

Министерство образования Республики Беларусь  
Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П.О.Сухого»

Кафедра «Нефтегазоразработка и гидропневмоавтоматика»

ОТЧЕТ  
по лабораторным работам  
по курсу «Объемные гидро- и пневмомашины»

Выполнил(а) ст. гр. ГА-31

---

(фамилия И.О.)

Проверил ст.преподаватель  
Андреев Ю.А.

Гомель 202\_\_

# Лабораторная работа №1

## Расчет основных параметров объемного гидропривода

*Цель работы:* закрепление знаний по теме "Объемный гидропривод", определение и сравнение потерь давления в гидроприводе, полученных экспериментальным и расчетным путем.

### 1.1 Общие сведения

*Объемный гидропривод* — это гидравлическая система, включающая объемные насос и гидродвигатель (один или несколько) и устройства управления и контроля. Эта система служит для передачи энергии на расстояние при помощи жидкости, и преобразования энергии в механическую работу на выходе системы с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости выходного звена гидродвигателя, а также преобразования одного вида движения в другой.

Целью расчета гидропривода является определение КПД, который характеризует потери энергии при движении жидкости по трубопроводам гидросистемы. Поэтому важнейшей задачей расчета гидропривода является определение потерь энергии.

Важным параметром, характеризующим работу гидравлического привода, является подача жидкости, величина которой определяет скорость «выходного звена» привода. Пренебрегая утечками и сжимаемостью жидкости, принимают что подача насоса  $Q_n$  равна расходу гидродвигателя  $Q_d$

$$Q_n = Q_d.$$

Объемный гидропривод, в котором в качестве гидродвигателя используется гидромотор, называется гидроприводом *вращательного движения*, и расход гидромотора определяется по формуле

$$Q_d = Q_{\text{гм}}^{\text{max}} = \frac{V_0 \cdot n_{\text{max}}}{\eta_{\text{об.гм}}},$$

где  $V_0$  и  $n_{\text{max}}$  — рабочий объем и максимальная частота вращения гидромотора;

$\eta_{\text{об.гм}}$  — объемный КПД гидромотора.

Зная расход, потребляемый гидродвигателем и, следовательно, подачу насоса, можно определить объемную постоянную (рабочий объем) насоса по формуле

$$V_{0н} = \frac{Q_n}{n_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{об.н}}},$$

где  $n_{\text{дв}}$  — частота вращения электродвигателя;

$\eta_{\text{об.н}}$  — объемный КПД насоса.

Потери удельной энергии, или *гидравлические потери*, зависят от

формы, размеров русла, скорости течения и вязкости жидкости, а иногда и от абсолютного давления в ней. Гидравлические потери обычно разделяют на местные потери и потери на трение по длине.

*Потери на трение по длине* – это потери, которые в чистом виде возникают в прямых трубах постоянного сечения, и возрастают пропорционально длине трубы. Потери напора по длине в круглом трубопроводе при равномерном движении жидкости определяются по формуле Дарси

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \text{ м}$$

где  $l$  – длина трубопровода, см;

$d$  – внутренний диаметр трубопровода;

$v$  – средняя скорость течения жидкости в трубопроводе;

$\lambda$  – безразмерный коэффициент потерь на трение по длине, или коэффициент Дарси.

Режим движения жидкости определяется по числу Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu},$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Коэффициент потерь на трение в этом случае описывается функцией  $\lambda = f(\text{Re}, \Delta/d)$ . Эта зависимость проявляется в соотношении величины абсолютной шероховатости и величины ламинарного подслоя в потоке жидкости (рисунок 1.1).

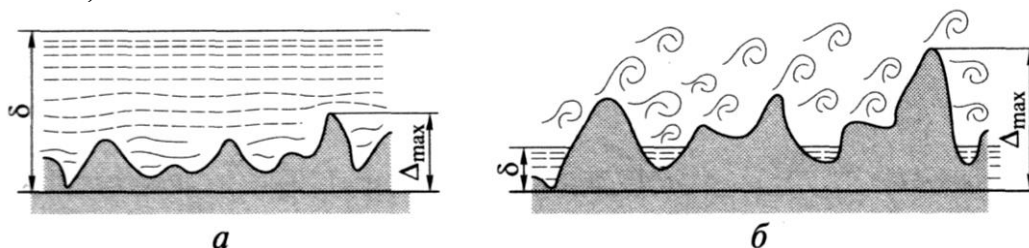


Рисунок 1.1 – Схемы течения жидкости

При  $\text{Re} < 2320$  (область ламинарного течения), коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  зависит только от числа Рейнольдса и не зависит от относительной шероховатости. Т.к. величина ламинарного подслоя  $\delta$  (рисунок 1.1) значительно больше величины шероховатости стенки, поток жидкости плавно обтекает выступы, не давая образовываться вихревым зонам. Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  определяется по формуле Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}.$$

