

Оглавление

Введение	2
1. Цель выполнения лабораторных занятий.....	2
2. Процесс работы на лабораторных занятиях	2
3. Объем и содержание лабораторных работ	3
3.1. Лабораторная работа № 1 "Экспериментальное определение коэффициентов истечения"	3
3.2. Лабораторная работа № 2 "Экспериментальное определение коэффициентов гидравлического сопротивления "	15
Контрольные вопросы	25
3.3. Лабораторная работа № 3 "Испытание шестеренного насоса и насосной установки"	26
Контрольные вопросы	37
3.4. Лабораторная работа № 4.1. "Испытание объемного гидропривода с машинным управлением путем регулирования подачи насоса "	38
Контрольные вопросы	46
3.4.2. Лабораторная работа № 4.2 "Испытание объемного гидропривода с машинным управлением путем установки нескольких гидроцилиндров"	47
3.5. Лабораторная работа № 5 "Испытание объемного гидропривода с дроссельным управлением с дросселем, установленным на входе гидродвигателя "	55
Контрольные вопросы	62
ЛИТЕРАТУРА	63
Приложение 1.....	64
Принятые понятия и определения по ГОСТ 17398-72 и ГОСТ 17752-81	64

Введение

Проведение лабораторных занятий по дисциплине "Гидравлика и гидропневмопривод" направлено на закрепление и расширение знаний, полученных на лекциях. Лабораторные работы выполняются студентами специальности "«Наземные транспортные технические средства» и «Транспортные средства специального назначения»" на 5-ом семестре.

1. Цель выполнения лабораторных занятий

Цель состоит в:

- закреплении и расширении знаний, как полученных на лекциях по курсу "Гидравлика и гидропневмопривод", так и полученных ранее по общетехническим дисциплинам в практическом приложении к курсу;
- приобретении практических навыков при проведении инженерных расчетов по гидравлике и гидроприводу с использованием научно-технического потенциала, накопленного за время обучения;
- получении навыков выполнения необходимых гидравлических расчетов; в работе с технической литературой (монографии, справочники, каталоги, ГОСТы).

2. Процесс работы на лабораторных занятиях

Домашняя подготовка студентов состоит в изучении материалов "*Вводная часть. Некоторые теоретические положения*" каждой лабораторной работы, изложенных в настоящем издании, соответствующих материалов курса лекций и рекомендованной литературы. Результаты домашней подготовки оцениваются при выполнении и защите работы.

В начале лабораторной работы преподаватель знакомит студентов с требованиями техники безопасности, устройством установки и схемой испытуемого гидропривода, измерительными средствами, порядком работы.

Защита выполненных лабораторных работ проводится в виде собеседования с преподавателем в время занятий или проведения КСР.

[Оглавление](#)

3. Объем и содержание лабораторных работ

3.1. Лабораторная работа № 1 "Экспериментальное определение коэффициентов истечения"

Для выполнения лабораторной работы студент должен иметь допуск по технике безопасности для проведения лабораторной работы.

Цель работы

Целью работы является:

- 1) определение влияния геометрических параметров отверстия и насадков на параметры режима истечения;
- 2) исследование параметров потока жидкости в цилиндрическом насадке при безотрывном и отрывном режимах истечения;
- 3) исследование параметров потока жидкости в коноидальной насадке.

Вводная часть. Некоторые теоретические положения.

Малое отверстие с острой кромкой в тонкой стенке. Рассмотрим цилиндрическое отверстие в вертикальной плоской стенке (рис.1.1). *Малым отверстием* называется отверстие, диаметр которого $d_{отв}$ настолько мал по сравнению с заглублением под

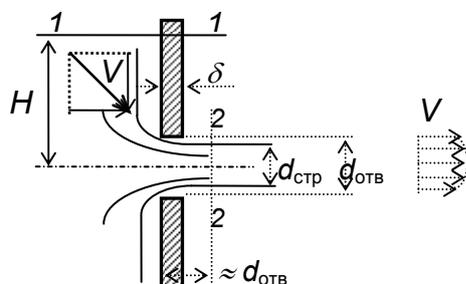


Рис.1.1. Схема истечения жидкости через малое отверстие с острой кромкой в тонкой стенке

уровнем свободной поверхности жидкости H_1 его центра тяжести, что можно считать все точки сечения этого отверстия расположенными на одной глубине с центром тяжести отверстия ($d_{отв} < 0,1H_1$). Стенку, толщина которой меньше диаметра отверстия и не оказывает влияния на условия истечения и форму её струи, $\delta < d_{отв}$, называют тонкой стенкой. Термин *острая кромка* означает, что отвер-

[Оглавление](#)

стие выполнено сверлением перпендикулярно плоскости без обработки кромок (закругления или образования фасок) и наличия заусенцев.

Частицы ускоренно движутся от периферии по криволинейным траекториям и по торцовой стенке устремляются к отверстию. У кромки отверстия частицы отрываются от торцовой стенки и далее движутся под действием инерционных сил. Наиболее существенна инерционность частиц,двигающихся вдоль торцевой стенки. Они под действием других частиц и стремясь по инерции сохранить направление движения, огибают кромку отверстия не касаясь внутренней поверхности самого отверстия, и образуют поверхность струи с несколько уменьшенным поперечным сечением струи по сравнению с отверстием и направлением движения частиц в осевом направлении движения струи. Уменьшение сечения струи в литературе часто называют сжатием струи, но жидкость в этом процессе несжимаема. Под действием сил поверхностного натяжения струя принимает цилиндрическую форму на расстоянии, равном примерно диаметру $d_{отв}$ от кромки, и сохраняется на некотором отрезке струи.

При истечении жидкости через отверстия некруглой формы на расстоянии, превышающем размеры отверстия от кромки, происходит изменение формы сечения свободной струи, называемое инверсией струи. Например, при истечении через прямоугольное или треугольное отверстие струя в поперечном сечении принимает форму четырех или трех лепесткового креста.

В том случае, если напор существенно превышает диаметр отверстия, $H \gg d_{отв}$, и боковые стенки, расположенные на значительном расстоянии от отверстия, не оказывают влияния на поток, такое истечение называют *совершенным истечением струи*.

Уменьшение сечения струи $S_{стр}$ характеризуется коэффициентом уменьшения сечения струи (сжатия): $\varepsilon = S_{стр}/S_{отв}$. При истечении жидкости через круглое отверстие коэффициент уменьшения струи $\varepsilon = (d_{стр}/d_{отв})^2$.

Уравнение Бернулли для потока жидкости, истекающей через круглое отверстие с сечениями 1-1 и 2-2, имеет вид (см. рис. 1.1):

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \zeta_{о.кр} \frac{V_2^2}{2g},$$

где H_1 и p_1 - высота расположения и давление жидкости в сечении 1-1; p_2 и V_2 - давление и средняя скорость жидкости в сечении 2-2; $\zeta_{о.кр}$ - коэффициент потерь напора на острой кромке отверстия.

Введем $\alpha_2 = \alpha$ и $V_2 = V$. В рассматриваемом случае полный напор соответствует:

[Оглавление](#)

$$H = H_0 + \frac{P_0 - P_2}{\rho g} = (\alpha + \zeta_{o.кр}) \frac{V^2}{2g}.$$

$$\text{Отсюда получаем - скорость струи жидкости } V = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta_{ок}}} \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH}$$

$$\text{и коэффициент скорости } \varphi = \frac{V}{V_{идеал}} = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta_{ок}}}.$$

Для идеальной жидкости $\alpha = 1$; $\zeta_{ок} = 0$; $\varphi = 1$; $V_{идеал} = \sqrt{2gH}$; для реальной жидкости $\varphi = V/V_{идеал} < 1$. Скорости движения частиц струи распределены по сечению равномерно лишь в средней его части (практически равны идеальной), по краям сечения их скорости немного ниже. Поэтому введенный коэффициент скорости следует рассматривать как коэффициент средней скорости.

При истечении в атмосферу давление по всему сечению цилиндрической струи равно атмосферному. Расход $Q = S_{стр} V = \varepsilon S_{отв} \varphi \sqrt{2gH} = \varepsilon \varphi S_{отв} \sqrt{2gH}$, с учетом $\mu = \varepsilon \varphi$ имеем $Q = \mu S_{отв} \sqrt{2gH}$, где μ - коэффициент расхода.

Значения коэффициентов ε , φ и μ , называемых *коэффициентами истечения жидкости* через круглое малое отверстие с острой кромкой в тонкой стенке, зависят от

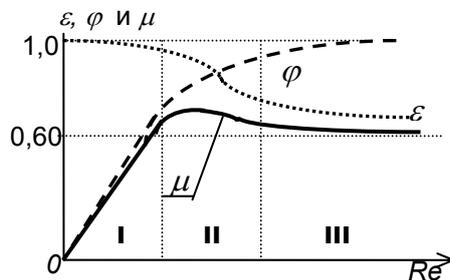


Рис.1.2. Зависимость коэффициентов истечения φ, ε и μ от Re

формы его кромок, условий подвода жидкости к отверстию и числа Рейнольдса.

Из представленных на рис.1.2 графических зависимостей следует, что при увеличении числа $Re = V_{идеал} d_{отв} / \nu = d_{отв} \sqrt{2gH} / \nu$, уменьшается влияние сил вязкости и возрастает φ (уменьшается $\zeta_{ок}$), а также коэффициент ε уменьшается вследствие уменьшения

скорости торможения у кромки отверстия и увеличения радиусов кривизны поверхности струи.

На рис.1.2 показаны три области изменения коэффициентов истечения в зависимости от числа Re : **I** - область линейных зависимостей, поток ламинарный; **II** - область переходного режима; **III** - область квадратичного режима (автомодельности), поток турбулентный.

При проведении расчетов для турбулентных режимов течения жидкости ($Re \geq 10^5$) через отверстия с острой кромкой обычно принимают усредненные значения: $\varepsilon = 0,62$; $\varphi = 0,97$; $\mu = 0,60$; $\zeta_{ок} = 0,06$ при $\alpha = 1$.

[Оглавление](#)

Внешний цилиндрический насадок. Короткую трубу внутренним диаметром d и длиной $(2...5)d$ без закругления входной кромки (сохранение острой кромки) называют *внешним цилиндрическим насадком* (рис.1.3, а). При входе в канал насадка вследствие торможения частиц жидкости у кромки отверстия и увеличения радиусов кривизны поверхностей струи уменьшается площадь сечения струи. Поведение струи напоминает истечение жидкости через отверстие в тонкой стенке. Далее за счет наличия вихревой зоны и вследствие пониженного давления струя постепенно расширяется до размеров канала, т.е. при выходе из насадка струя имеет параметры $\varepsilon = 1$ и $\mu = \varphi$. Такой режим истечения называют *безотрывным* или *первым режимом*.

На величину расхода, определяемого по формуле $Q = \mu S_{отв} \sqrt{2gH}$, при истечении жидкости через внешний цилиндрический насадок оказывает влияние коэффициент расхода насадка $\mu_{нас}$, зависящий от относительной длины насадка $2 \leq L_{нас}/d \leq 5$ и определяемый экспериментально.

При турбулентном режиме течения жидкости ($Re \geq 10^5$) через насадок с относительными размерами $L_{нас}/d=2$ имеем $\mu_{нас} = \varphi = 0,80$ и $\zeta_{нас} = 0,5$. С увеличением длины $L_{нас}$ насадка коэффициент сопротивления $\zeta_{нас}$ возрастает, а коэффициент расхода $\mu_{нас}$ уменьшается (рис.1.3, б).

Сравнение истечения жидкости через цилиндрический насадок с истечением через отверстие в тонкой стенке показывает, что расход через насадок больше, чем через отверстие с острой кромкой вследствие меньшей деформации струи в насадке. Скорость струи в сжатом сечении меньше вследствие значительно большего коэффициента сопротивления ($\zeta_{нас}=0,5 > \zeta_{о.кр}=0,06$).

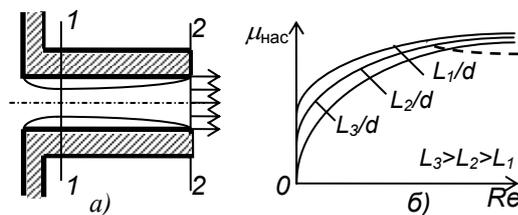


Рис.1.3. Схема истечения жидкости через внешний цилиндрический насадок (а) и $\mu_{нас}=f(Re)$ при различных значениях относительной длины (б).

Определим давление в струе жидкости внутри насадка. С учетом расширения струи уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 принимает вид:

$$\frac{p_{1абс}}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}.$$

Если коэффициент уменьшения сечения струи оценить как $\varepsilon = (d_1/d_2)^2$, скорость в сечении 1-1 через $V_1 = \varepsilon V_2$ и в сечении 2-2 через $V_2 = \varphi \sqrt{2gH}$, то получим выражение, определяющее давление внутри насадка, в

виде: $p_{1абс} = p_2 - 2\varphi^2 \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) \rho g H$. Принимая $\varphi = 0,80$ и $\varepsilon = 0,63$ (параметры струи на выходе из насадка), получаем $p_2 - p_{1абс} \approx 0,75 \rho g H$. При достижении абсолютного вакуума

[Оглавление](#)

внутри насадка $p_{1abc} \rightarrow 0$ (абсолютное давление) имеем величину критического напора, равного: $H_{кр} = p_2 / 0,75\rho g$, т.е. при таком $H_{кр}$ происходит отрыв струи от поверхности стенок - изменяется режим течения вследствие проникновения атмосферного давления в кольцевой вихревой канал - струя из факельной формы преобразуется в цилиндрическую с хлопком (срыв потока). Наступает *второй режим* истечения жидкости, характеризующийся тем, что струя после выхода из отверстия не расширяется, а сохраняет цилиндрическую форму и перемещается внутри насадка, не соприкасаясь с поверхностями стенок. Истечение становится точно таким же, как и из отверстия в тонкой стенке с теми же параметрами. Следовательно, при переходе от первого режима ко второму скорость движения жидкости возрастает, а расход уменьшается, вследствие уменьшения площади сечения струи. Таким образом, первый режим - безотрывное истечение - характеризуется большим коэффициентом сопротивления, равным 0,55, и относительно высоким коэффициентом расхода, равным 0,80; второй режим - по сравнению с первым характеризуется меньшим коэффициентом расхода, равным 0,60.

Для воды при давлении $p_2=0,1\text{МПа}$ критический напор равен $H_{кр}=10,33/0,75\approx 14$ м.

При истечении жидкости через цилиндрический насадок под уровень (наличие давления p_2 на выходе из насадка) истечение до полного расширения будет таким же как в атмосферу. Но при падении давления в кольцевом канале до насыщенного пара наступает кавитация и расход перестает зависеть от давления p_2 , т.е. получается эффект стабилизации расхода, связанный с уменьшением коэффициентом расхода от 0,80 до 0,60 при $Re \geq 2,5 \cdot 10^3$ (см. рис.4.3, б, штриховая линия), объясняемый уменьшением сечения струи внутри канала, повышением давления внутри струи и на выходе, увеличением потерь на трение по длине канала.

Коноидальный насадок. Для повышения коэффициента расхода входную кромку отверстия скругляют. Чем больше радиус скругления, тем больше будет коэффициент расхода и меньше коэффициент сопротивления. В пределе при радиусе закругления, равном толщине стенки, цилиндрический насадок приближается к коноидальному насадку или соплу.

Форма внутренней поверхности коноидального насадка, часто называемого соплом, практически совпадает с формой поверхности естественно уменьшающейся по сечению струи, благодаря этому обеспечивается безотрывность течения внутри насадка и параллельность струек в выходном сечении. Такая форма потока позволяет исключить потери энергии на острой кромке отверстия ввиду ее отсутствия и деформации при выходе и тем самым увеличить расход при тех же величинах энергии на входе.

Оглавление

Следует помнить, что, поскольку в коноидальной насадке поток жидкости движется вдоль его стенок безотрывно, то возникают дополнительно потери на трение. Однако доля этих потерь очень незначительна и коноидальный насадок обеспечивает коэффициент сжатия $\varepsilon \rightarrow 1$, устойчивый режим истечения и очень малые потери энергии ($\mu \rightarrow 1$; $\zeta \rightarrow 0,03$ при больших Re ; $\zeta \rightarrow 0,1$ при малых Re ; $\varepsilon = 1$).

Экспериментальная часть

Экспериментальные исследования проводятся на испытательной установке, конструктивная схема и устройство которой представлены на рис. 1.4.

Испытательная установка для проведения экспериментальных исследований представляет собой цилиндрический сосуд *1* с внутренним диаметром $D = 250$ мм. В центре передней торцевой стенки выполнено гнездо *2*, позволяющее устанавливать различные по форме и размеру отверстия и насадки. Рабочая жидкость регулируемого расхода Q подводится к цилиндрическому сосуду по трубе с вентилем *3*. Для выравнивания эпюры распределения скоростей по сечению в сосуде установлен пакет направляющих лопаток *4*.

Вытекающая из отверстия или насадка струя системой патрубков *5* и перекидное устройство *6* направляется в мерный бак *8*, с помощью которого можно определить с достаточной степенью точности расход жидкости, протекающей через исследуемое устройство - отверстие или насадку. Мерный бак определенного объема выполнен двухсекционным, из каждой секции которого жидкость сливается открытием клапанов *10* с ручным управлением. Перекидное устройство *6* направляет поток жидкости в свободную секцию. Каждая секция имеет горловину *7*, позволяющую повысить точность замера определенного, заложенного в конструкцию, объема, и имеет пьезометрическую мерную трубку с тарированной шкалой *9* объема. Время заполнения нужного объема измеряют с помощью секундомера.

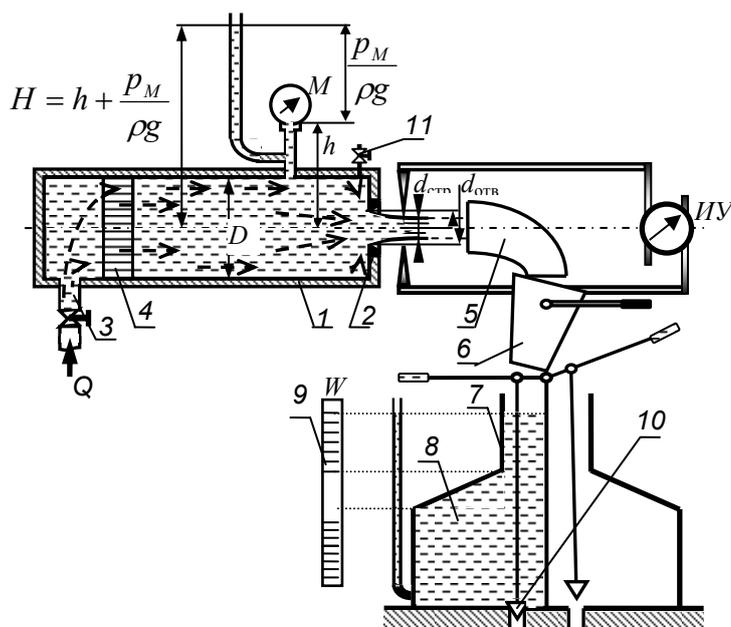


Рис. 1.4. Устройство испытательной установки

Поток жидкости движется по цилиндрическому сосуду и через исследуемые отверстие или насадок свободной струей вытекает в бак. Для определения величины давления на оси потока в цилиндрическом сосуде установлен манометр M на расстоянии h от оси сосуда.

