенных каналами с наружными штуцерами гидромотора (насоса), и может быть выполнен плоским или сферическим.

Диск имеет нейтральную ось гидромашин 14. В торце блоков цилиндров имеются круглые каналы 12, через которые внутреннее пространство цилиндров может сообщаться с полукруглыми окнами в распределительном диске.

Ось блока цилиндров не совпадает с осью выходного вала, она наклонена к нему под углом, который в насосах может регулироваться от 0 до $+30^{\circ}$ и от 0 до -30° (у двигателей он постоянен и равен 30°).

При поступлении рабочей жидкости через один из штуцеров (для

гидромотора) в пространство связанного с ним полукруглого окна (например, паз 13) на поршни всех цилиндров, сообщающихся в этот момент с пазом, действуют силы давления рабочей жидкости. Эти силы передаются через шатуны на опорный диск и создают вращающий момент, поворачивающий опорный диск совместно с выходным валом. При этом поворачивается также и блок цилиндров.

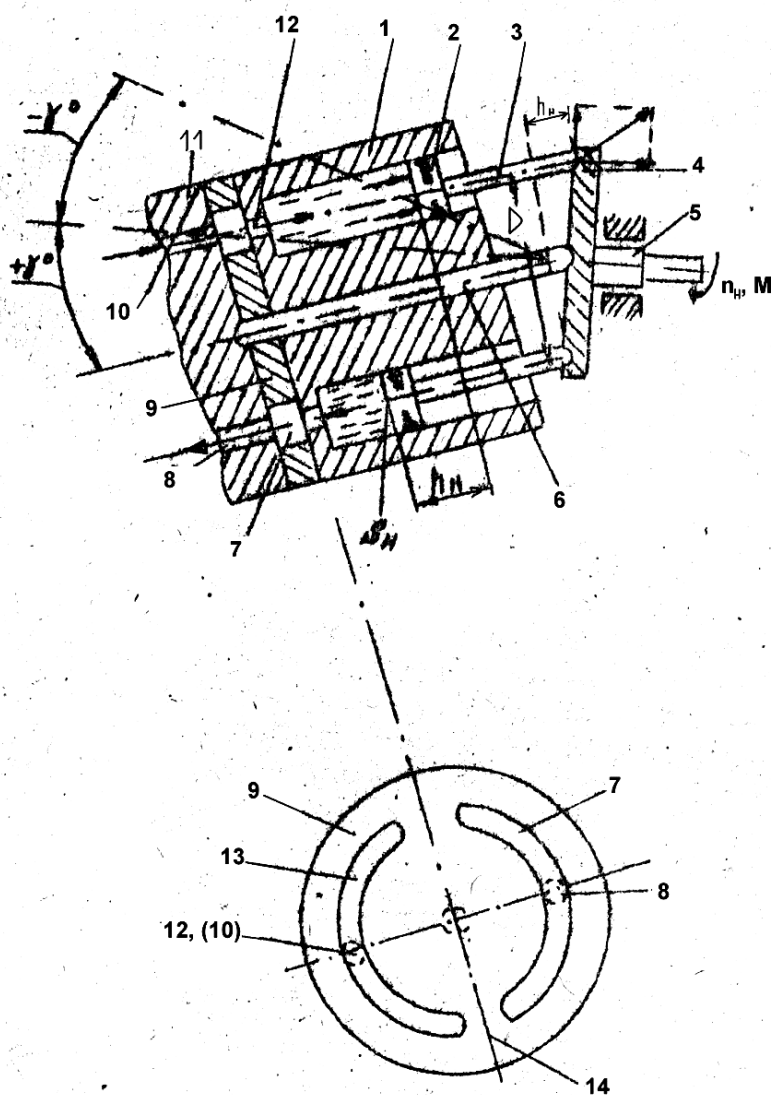


Рис. 1

Если эта гидромашина используется в режиме работы гидронасоса, то к выходному валу подсоединяется приводной двигатель (обычно электродвигатель), который осуществляет принудительное вращение диска и блока цилиндров. При этом в один штуцер (например, 10) жидкость будет всасываться (из бака или магистрали), а в другой 8 – поступать под давлением в линию нагнетателя.