При  $2320 < \text{Re} < \frac{10 \cdot d}{\Delta}$  (область гидравлически гладких труб) выступы

шероховатости  $\Delta$  меньше толщины ламинарного подслоя  $\delta$  (рисунок 1.1) и коэффициент  $\lambda$  зависит только от числа Рейнольдса и определяется по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}.$$

При  $\frac{10 \cdot d}{\Delta} < \text{Re} < \frac{500 \cdot d}{\Delta}$  (область доквадратичного течения) коэффициент

$\lambda$  зависит от числа Рейнольдса и от величины шероховатости  $\lambda = f(\text{Re}, \Delta/d)$ . Здесь выступы шероховатости  $\Delta$  соизмеримы с толщиной ламинарного подслоя  $\delta$  и начинают оказывать влияние на коэффициент гидравлического трения  $\lambda$ . Коэффициент  $\lambda$  может быть определен по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}.$$

При  $\frac{500 \cdot d}{\Delta} < \text{Re}$  (область квадратичного сопротивления) ламинарный

подслой почти полностью разрушается, обнажая выступы шероховатости (рисунок 1.1). В этой области коэффициент сопротивления  $\lambda$  является функцией только относительной шероховатости  $\Delta/d$  и не зависит от числа  $\text{Re}$ . Коэффициент  $\lambda$  определяется по формуле Никурадзе

$$\lambda = \frac{1}{\left( 1,74 + 2 \cdot \lg \frac{d}{2\Delta} \right)^2}.$$

*Местные потери энергии* обусловлены так называемыми местными гидравлическими сопротивлениями, т.е. местными изменениями формы и размера русла, вызывающими деформацию потока. При протекании жидкости через местные сопротивления изменяется её скорость, и обычно возникают крупные вихри. Вихри образуются за местом отрыва потока от стенок и представляют собой области, в которых частицы жидкости движутся в основном по замкнутым кривым или близким к ним траекториям.

Наиболее типичные местные сопротивления и характер движения жидкости в них показаны на рисунке 1.2.

Во многих случаях гидравлические потери приблизительно пропорциональны скорости течения жидкости во второй степени, поэтому местные потери напора можно определить по формуле Вейсбаха

$$\Delta h_{\text{м.с}} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

где  $v$  – средняя скорость по сечению в трубе, в которой установлено местное сопротивление.

$\zeta$  – коэффициент сопротивления, значение которого постоянно для данной формы местного сопротивления.

Величина  $\zeta$  зависит от формы местного сопротивления, распределения скоростей перед входом в него, условий входа жидкости, числа Рейнольдса

и шероховатости стенок.