Для измерения геометрических размеров вытекающей струи устанавливается измерительное устройство $ИУ$.

Вентиль 11 используется для выпуска воздуха из цилиндрического сосуда 1 при заполнении его жидкостью при включении опытной установки.

Во время всех испытаний фиксируется температура жидкости.

Замер экспериментальных величин следует вести до второй - третьей значащей цифры.

Порядок проведения эксперимента

Перед проведением испытаний составляется таблица № 1.0 сведений об измерительных устройствах, установленных на испытательной установке.

Сведения об измерительных устройствах

Позиция на схеме	Измерительное устройство	Пределы измерения и число делений	Цена деления шкалы
1	Манометр	$0...p_{пред}$, МПа число делений N	$p_{пред}/N$
2	Индикатор перемещения		мм
3	Мерный бак	... л	
4	Секундомер	... с	

1. Экспериментальное определение коэффициентов истечения через отверстие с острой кромкой.

На передней торцевой стенке цилиндрического сосуда устанавливают диск с отверстием, диаметр которого был заранее определен. Открывая вентиль 3, заполняют полость цилиндрического сосуда жидкостью. Во время заполнения вентиль 11 должен быть открыт до начала вытекания жидкости из него, что свидетельствует о вытеснении воздуха из полости цилиндрического сосуда. Во время заполнения жидкость под переменным напором вытекает через испытуемое отверстие.

Так как отношение внутреннего диаметра цилиндрического сосуда и диаметра отверстия более 20, во время опыта будет наблюдаться совершенное истечение, т.е. боковые стенки цилиндрического сосуда не влияют на формирование потока при подходе к отверстию.

С помощью вентиля 3 устанавливают необходимый напор H_1 (давление $p \approx 0,03$ МПа) при течении жидкости в сосуде 1, который определяют по манометру M . Жидкость, вытекающая из отверстия, направляется системой патрубка и перекидного устройства в подготовленный к приему жидкости мерный бак (клапан 10 закрыт), и включается секундомер. По достижении намеченной величины объема W_1 выключают секундомер, фиксируя время заполнения мерного бака. Далее перекидным устройством направляют поток жидкости во вторую секцию мерного бака с открытым клапаном и сливают жидкость из первого мерного бака, открыв клапан 10.

Во время заполнения мерного бака необходимо следить манометру M за постоянством напора в цилиндрическом сосуде (перед испытываемым отверстием), при необходимости регулируя вентиль 3.

Во время опыта определяют диаметр струи $d_{\text{истр}}$ с помощью измерительного устройства.

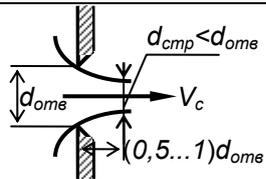
Для повышения точности определения параметров истечения замеры проводят 3-4 раза при постоянном напоре в цилиндрическом сосуде.

Опыт повторяют при течении жидкости в сосуде I с давлением $p \approx 0,07$ МПа.

Полученные во время испытания результаты записывают в таблицу № 1.1а : величину давления p_i на манометре; объем W_i и время его заполнения t_i , диаметр струи $d_{\text{истр}}$.

Таблица № 1.1а

Результаты замеров параметров при испытаниях

Исследуемое отверстие $d_{\text{отв}} = \dots$, мм; $S_{\text{отв}} = \dots$, м ² .	№ замера	Показания приборов			
		секундомер, t , с	мерный бак, W , л	манометр n , деления	индикатор перемещений, мм
	1.1				
	1.2				
	2.1				
	2.2				

2. Экспериментальное определение параметров потока при истечении жидкости через внешний цилиндрический насадок.

На передней торцевой стенке цилиндрического сосуда устанавливают диск с внешним цилиндрическим насадком, внутренний диаметр которого равен диаметру отверстия с острой кромкой. Заполнение полости цилиндрического сосуда жидкостью проводят таким же образом, как это делали ранее.

Эксперимент следует начинать с малых значений давлений в полости цилиндрического сосуда медленным плавным нарастанием давления для предотвращения срыва потока, обращая внимание на вид выходящей из насадка струи.

Проводят 2 опыта в безотрывном режиме течения при давлениях $p \approx 0,03$ и $0,07$ МПа, во время которых определяют время t_i заполнения объема W_i мерного бака. Замеры в каждом опыте повторяют 3-4 раза.

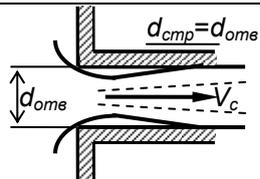
Оглавление

При дальнейшем медленном плавном повышении давления до $p_i \approx 0,12 \dots 0,14$ МПа наблюдается "с хлопком" переход безотрывного течения струи в отрывное течение - струя принимает вид "стеклянной палочки" диаметром, равным диаметру струи, вытекающей из отверстия с острой кромкой. В момент "хлопка" фиксируют по манометру величину давления.

Полученные во время испытаний результаты в таблицу № 1.2а: величины давлений p_i ; объемы W_i и время их заполнения t_i .

Таблица № 1.2а

Результаты замеров параметров при испытаниях внешнего цилиндрического насадка

Исследуемый внешний цилиндрический насадок, $L/d_{оме} = \dots$ $d_{оме} = \dots$, мм; $S_{оме} = \dots$, м ² .	№ замера	Показания приборов		
		секундомер, t , с	мерный бак, W , л	манометр n , деления
	1			
	2			

3. Экспериментальное определение параметров потока при истечении жидкости через коноидальный насадок.

На передней торцевой стенке цилиндрического сосуда устанавливают диск с коноидальным насадком, внутренний диаметр которого равен диаметру отверстия с острой кромкой. Заполнение полости цилиндрического сосуда жидкостью проводят таким же образом, как это делали ранее.

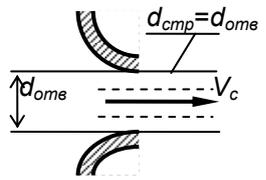
Проводят 2 опыта при давлениях $p \approx 0,03$ и $0,07$ МПа, во время которых определяют время t_i заполнения объема W_i мерного бака. Замеры в каждом опыте повторяют 2-3 раза.

Полученные во время испытаний результаты: величины давлений p_i ; объемы W_i и время их заполнения t_i записывают в таблицу № 1.3а.

Таблица № 1.3а

Результаты замеров параметров при испытаниях коноидального насадка

Оглавление

Исследуемый коноидальный насадок, $d_{отв} = \dots, \text{мм}; S_{отв} = \dots, \text{м}^2$.	№ замера	Показания приборов		
		секундомер, $t, \text{с}$	мерный бак, $W, \text{л}$	манометр n , деления
	1			
	2			

Обработка результатов испытаний.

Из полученных при испытаниях результатов определяются:

1. Расход струи $Q_i = W_i/t_i, \text{м}^3/\text{с}$, где W_i - заполненный в мерном баке объем в м^3 ; t_i - время заполнения объема W_i в с.

2. Напор потока жидкости перед отверстием $H = h_0 + h_M = h_0 + p_M 10^6 / (\rho g)$,
 $H = h_M + h_0 = \frac{p_M \cdot 10^6}{\rho g} + h_0$, м, где p_M - давление, МПа, замеренное по манометру M ; h_0 - высота расположения манометра от оси цилиндрического сосуда.

Давление $p_M = n p_{пред} / N$, МПа.

3. Диаметр струи $d_{стр}$ определяется по показаниям измерительного устройства.

4. Коэффициент

- расхода $\mu = \frac{Q}{S_{отв} \sqrt{2gH}}$, где Q - расход через отверстие (насадок), $\text{м}^3/\text{с}$;

$S_{отв} = \pi d_{отв}^2 / 4$ - площадь отверстия, м^2 ; $d_{отв}$ - диаметр отверстия, м; H - напор потока на входе в отверстие, м;

- уменьшения сечения (сжатия) струи $\varepsilon = \frac{d_{стр}^2}{d_{отв}^2}$, где $d_{стр}$ - диаметр струи, м; $d_{отв}$ - диаметр отверстия, м;

- скорости $\varphi = \frac{\mu}{\varepsilon}$.

5. Число Рейнольдса $Re = \frac{d_{гид} \sqrt{2\rho H}}{\nu}$, где $d_{гид}$ - гидравлический диаметр отверстия, для круглого отверстия $d_{гид} = d_{отв}$, м; H - напор потока на входе в отверстие, м; ν - кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$, определяется в зависимости от температуры по графику $\nu = f(\theta)$.

[Оглавление](#)

Полученные расчетом значения коэффициентов истечения сравнивают между собой и со значениями, приведенными в литературе, и анализируют их различия.

Расчеты параметров по результатам эксперимента ведут до третьей значащей цифры. Рассчитанные параметры заносятся в таблицы № 1.1б, 1.2б и 1.3б.

Таблица № 1.1б

Результаты обработки замеров параметров при испытаниях отверстия с острой кромкой,

№ замера	Q , $\text{м}^3/\text{с}$	Напор, м		$d_{\text{ср}}$, м	$\sqrt{2gH}$ м/с	$S_{\text{отв}} \sqrt{2gH}$ $\text{м}^3/\text{с}$	Коэффициенты			Число Re
		h_M	H				ε	μ	φ	
1										
2										
3										
4										

Таблица № 1.2б

Результаты обработки замеров параметров при испытаниях цилиндрического насадка

№ замера	Q , $\text{м}^3/\text{с}$	Напор, м		$\sqrt{2gH}$ м/с	$S_{\text{отв}} \sqrt{2gH}$ $\text{м}^3/\text{с}$	Коэффициент расхода μ	Число Re
		h_M	H				
1							
2							

Таблица № 1.3б

Результаты обработки замеров параметров при испытаниях коноидального насадка

№ замера	Q , $\text{м}^3/\text{с}$	Напор, м		$\sqrt{2gH}$ м/с	$S_{\text{отв}} \sqrt{2gH}$ $\text{м}^3/\text{с}$	Коэффициент расхода μ	Число Re
		h_M	H				
1							
2							

Содержание отчета по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

[Оглавление](#)

- титульную часть, в которой указывается название и номер работы, группу и фамилию студента;
- цель работы и решаемые в процессе выполнения работы задачи;
- кратко теоретические положения;
- схему стенда- установки; сведения об измерительных устройствах с учетом таблицы № 4.0;
- результатов испытаний и обработки испытаний с учетом таблиц № 1.1а, 1.2а, 1.3а, 1.1б, 1.2б и 1.3б; формулы для обработки результатов испытаний, необходимые графики для каждого из проливаемых устройств;
- выводы с заключением.

После подписания студентом и приема преподавателем отчета выполненная работа подлежит защите, которая проводится в виде собеседования с преподавателем. На титульном листе отчета и в журнале делается отметка о защите.

Контрольные вопросы

1. Как будут различаться показания манометра (больше, равно или меньше) по сравнению с исходным положением, если этот манометр установить на оси (а) или под (б) цилиндрическим сосудом?
2. Объяснить, почему диаметр сечения струи меньше диаметра отверстия?
3. Зависит ли графический характер поведения коэффициентов истечения от формы отверстия?
4. Как меняется коэффициент расхода цилиндрического насадка от длины?
5. С какой целью устанавливают бак с горловиной?

3.2. Лабораторная работа № 2 "Экспериментальное определение коэффициентов гидравлического сопротивления "

Для выполнения лабораторной работы студент должен иметь допуск по технике безопасности для проведения лабораторной работы.

Цель работы

[Оглавление](#)

Целью работы является:

- 1) определение безразмерного коэффициента гидравлического сопротивления местного гидравлического сопротивления;
- 2) определение безразмерного коэффициента потерь на трение и влияния на его величину шероховатости и числа Рейнольдса.

Вводная часть. Некоторые теоретические положения.

Общие сведения о гидравлических потерях. Уравнение Бернулли

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + H_{пот}$$

для потока реальной жидкости является уравнением баланса энергий с учетом потерь удельной энергии.

Согласно экспериментальным исследованиям, потери удельной энергии (напора) зависят от формы, размеров, шероховатости поверхности стенок канала, скорости течения и вязкости жидкости, но практически не зависят от давления. Во многих случаях гидравлические потери выражают в долях скоростного напора, т.е. они пропорциональны квадрату скорости жидкости и выражаются формулой Вейсбаха:

$$h = \zeta \frac{V^2}{2g} = \frac{\Delta p}{\rho g}, \quad \text{где } \zeta - \text{ безразмерный коэффициент гидравлического сопротивления,}$$

равный отношению потерь напора к скоростному напору потока; V - средняя скорость жидкости в канале.

Потери удельной энергии разделяют на два вида: потери энергии на местных гидравлических сопротивлениях и потери энергии на трение по длине трубопроводов.

Местными гидравлическими сопротивлениями называют изменения направления потока, формы и размеров каналов, нарушением нормальной конфигурации потока, т.е. деформацией потока. За нормальную конфигурацию потока принимают конфигурацию потока на прямолинейном участке трубопровода на расстояниях, достаточно удаленных от местного гидравлического сопротивления и называемых длиной влияния ($l > 5 \dots 10 d$). Следовательно, всевозможные входы в трубопровод, плавные и внезапные расширения и сужения трубопровода, повороты, вентили, клапаны представляют собой так называемые местные гидравлические сопротивления. При протекании жидкости через местные гидравлические сопротивления скорость жидкости изменяется и по величине и по направлению, появляются так называемые поверхности раздела, являю-

щиеся границами объемов жидкости, участвующих в различных движениях. Поверхности раздела весьма неустойчивы. Частицы жидкости, образуя эти поверхности, быстро свертываются в вихри. Вследствие вязкости и деформации жидкостей движение этих вихрей затухает, а их энергия преобразуется необратимым образом в тепловую. Эти потери энергии обусловлены местными гидравлическими сопротивлениями.

При определении потерь на местных гидравлических сопротивлениях по формуле Вейсбаха используют среднюю скорость жидкости в трубопроводе, в котором имеется местное гидравлическое сопротивление. Если же диаметр трубопровода, а следовательно, и скорость потока меняются по длине, то за расчетную скорость удобнее принимать большую из скоростей, т.е. скорость, соответствующую меньшему диаметру.

Каждое местное гидравлическое сопротивление характеризуется своим коэффициентом сопротивления $\zeta_{мс}$, который во многих случаях приближенно можно считать постоянным для данной формы и размеров местного гидравлического сопротивления.

Для большинства местных гидравлических сопротивлений получены эмпирические зависимости, составлены таблицы экспериментальных значений, которые содержатся в справочниках по гидравлическим сопротивлениям.

Потери на трение (потери по длине канала) возникают в прямых трубах постоянного сечения (равномерное течение) и изменяются пропорционально длине канала. Этот вид потерь обусловлен внутренним трением в жидкости и трением о стенки канала: $h_{тр} = \zeta_{тр} V^2 / 2g$. Здесь коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta_{тр}$ трения удобно выразить через L и d - длину и диаметр канала (трубопровода) соответственно. Если на участке круглой трубы единичной длины $L_1 = d$, то, обозначая коэффициент трения через λ , а коэффициент гидравлического сопротивления для трубы с относительной длиной L/d через $\zeta_{мп} = \lambda L/d$, получаем уравнение Дарси: $h_{тр} = \lambda \frac{L V^2}{d 2g}$ или

$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l \rho V^2}{d 2}$, где λ - безразмерный коэффициент потерь на трение, коэффициент сопротивления трения.

Турбулентное течение можно рассматривать установившимся при условии, что усредненные по времени значения скоростей и давлений, а так же полный расход потока не меняются с течением времени.

Механизм турбулентного движения очень сложен. При турбулентном движении частицы жидкости, кроме главного движения вдоль трубопровода, движутся и в поперечном направлении, что приводит к перемешиванию жидкости. Такое перемешивание

[Оглавление](#)

оказывает существенное влияние на деформацию объемов жидкости и вследствие этого на гидравлические сопротивления в потоке жидкости. Характер линий тока отличается бесконечным разнообразием.

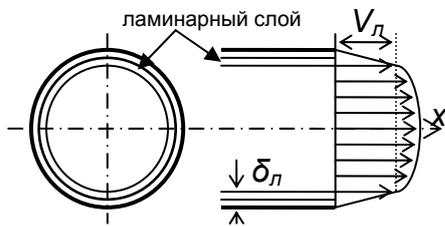


Рис.2.1. Эпюра осредненных скоростей при турбулентном течении

Для турбулентного потока в трубе поле усредненных местных скоростей можно разделить на две части (рис.2.1): на основной поток, имеющий сравнительно небольшое уменьшение скорости при изменении положения частиц потока от его оси к стенке трубы (турбулентное ядро потока), и на пристеночный слой малой толщины δ . В пределах этого слоя скорость линейно нарастает до некоторой конечной величины на границе слоя. Толщина слоя $\delta_{лс}$ невелика и $V_{лс}\delta_{лс}/\nu = \text{const}$, т.е. при увеличении $V_{лс}$ уменьшается толщина $\delta_{лс}$ слоя, который называют ламинарным (иногда пограничным).

При малых числах Re (малой скорости жидкости) и условии, что толщина $\delta_{лс}$ ламинарного слоя превышает высоту Δ бугорков шероховатости: $\delta_{лс} > \Delta$, которые находятся внутри ламинарного слоя, плавно (безотрывно) обтекаются и на сопротивление не влияют, что позволяет назвать трубу гидравлически гладкой. По мере увеличения числа Re (скорости жидкости) толщина $\delta_{лс}$ уменьшается, бугорки шероховатости начинают выступать за пределы слоя и влиять на сопротивление.

При больших числах Re (большой скорости жидкости) толщина ламинарного слоя делается исчезающе малой $\delta_{лс} \rightarrow 0$ (практически исчезает), бугорки шероховатости обтекаются турбулентным потоком с вихреобразованием за каждым бугорком. Основную роль в образовании потерь энергии в потоке при турбулентном потоке играют перемешивание жидкости и рассеивание кинетической энергии ее завихренных частиц.

Потери на трение для труб определяются числом Re и относительной шероховатостью трубы Δ/d или Δ/r_o при $d=2r_o$, т.е. $\lambda = f(Re; \Delta/d)$.

Анализ экспериментальных результатов показывает:

1) при ламинарном режиме течения шероховатость не влияет на сопротивление; критическое число $Re_{кр} = \lambda/64$ практически не зависит от шероховатости (область гидравлически гладких труб);

2) в переходной области коэффициент λ потерь на трение зависит от числа Re и относительной шероховатости Δ/r_o ;

3) при больших числах $Re > (0.316/\lambda)^4$ и больших относительных шероховатостях Δ/r_o коэффициент λ потерь на трение перестает зависеть от числа Re и становится по-

[Оглавление](#)

стоянным для данной относительной шероховатости (область квадратичного сопротивления или автомодельности).