В общем случае теоретическая производительность (расход, м³/с) насоса

$$Q_H = V_{OH} n_H,$$

а расход жидкости в гидромоторе

$$Q_G = V_{OG} n_G,$$

где V_{OH} , V_{OG} – соответственно рабочий объем насоса и гидромотора, м³; n_H , n_G – соответственно частота вращения валов насоса и гидромотора, с⁻¹.

Для насосов и гидромоторов с осевым расположением поршней рабочий объем является функцией угла наклона шайбы (диска-люльки) относительно оси блока цилиндров γ :

$$V_{OH} = S_H h_H z_H;$$

$$V_{OG} = S_G h_G z_G,$$

где S_H , S_G – соответственно площадь поршня насоса и гидромотора;

h_H , h_G – соответственно ход поршня насоса и гидромотора при полном обороте опорного диска;

D_H , D_G – соответственно диаметр расположения поршней насоса и гидромотора;

z_H , z_G – соответственно число поршней насоса и гидромотора:

$$h_H = D_H \cdot \operatorname{tg} \gamma_H;$$

$$h_G = D_G \cdot \operatorname{tg} \gamma_G;$$

$$V_{OH} = S_H D_H z_H \cdot \operatorname{tg} \gamma_H;$$

$$V_{OG} = S_G D_G z_G \operatorname{tg} \gamma_G.$$

При последовательном соединении насоса и гидромотора и при отсутствии утечек ($Q_H=Q_G$) теоретическое число оборотов гидромотора

$$n_G = n_H (D_H S_H z_H \operatorname{tg} \gamma_H / D_G S_G z_G \operatorname{tg} \gamma_G). \quad (1)$$

Практически D_H , D_G , S_H , S_G , z_H , z_G постоянны, следовательно, регулирование частоты вращения вала гидромотора можно осуществить за счет регулирования угла наклона шайб γ_H , γ_G или регулируя частоту вращения вала насоса, что делается редко.

Структурная схема гидропривода с объемным регулированием изображена на рис. 2. Гидропривод состоит из двух последовательно включенных гидравлических машин: регулируемого насоса и гидродвигателя. Сигнал управления (угол γ), подаваемый на вход насоса с переменной производительностью, усиливается по мощности гидроприводом в несколько тысяч раз и снимается с выхода гидродвигателя в виде механической мощности, необходимой для перемещения нагрузки.

Основные элементы гидропривода с объемным регулированием,

принципиальная схема которого дана на рис. 3, – регулируемый насос 1 с приводным электродвигателем 16 и гидродвигатель 7, вал 10 которого кинематически связан с объектом управления 8.



Рис. 2

Вспомогательные элементы гидропривода: шестеренный подпиточный насос 15, который приводится во вращение также электродвигателем, предохранительный клапан 14 шестеренного насоса, фильтр 13, сливной клапан 12, два обратных клапана 4 и два предохранительных клапана 5.

В гидроприводе происходит закрытая циркуляция жидкости по замкнутому контуру: насос – гидродвигатель – насос. Давление в гидрролиниях замеряется манометрами 6.

Работа привода основана на регулировании производительности насоса, а, следовательно, и частоты вращения выходного вала гидродвигателя, изменении сигнала управления γ насоса.

Реверсирование движения выходного вала гидродвигателя достигается изменением направления подачи жидкости насосом при изменении сигнала управления γ . При этом магистрали высокого и низкого давлений 2 и 11 меняются местами. В установившемся режиме работы привода жидкость по линии нагнетания (магистрали высокого давления) поступает в гидродвигатель под давлением P_1 . Пройдя гидродвигатель, жидкость под давлением слива P_2 поступает в линию всасывания (магистраль низкого давления). Перепад давлений $(P_1 - P_2)$ в полостях гидродвигателя с высоким и низким давлениями преобразуется в крутящий момент M , если гидродвигатель является гидромотором. При этом можно считать, что $(P_1 - P_2) = f(M)$ и частота вращения $n = f(M, \gamma)$.