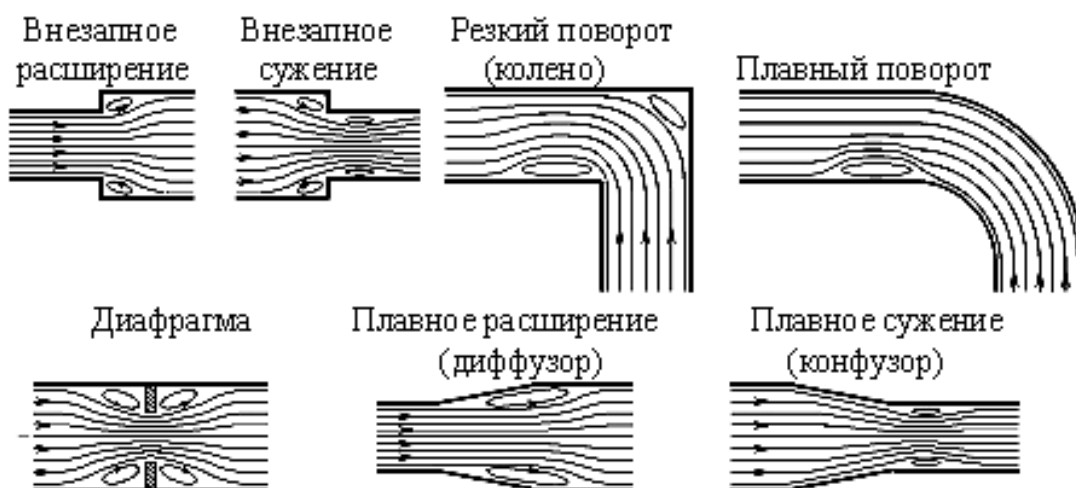


Рисунок 1.2. - Схема типичных местных гидравлических сопротивлений

Если местные сопротивления расположены на близких друг от друга расстояниях, и на разделяющем участке трубопровода эпюра скоростей не успевает стабилизироваться, то происходит взаимное влияние сопротивлений. В этом случае общая потеря напора не будет равна сумме потерь напора на изолированных сопротивлениях. Взаимное влияние местных сопротивлений в трубопроводе становится заметным, если длина участка между ними меньше  $(5 \div 6) \cdot d$  ( $d$  – внутренний диаметр трубопровода).

## 1.2 Описание опытной установки

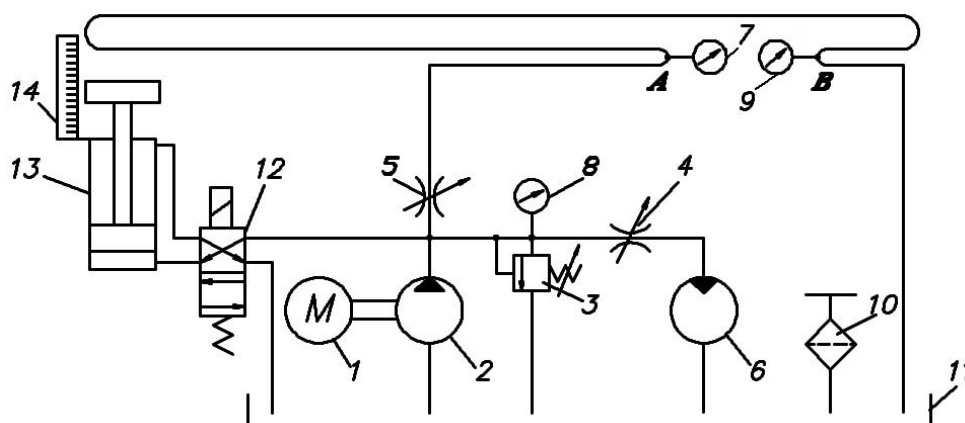


Рисунок 1.3. – Схема опытной установки

Схема лабораторной установки представлена на рисунке 1.3. Она включает электродвигатель 1 и насос 2. Для предохранения системы от перегрузок служит предохранительный клапан 3. Изменение расхода и давления производится дросселями 4 и 5. В системе предусмотрен фильтр 10 для очистки попадающего в бак 11 воздуха. По манометрам 7 и 9 определять давление в точках А или В длинного трубопровода. Давление насоса определяется по манометру 8.

На данной экспериментальной установке можно производить исследо-

вания авиационного аксиально-поршневого гидромотора 6 или одноштокового гидроцилиндра 13. Изменение направления рабочей жидкости при исследовании гидромотора производится автоматически распределителем 12. Длина хода поршня гидроцилиндра измеряется по линейке 14.

### 1.3 Порядок проведения работы

- 1) Полностью закрыть дроссель 5. Включить установку.
- 2) Полностью открыть дроссель 4.
- 3) Ручным тахометром измерить максимальную частоту движения вала гидромотора и занести в таблицу 1.1. Исходное состояние при закрытом дросселе 5 и открытом дросселе 4 соответствует нулевому расходу в петле и отсутствию показаний манометров 7 и 9.
- 4) Произвести измерение потерь давления в петле трубопровода для различных скоростей движения потока. Приоткрывая дроссель 5, часть потока направляется в петлю трубопровода и измеряется давление на входе в петлю манометром 7 и на выходе из петли манометром 9.
- 5) Для каждой величины открытия дросселя 5 необходимо измерить текущую величину расхода, проходящего через гидромотор, используя ручной тахометр.