Для труб с естественно распределенной шероховатостью закон $\lambda=f(\text{Re};\Delta/d)$ переход от одного закона течения к другому происходит более плавно (график Г.А. Мурина) из области гидравлически гладких труб в область автомодельности.

Экспериментальная часть

Для проведения экспериментальных исследований необходим стенд, конструктивная схема которого представлена на рис. 2.2.

В состав стенда входят: насосная установка 1; дроссельный вентиль 4, регулирующий расход в рабочей схеме стенда; испытуемый угловой вентиль 5 с присоединенными прямолинейными участками труб 5.1 и 5.2; дополнительный участок трубы 6; участок трубопровода стенда 7, на котором определяются потери на трение с помощью пьезометров 7.1 и 7.2; расходомер 12 для определения расхода жидкости в стенде; измерительные пьезометры 8.1 и 8.2, 9, 7.1 и 7.2; манометр *M*.

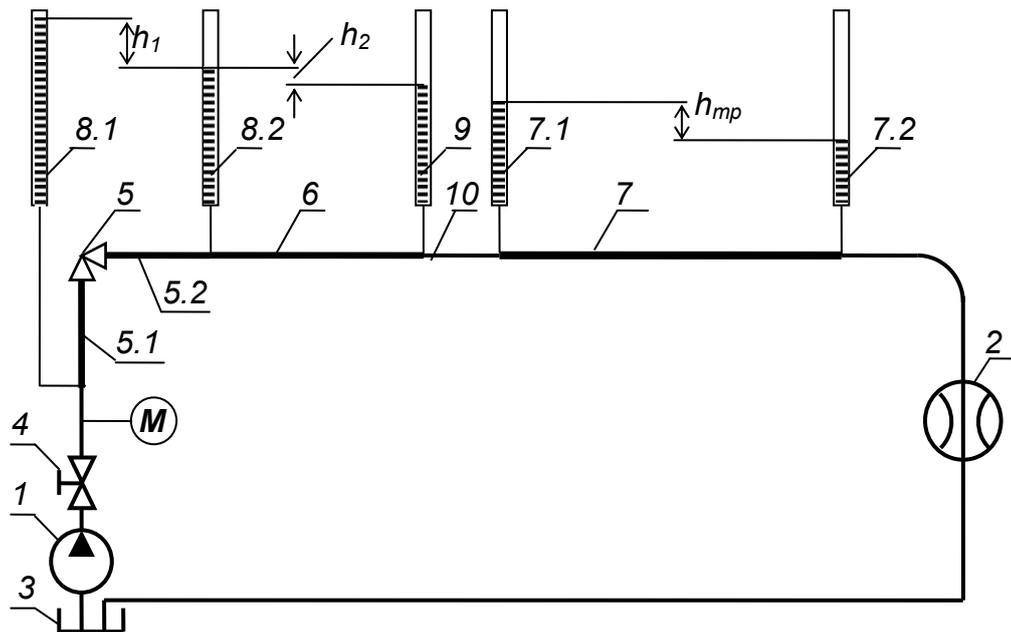


Рис. 2.2. Конструктивная схема стенда

Насосная установка 1 подает рабочую жидкость - воду в гидравлическую сеть стенда. Дросселем 4 устанавливается расход, при прохождении которого через сеть стенда создается необходимый напор, контролируемый манометром *M*. При прохождении жидкости по участкам перепад напора между входом и выходом измеряется с помощью пьезометров: участок с 5 - пьезометры 8.1 и 8.2; участок трубы 6 - пьезометры

[Оглавление](#)

8.2 и 9; участок трубы 7, протяженность которого должна быть $> 100 d$ - пьезометрами 7.1 и 7.2. После прохождения по всей сети жидкость через расходомер 2 сливается в бак 3 насосной установки.

Протяженность трубопроводов на участках от дросселя 4 до 5.1, трубопровода 10 и после трубопровода 7 для исключения влияния неустойчивости потока на сопротивление испытуемых трубопровода и местного сопротивления должны иметь стабилизирующую длину не менее $40...50 d$.

Используемый в испытаниях в качестве местного гидравлического сопротивления угловой вентиль нарушает равномерность потока на некотором расстоянии $l \leq 10 d$ перед собой и за собой. Это вызывает дополнительные потери напора на прямолинейных участках до и после помимо обычных потерь напора на трение при равномерном течении жидкости, которые следует включать в местные потери напора на выделенном участке схемы стенда:

$$h_1 = h_{mc} + h_{mp4.1 \text{ и } 4.2},$$

где h_{mc} - потери напора в местном гидравлическом сопротивлении; $h_{mp4.1 \text{ и } 4.2}$ - суммарные потери напора на трение на присоединенных прямолинейных участках. В виду сложности выделения и определения величины потерь $h_{mp4.1 \text{ и } 4.2}$ установлен в схеме стенда участок трубы 6, суммарной длиной l_2 и диаметром, соответствующими присоединенным прямолинейным участкам. С достаточно большой достоверностью можно принять, что на прямолинейном участке 6 потери напора $h_2 = h_{mp4.1 \text{ и } 4.2}$. В этом случае потери напора в местном гидравлическом сопротивлении - угловом вентиле равны

$$h_{mc} = h_1 - h_2.$$

Во всех испытаниях фиксируется температура жидкости.

Замер экспериментальных величин следует вести до второй - третьей значащей цифры.

Порядок проведения эксперимента

Экспериментальные исследования проводятся на стенде, схема которого представлена на рис.2.2.

Особенности этого стенда заключаются в том, что:

потери напора на испытуемых участках определяются с помощью дифференциальных пьезометров:

- потери h_1 по показаниям пьезометров 8.1 и 8.2;
- потери h_2 на трубе 6 по показаниям пьезометров 8.2 и 9;

Оглавление

- потери на трение $h_{тр}$ при протекании рабочей жидкости по трубе 7 по показаниям пьезометров 7.1 и 7.2.

В связи с созданием высокого давления (напора) на выходе насоса уровни свободных поверхностей пьезометров поднимутся на высоту до 20...30 м. Для возможности понижения уровней свободных поверхностей каждой пары пьезометров их верхней полости объединяют с образованием дифференциальных пьезометров и через вентиль, на схеме не указан, подводится воздух. На величину разности напоров, определяемых при испытаниях, дифференциальных пьезометров давление сжатого воздуха не оказывает влияния.

Вместо расходомера применен мерный бак 2 с переменной шкалой тарирования объема, позволяющей с повышенной точностью замерять объем наливаемой жидкости в объеме 480...520 л.

Порядок проведения испытаний.

1. Перед включением насосной установки следует проверить установку необходимой величины давления сжатого воздуха, подаваемого в дифференциальные пьезометры.

Включить насосную установку 1 (рис. 2.2).

2. Исходя из рабочего диапазона насосной установки $Q=f(H_{нач}...H_{кон})$ принять число замеров 5-6 расхода жидкости в сети с равномерным распределением напора H_i (расхода) по рабочему диапазону.

3. Медленным открытием дроссельного вентиля 4 установить расход при напоре $H_{нач}$ на входе в гидравлическую сеть стенда. Величину напора определяют по давлению на манометре M $H = P_M / \rho g$.

Подготовить мерный бак к измерениям, закрыв клапан, и одновременно с переключением перекидного устройства, направляющего поток жидкости в подготовленный к приему жидкости мерный бак, включается секундомер. Начинается первый опыт.

Во время проведения первого опыта производится замер потерь напоров h_1 , h_2 и $h_{тр}$ на дифференциальных пьезометрах 8.1 и 8.2, 8.2 и 9, 7.1 и 7.2.

Во время заполнения мерного бака необходимо следить манометру M за постоянством напора на входе в гидравлическую сеть, при необходимости регулируя положение вентиля.

[Оглавление](#)

По достижении намеченной величины объема $W_{ик}$ (≈ 500 л) выключают секундомер, фиксируя время заполнения мерного бака. При этом перекидным устройством направляют поток жидкости во вторую секцию мерного бака с открытым клапаном и сливают жидкость из первого мерного бака, открыв клапан использованного мерного бака.

Полученные во время испытания результаты записывают в таблицу № 2.1: потери напоров h_1 , h_2 и $h_{мп}$; объем W_k и время его заполнения t_k .

5. Последующие опыты проводятся при расходах в сети стенда, соответствующими каждому напору H_i .

Порядок и методика проведения опытов в каждом варианте полного напора H_i (расхода) должны соответствовать п.4.

6. Полученные во время испытаний результаты переносят в таблицу № 2.1 замеров параметров при испытаниях.

Таблица № 2.1

Результаты замеров параметров при испытаниях по определению коэффициентов гидравлического сопротивления

№ замера	Продолжительность опыта, с	Объем жидкости, л	Показания дифференциальных пьезометров, м		
			h_1	h_2	h_3
1					
2					
3					
4					
5					
6					

Обработка результатов испытаний.

Из полученных при испытаниях результатов определяются:

1. Расход жидкости в сети $Q_i = W_i/t_i$, м³/с, где W_i - заполненный в мерном баке объем в м³; t_i - время заполнения объема W_i в с.

2. Расчет коэффициента гидравлического сопротивления углового вентиля

2.1. Потери напора на местном гидравлическом сопротивлении углового вентиля

$$h_{мс} = h_1 - h_2 .$$

Оглавление

2.2. Средняя скорость в присоединенных прямолинейных участках (подводящем и отводящих) трубопровода углового вентиля равна $V_1 = \frac{Q}{\pi d_1^2 / 4}$, м/с, где d_1 - внутренний диаметр присоединенных прямолинейных участков, м.

2.2. Число Рейнольдса при течении жидкости в гидролиниях углового вентиля $Re = \frac{d_{гид} V_1}{\nu}$, где $d_{гид}$ - гидравлический диаметр гидролинии, для круглого сечения $d_{гид} = d_1$, м; V_1 - скорость жидкости в присоединенных прямолинейных участках (подводящем и отводящих), м/с; ν - кинематическая вязкость жидкости, м²/с, определяется в зависимости от температуры по графику $\nu = f(\theta)$, приведенному литературе [2,3].

2.3. Коэффициент гидравлического сопротивления углового вентиля вычисляют по формуле $\zeta_{mc} = \frac{h_{mc}}{V_1^2 / 2g}$, где h_{mc} - потери напора в местном гидравлическом сопротивлении - угловом вентиле, м; V_1 - скорость жидкости в присоединенных прямолинейных участках (подводящем и отводящих), м/с.

3. Определение безразмерного коэффициента потерь на трение λ и средней величины шероховатости трубопровода Δ_{cp} .

3.1. Средняя скорость в трубопроводе равна $V_{2i} = \frac{Q_i}{\pi d_2^2 / 4}$, м/с, где d_2 - внутренний диаметр трубопровода, м.

3.2. Число Рейнольдса $Re_i = \frac{d_{гид} V_{2i}}{\nu}$, где $d_{гид}$ - гидравлический диаметр внутреннего сечения трубопровода, для круглого сечения $d_{гид} = d_2$, м; V_{2i} - скорость жидкости в трубопроводе, м/с; ν - кинематическая вязкость жидкости, м²/с, определяется в зависимости от температуры по графику $\nu = f(\theta)$.

3.3. Коэффициент потерь на трение в трубопроводе вычисляют по формуле $\lambda_i = \frac{h_2 d_2}{l_2 V_{2i}^2} 2g$, где h_2 - потери напора на трение в трубопроводе, м; d_2 - внутренний диаметр трубопровода, м; l_2 - длина трубопровода, м; V_{2i} - скорость жидкости в трубопроводе, м/с.

3.4. Определение обратной величины относительной шероховатости.

По графику Г.А. Мурина [1] с использованием полученных λ_i и V_{2i} находят $(d/\Delta)_i$.

3.5. Величину средней шероховатости находят по выражению $\Delta_{cp} = \frac{nd_2}{\sum_{i=1}^n (d_2/\Delta)_i}$,

Оглавление

м, где n - число опытов.

Полученные расчетом значения коэффициентов потерь сравнивают между собой и со значениями, приведенными в литературе и анализируют их различия.

Расчеты параметров по результатам эксперимента ведут до третьей значащей цифре. Рассчитанные параметры заносятся в таблицу № 2.2.

Таблица № 2.2

Результаты обработки замеров параметров при испытаниях по определению коэффициентов гидравлического сопротивления

№ за- мера	Расход $Q, \text{ м}^3/\text{с}$	Коэффициент местного сопротивления				Коэффициент сопротивления трения в трубе					
		$h_{MC, \text{ м}}$	$V_I, \text{ м/с}$	ζ_{MC}	Re	$h_{MC, \text{ м}}$	$V_I, \text{ м/с}$	ζ_{MC}	Re	d/Δ	Δ
1											
2											
3											
4											
5											
6											

Содержание отчета по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

- титульную часть, в которой указывается название и номер работы, группу и фамилию студента;
- цель работы и решаемые в процессе выполнения работы задачи;
- кратко теоретические положения;
- схему стенда - установки; сведения об измерительных устройствах;
- результатов испытаний и обработки испытаний с учетом таблиц № 2.1 и 2.2; формулы для обработки результатов испытаний, необходимые графики для каждого из проливаемых устройств;
- выводы с заключением

Оглавление

После подписания студентом и приема преподавателем отчета выполненная работа подлежит защите, которая проводится в виде собеседования с преподавателем. На титульном листе отчета и в журнале делается отметка о защите.

Контрольные вопросы

1. По каким формулам определяют коэффициенты гидравлических сопротивлений?
2. Что называют местными гидравлическими сопротивлениями?
3. Какова природа возникновения потерь на трение?
4. Зачем устанавливается после углового вентиля на прямолинейном участке дополнительная труба, длиной l_2 ?
5. С какой целью устанавливают бак с горловиной?

3.3. Лабораторная работа № 3 "Испытание шестеренного насоса и насосной установки"

Для выполнения лабораторной работы студент должен иметь допуск по технике безопасности для проведения лабораторной работы.

Цель работы

Целью работы является:

- 1) определение статических рабочих характеристик насоса $Q_H = f(p_{наг})$; $N_H = f(p_H)$, $\eta_V = f(p_H)$, $N_{ex} = f(p_H)$.
- 2) определение статической рабочей характеристики насосной установки $Q_{HY} = f(p_{наг})$.

Вводная часть. Некоторые теоретические положения.

Гидравлическое устройство, преобразующее механическую энергию твердого тела в механическую энергию потока рабочей жидкости в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей жидкостью и вытеснения ее из рабочей камеры или обратно, называют *объемной гидромашинной*.

Рабочий цикл гидромашинной состоит из следующих рабочих процессов: в насосах – всасывания и вытеснения (нагнетания).

К основным особенностям объемных гидромашин, которые обусловлены их принципом действия и отличают их от лопастных гидромашин, относятся: цикличность рабочего процесса, отсюда и неравномерность подачи и др. параметров; герметичность машин – разделение полостей всасывания и нагнетания; жесткость рабочей характеристики – теоретическая подача не зависит от давления в линии нагнетания; независимость давления, создаваемого объемной гидромашинной, от скорости движения входного звена - вала и скорости жидкости; самовсасывание.

Самовсасывание - способность удалять воздух из гидролинии подвода рабочей жидкости к насосу (от свободной поверхности гидробака до рабочей камеры насоса) - обеспечивается за счет того, что движение жидкой среды в рабочие камеры насоса происходит под действием внешних сил, создаваемых подпором (давлением в гидробаке, столбом жидкости или подпиточным насосом).

[Оглавление](#)

Основные параметры объемного насоса. Физически, объемный насос - это устройство, создающее поток путем отсекаания части потока рабочей жидкости и ее подачи вытеснением за счет циклического изменения объема рабочей камеры, преобразует механическую энергию твердого тела, поступающую извне, в механическую энергию потока рабочей жидкости с созданием давления и подачи. Рабочая камера попеременно сообщается с входной (всасывание) и выходной (нагнетание) полостями насоса.

Рабочий объем $V_{0н}$, см³, определяется разностью наибольшего и наименьшего значений объемов рабочих камер насоса за один оборот вала, т.е. это тот объем жидкости, который подаёт насос за один оборот вала (ротора). Номинальным рабочим объемом $V_{0н}$ называют расчетное значение рабочего объема насоса, вычисленное без учета допусков, погрешностей формы поверхности, деформации и округленное до ближайшего значения из установленного ряда по ГОСТ 13824-80. Рабочий объем является основным и главным параметром объемного насоса и во многом определяет габариты и эксплуатационные показатели (подача, мощность и др.).

Номинальная частота вращения $n_{ном}$, об/мин, - наибольшая частота вращения, при которой насос должен работать в течение заданного значения показателя долговечности с сохранением параметров в пределах заданных норм.

Подача Q_n , л/мин, - объем подаваемой рабочей жидкости в единицу времени. У объемного насоса подача постоянна, не зависит от развиваемого давления, и может быть изменена в результате изменения частоты вращения вала и геометрических размеров, определяющих рабочий объем. Номинальную подачу определяют при номинальных значениях рабочего объема, частоты вращения и давления.

Следует помнить, что насос обеспечивает подачу, а не расход, поэтому термин "расход" для насоса не применяется.

Теоретическая подача равна произведению рабочего объема и частоты вращения вала насоса $Q_T = V_{0н} n$.

С учетом того, что особенностью объемных машин является наличие множества зазоров с неподвижными и подвижными стенками, в которых происходят основные потери энергии, фактическая подача Q_f меньше теоретической Q_T на величину объемных потерь $Q_{у.т.н}$ подачи насоса:

$$Q_T = Q_f + Q_{у.т.н}.$$

Под объемными потерями подачи насоса $Q_{у.т.н} = f(p; n)$ в насосе понимают величину, на которую уменьшается фактическая подача из-за утечек и перетечек рабочей жидкости через зазоры в рабочих камерах с высокими давлениями, неполного заполнения рабочих камер из-за содержания воздуха в жидкости и сжатия рабочей жидкости. Утечки

[Оглавление](#)

существуют в любом, самом технически совершенном насосе. Вследствие малой величины поперечных размеров зазоров и значительной вязкости жидкости эти утечки и перетечки носят ламинарный характер, т.е. объемные потери подачи пропорциональна перепаду давления в зазорах машины $Q_{ут\ p} = k_p p_n$, где k_p - коэффициент (экспериментальный) - прямая линия в осях координат Q и p . Отсюда следует, что фактическая (действительная) характеристика насоса представляет собой прямую линию с наклоном в сторону роста давления.

При изменении частоты вращения вала насоса часто учитывают изменение утечек по выражению: $Q_{ут\ n} = k_n n$, где k_n - коэффициент (экспериментальный).