После того, как жидкость отдала свою энергию гидродвигателю, она по магистрали низкого давления вновь поступает в насос. Затем весь цикл движения жидкости повторяется.

В реальных условиях работы гидропривода с объемным регули-

рованием приходится учитывать влияние объемных утечек жидкости под действием давления через подвижные соединения деталей насоса и гидродвигателя (например, через зазоры между поршнями и цилиндрами) во внешнюю среду. Вследствие этих утечек двигатель направляет в насос меньшее количество жидкости, чем он получил от насоса.

Постоянная потеря некоторого объема жидкости за счет внешних утечек может привести к нарушению нормальной работы привода, к возникновению в магистрали низкого давления кавитации, т.е. нарушению сплошности потока жидкости. Недостающее вследствие утечек количество жидкости подается подпиточным шестеренным насосом через фильтр и через обратные клапаны в магистраль низкого давления.

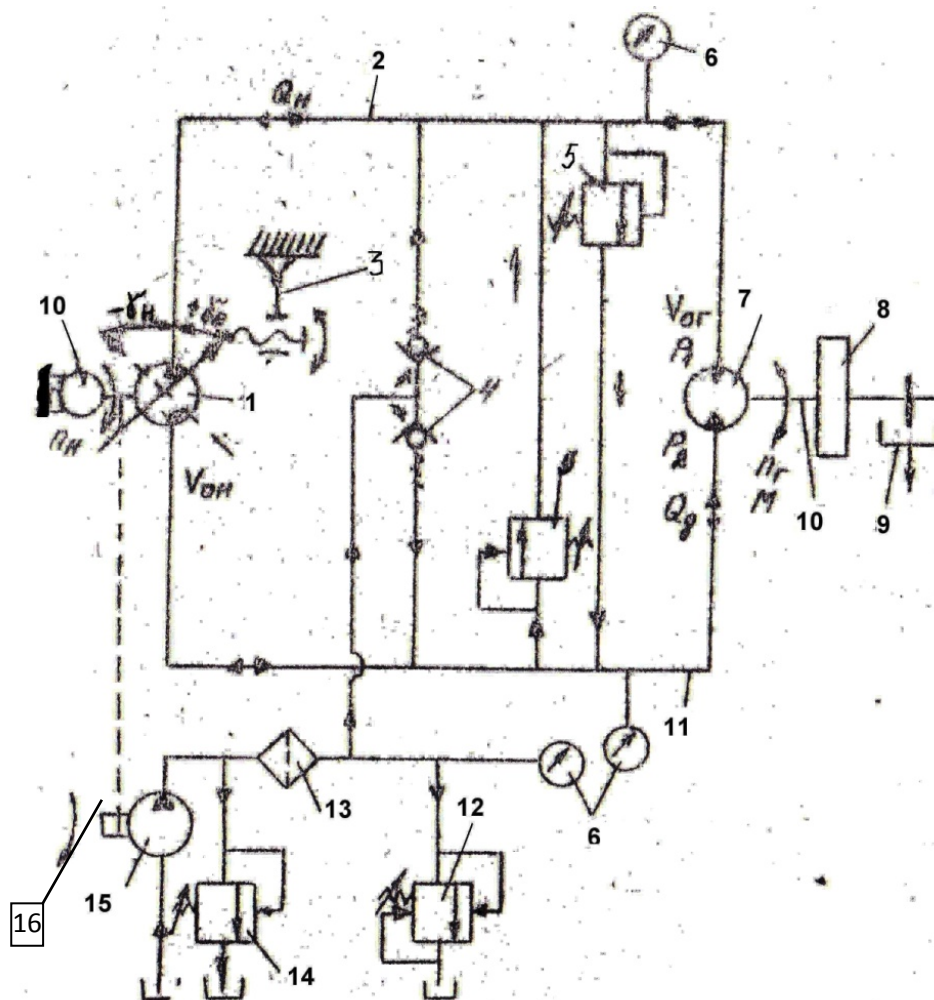


Рис. 3

Кроме того, благодаря взаимной регулировке сливного клапана и подпиточных клапанов, подпиточный насос поддерживает постоян-

ное давление в основной магистрали низкого давления (линии всасывания) в пределах $P_2 = 0,3 - 0,5$ МПа, улучшая тем самым условия заполнения рабочей камеры основного насоса. Под действием существующего в приводе давления P_2 , превышающего атмосферное давление, жидкость быстро и полностью заполняет всасывающую камеру насоса. В этом случае кавитация, возможная при высоких оборотах ротора насоса из-за отрыва быстро движущихся поршней от жидкости, не возникает.