### 1.4 Обработка результатов измерений

Определить максимальное значение расхода, проходящего через гидромотор, которое определяется при полностью закрытом дросселе 5 по формуле

$$Q_{\text{гм}}^{\text{max}} = \frac{V_0 \cdot n_{\text{max}}}{\eta_{\text{об.гм}}} = \text{_____} \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $V_0 = 2 \text{ см}^3 = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$  – рабочий объем гидромотора;

$n_{\text{max}}$  – максимальная частота вращения гидромотора, об/с;

$\eta_{\text{об.гм}} = 0,98$  – объемный КПД гидромотора.

Определить рабочий объем насоса при частоте вращения электродвигателя  $n_{\text{дв}} = 2660$  об/мин и объемном КПД насоса  $\eta_{\text{об.н}} = 0,9$  по формуле

$$V_{0\text{н}} = \frac{Q_{\text{гм}}^{\text{max}}}{n_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{об.н}}} = \text{_____} \text{ м}^3.$$

Определить текущее значение расхода, проходящего через гидромотор, которое определяется по формуле для каждой величины открытия дросселя 5

$$Q_{\text{гм.тек}} = \frac{V_0 \cdot n_{\text{гм.тек}}}{\eta_{\text{об.гм}}} = \text{_____} \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $n_{\text{гм.тек}}$  – текущая частота вращения гидромотора, об/с.

Определить расход жидкости, поступающей в трубопровод по формуле

$$Q_{\text{тр}} = Q_{\text{гм}}^{\text{max}} - Q_{\text{гм.тек}} = \text{_____} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определить скорость движения жидкости в трубопроводе по формуле

$$v = \frac{4 \cdot Q_{\text{тр}}}{\pi \cdot d^2} = \text{_____} \text{ м/с},$$

где  $d = 3 \text{ мм}$  – внутренний диаметр трубопровода.

Определить режим движения жидкости по формуле

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \text{_____},$$

где  $\nu = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Определить коэффициент гидравлического трения по формуле в п. 1.1 в зависимости от режима движения жидкости

$$\lambda = \text{_____}.$$

Рассчитать потери давления в петле трубопровода по формуле

$$\Delta p_p = \Delta p_{\text{мс}} + \Delta p_{\text{тр}} = \left( \sum \zeta_{\text{мс}} + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2},$$

$$\Delta p_p = \text{_____} \text{ Па},$$

где  $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$  – плотность рабочей жидкости;

$\sum \zeta = 3,65$  - суммарный коэффициент сопротивления, в рассматриваемом трубопроводе принимаем в качестве местных сопротивлений плавные повороты с коэффициентом сопротивления  $\zeta_{\text{п}} = 0,15$  и тройники с коэффициентом сопротивления  $\zeta_{\text{тр}} = 1$ .

$l = 3,8 \text{ м}$  – длина трубопровода,

Определить потери давления в петле трубопровода по опытным данным

$$\Delta p_{\text{оп}} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}} = \text{_____} \text{ атм}.$$

Сравнить значения расчетных потерь с измеренными на опыте

$$\Delta p_{\text{оп}} = \text{_____} \text{ атм}, \Delta p_p = \text{_____}, \text{ атм},$$

Данные экспериментов и расчетов занести в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Результаты расчетов и измерений

№ оп.	Частота вращения мотора, $n_{\text{гм.тек}}$ , об/мин	Расход гидромотора, $Q_{\text{гм.тек}}$ , $\text{м}^3/\text{с}$	Расход, $Q_{\text{тр}}$ , $\text{м}^3/\text{с}$	Скорость движения жидкости, $v$ , $\text{м/с}$	Re	$\lambda$	Давление		Потери давления	
							на входе, $p_{\text{вх}}$ , атм	на выходе, $p_{\text{вых}}$ , атм	опыт, $\Delta p_{\text{оп}}$	расчет, $\Delta p_p$
1										
2										

Построить графики зависимостей потерь давления от расхода жидко-

сти в трубопроводе  $\Delta p_p = f(Q_{\text{тр}})$ ,  $\Delta p_{\text{оп}} = f(Q_{\text{тр}})$ .