Безразмерный коэффициент подачи k_Q - это отношение фактической подачи насоса, измеренной при определенных значениях давления на выходе, вязкости рабочей жидкости, частоте вращения вала и прочих параметрах, влияющих на объемные потери, к его теоретической подаче:

$$k_Q = Q_{\phi} / Q_T = Q_{\phi} / (Q_{\phi} + Q_{ут\ n}).$$

Практически, коэффициент подачи определяют: $k_Q \approx \eta_{об} = Q_{\phi} / Q_0$, где Q_{ϕ} - измеренная фактическая подача при заданном давлении на выходе насоса; Q_0 - подача насоса, измеренная при минимально возможном давлении нагнетания $p_n = p_{xx} \approx 0$ выходной полости насоса (в режиме холостого хода), а значения подач насоса должны быть обязательно приведены к одинаковой частоте вращения, называют *объемным кпд* $\eta_{об}$ (иногда обозначение η_v).

Номинальное давление $p_{ном}$, МПа, - наибольшее установленное значение давления рабочей жидкости, при котором насос должен работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах заданных норм. Допускается измерять давление в кгс/см².

Перепад давлений Δp , МПа, - разность давлений рабочей жидкости в полостях нагнетания и всасывания (на выходе и входе) насоса.

Момент на валу насоса M_n , Нм, определяется по выражению: $M_n = V_{0н} \Delta p / 2\pi \eta_{гидмех}$, где $V_{0н}$ - рабочий объем насоса, Δp - перепад давления в полостях насоса, $\eta_{гидмех}$ - гидромеханический кпд насоса, свидетельствующий о потерях энергии на преодоление механических сил трения и местных гидравлических сопротивлений.

Полезная мощность насоса $N_{н.пол}$, Вт, - мощность потока рабочей жидкости на выходе (при $p_{вых} \approx 0$) из насоса: $N_{пол} = Q_n p_n$, Вт, где Q_n в [м³/с], p_n в [Па].

Потребляемая $N_{потр}$ и полезная мощности $N_{пол}$ насоса могут быть представлены как: $N_{потр} = N_{пол} / n_n$, где n_n - общий КПД насоса, которая характеризует степень ее совершенства и показывает, какая часть суммарной подводимой энергии предлагается

[Оглавление](#)

для использования.

Рабочие характеристики. Основной рабочей характеристикой объемного насоса является зависимость подачи от давления в выходной полости насоса, т.е. давления $p_{нг}$ в полости нагнетания, $Q_n = f(p_{нг})$ (рис.3.1), как правило, с указанием постоянных значений температуры или вязкости применяемой рабочей жидкости, давления во входной полости насоса (давление в полости всасывания) и др. Используются также следующие характеристики: $N_n = f(p_{нг})$; $k_Q = \eta_{обн} = f(p_{нг})$; $\eta_n = f(p_{нг})$.

КПД гидромашины характеризует степень ее совершенства и показывает, какая часть суммарной подводимой энергии полезно используется в машине. Полный КПД показывает насколько мощность, соответствующая фактической подаче насоса, меньше приводной мощности. Преобразование энергии связано с объемными, механическими и

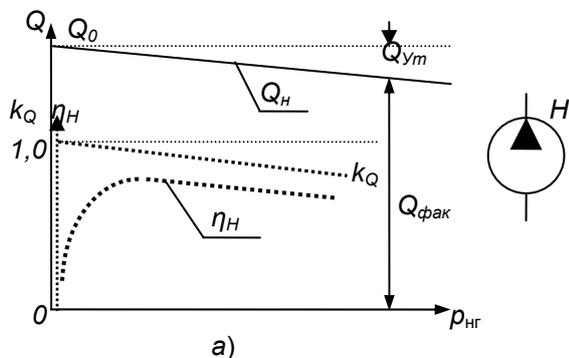


Рис.3.1. Рабочие характеристики нерегулируемого объемного насоса

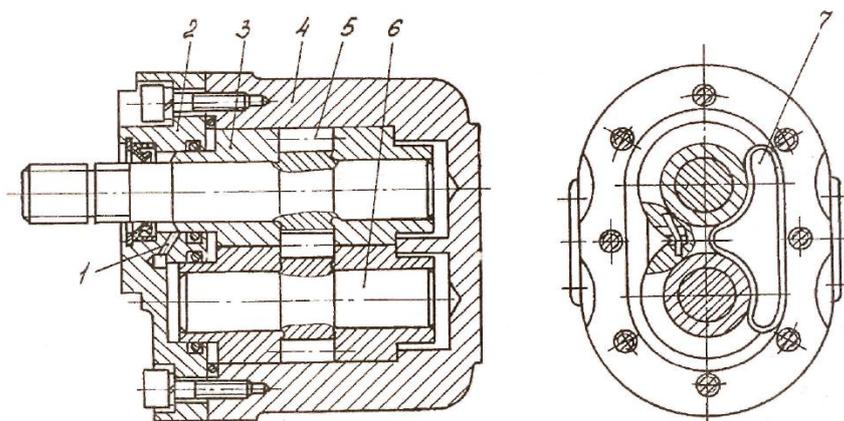
механические) потери будут минимальными.

Следует отметить, что объемный насос самостоятельно не забирает рабочую жидкость. В действительности рабочая жидкость под действием внешних сил в гидролинии всасывания (давление в баке - атмосферное или избыточное от подпитки или столба жидкости) движется в рабочую камеру, в которой давление снижается вследствие увеличения ее объема, и заполняет увеличивающийся объем рабочей камеры, не нарушая сплошности потока. При достижении в камере давления, равного давлению $p_{н.п.}$ насыщенного пара рабочая жидкость вскипает, т.е. наступает кавитация. Система подвода рабочей жидкости должна обеспечивать такое давление на входе в насос, чтобы не происходило кавитационных процессов в линии всасывания.

Конструктивное исполнение. Шестеренные насосы получили наибольшее распространение насосы и выполняются с шестернями внешнего или внутреннего зацепления. На рис. 3.2 показан шестеренный насос с внешним зацеплением.

Рабочими органами являются ведущая 5 и ведомая 4 шестерни, образующие совместно с корпусом 4 (куда относятся и плотно прилегающие к торцам шестерен боко-

вые крышки 3) рабочие камеры. При вращении шестерен объем камер увеличивается вследствие освобождения межзубового пространства при выходе зубьев из зацепления. Пространство между зубьями заполняется жидкостью, поступающей из входной полости. Жидкость, заполнившая это пространство, переносится этим пространством из полости всасывания в полость нагнетания. При входе зубьев зацепление уменьшается объем рабочих камер и рабочая жидкость вытесняется в линию нагнетания (вверх). Вследствие разности давлений ($p_n > p_{oc}$) шестерни подвержены воздействию радиальных сил, которые нагружают опоры шестерен и могут привести к заклиниванию. В шестеренных насосах высокого давления ($p_n > 10$ МПа) предусматривают гидравлическую



компенсацию торцевых зазоров.

Насосные установки. Определения. *Насосным агрегатом* называется агрегат, состоящий из насоса (нескольких насосов) и приводящего двигателя, соединенных между собой. По виду приводящего двигателя насосные агрегаты разделяют на электронасосные, турбонасосные и др.

Насосной установкой называется насосный агрегат с комплектующим оборудованием, смонтированным по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса. В состав насосных установок входят гидробаки, кондиционеры, и другие гидроустройства.

Насосной станцией называется совокупность насосной установки с гидроаппаратами, управляющими движением выходных звеньев объемных гидродвигателей. Понятие «насосная станция» шире понятия «насосная установка».

В схемах гидроприводов с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости в качестве источника механической энергии потока рабочей жидкости используются насосные установки с нерегулируемыми и регулируемыми насосами объемного типа. Для защиты насоса от перегрузок обязательна установка на гидролинии нагнетания насоса предохранительного гидроклапана.

[Оглавление](#)

Насосные установки с нерегулируемым насосом. Применение нерегулируемого насоса дает экономический эффект при проектировании гидропривода - нерегулируемый насос в несколько раз дешевле регулируемого. При эксплуатации же расходы больше.

Рабочая характеристика насосной установки (НУ) (рис.3.3, а) с нерегулируемым насосом (рис.3.3, б) может быть получена вычитанием из рабочей характеристики нерегулируемого насоса (рис.3.3, б) характеристики напорного гидроклапана (рис.3.3, в), т.е. $Q_{НУ} = Q_n$ при $0 < p < p_{о\text{ кл}}$ и $Q_{НУ} = Q_n - Q_{к\text{ л}}$ при $p > p_{о\text{ кл}}$. В диапазоне $p_{к\text{ ном}} > p > p_{к\text{ л}}$ напорный гидроклапан работает как переливной. Расход потребителя зависит от параметров нагрузки. С учётом того, что номинальный расход предохранительного гидроклапана $Q_{к\text{ л ном}} = 0,3 Q_n$, то при $Q_{к\text{ л}} > 0,3 Q_n$ характеристика гидроклапана может при-

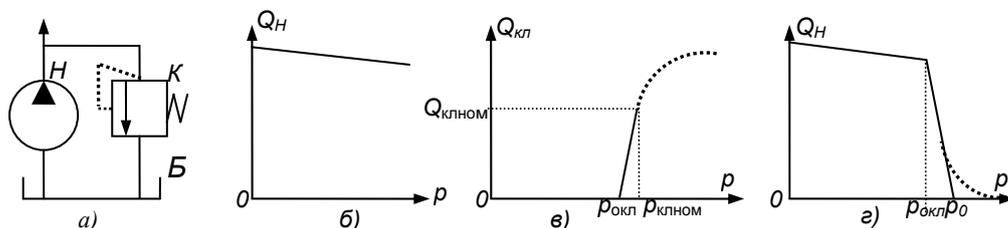


Рис.3.3. Схема (а) насосной установки с нерегулируемым насосом, рабочая характеристика насоса (б) и напорного клапана (в), рабочая характеристика насосной установки (г)

нять форму параболы ($Q=\sigma$) (см. штриховую линию на рис.3.3, в), а рабочая характеристика насосной установки может принять форму гиперболы (см. штриховую линию на рис.3.3, г). Такой гидроклапан может не защитить, а разрушить систему, поэтому следует устанавливать переливной гидроклапан с характеристикой $Q_{к\text{ л ном}} = Q_n$.

При неработающих потребителях вся подача насоса проходит через гидроклапан, т.е. вся энергия потока рабочей жидкости переводится в теплоту.

Экспериментальная часть

Экспериментальные исследования объемного насоса (шестеренного) и выполненной на его основе насосной установке проводятся на стенде, гидравлическая схема которого представлены на рис. 3.4. Гидравлическая схема стенда для испытания насоса и насосной установки выполнена на основе рекомендаций ГОСТ 14658.

Испытуемый насос *Н1* подключается в напорную линию гидросистемы стенда, а его вал соединяется с валом балансирного электродвигателя *ЭД*. Гидросистема имеет напорный клапан *К*. Нагружение испытуемого насоса производится с помощью регулируемого дросселя *ДР*.

[Оглавление](#)

В стенде имеются измерительные устройства: манометры $MН1$ и $MН2$ (с меньшим пределом измерений), мановакуумметр $MВ$, термометр T , расходомер $РМ$, преобразователи импульсов $ПИ1$ и $ПИ2$, счетчики импульсов $СИ1$ и $СИ2$, моментное устройство (на схеме не показано) в виде балансирного электродвигателя $ЭД$.

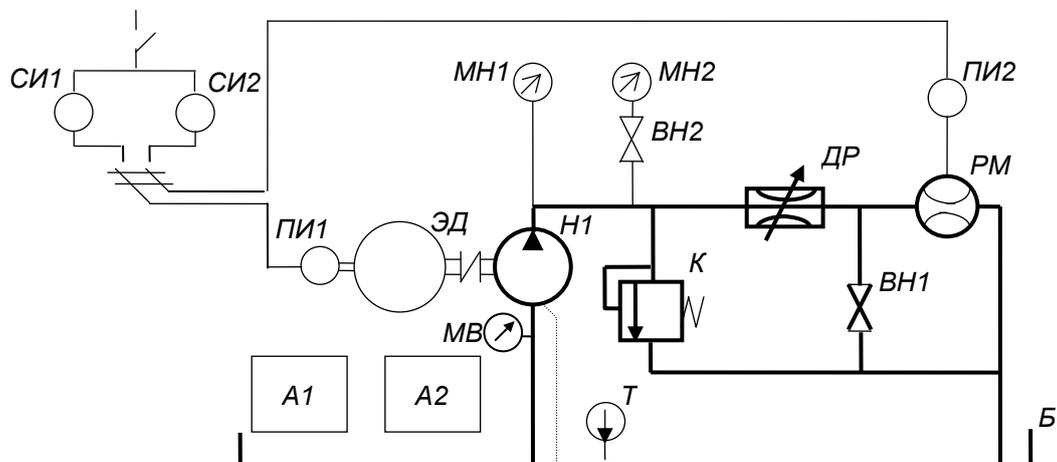


Рис.3.4. Гидравлическая схема стенда для испытания насоса

Манометр $MН2$ включается при открытии вентиля $ВН2$, расходомер $РМ$ отключается при открытии вентиля $ВН1$. Дополнительно могут быть установлены автономная система охлаждения $A1$ и автономная система фильтрования рабочей жидкости $A2$ гидросистемы стенда для поддержания качественных характеристик рабочей жидкости.

Крутящий момент измеряют при помощи моментного устройства балансирного электродвигателя, а частоту вращения вала насоса n_n при помощи устройств $ПИ1$ и $СИ1$.

Подачу Q_n насоса $Н1$ определяют (измеряют при помощи устройств расходомера $РМ$, $ПИ2$ $СИ1$) при заданных значениях давления нагнетания $p_{наг}$, устанавливаемого посредством регулируемого дросселя $Др$, и измеренной частоте вращения вала насоса n_n , давления в линии всасывания по $MВ$.

Нагружение насоса осуществляют с помощью регулируемого дросселя. Иногда нагружение выполняют с помощью регулируемого напорного клапана, который устанавливается на место регулируемого дросселя.

Рабочая характеристика насоса $Q_H = f(p_{наг})$ - зависимость подачи насоса от давления нагнетания - строится по результатам замеров подачи при различных величинах давления нагнетания p_n

При определении рабочей характеристики насосной установки определяют параметры подачи при давлениях $p_{от.кл} \leq p_{наг} \leq p_{кл0}$.

Порядок проведения эксперимента

[Оглавление](#)

1. Ознакомиться со стендом, изучить гидравлическую схему стенда, занести в таблицу № 3.0 параметры измерительных средств.

Таблица № 3.0

Сведения об измерительных устройствах

Позиция на схеме	Измерительное устройство	Пределы измерения и число делений	Цена деления шкалы
<i>ПИ 1</i>	частота вращения вала n_n	$0 \dots n_{nmax}$, об/мин	
	моментомер	$0 \dots M_{настmax}$, Н·м (кГ·с·м)	
<i>МН1 (и МН2)</i>	Мановакууметр	-0,1...1,0, МПа	0,01 МПа
<i>МВ</i>	Манометр	$0 \dots p_{max}$, МПа, N	p_{max}/N
<i>РМ</i>	Расходомер	$0 \dots 20$, л/с	0,001 л/с

2. Подключить электрическое питание стенда. Включить измерительную аппаратуру и визуально проверить ее работу.

3. Полностью открыть дроссель Dp , освободить корпус электродвигателя от закрепления с основанием стенда и нажатием кнопки включить электродвигатель.

4. Произвести замер параметров насоса - давление в гидролиниях всасывания и нагнетания, величина подачи и реактивный момент на корпусе электродвигателя в состоянии "холостого хода".

5. С помощью дросселя Dp устанавливают давление нагнетания, соответствующее нагрузке насоса и создающее момент на корпусе электродвигателя величиной от $M_{насХХ}$ до $M_{нас}$ (до холостого хода - при минимальном давлении нагнетания p_{min} до давления открытия напорного клапана $p_{от.кл.}$). Интервал изменения давления $\approx 0,2$ диапазона от p_{min} до $p_{от.кл.}$.

Желательно иметь до 8 замеров, включая точку с давлением холостого хода; давления в соседних замерах должны отличаться друг от друга не более чем на 0,10...12 от номинального давления, с поддержанием постоянной частоты вращения вала насоса n_n , постоянной температуры рабочей жидкости.

Чтобы уменьшить погрешности от нечувствительности средств измерений, режимы рекомендуется устанавливать в "шахматном порядке", а для уменьшения погрешностей от влияния факторов.

[Оглавление](#)

Фиксируемые при каждом значении момента $M_{наси}$ параметры насоса - давление в гидрролиниях всасывания $p_{вси}$ и нагнетания $p_{наги}$, величина подачи Q_{Hi} , частота вращения вала n_{in} насоса (электродвигателя) заносят в таблицу № 3.1.

Таблица № 3.1

Результаты замера параметров при испытаниях объемного (шестеренного) насоса

№ замера	Показания измерительных приборов				
	частота вращения, n_n , об/мин	момент на валу насоса, Нм (кГс·м)	манометр, давление на выходе из насоса, число делений, n_M	мановакууметр, давление на входе в насос, МПа	указатель расхода, л/с
1					
2					
...					
7					
8					

С момента открытия напорного клапана определяют в 3-4 точках подачу насоса Q_{HVi} при давлении нагнетания в диапазоне от $p_{от.кл}$ до $p_{кл.0}$ (до момента достижения нуля подачи насосной установки) и заносят в таблицу № 3.2.

Таблица № 3.2

Результаты замера параметров при испытаниях насосной установки на базе шестеренного насоса

№ замера	Показания измерительных приборов	
	манометр, число делений, n_M	указатель расхода, л/с
1-8		
9		
10		
11		
12		0

Обработка результатов испытаний.

Обработка результатов испытаний насоса производится с учетом требований ГОСТ 14658.

Из полученных при испытаниях результатов определяются:

Оглавление

1. Давление нагнетания, развиваемое насосом: $p_{наг} = p_{вых} - p_{вс}$, где $p_{вых}$ - давление на выходе из насоса, определяемое по манометру МН1, $p_{вых} = p_M = n_M p_{max}/N$, [МПа]; $p_{вс}$ - давление в гидролинии всасывания, [МПа], определяемое по мановакууметру МВ.

2. Мощность на входе в насос определяется как

$N_{вх} = 2 \cdot 10^{-3} M_n 2\pi n_n / 60$, [кВт], где M_n - крутящий момент, [Нм]; n_n - частота вращения, [об/мин].

3. Рабочий объем V_0 , [см³], объемного насоса определяют из формулы $Q_n = V_0 n 10^{-3}$, [л/мин], где; n - частота вращения вала насоса, [об/мин].

4. Объемный КПД (коэффициент подачи k_Q) насоса $\eta_v = Q_{pi}/Q_{xx}$, где Q_{pi} - подача насоса при давлении нагнетания $p_{наг}$; Q_{xx} - подача насоса при давлении холостого хода (минимально возможном давлении нагнетания $p_{наг} \approx 0$); частота вращения вала при всех давлениях давления нагнетания постоянна.