Предохранительные клапаны ограничивают рост давления в магистрали высокого давления до заданной величины (обычно до 10 – 25 МПа). В результате предохранительные клапаны выполняют функцию ограничителей момента нагрузки, который преодолевает гидродвигатель, предохраняя гидропривод от поломки. Через сливной клапан сливается часть расхода подпиточного насоса, которая в данный момент не требуется для работы гидропривода (для восполнения утечек). Сливной клапан регулируется на давление, обычно равное 1 – 2 МПа. Предохранительный клапан предохраняет подпиточный насос от поломки в случае засорения фильтра, который очищает рабочую жидкость, идущую в основную магистраль гидропривода для компенсации утечек. Давления контролируются манометрами M_1, M_2, M_3 .

Гидропривод с объемным регулированием отличается от гидропривода с дроссельным регулированием более высоким КПД ($\eta = 0,6 - 0,7$), благодаря отсутствию местных потерь на дросселирование рабочей жидкости большей жесткостью характеристик, малым удельным весом (вес на единицу полезной мощности). К недостаткам гидропривода рассматриваемого типа следует отнести сложность конструкции насоса с переменной производительностью и значительное управляющее усилие, необходимое для изменения рабочего объема насоса.

Скоростная характеристика гидропривода с объемным регулированием

Скоростная характеристика гидропривода устанавливает зависимость скорости холостого хода двигателя n_r от сигнала управления γ насосом с переменной производительностью, т.е. дает представление о коэффициенте усилия гидропривода по скорости. В этом случае (при холостом ходе) момент нагрузки гидродвигателя равен моменту внутреннего трения.

Для упрощения практических расчетов можно считать момент

трения равным нулю. Тогда приближенное уравнение скоростной характеристики гидропривода с объемным регулированием имеет вид:

$$n_r = K \gamma, \quad (2)$$

где K – коэффициент усиления по скорости гидропривода с объемным регулированием, $\text{с}^{-1} \text{град.}^{-1}$.

Для диапазона γ от 0 до 30° можно принять $\text{tg} \gamma = 0,0176\gamma$, где масштабный коэффициент $0,0176$ имеет единицу измерения град.^{-1} .

Тогда коэффициент усиления (см. формулу (1))

$$K = 0,0176 (n_n D_n S_n z_n / V_{ог}). \quad (3)$$

В экспериментальной установке $n_n = 100 \text{с}^{-1}$, $D_n = 5 \text{см}$, $S_n = 0,5 \text{см}^2$, $z_n = 7$, $V_{ог} = 32 \text{см}^3$, т.е. теоретическое значение $K = 0,96 \text{с}^{-1} \text{град.}^{-1}$.

Фактический коэффициент усиления по скорости K из-за работы подпиточного насоса будет иметь большую величину. Реальная скоростная характеристика гидропривода с объемным регулированием представлена на рис. 4, где $\Delta\gamma$ – симметричная зона нечувствительности гидропривода, обусловленная наличием люфтов в кинематических цепях привода и объемных утечек (практически $\Delta\gamma = 0,1^\circ$).

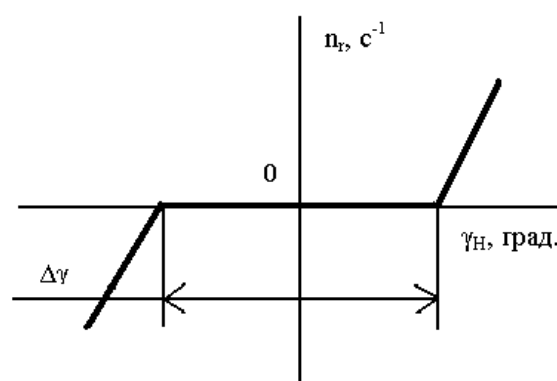


Рис. 4

В свою очередь, коэффициент усиления K рассматриваемого гидропривода:

$$K = K_n K_r,$$

где $K_n = Q / \gamma_n$ – коэффициент усиления регулируемого насоса;

Q – расход рабочей жидкости, поступающей от основного насоса в гидродвигатель;

$K_r = n_r / Q$ – коэффициент усиления гидродвигателя ($K_r = V_{ог}^{-1}$).