5. Общий КПД рассчитывают по формуле: $\eta_i = p_{наг} Q_{Hi} / M_{кри} \omega_i$, где $p_{наг}$ - давление нагнетания, [МПа]; Q_{Hi} - измеренная подача насоса, [л/с], при давлении нагнетания $p_{наг}$; $M_{кри}$ - измеренный крутящий момент, [Нм], на валу насоса при $p_{наг}$; $\omega_i = 2\pi n_{ni} / 60$ - угловая скорость, [с⁻¹], вращения вала при измеренной частоте вращения вала n_{ni} , [об/мин], насоса при $p_{наг}$.

С использованием приведенных формул проводится обработка результатов испытаний с определением полезной мощности насоса N_H , объемного КПД η_v , мощности на валу электродвигателя мощности на входе в насос $N_{вх}$. Результаты обработки приведены в таблицах № 3.3 и 3.4.

Таблица № 3.3

Результаты обработки результатов испытаний объемного шестеренного насоса

№ замера	Давление, МПа			Мощность, кВт		КПД		Частота вращения вала, об/мин
	$p_{вых}$	$p_{вс}$	$p_{наг}$	$N_{пол}$	$N_{вх}$	η_v	η	
1								
2								
...								
8								

Таблица № 3.4

Результаты обработки результатов испытаний насосной установки на базе

[Оглавление](#)

шестеренного насоса

№ замера	Давление, МПа			Подача НУ
	$p_{\text{вых}}$	$p_{\text{вс}}$	$p_{\text{наг}}$	л/с
1-8				
9				
10				
11				
12				

В графической части отчета на рис. 3.5 и рис. 3.6 строятся зависимости $Q_H = f(p_{\text{наг}})$; $N_H = f(p_{\text{наг}})$, $\eta = f(p_{\text{наг}})$, $N_{\text{вх}} = f(p_{\text{наг}})$ и $Q_{\text{НУ}} = f(p_{\text{наг}})$.

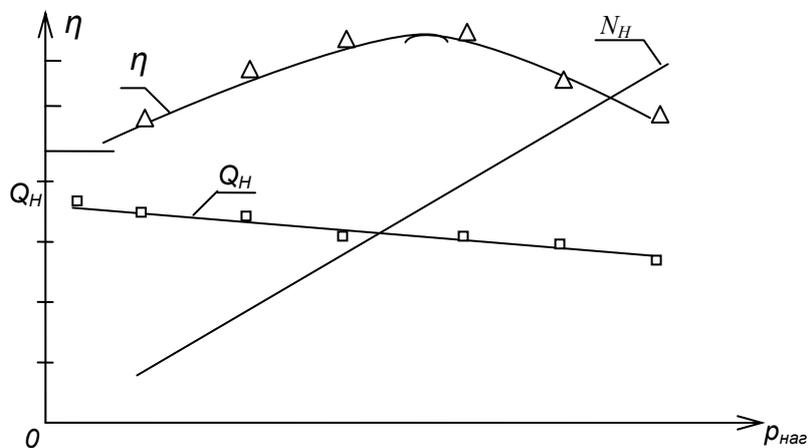


Рис.3.5. Характеристики насоса $Q_H = f(p_{\text{наг}})$; $N_H = f(p_{\text{наг}})$, $\eta = f(p_{\text{наг}})$

Все характеристики строятся по точкам, обозначенных значками типа Δ , \square и т.п. Характеристики $Q = f(p_{\text{наг}})$ и $N_H = f(p_{\text{наг}})$ выполняются прямыми, а $\eta = f(p_{\text{наг}})$ и $N_{\text{вх}} = f(p_{\text{наг}})$ — плавными лекального вида кривыми.

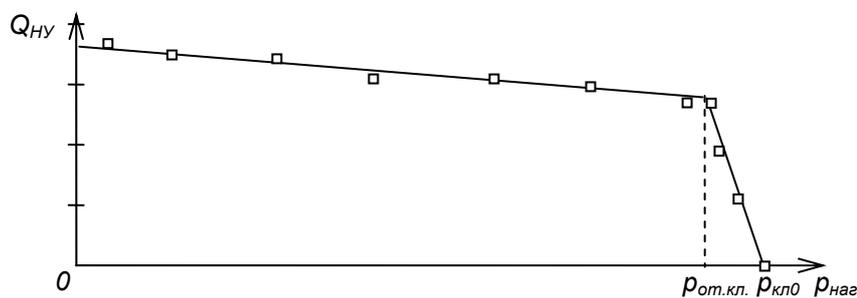


Рис.3.6. Рабочая характеристика насосной установки

Содержание отчета по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

[Оглавление](#)

- титульную часть, в которой указывается название и номер работы, группу и фамилию студента;
- цель работы и решаемые в процессе выполнения работы задачи;
- кратко теоретические положения;
- схему стенда для испытаний объемного насоса и насосной установки; сведения об измерительных устройствах с учетом таблицы № 6.0;
- результатов испытаний и обработки испытаний с учетом таблиц № 6.1, 6.2 и 6.3, 6.4; формулы для обработки результатов испытаний, необходимые графики (типа рис.6.5 и 6.6) для испытанных объемного насоса и насосной установки;
- выводы с заключением.

После подписания студентом и приема преподавателем отчета выполненная работа подлежит защите, которая проводится в виде собеседования с преподавателем. На титульном листе отчета и в журнале делается отметка о защите.

Контрольные вопросы

1. Почему в процессе испытаний не меняется давление в гидролинии всасывания?
2. Почему момент на корпусе балансирного электродвигателя называют реактивным?
3. Почему при $p_{наг} > p_{кл}$ резко снижается полезная мощность насосной установки?
4. Чем объясняется линейный закон изменения подачи насоса и насосной установки при изменении давления нагнетания?

3.4. Лабораторная работа № 4.1. "Испытание объемного гидропривода с машинным управлением путем регулирования подачи насоса "

Для выполнения лабораторной работы студент должен иметь допуск по технике безопасности для проведения лабораторной работы.

Цель работы

Целью работы является:

- 1) определение статических рабочих характеристик гидропривода с машинным управлением путем регулирования подачи насоса ($U=0,25...1,0$) $n_{ГМ} = f(M_{ГМ}; U_i = const)$; $N_{ГП} = f(n_{ГМ}; M_{ГМ})$ и $\eta = f(n_{ГМ}; M_{ГМ})$;
- 2) определение влияния параметра регулирования подачи насоса на рабочую характеристику гидропривода $M_{ГМ} = f(U_i = var)$.

Вводная часть. Некоторые теоретические положения.

Основным методом определения рабочих характеристик гидроприводов является эксперимент. Стендовые испытания необходимы из-за сложности процессов, происходящих в гидроприводах во время их работы, и невозможно достаточно точно определить расчетным путем рабочие характеристики как гидроаппаратуры, так и гидроприводов в целом.

При исследовании статических характеристик гидроприводов с машинным управлением при регулируемой подаче насоса (постоянная частота вращения вала насоса) и нерегулируемом гидромоторе определяются основные статические рабочие характеристики для гидроприводов с вращательным движением выходного звена гидродвигателя (гидромотора):

$$M_{ГМ} = f(\omega_{ГМ}; \Delta p); N_{ГП} = f(\omega_{ГМ}; M_{ГМ}) \text{ и } \eta = f(\omega_{ГМ}; M_{ГМ}) -$$

где $M_{ГМ}$ и $\omega_{ГМ}$ - момент на валу и угловая скорость вращения вала гидромотора $\omega_{ГМ} = 2\pi n_{ГМ}/60$, $n_{ГМ}$ - частота вращения вала гидромотора; $N_{ГП}$ - полезная мощность гидропривода; η - КПД гидропривода; U - параметр регулирования.

Объемным гидроприводом называется привод, содержащий гидравлический механизм, в котором рабочая жидкость находится под давлением, с одним или более объ-

[Оглавление](#)

емными гидродвигателями.

Гидропривод с управлением - это гидропривод, в котором возможно изменение параметров движения выходного звена гидродвигателя с использованием каких либо внешних средств.

На практике широко распространены гидроприводы с управлением (регулируемые гидроприводы), в которых помимо изменения направления движения выходного звена имеется также возможность изменения параметров движения выходного звена объемного гидродвигателя (регулирование скорости движения).

Способы управления параметрами движения выходного звена объемных гидроприводов основаны на изменении (регулирование) скорости (V_{Π} или $n_{\Sigma M}$) движения выходного звена путем регулирования расхода Q рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель, либо в случае использования регулируемого гидродвигателя за счет изменения его рабочего объема $V_{0\Sigma M}$. Последний способ в гидроприводах поступательного движения не используется, так как не существует гидроцилиндров с регулируемой эффективной площадью поршня.

На практике используются три способа регулирования скорости движения выходного звена объемного гидропривода: *машинный, дроссельный, их комбинация - машинно-дроссельный*.

При *машинном способе управления (регулирования)* скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется за счет изменения рабочего объема насоса и соответственно подачи насоса и расхода жидкости, поступающей в гидродвигатель, либо рабочего объема гидромотора, либо рабочих объемов обеих гидромашин. Отличительная особенность такого способа заключается в том, что не происходит непроизводительного слива части потока рабочей жидкости. По этой причине такие гидроприводы с машинным способом регулирования имеют более высокие энергетические характеристики.

Рассмотрим гидропривод с машинным управлением путем использования насоса с регулируемой подачей путем изменения рабочего объема насоса при постоянной частоте вращения вала.

На рис.4.1.1, *a* показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода с машинным управлением путем регулирования подачи насоса.

Гидропривод состоит из реверсивного регулируемого насоса (Н) с приводящим электродвигателем (ЭД), гидромотора (ГМ) и гидролиний 1 и 2. Предохранительные клапаны (ПК1 и ПК2) защищают гидропривод от случайных перегрузок гидропривода. Для компенсации возможной нехватки рабочей жидкости в гидроприводе используется

[Оглавление](#)

система подпитки, состоящая из дополнительного насоса (Н2), переливного гидроклапана (К3) и двух обратных гидроклапанов (ОК1 и ОК2). Подпитка всегда осуществля-

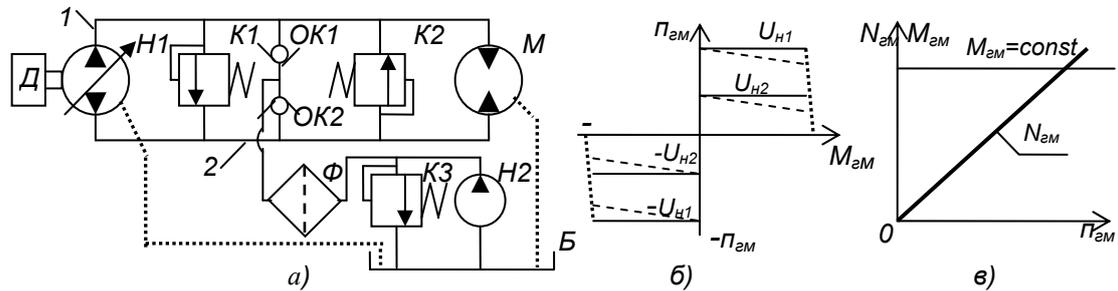


Рис.4.1.1. Принципиальная схема объемного гидропривода машинного регулирования замкнутой циркуляции вращательного движения с регулируемым насосом (а), рабочие характеристики при $U_H = var$ (б) без учета (-) и с учетом (---) потерь, при $U_H = const$ и $\Delta p_{эм} = const$ (в)

ется в гидролинию, которая в данный момент является всасывающей. При этом во всасывающей гидролинии создается избыточное давление порядка 0,1...0,3 МПа (ограничено настройкой переливного гидроклапана К3), что исключает вероятность возникновения кавитации во входной полости насоса Н1 и обеспечивает заполнение рабочих камер насоса жидкостью.

Допуская, что объемный КПД насоса $\eta_n = 1$ и гидромотора $\eta_{гм} = 1$, подачу Q_n рабочей жидкости, поступающей от насоса в напорную гидролинию, и расход $Q_{гд}$, потребляемый гидродвигателем, можно определить из формул:

$$Q_n = n_n U_n V_{0n} \text{ при } n_n = const; Q_{гм} = n_{гм} V_{0гм} .$$

Основным уравнением, позволяющим получить закон регулирования скорости выходного звена, является уравнение расхода $Q_n = Q_{гм}$ или $n_n U_n V_{0n} = n_{гм} V_{0гм}$.

Отсюда можно получить выражение $n_{гм} = n_n U_n V_{0n} / V_{0гм}$, показывающее, что в рассматриваемом гидроприводе частота $n_{гм}$ вращения вала гидромотора есть функция независимого переменного - параметра регулирования рабочего объема U_n насоса.

Для гидропривода, представленного на рис.4.1.1, б рабочая характеристика - зависимость частоты $n_{гм}$ вращения вала гидромотора от момента нагрузки $M_{нагр} = M_{гм} = \Delta p_{гм} V_{0гм} / 2\pi$ при различных величинах $0 \leq U_n \leq 1$ параметра регулирования рабочего объема насоса на рис.4.1.1, б показана сплошными прямыми. Максимальный момент $M_{нагр \max}$ ограничивается давлением открытия предохранительного клапана. Другие основные параметры гидропривода мощности насоса и гидромотора определяют по следующим формулам: $N_n = p_{нп} Q_n$ и $N_{гм} = \Delta p_{гм} Q_{гм}$.

Из этих выражений следует, что частота вращения выходного звена (вала гидромотора) и мощность на выходном валу изменяются прямо пропорционально рабочему объему насоса, а вращающий момент на валу гидромотора (без учета потерь) является постоянным и не зависит от частоты вращения вала гидромотора - жесткая рабочая ха-

[Оглавление](#)

рактеристика $n_{ГМ} = f(M_{ГМ})$ или $M_{ГМ} = f(n_{ГМ})$. С учетом утечек в насосе, гидромоторе и других гидроустройствах частота вращения вала гидромотора

$$n_{ГМ} = [n_{н} U_{н} V_{0н} - k_{ут н} (p_{нГ} - p_{сл}) - k_{ут ГМ} \Delta p_{ГМ}] / V_{0ГМ},$$

где $k_{ут н}$ и $k_{ут ГМ}$ - коэффициенты объемных утечек насоса и гидромотора от давления в полостях этих машин. После преобразований получаем

$$n_{ГМ} = K_{пн} U_{н} - K_{пГМ} M_{нагр} - K_{гидромех},$$

где: $K_{пн} = n_{ГМ} V_{0н} / V_{0ГМ}$;

$$K_{пГМ} = 2\pi(k_{ут н} + k_{ут ГМ}) / V_{0ГМ}^2;$$

$$K_{гидромех} = \Delta p_{ГМ} (k_{ут н} + k_{ут ГМ}) / V_{0ГМ}.$$

Давление $p_{н}$ в напорной линии гидропривода зависит от нагрузки гидромотора: $p_{нГ} = \Delta p_{ГМ} + \Delta p_{ГЛ} + p_{ГМ гидмех} = 2\pi M_{ГМ} / V_{0ГМ} + \Delta p_{ГЛ} + \Delta p_{ГМ гидмех}$, где $\Delta p_{ГЛ} = kQ^m$ - потери давления в гидролиниях; $\Delta p_{ГМ гидмех}$ - потери в гидромоторе на трение. Момент на валу гидромотора не зависит от параметра регулирования насоса (рис. 4.1.1, в).

Полный КПД η гидропривода с машинным регулированием и регулируемым насосом (рис.4.1.1, в) теоретически равен единице. С учетом гидромеханических потерь полный КПД изменяется в зависимости от нагрузки, причем при уменьшении параметра регулирования подачи насоса он незначительно снижается.

Экспериментальная часть

Экспериментальные исследования гидропривода с машинным управлением путем регулирования подачи насоса проводятся на стенде, гидравлическая схема которого представлены на рис. 4.1..2.

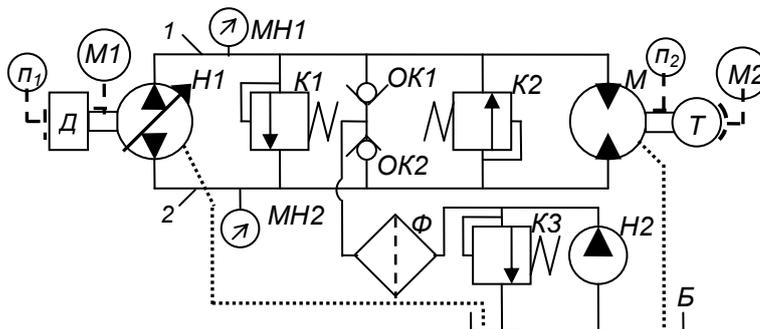


Рис.4.1.2. Схема стенда для испытания гидропривода машинного регулирования замкнутой циркуляции вращательного движения с регулируемым насосом

В состав стенда входят: регулируемый насос $H1$, гидромотор M , предохранительные гидроклапаны $K1$ и $K2$, гидролинии 1 и 2 , обратные - подпиточные гидроклапаны $OK1$ и $OK2$ и подпиточная система, имеющая в своем составе насос $H2$, предохра-

[Оглавление](#)

тельный гидроклапан КЗ фильтра Φ . Давление p_1 и p_2 в гидролиниях 1 и 2 измеряется с помощью манометров МН1 и МН2.

На двигателе D установлены датчики n_1 и M_1 , позволяющие определить частоту вращения и момент на валу двигателя (насоса).

Момент на валу двигателя можно определять через реактивный момент на корпусе электродвигателя, который замеряют с помощью балансирного электродвигателя. При работе электродвигателя момент на роторе (валу) равен по величине и противоположен по направлению реактивному моменту на корпусе электродвигателя. Момент на корпусе электродвигателя определяют произведением замеренного усилия на плечо рычага от оси корпуса. Замер усилия может осуществляться с помощью весов или деформационных тензодатчиков.

Частоту вращения валов насоса и гидромотора с помощью датчиков частоты вращения, соединенных с частотомером.

На стенде установлены насос и гидромотор серии $II D$ с рабочим объемом 32 см^3 .

В качестве нагрузочного устройство используется порошковый тормоз Т, принцип действия которого основан на эффекте возникновения сопротивления сдвигу в рабочем теле, представляющем собой смесь ферромагнитного порошка и легкого минерального масла марки "Велосит", при наложении на него магнитного поля. Система возбуждения тормоза состоит из двух последовательно соединенных катушек, на которые подается управляющее напряжение. Величина тормозного момента изменяется пропорционально намагничивающему току (напряжению u) при изменении его от нуля до номинального значения. Поэтому используется тарировочная характеристика $M_{\text{Тор}} = f(u)$. При длительной работе тормоз охлаждают проточной водопроводной водой.

Порядок проведения эксперимента

1. Ознакомиться со стендом, изучить гидравлическую схему стенда (рис. 4.1.2), занести в таблицу № 4.1.0 параметры измерительных средств.

Таблица № 4.1.0

Сведения об измерительных устройствах

Позиция на схеме	Измерительное устройство	Пределы измерения и число делений	Цена деления шкалы
n_1 ,	частота вращения вала	$0 \dots n_{\text{max}}$, об/мин	

[Оглавление](#)

$M1, M2$	моментамер	$0...M_{max}$, Нм (кГс м)	
$MН1, МН2)$	Манометр	$0...p_{max}$, МПа, N	p_{max}/N

2. Подключить электрическое питание стенда. Включить измерительную аппаратуру и визуально проверить ее работу.

3. Установить возможно меньшее управляющее напряжение на клеммах порошкового тормоза, и нажатием кнопки включить электродвигатель.

4. С помощью управляющего устройства отклонить от нулевого положения люльку насоса на угол $7,5^\circ$, соответствующий параметру регулирования $U=tg7,5/tg30=0,25$). Провести 1-ю серию замеров параметров .

Провести с помощью измерительных средств замер параметров гидропривода - давление в гидролиниях всасывания и нагнетания, частот вращения валов насоса и гидромотора, моментов на корпусе электродвигателя порошкового тормоза в состоянии "холостого хода".

5. С помощью изменения напряжения u , подаваемого на систему возбуждения порошкового тормоза, устанавливают последовательно давление нагнетания насоса 2,5; 5; 7,5; 10; 12,5 и 15 МПа. При каждом значении давления нагнетания измеряют параметры гидропривода - давление в гидролиниях всасывания и нагнетания p_1 и p_2 , частот вращения валов насоса и гидромотора, моментов $M1$ и $M2$ на валах насоса и гидромотора.

6. Повторить действия, описанные в п.п. 4 и 5, при последующих отклонениях люльки на углы на 15, 22,5 и 30° ($U=0,5;0,75;1,0$).

Величины замеренных параметров заносят в таблицу № 4.1.1

Таблица № 4.1.1

Результаты замера параметров при испытаниях объемного гидропривода с машинным управлением путем регулирования подачи насоса

Номер серии	Параметр регулирования	Параметры					
		p_1 , МПа	p_2 , МПа	n_{e1} , об/мин	$M1$, Нм	n_{e2} , об/мин	$M2$, Нм
1	$U_1 = 0,25$	хх					
		2,5					
		5					
		7,5					

[Оглавление](#)

		10					
		12,5					
		15					
2	$U_2 = 0,75$	xx					
		...					
		15					
3	$U_3 = - 0,5$	xx					
		...					
		15					
4	$U_4 = -1,0$	xx					
		...					
		15					

7. После выполнения всех экспериментов с помощью управляющего устройства вернуть в нулевое положение люльку насоса.

8. Выключить стенд.

Обработка результатов эксперимента

По полученным при испытаниях результатам определяются:

1. Угловые скорости вращения валов насоса и гидромотора

$$\omega_1 = 2\pi n_{\text{в1}}/60, \text{ с}^{-1}, \text{ и } \omega_2 = 2\pi n_{\text{в2}}/60, \text{ с}^{-1}.$$

2. Мощности на валах насоса $N_1 = \omega_1 M_1$, кВт, и гидромотора $N_2 = \omega_2 M_2$, кВт, где ω в с^{-1} , M в Нм.

3. КПД гидропривода $\eta = N_2/N_1$.

Результаты расчета сводятся в таблицу № 4.1.2 для углов поворота люльки насоса на угол $\gamma = 7,5; 15; 22,5$ и $30^\circ (U=0,25; 0,5; 0,75; 1,0)$.

Таблица № 4.1.2

Результаты обработки замеренных параметров при испытаниях гидропривода с машинным управлением путем регулирования подачи насоса

номер серии	Параметр регулиру- рования	$\Delta p_i =$ $= p_1 - p_3$	$\omega_{\text{ГМ}},$ 1/с	$M_{\text{ГМ}},$ Нм	$N_{\text{ГП}},$ кВт	η	$n_{\text{ГМ}},$ об/мин	

Оглавление

1	$U_1 = 0,25$							
2	$U_3 = 0,75$							
3	$U_2 = - 0,5$							
4	$U_4 = - 1,0$							

С использованием рассчитанных значений параметров строят на рис. 7.3, 7.4 и 7.5 статические характеристики гидропривода $n_{ГМ}=f(M_{ГМ})$; $N_{ГП}=f(M_{ГМ})$ и $\eta = f(M_{ГМ})$ при $U_i=const$.

Все характеристики строятся по точкам, обозначенных значками типа Δ , \square и т.п. Характеристики $n_{ГМ}=f(M_{ГМ})$ и $N_{ГП}=f(M_{ГМ})$ выполняются прямыми, а $\eta = f(M_{ГМ})$ плавными локального вида кривыми.

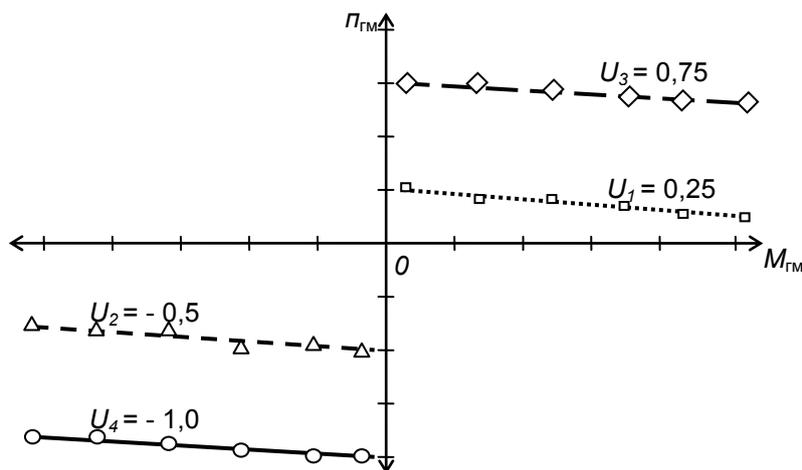
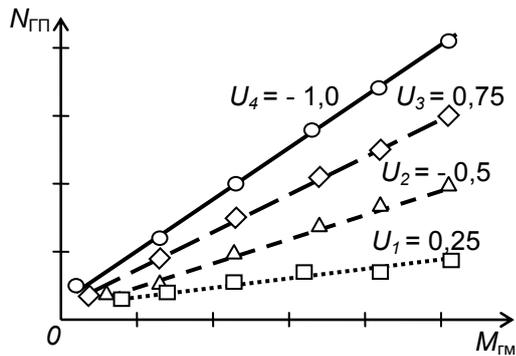
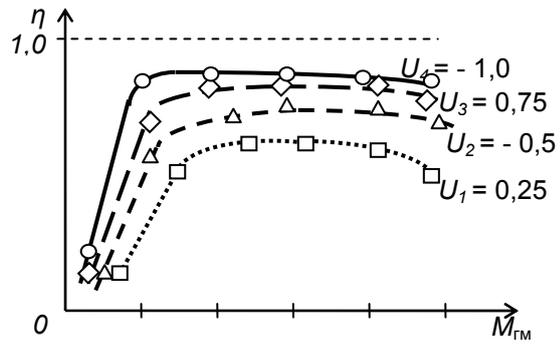


Рис.4.1.3. Статические характеристики $p_{ГМ}=f(M_{ГМ})$ при $U_i=const$

Рис.7.4. Зависимость $N_{ГП}=f(M_{ГМ})$ при $U_i=const$ Рис.7.5 Зависимость $\eta = f(M_{ГМ})$ при $U_i=const$

Содержание отчета по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

- титульную часть, в которой указывается название и номер работы, группу и фамилию студента;
- цель работы и решаемые в процессе выполнения работы задачи;
- кратко теоретические положения;
- схему стенда для испытания объемного гидропривода с машинным управлением путем регулирования подачи насоса; сведения об измерительных устройствах с учетом таблицы № 4.1.0;
- результатов испытаний и обработки испытаний с учетом таблиц № 4.1.1 и 4.1.2; формулы для обработки результатов испытаний, статические характеристики гидропривода $n_{ГМ}=f(M_{ГМ})$; $N_{ГП}=f(n_{ГМ})$ и $\eta = f(M_{ГМ})$ при $U_i=const$ (типа рис. 4.1.3, 4.1.4 и 4.1.5);
- выводы с заключением.

После подписания студентом и приема преподавателем отчета выполненная работа подлежит защите, которая проводится в виде собеседования с преподавателем. На титульном листе отчета и в журнале делается отметка о защите.

Контрольные вопросы

1. Чему теоретически равен КПД гидропривода с машинным регулированием?
2. Почему с повышением давления нагнетания растет общий КПД?
3. На величину какого КПД указывают утечки из гидромашин?

[Оглавление](#)

3.4.2. Лабораторная работа № 4.2 "Испытание объемного гидропривода с машинным управлением путем установки нескольких гидроцилиндров"

Для выполнения лабораторной работы студент должен иметь допуск по технике безопасности для проведения лабораторной работы.

Цель работы

Целью работы является:

1) определение статической рабочей характеристики объемного гидропривода с машинным управлением путем установки нескольких гидроцилиндров.

Вводная часть. Некоторые теоретические положения.

Объемным гидроприводом называется привод, содержащий гидравлический механизм, в котором рабочая жидкость находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями.

Гидропривод с управлением - это гидропривод, в котором возможно изменение параметров движения выходного звена гидродвигателя с использованием каких либо внешних средств.

На практике широко распространены гидроприводы с управлением (регулируемые гидроприводы), в которых помимо изменения направления движения выходного звена имеется также возможность изменения параметров движения выходного звена объемного гидродвигателя (регулирование скорости движения).

Способы управления параметрами движения выходного звена объемных гидроприводов основаны на изменении (регулирование) скорости (V_{Π} или $n_{гм}$) движения выходного звена путем регулирования расхода Q рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель, либо в случае использования регулируемого гидродвигателя за счет изменения его рабочего объема $V_{0гм}$. Последний способ в гидроприводах поступательного движения не используется, так как сложно осуществить регулирование эффективной площадью поршня гидроцилиндра.

Однако регулирование скорости движения выходного звена - штока можно получить одновременным подключением нескольких гидроцилиндров.

[Оглавление](#)

Все эти способы называются объемными, поскольку регулирование скорости движения выходного звена осуществляется за счет изменения объемного расхода поступающей в исполнительный гидродвигатель рабочей жидкости или рабочего объема гидромотора.

В данной работе предлагается проведение испытаний гидропривода с регулированием выходных параметров путем использования 1, 2 и 3-х гидроцилиндров с одинаковыми конструктивными параметрами. Такие виды подключения, отчасти, используются в схемах резервирования. Регулирование осуществляется путем увеличения рабочих площадей гидроцилиндров.

При исследовании статических характеристик гидроприводов с машинным управлением при постоянной подаче насоса (нерегулируемый насос с постоянной частотой вращения вала насоса) с несколькими гидроцилиндрами определяются основные статические рабочие характеристики: $V_{п} = f(F_{гц}; U)$ и $N_{гп} = f(F_{гц}; V_{п}; U)$, где $V_{п}$ и $F_{гц}$ - скорость перемещения и преодолеваемое усилие на штоке гидроцилиндра; $N_{гп}$ - полезная мощность гидропривода; η - КПД гидропривода; U - параметр регулирования (изменения эффективной рабочей площади поршня гидроцилиндров).

На рис.4.2.1, а показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода с машинным регулированием путем установки нескольких гидроцилиндров. Гидропривод состоит из нерегулируемого насоса (Н) с приводящим электродвигателем, гидробака (Б), предохранительного гидроклапана (К), направляющего гидрораспределителя (Р1), 2-х управляющих гидрораспределителей (Р2 и Р3) и 3-х двухштоковых гидроцилиндров (Ц1, Ц2 и Ц3). Принцип работы гидропривода заключается в следующем.

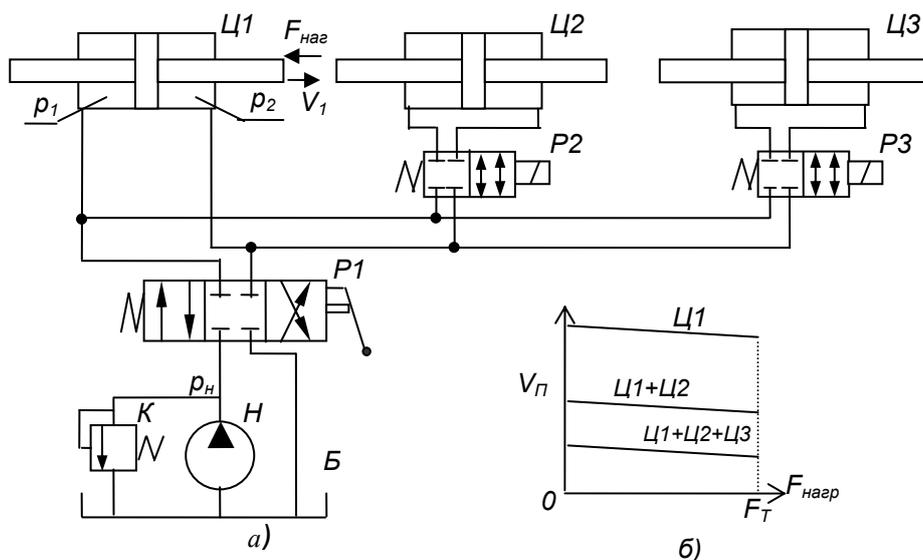


Рис.4.2.1. Гидропривод с машинным регулированием путем установки 3-х гидроцилиндров: принципиальная гидравлическая схема (а), рабочая характеристика (б).

[Оглавление](#)

При включении приводящего электродвигателя насос, забирая рабочую жидкость из гидробака, нагнетает ее в напорную линию. При решении задействовать один гидроцилиндр гидрораспределители P2 и P3 не задействованы (находятся в исходном положении). Далее рабочая жидкость поступает через гидрораспределитель P1 в одну из полостей гидроцилиндра Ц1, например, в левую. Под действием рабочей жидкости поршень перемещается вправо, а из правой полости гидроцилиндра Ц1 вытесняемая рабочая жидкость через гидрораспределитель P1 и по сливной линии поступает в гидробак. Направление движения поршня гидроцилиндра изменяют с помощью направляющего гидрораспределителя P1.

Изменение (уменьшение) скорости движения штока в 2 или 3 раза возможно включением гидрораспределителя P2 или одновременно P2 и P3. С увеличением поршневых площадей увеличивается развиваемая общая сила на штоках при обратно пропорциональном уменьшении скорости перемещения выходного звена - штока.

Скорость поступательного движения $V_{\text{п}}$ поршня гидроцилиндра определяется величиной подачи $Q_{\text{н}}$ нерегулируемого насоса (Н) и эффективной рабочей площадью поршня $S_{\text{п}}$ гидроцилиндра (Ц1) и, значит, является постоянной величиной (нерегулируемой). При отсутствии объемных потерь в элементах гидропривода $V_{\text{п}} = Q_{\text{н}} / S_{\text{п}} = \text{const}$.

Направление движения штока гидроцилиндра определяется позицией, в которой находится направляющий гидрораспределитель (P1), а предохранительный гидроклапан (К) обеспечивает защиту элементов гидропривода от давления, превышающего допустимую величину, которое возможно, например, в случае, когда поршень гидроцилиндра достигнет одного из крайних своих положений.

Внешняя сила, действующая на поршень, преодолевается гидравлической силой: $F_{\text{нагр}} = F_{\text{гц}} = \Delta p_{\text{гц}} S_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{мех.гц}}$, где $\Delta p_{\text{гц}} = p_1 - p_2$ - перепад давлений в полостях гидроцилиндра.

Развиваемое насосом давление, согласно уравнению потерь энергии на простом трубопроводе, равно $p_{\text{нг}} = p_1 + \Delta p_{\Phi 1} + \Delta p_{P1}$, где Δp_{Φ} - потери давления (энергии) при прохождении расхода рабочей жидкости $Q_{\text{н}}$ через фильтр $\Phi 1$ в напорной гидролинии (на схеме не показан); $\Delta p_{P1\text{нагн}}$ - потери давления в напорной гидролинии гидрораспределителя P1.

При вытеснении рабочей жидкости из полости 2 гидроцилиндра Ц1 в ней развивается давление p_2 , определяемое потерями при прохождении расхода Q_2 вытесняемой жидкости через гидрораспределитель P1 (сливная линия), фильтр $\Phi 2$ на сливе рабочей жидкости в гидробак (на схеме не показан), согласно уравнению потерь энергии на простом трубопроводе имеем: $p_2 = \Delta p_{P1\text{сл}} + \Delta p_{\Phi 2}$.

[Оглавление](#)

Окончательно имеем: $p_{нг} = p_1 - p_2 + \Delta p_{\phi 1} + \Delta p_{PI_{нагн}} + \Delta p_{PI_{сл}} + \Delta p_{\phi 2} = \Delta p_{гц} + \sum \Delta p_{г.уст}$, где: $\Delta p_{гц}$ - перепад давления на поршне; $\sum \Delta p_{г.уст} = kQ^m$ - суммарные потери на всех гидроустройствах и гидролиниях.

Максимальное усилие при движении штока определяется давлением нагнетания насоса $p_n = p_{о\text{ кл}}$, равном давлению открытия предохранительного гидроклапана. Сила торможения (удержание нагрузки при нулевой скорости движения штока) $F_{\text{торм}} = S_{п} p_{\text{max}} \eta_{\text{мех.гц}}$, где p_{max} - давление в момент открытия ($Q_{\text{кл}}=Q_n$) гидроклапана.

Внешнюю статическую характеристику $V_{п} = f(F_{гц})$ на участке $0 \leq F_{гц} \leq F_{\text{торм}}(p_{\text{кл}})$ можно представить в виде $V_{п} = Q_n/S_{п}$. Полученное выражение определяет рабочую (нагрузочную) характеристику гидропривода $V_{п} = f(F_{\text{нагр}})$, которая графически имеет вид прямой линии.

КПД гидропривода с учетом всех потерь энергии определяется из выражений, определяющих полезную мощность (на выходе гидроцилиндра) $N_{\text{пол}} = FV = \Delta p_{гц} S_{п} V \eta_{ц\text{ мех}}$, и потребляемую насосом мощность $N_{\text{потр}} = Q_n p_n / \eta_n$, и равен $\eta_{гп} = N_{\text{пол}} / N_{\text{потр}} = (\Delta p_{гц} / p_n) \eta_n \eta_{ц} \eta_{об.густ} \eta_{\text{мех.густ}}$, где $\eta_{об.густ}$ - объемный КПД, учитывающий утечки в гидроустройствах, и $\eta_{\text{мех.густ}}$ - гидромеханический КПД, учитывающий потери давления на преодоление трения и в гидравлических сопротивлениях по всем гидроустройствам и гидролиниям.

В двух штоковом цилиндре с равными диаметрами штоков расходы Q_2 и Q_1 взаимно равны и $Q_n = Q_1 = Q_2$.

За параметр регулирования U гидропривода с несколькими гидроцилиндрами принимаем соотношение площадей поршней где S - рабочая площадь поршня, S_1 - наибольшая рабочая площадь поршня в имеющемся гидроприводе; n - общее число гидроцилиндров в составе имеющегося гидроцилиндра.