Схема установки

Схема установки для определения скоростной характеристики гидропривода с объемным регулированием представлена на рис. 3.

Управляющий валик блока цилиндра (см. рис.1) регулируемого насоса (см. рис. 3) выведен наружу. Валик (блока цилиндров) поворачивается с помощью винтовой пары 3 (см. рис. 3). Угол поворота γ блока цилиндров определяется в градусах по шкале.

Методика опыта и обработка результатов измерений

Скоростная характеристика гидропривода с объемным регулированием $n = f(\gamma)$ определяется при поворачивании управляющего валика блока цилиндров насоса в обе стороны от нейтрального положения по часовой (и против часовой) стрелки на углы 0, 1, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20° и регистрации частоты вращения выходного вала гидромотора при холостом ходе по датчику частоты вращения 9 (см. рис.3).

Данные заносят в таблицу, строят скоростную характеристику и определяют по ней (при $\gamma=10^\circ$) экспериментальный коэффициент усиления по скорости $K = n_r / \gamma$.

γ , град.	0	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
N_r (влево), c^{-1}												
N_r (вправо), c^{-1}												

Содержание отчета

1. Цель данной работы.
2. Принципиальная схема лабораторной установки (см. рис. 3), перечень составляющих ее элементов и расчетные формулы (2), (3).
3. Таблицы с экспериментальными и расчетными данными.
4. Скоростная характеристика гидропривода, выполненная графически на миллиметровой бумаге.

Контрольные вопросы

1. Чем регулируется производительность насоса?
2. Какова единица измерения объемного расхода?
3. Чем регулируется частота вращения вала гидромотора в приводе с объемным регулированием?
4. Что такое рабочий объем гидромашины?
5. Каково назначение подпиточного насоса?
6. Каково назначение электродвигателя в гидроприводе?
7. Каково назначение гидронасоса?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 424 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод / С. П. Стесин [и др.]. – М. : Академия, 2005.
3. Осипов, П. Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. – М. : Лесная промышленность, 1981. – 424 с.
4. Гидромашины, гидроприводы и элементы гидропневмоавтоматики: метод. указания к лаб. работам / Владим. политехн. ин-т; А. И. Евдокимов. – Владимир, 1987.
5. Насосы: метод. указания к лаб. работам по гидроприводу / Владим. политехн. ин-т ; Р.Г. Давыдова. – Владимир, 1981. – 48 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
Лабораторная работа № 1. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ.	3
Лабораторная работа № 2. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ	9
Лабораторная работа № 3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРО- ТИВЛЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДАХ.....	10
Лабораторная работа № 4. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ	15
Лабораторная работа № 5. ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖ- НОГО НАСОСА	18
Лабораторная работа № 6. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ	21
Лабораторная работа № 7. ИСПЫТАНИЯ ШЕСТЕРЕН- НОГО НАСОСА	26
Лабораторная работа № 8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ.....	30
Лабораторная работа № 9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД С ОБЪЕМНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ	35
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	43

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ
ПО ОБЩЕЙ ГИДРАВЛИКЕ ДЛЯ СТУДЕНТОВ ОЧНОЙ
И ЗАОЧНОЙ ФОРМ ОБУЧЕНИЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ
СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ ПО КУРСАМ «ГИДРАВЛИКА»
И «МЕХАНИКА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ»

Составители:
ТАРАСЕНКО Владимир Иванович
УГОРОВА Светлана Вениаминовна
ЗУЕВ Константин Иванович
и др.

Подписано в печать 24.05.11.
Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 2,56. Тираж 260 экз.
Заказ
Издательство
Владимирского государственного университета.
600000, Владимир, ул. Горького, 87.