Экспериментальная часть

Испытательный стенд выполнен по гидравлической схеме, представленной на рис. 4.2.2 из гидроаппаратуры фирмы *Rexroht*. В состав стенда входят: насосная установка *НУ*, имеющая в своем составе кроме насоса *Н* и бака *Б* предохранительный клапан *К*, фильтр *Ф* и манометр *МЗ*; направляющий гидрораспределитель *PI*, 2 управляющих гидрораспределителя *P2* и *P3*; блок нагрузки *БН*, 3-и двухштоковых гидроцилиндра *ГЦ1*, *ГЦ2* и *ГЦ3*.

Вследствие сложности создания силового блока, объединяющего возникающие силы на штоках нагрузку будем осуществлять посредством нагружения противополож-

Оглавление

ных полостей гидроцилиндров. Блок нагрузки в своем составе имеет два регулируемых дросселя $Dp1$ и $Dp2$ и два обратных клапана $OK1$ и $OK2$. При подаче рабочей жидкости в полость 1 жидкость от гидрораспределителя $P1$ проходит через обратный клапан $OK1$. При выходе из сливной полости 2 рабочая жидкость проходит через дроссель $Dp2$, регулирование которого можно создать необходимое давление нагрузки p_2 .

При смене направления движения штока меняется и путь следования рабочей жидкости - через обратный клапан $OK2$ и дроссель $Dp2$.

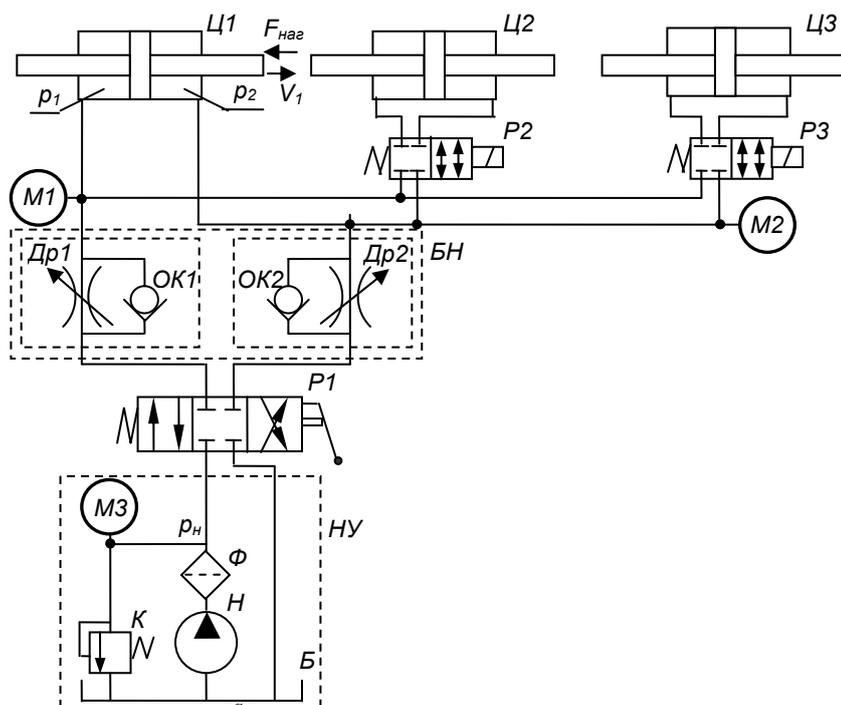


Рис.4.2.2. Принципиальная гидравлическая схема для испытания объемного гидропривода с машинным регулированием путем установки 3-х гидроцилиндров.

Порядок проведения эксперимента

1. Собрать гидравлическую схему по рис.4.2.2 и предъявить ее на проверку преподавателю.
2. Перед включением схемы составляется таблица № 4.2.0 сведений об измерительных устройствах, установленных в схеме.

Таблица № 4.2.0

Сведения об измерительных устройствах

Позиция на схеме	Измерительное устройство	Пределы измерения и число делений	Цена деления шкалы
n_e ,	частота вращения	$0 \dots n_{\text{max}}$, об/мин	

[Оглавление](#)

	ния вала		
$MH1, MH2)$	Манометр	$0...p_{max}, \text{МПа}, N$	p_{max}/N

3. Включив схему и закрыв дроссель $Dp2$, проверить по показаниям манометра $M2$ величину максимального давления. Определить длины интервалов давлений нагружения p_2 по числу диапазонов 5...7.

4. Испытания гидропривода с одним гидроцилиндром $Ц1$. Устанавливая дросселем $Dp.2$ последовательно очередное давление нагружения p_2 , включением направляющего распределителя $P1$ поршень начинает движение из одного крайнего положения в другое. Время этого перемещения секундомером замеряется. Замер на каждом давлении повторяют 3 раза.

Так проводят испытания по всем диапазонам. Величины давлений замеряют с помощью манометров $M1$ и $M2$.

Результаты замеров давлений по манометрам $M1, M2$ и $M3$ и времени перемещения T сводятся в таблицу, размещаемому в протоколе испытаний.

5. Повторить испытания гидропривода с двумя гидроцилиндрами $Ц1$ и $Ц2$, руководствуясь указаниями п.4.

6. Повторить испытания гидропривода с тремя гидроцилиндрами $Ц1, Ц2$ и $Ц3$, руководствуясь указаниями п.4.

7. Выключить стенд. Разобрать схему.

8. Величины замеренных параметров заносят в таблицу № 4.2.1

Таблица № 4.2.1

Результаты замера параметров при испытаниях объемного гидропривода с машинным управлением путем установки 3-х гидроцилиндров

номер серии	Параметр регулирования	№ замера	$M1$ МПа	$M2$ МПа	$T_{cp} = (T_1 + T_2 + T_3)/3, \text{с}$
1	$ГЦ1$	1			
		...			
		5...7			
2	$ГЦ1+ГЦ2$	1			
		...			
		5...7			
3	$ГЦ1+ГЦ2+ГЦ3$	1			
		...			

[Оглавление](#)

		5...7			
--	--	-------	--	--	--

Обработка результатов испытаний

Произвести обработку полученных экспериментальных данных с целью определения рабочих характеристик $V_{\text{п}} = f(F_{\text{гц}}; U)$ и $N_{\text{ГП}} = f(F_{\text{гц}}; V_{\text{п}}; U)$.

Величину усилия нагрузки $F_{\text{нагр}}$ вычисляют по величине давления p_2 в сливной полости по формуле $F_{\text{нагр}} = p_2 S_{\text{п}}$, где $S_{\text{п}}$ - рабочая площадь поршня; диаметр поршня $D = 32$ мм, диаметр штока $d = 16$ мм

Скорость перемещения штока определяется по формуле $V_{\text{п}} = L/T$, где $L = 200$ мм - полный ход и T - время полного хода поршня гидроцилиндра.

Мощность определяется по формуле $N_{\text{ГП}} = F_{\text{гц}} V_{\text{п}}$ при $U=1; 1/2; 1/3$.

Результаты расчетов сводятся в таблицу № 4.2.2.

Таблица № 4.2.2

Результаты обработки замеренных параметров при испытаниях объемного гидропривода с машинным управлением путем установки 3-х гидроцилиндров

номер серии	Параметр регулирования	№ замера	$F_{\text{гц}}$ кН	$V_{\text{п}}$ м/с	$N_{\text{ГП}}$ Вт
1	ГЦ1	1			
		...			
		5...7			
2	ГЦ1+ГЦ2	1			
		...			
		5...7			
3	ГЦ1+ГЦ2+ГЦ3	1			
		...			
		5...7			

На основании рассчитанных значений скоростей, нагрузок и мощностей на рис. 4.2.3 и 4.2.4 строятся графически статические характеристики $V_{\text{п}} = f(F_{\text{гц}}; U)$ и $N_{\text{ГП}} = f(F_{\text{гц}}; V_{\text{п}}; U)$.

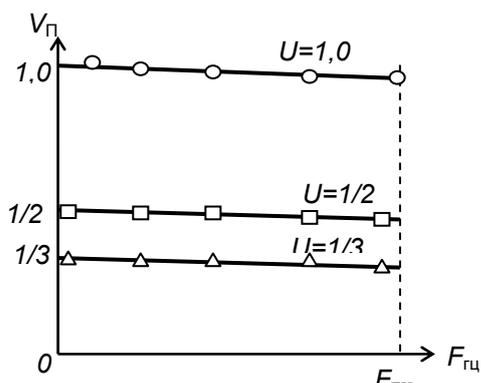


Рис.4.2.3. Скоростная характеристика $V_{п} = f(F_{гц}; U_i)$

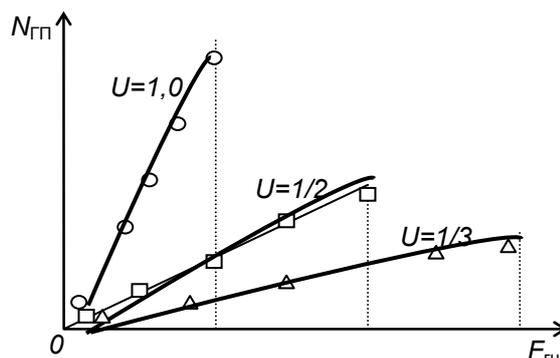


Рис.4.2.4. Мощностная характеристика $N_{гп} = f(F_{гц}; V_{п}; U)$.

Содержание отчета по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

- титульную часть, в которой указывается название и номер работы, группу и фамилию студента;
- цель работы и задачи, решаемые в процессе выполнения работы;
- кратко теоретические положения;
- схему стенда для испытания объемного гидропривода с машинным управлением путем установки нескольких гидроцилиндров; сведения об измерительных устройствах с учетом таблицы № 4.2.0;
- результатов испытаний и обработки испытаний с учетом таблиц № 4.2.1 и 4.2.2; формулы для обработки результатов испытаний; графические изображения на рис. 4.2.3 и 4.2.4 статических характеристик гидропривода $V_{п} = f(F_{гц}; U)$ и $N_{гп} = f(F_{гц}; V_{п}; U)$.
- выводы с заключением.

После подписания студентом и приема преподавателем отчета выполненная работа подлежит защите, которая проводится в виде собеседования с преподавателем. На титульном листе отчета и в журнале делается отметка о защите.

Контрольные вопросы

1. Каков максимально возможный общий КПД рассмотренного гидропривода?

3.5. Лабораторная работа № 5 "Испытание объемного гидропривода с дроссельным управлением с дросселем, установленным на входе гидродвигателя "

Для выполнения лабораторной работы студент должен иметь допуск по технике безопасности для проведения лабораторной работы.

Цель работы

Целью работы является:

1) определение статических рабочих характеристик объемного гидропривода с дроссельным управлением на входе ($U = \text{var}$) $V_{\text{п}} = f(F_{\text{гц}})$ и $N_{\text{ГП}} = f(F_{\text{гц}}; V_{\text{п}})$.

Вводная часть. Некоторые теоретические положения.

Дроссельный способ управления (регулирования), как правило, используется в случае, когда гидропривод содержит нерегулируемые гидромашины. В таких гидроприводах изменение расхода, получаемого гидродвигателем, обеспечивается за счет отвода из напорной гидролинии части подаваемой насосом рабочей жидкости, которая непроизводительно, минуя гидродвигатель, сливается в гидробак. Это управление потоком рабочей жидкости и возлагается на регулируемый гидродроссель, специально установленный в гидросистеме. В зависимости от места установки регулируемого гидродросселя по отношению к гидродвигателю различают гидроприводы с параллельным или последовательным включением гидродросселя.

Гидроприводом с дроссельным управлением (регулированием) называется гидропривод, в котором управление параметром движения выходного звена гидродвигателя осуществляется регулирующим гидроаппаратом. В качестве регулирующего гидроаппарата могут использоваться регулируемый гидродроссель, регулятор расхода, дросселирующий гидрораспределитель.

По циркуляции рабочей жидкости гидроприводы с дроссельным управлением являются гидроприводами с разомкнутым потоком. Они могут быть поступательного, поворотного и вращательного движения.

Изменение скорости движения выходных звеньев гидродвигателей осуществляется изменением расхода потока рабочей жидкости, поступающей в исполнительный

[Оглавление](#)

гидродвигатель, путем дросселирования. При этом лишняя часть потока рабочей жидкости непроизводительно сливается в бак либо через переливной гидроклапан, либо через регулируемый гидродроссель.

В гидроприводе с дроссельным управлением в каждый момент времени соблюдаются следующие равенства (без учета потерь):

$$Q_n = Q_{гд} + Q_{п.кл} \text{ или } Q_n = Q_{гд} + Q_{др},$$

где Q_n - подача нерегулируемого насоса; $Q_{гд}$ - расход жидкости, поступающий в гидродвигатель; $Q_{п.кл}$, $Q_{др}$ - расход жидкости, проходящей через переливной гидроклапан, гидродроссель, соответственно.

В гидроприводах с регулируемыми гидродросселями и регуляторами расхода изменение направления движения выходных звеньев гидродвигателей (реверс) осуществляется при помощи направляющих гидрораспределителей.

Основные преимущества гидроприводов с дроссельным управлением заключаются в высокой чувствительности и большом быстродействии, простоте конструкции гидроустройств и сравнительно невысокой их стоимости; в возможности автономного управления несколькими гидродвигателями, работающими от одного насоса. К недостаткам относятся: более низкий по сравнению с гидроприводом с машинным управлением КПД, обусловленный принципом дросселирования потока рабочей жидкости. Поэтому гидроприводы с дроссельным управлением обычно применяют при мощности не более 5 кВт.

На рис.5.1, а показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода "с

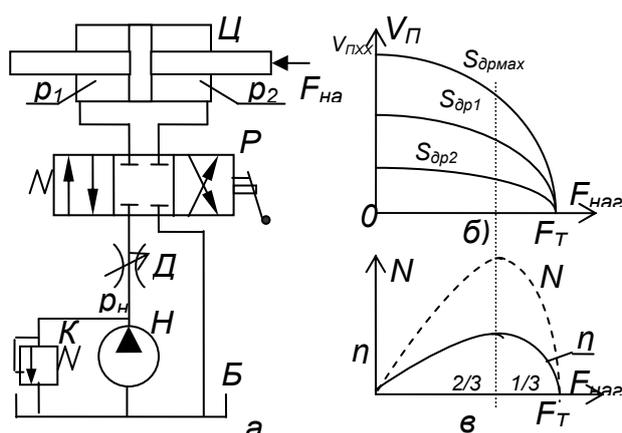


Рис.5.1. Объемный гидропривод с дросселем, установленным на входе гидродвигателя: принципиальная гидравлическая схема (а), рабочая характеристика (б), КПД и мощность (в).

дросселем на входе", установленным на входе гидродвигателя (гидроцилиндра).

Гидропривод состоит из нерегулируемого насоса (Н) с приводящим электродвигателем, гидробака (Б), переливного гидроклапана (К), регулируемого гидродросселя (Др), направляющего гидрораспределителя (Р) и поршневого гидроцилиндра (Ц). Принцип работы гидропривода заключается в следующем. При включении приводящего электродвигателя насос всасывает рабочую жидкость из гидробака и нагнетает ее под давлением в напорную линию. Далее рабочая жидкость поступает через гидродроссель и гидрораспределитель в одну из полостей гидроцилиндра, например, в левую. Под действием

тормозной силы поршня в правой полости гидроцилиндра создается давление, которое превышает давление в напорной линии. В результате происходит обратный поток рабочей жидкости из правой полости гидроцилиндра в напорную линию, что приводит к снижению скорости движения поршня.

давления жидкости поршень перемещается вправо, а из правой полости гидроцилиндра вытесняемая рабочая жидкость через гидрораспределитель и по сливной линии поступает в гидробак.

Направление движения поршня гидроцилиндра изменяют с помощью направляющего гидрораспределителя P , а скорость - с помощью регулируемого гидродросселя.

Расход $Q_{гц}$ жидкости, подводимой к гидроцилиндру, равен расходу жидкости через гидродроссель, где $\mu=0,61 \dots 0,63$ - коэффициент расхода; $S_{др}$ - площадь рабочего проходного сечения; $\Delta p = p_{нг} - p_1$. Излишек жидкости, равный $(Q_n - Q_{др})$, сливается в гидробак через переливной гидроклапан, который поддерживает давление $p_{нг}$ практически постоянным. Давление p_1 в полости гидроцилиндра, зависящее от нагрузки, определяют из условия равновесия сил (без учета сил трения и инерции): $p_1 S_{п} = F_{нагр} + p_2 S_{п}$, где $S_{п}$ - рабочая площадь поршня гидроцилиндра; $F_{нагр}$ - нагрузка на штоке гидроцилиндра; p_2 - давление жидкости в сливной полости гидроцилиндра, определяемое сопротивлением сливной гидролинии, включающей гидрораспределитель и трубопровод до гидробака. В рассматриваемом случае примем $p_2 \approx 0$. Без учета потерь давления в гидрораспределителе перепад давлений на гидродросселе можно выразить как: $\Delta p_{др} = p_{нг} - p_1$.

С учётом того, что $Q_{др} = Q_{гц} = V_{п} S_{п}$, среднюю скорость штока гидроцилиндра определяют как:

Полученное выражение определяет рабочую (нагрузочную) характеристику гидропривода $V_{п} = f(F_{нагр})$, которая графически имеет вид параболы. На рис.5.1, б показаны рабочие характеристики гидропривода с постоянным давлением питания с регулируемым гидродросселем на входе - зависимости скорости движения штока гидроцилиндра от нагрузки при различных открытиях гидродросселя (площади рабочего проходного сечения) $S_{др}$. Основная характеристика (максимальное значение $S_{др\max}$) построена для гидропривода с полностью открытым дросселем. Максимальную скорость $V_{хх}$ при движении поршня определяют при $F_{нагр}=0$ (режим холостого хода). Рабочие характеристики пересекаются на оси абсцисс в точке, соответствующей максимальной нагрузке $F_{нагр.\max}$ и давлений $p_{нг}=p_1$ ($V_{п}=0$).

Полный максимальный КПД гидропривода с дросселем на входе при максимальном значении $S_{др\max}$ площади проходного сечения гидродросселя (рис.5.1, в) равен: $\eta_{гп} = 0,385 \eta_{н} \eta_{гд} \eta_{г.устр}$, где $\eta_{н}$ - КПД насоса; $\eta_{гд}$ - КПД гидродвигателя; $\eta_{г.устр}$ - КПД остальных гидроустройств (трубопроводы и др.).

[Оглавление](#)

Из диаграммы на рис.8.2 можно видеть, что при необходимости преодоления нагрузки, соответствующей давлению p_A , со скоростью, определяемой расходом Q_A , насос обеспечивает подачу Q_n при давлении нагнетания

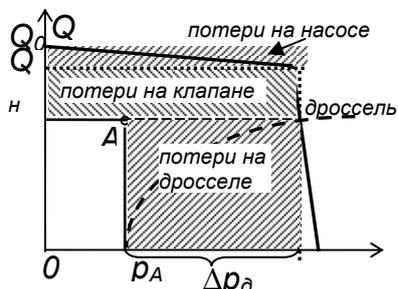


Рис.5.2. Мощностная диаграмма гидропривода с гидродросселем, установленном на входе гидравлического двигателя

$$p_{нА} = p_{кл} = p_A + \Delta p_{др}.$$

Мощность, теряемая в насосе, $N_{пот.н} = (Q_0 - Q_n)p_{кл}$.

Потери мощности на гидроклапане

$N_{пот.кл} = (Q_n - Q_A)(p_A + \Delta p_{др})$, а на гидродросселе теряется энергия $N_{пот.др} = \Delta p_{др} Q_A$ (заштрихованная область),

Отсюда полный КПД без учета механических потерь на насосе равен: $\eta = p_A Q_A / p_{нА} Q_0$.

Экспериментальная часть

Испытательный стенд выполнен по гидравлической схеме, представленной на рис. 5.3 из гидроаппаратуры фирмы *Rexroth*. В состав стенда входят: насосная установка *HV*, имеющая в своем составе кроме насоса *H* и бака *Б* предохранительный клапан *K*, фильтр *Ф* и манометр *M3*; направляющий гидрораспределитель *P1*; блок нагрузки *БН* и двухштоковый гидроцилиндр *ГЦ1*.

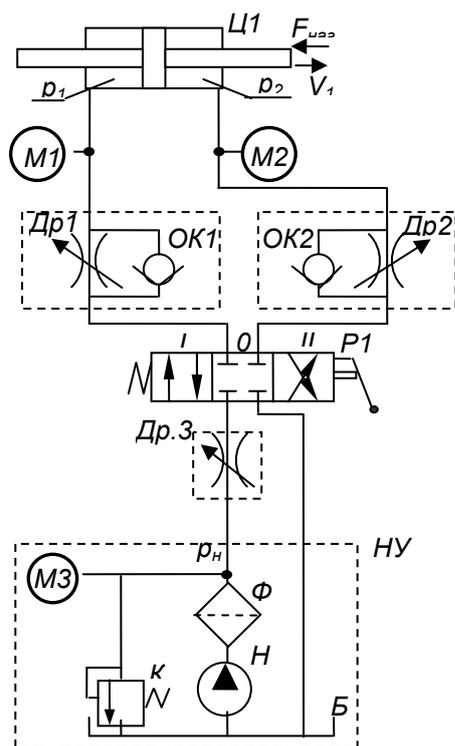


Рис.5.3. Принципиальная гидравлическая схема для испытания гидропривода с дроссельным регулированием с установкой дросселя на входе.

Блок нагрузки в своем составе имеет два регулируемых дросселя *Др1* и *Др2* и два обратных клапана *OK1* и *OK2*. При подаче рабочей жидкости в полость 1 жидкость (положение *I* гидрораспределителя *P1*) проходит через обратный клапан *OK1*. При выходе из сливной полости 2 рабочая жидкость проходит через дроссель *Др2*, регулирование которого можно создать необходимое давление нагрузки p_2 .

При смене направления движения штока (положение *II* гидрораспределителя *P1*) меняется и путь следования рабочей жидкости - через обратный клапан *OK2* и дроссель *Др2*.

[Оглавление](#)

Порядок проведения эксперимента

1. Собрать гидравлическую схему по рис.5.3 и предъявить ее на проверку преподавателю.
2. Перед включением схемы составляется таблица № 5.0 сведений об измерительных устройствах, установленных в схеме.

Таблица № 5.0

Сведения об измерительных устройствах

Позиция на схеме	Измерительное устройство	Пределы измерения и число делений	Цена деления шкалы
$n_в$,	частота вращения вала	$0...n_{вmax}$, об/мин	
$MН1, MН2)$	Манометр	$0...p_{max}$, МПа, N	p_{max}/N

2. Включив схему и закрыв дроссель $Др2$, проверить по показаниям манометров $M1$, $M2$ и $M2$ величину максимального давления. Определить величины интервалов давлений нагружения p_2 по числу диапазонов 4...5.

3. Испытания гидропривода начинают с установки дросселем $Др.3$ давления открытия переливного клапана K (манометры $M1$ и $M2$). При полностью открытом дросселе $Др.2$ (или $Др.1$) и включении направляющего распределителя $P1$ в положение 1 поршень начинает движение из одного крайнего положения в другое в этом установленном режиме нагружения - в режиме холостого хода движения поршня гидроцилиндра (давление $p_2 \approx 0$). Время этого перемещения замеряется секундомером. Замер повторяют 3 раза.

Не изменяя положение дросселя $Др.3$ и устанавливая дросселем $Др.2$ последовательно очередное давление нагружения p_2 , включением направляющего распределителя $P1$ поршень совершает движение из одного крайнего положения в другое. Время этого перемещения секундомером замеряется. Замер на каждом давлении повторяют 3 раза. Давление нагружения p_2 и рабочее давление гидропривода во время движения фиксируются с помощью манометров $M3$, $M1$ и $M2$.

Результаты замеров давлений по манометрам $M1$, $M2$ и $M3$ и времени перемещения T сводятся в таблицу № 8.1.

[Оглавление](#)

4. Повторить испытания гидропривода с уменьшенной с помощью прикрытия дросселя $Dp.3$ скоростью холостого хода до 0,75 максимальной во всем диапазоне нагрузочного усилия на штоке гидроцилиндра.

Результаты замеров давлений по манометрам $M1$, $M2$ и $M3$ и времени перемещения T сводятся в таблицу № 5.1.

Таблица № 5.1

Результаты замера параметров при испытаниях объемного гидропривода с дроссельным управлением с дросселем, установленным на входе гидродвигателя

номер серии	Параметр регулирования	№ замера	$MH1$ МПа	$MH2$ МПа	T, c
1	$Dp1$	1			
		...			
		5...7			
2	$Dp2$	1			
		...			
		5...7			

5. Повторить испытания гидропривода с уменьшенной с помощью прикрытия дросселя $Dp.3$ скоростью холостого хода до 0,5 максимальной во всем диапазоне нагрузочного усилия на штоке гидроцилиндра.

6. Повторить испытания гидропривода с уменьшенной с помощью прикрытия дросселя $Dp.3$ скоростью холостого хода до 0,25 максимальной во всем диапазоне нагрузочного усилия на штоке гидроцилиндра.

Результаты замеров давлений по манометрам $M1$, $M2$ и $M3$ и времени перемещения T сводятся в таблицу № 5.1

8. Выключить стенд. Разобрать схему.

Обработка результатов испытаний

Обработка полученных экспериментальных данных проводится с целью определения рабочих характеристик $V_{\Pi} = f(F_{\Gamma\Pi}; U)$ и $N_{\Gamma\Pi} = f(F_{\Gamma\Pi}; V_{\Pi}; U)$, где $U = S_{\text{оп}} / S_{\text{опmax}}$.

Оглавление

Величину усилия нагрузки $F_{\text{нагр}}$ вычисляют по величине давления p_2 в сливной полости по формуле $F_{\text{нагр}} = p_2 S_{\text{п}}$, где $S_{\text{п}}$ - рабочая площадь поршня.

Скорость перемещения штока определяется по формуле $V_{\text{п}} = L/T$, где L - полный ход и T - время полного хода поршня гидроцилиндра.

Мощность определяется по формуле $N_{\text{ГП}} = F_{\text{гц}} V_{\text{п}}$ при $U = \text{var}$.

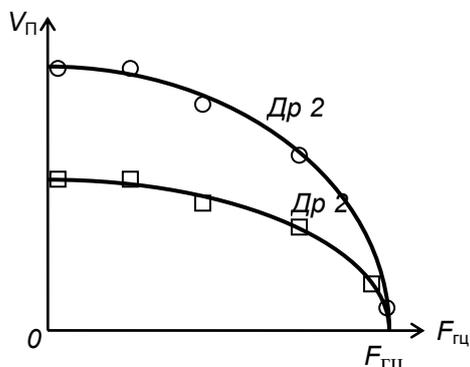
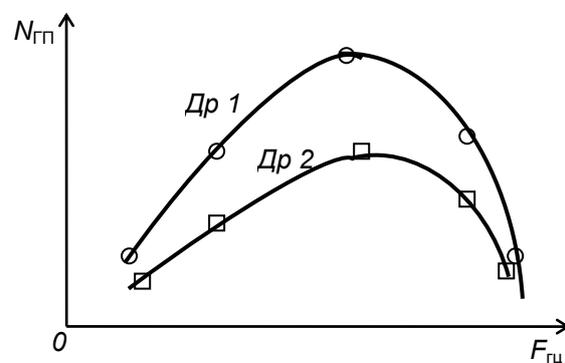
Результаты расчетов сводятся в таблицу № 5.2.

Таблица № 8.2

Результаты обработки замеренных параметров при испытаниях объемного гидропривода с дроссельным управлением с дросселем, установленным на входе гидродвигателя

номер серии	Параметр регулирования	№ замера	$F_{\text{гц}}$ кН	$V_{\text{п}}$ м/с	$N_{\text{ГП}}$ Вт
1	$Dp1$	1			
		...			
		5...7			
2	$Dp2$	1			
		...			
		5...7			

На основании рассчитанных значений скоростей, нагрузок и мощностей строятся на рис. 5.4 и 5.5 графически статические характеристики $V_{\text{п}} = f(F_{\text{гц}})$ и $N_{\text{ГП}} = f(F_{\text{гц}}; V_{\text{п}})$ при $Dp = \text{var}$.

Рис.5.4. Скоростная характеристика $V_{\text{п}} = f(F_{\text{гц}}; U_i)$ Рис.5.5. Мощностная характеристика $N_{\text{ГП}} = f(F_{\text{гц}}; V_{\text{п}}; U)$.

Содержание отчета по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

- титульную часть, в которой указывается название и номер работы, группу и фамилию студента;
- цель работы и решаемые в процессе выполнения работы задачи;
- кратко теоретические положения;
- схему стенда для испытания объемного гидропривода с дроссельным управлением с дросселем, установленным на входе гидродвигателя; сведения об измерительных устройствах с учетом таблицы № 5.0;
- результатов испытаний и обработки испытаний с учетом таблиц № 5.1 и 5.2; формулы для обработки результатов испытаний; графические изображения подобно рис. 5.4 и 5.5 статических характеристик гидропривода $V_{\text{п}} = f(F_{\text{гв}}; U)$ и $N_{\text{ГП}} = f(F_{\text{гв}}; V_{\text{п}}; U)$ и $\eta = f(p)$ при $\Delta p_i = \text{const}$;
- выводы с заключением.

После подписания студентом и приема преподавателем отчета выполненная работа подлежит защите, которая проводится в виде собеседования с преподавателем. На титульном листе отчета и в журнале делается отметка о защите.

Контрольные вопросы

1. Каков максимально возможный общий КПД рассмотренного гидропривода?
2. Что такое скорость холостого хода? Что такое нагрузка торможения?
3. Что такое "гидропривод с дросселем на параллельном потоке"?
4. В чем достоинство объемного гидропривода дроссельного регулирования с дросселем на выходе?

ЛИТЕРАТУРА

1. Никитин О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод. 2-е изд., исправ. и доп. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 430 с.

2. Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова, Л.Г. Подвидз, Попов К.Н., Рождественский С.Н., Яньшин Б.И. Сборник задач по машиностроительной гидравлике / под ред. И.И. Куколевского и Л.Г. Подвидза. 6-е изд. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 472 с.

3. С.С. Руднев, Л.Г. Подвидз, Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач / под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза, 2-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1974.

4. В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / Киев: Вища шк., 1986. 206 с.

5. Перекрестов А.В. Задачи по объемному гидроприводу. Киев.: Вища школа. Головное изд-во, 1983. 144 с.

6. ГОСТ 17398-72. Насосы. Термины и определения. Введ.1973-01-01. М.: Изд-во стандартов, 1972. 27 с.

7. ГОСТ 17752-81. Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения. Введ.1982-01-01. М.: Изд-во стандартов, 1988. 75 с.

Принятые понятия и определения по ГОСТ 17398-72 и ГОСТ 17752-81

Объемный гидропривод (гидропривод) - привод, в состав которого входит гидравлический механизм, в котором рабочая среда находится под давлением, с одним и более объемными гидродвигателями.

Гидросистема - совокупность гидроустройств, входящих в состав объемного гидропривода.

Гидроустройство - техническое устройство, предназначенное для выполнения определенной самостоятельной функции в объемном гидроприводе посредством взаимодействия с рабочей средой.

Управляемое гидроустройство - гидроустройство, имеющее элемент управления, на который подается внешнее управляющее устройство.

Гидроаппарат - гидроустройство, предназначенное для управления потоком рабочей среды.

Гидролиния - гидроустройство, предназначенное для движения рабочей среды или передачи давления от одного гидроустройства к другому.

Объемная гидромашина - гидроустройство, предназначенное для преобразования механической энергии *потока* рабочей среды в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей средой и вытеснения её из рабочей камеры.

Гидропривод без управления - объемный гидропривод с постоянными параметрами движения выходного звена объемного гидродвигателя.

Гидропривод с управлением - объемный гидропривод с изменяющимися параметрами движения выходного звена объемного гидродвигателя.

Гидропривод с машинным управлением - гидропривод с управлением, в котором управление параметром движения выходного звена осуществляется регулируемым насосом или регулируемым гидромотором или обеими объемными гидромашинами.

Гидропривод с дроссельным управлением - гидропривод с управлением, в котором управление параметром движения выходного звена осуществляется регулирующим гидроаппаратом.

Объемный насос - насос, в котором жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса.

[Оглавление](#)

Регулируемый насос - насос, обеспечивающий в заданных пределах изменение подачи...

Насос с реверсивным потоком - насос, у которого возможно изменение направления движения подаваемой жидкой среды на противоположное.

Насосный агрегат - агрегат, состоящий из насоса или нескольких насосов и приводящего двигателя, соединенных между собой.

Насосная установка - насосный агрегат с комплектующим оборудованием, смонтированным по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса (в состав может входить гидробак).

Объемная подача насоса - отношение объема подаваемой жидкой среды ко времени (*объем жидкой среды, подаваемый в единицу времени*).

Рабочий объем насоса - разность наибольшего и наименьшего значений замкнутого объема за оборот ... рабочего органа (*вала*) насоса (*объем жидкой среды, подаваемый за один оборот вала*).

Давление насоса - величина, определяемая разностью давлений на выходе и входе в насос...

Полезная мощность насоса - мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкой среде и определяемая зависимостью $N_{п} = Qp$, где: Q - подача (*объемная*) насоса; p - давление насоса.

Мощность насоса (**Ндп. Мощность на валу насоса**) - мощность, потребляемая насосом.

Характеристика насоса (**Ндп. Рабочая характеристика**) - графическая зависимость основных технических показателей насоса от давления для объемных насосов ... при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос.

Объемный гидродвигатель - объемная гидромашина, предназначенная для преобразования *механической* энергии потока рабочей среды в *механическую* энергию *твердого тела* - выходного звена.

Гидроцилиндр - объемный гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена.

Гидроцилиндр одностороннего действия - гидроцилиндр, в котором движение выходного звена под действием рабочей среды возможно только в одном направлении.

Гидроцилиндр двухстороннего действия - гидроцилиндр, в котором движение выходного звена под действием рабочей среды возможно в двух противоположных направлениях.

[Оглавление](#)

Гидроцилиндр с двухсторонним штоком - гидроцилиндр со штоками, расположенными по обе стороны поршня...

Поворотный гидродвигатель (**Ндп. Неполноповоротный гидромотор. Гидроквдрант. Моментный гидроцилиндр**) - объемный гидродвигатель с ограниченным поворотным движением выходного звена.

Поршневой поворотный гидродвигатель - поворотный гидродвигатель с рабочими звеньями в виде поршней.

Гидромотор - объемный гидродвигатель с неограниченным поворотным движением выходного звена.

Реверсивный гидромотор - гидромотор, вал которого при работе может вращаться как в одном, так и в другом направлении.

Регулируемый гидромотор - гидромотор с изменяемым рабочим объемом.

Запорно-регулирующий элемент - подвижная деталь (или группа деталей) гидроаппарата, при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение.

Регулируемый гидроаппарат - гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент могут быть изменены извне в процессе работы гидроаппарата с целью получения с целью получения заданного значения давления и расхода рабочей среды.

Настраиваемый гидроаппарат - гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент могут быть изменены извне только в нерабочем (*в неработающем в данный момент*) состоянии гидроаппарата с целью получения с целью получения заданного значения давления и расхода рабочей среды.

Направляющий гидроаппарат - гидроаппарат, который управляет пуском, остановкой и направлением потока рабочей среды путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения.

Регулирующий гидроаппарат - гидроаппарат, который управляет давлением, расходом и направлением потока рабочей среды путем частичного открытия рабочего проходного сечения.

Гидроклапан - гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются от воздействия потока рабочей среды, проходящего через гидроаппарат.

Напорный гидроклапан - гидроклапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей среды.

[Оглавление](#)

Предохранительный клапан - напорный гидроклапан, предназначенный для предохранения объемного гидропривода от давления, превышающего установленное.

Переливной гидроклапан - напорный гидроклапан, предназначенный для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей среды во время работы.

Гидроклапан давления - регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления давлением рабочей среды.

Редукционный гидроклапан - гидроклапан давления, предназначенный для поддержания в отводимом от него потоке рабочей среды, более низкого давления, чем давление в подводимом потоке.

Гидроаппарат управления расходом - регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления расходом рабочей среды.

Гидродроссель - гидроаппарат управления расходом, предназначенный для создания сопротивления потоку рабочей среды.

Регулятор расхода - гидроаппарат управления расходом, предназначенный для поддержания заданного значения расхода вне зависимости от значения перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей среды.

Направляющий гидрораспределитель - направляющий гидроаппарат, предназначенный для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей среды в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

Дросселирующий гидрораспределитель - регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления расходом и направлением потока рабочей среды в нескольких гидролиниях одновременно в соответствии с изменением внешнего управляющего воздействия.

Обратный гидроклапан - направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей среды только в одном направлении и запирающий в обратном направлении.

Гидрозамок - направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей среды только в одном направлении и запирающий в обратном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия - для пропускания в обоих направлениях.

Гидробак - гидроемкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью.

Гидроаккумулятор - гидроемкость, предназначенная для аккумулирования и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением.

[Оглавление](#)

Пневмогидроаккумулятор - гидроаккумулятор, в котором аккумулярование и возврат энергии происходят за счет сжатия и расширения газа.

Идеальная подача - сумма подачи и объемных потерь насоса.

Коэффициент подачи насоса - отношение подачи насоса к его идеальной подаче.

Объемный КПД насоса - отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками.

Гидравлический КПД насоса - отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе.

Механический КПД насоса - величина, отражающая относительную долю механических потерь в насосе.