

## Оглавление

Введение.....	2
1. Цель выполнения семинарских занятий .....	2
2. Процесс работы на семинарах .....	2
3. Объем и содержание семинаров .....	3
3.1. Семинарское занятие по теме "Гидростатика" .....	3
Выдача 1-го домашнего задания.....	14
3.2. Семинарское занятие по теме "Кинематика и динамика потока жидкости" .....	14
Выдача 2-го домашнего задания.....	25
3.3. Материалы к решению задач 3-го домашнего задания по теме "Нерегулируемый объемный гидропривод" .....	26
Выдача 3-го домашнего задания.....	32
ЛИТЕРАТУРА .....	42
Приложение 1. Принятые понятия и определения по ГОСТ 17398-72 и ГОСТ 17752-81 .....	43

## Введение

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

### 1. Цель выполнения семинарских занятий

1. Цель выполнения семинарских занятий 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 семинарах

Домашняя подготовка студентов состоит в изучении материалов "*Введение. Некоторые теоретические положения*" и "*Введение. Разбор решенных задач*" каждого семинара, изложенных в настоящем издании, соответствующих материалов курса лекций и рекомендованной литературы. Результаты домашней подготовки оцениваются при выполнении работы и защите работы.

На семинаре рассматриваются решения типовых задач соответствующих разделов гидравлики. На этих же занятиях выдаются 1, 2 и 3-е домашние задания.

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

### Оглавление

### 3. Объем и содержание семинаров

#### 3.1. Семинарское занятие по теме "Гидростатика"

Давление в покоящейся жидкости. Силы давления покоящейся жидкости на плоские и криволинейные стенки. Равновесие жидкости в движущихся сосудах. Решение некоторых задач. Выдача 1-го задания.

*Введение. Некоторые теоретические положения.*

*Давление* в покоящейся жидкости - напряжение от действия внешних сил, приложенных нормально и равномерно распределенных по выделенной площадке. За единицу давления в системе единиц СИ принят паскаль - давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной и нормально направленной к поверхности площадью 1 м<sup>2</sup>: 1 Па = 1 Н/м<sup>2</sup> = 10<sup>-6</sup> МПа. В технике применяют систему единиц МКГСС (метр, килограмм-сила, секунда), в которой за единицу давления принимается килограмм-сила на квадратный сантиметр: 1 кгс/см<sup>2</sup> = 0,98·10<sup>5</sup> Па. Кроме того, используют внесистемную единицу - бар: 1 бар = 10<sup>5</sup> Па ≈ 1 кгс/см<sup>2</sup>.

*Абсолютное давление* - представляющее полное напряжение сжатия от действия всех внешних сил, приложенных к выделенному объему жидкости. За начало отсчета принято такое состояние, возможное в идеализированном пространстве, в котором отсутствуют молекулы любого вещества, т.е. нет сжимающих напряжений.

*Атмосферное давление*  $p_{\text{атм}}$  - абсолютное давление, создаваемое окружающей средой (столбом воздуха, который условно «опирается» на единичную площадку); в общем случае - внешнее абсолютное давление, действующее в конкретной точке пространства, которое не имеет фиксированного значения.

*Избыточное давление*  $p_{\text{изб}}$  - давление, превышающее уровень атмосферного давления, т.е.  $p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}$ .

Недостаток давления до атмосферного свидетельствует о *разреженном состоянии рассматриваемой сплошной среды в сосуде. Такое состояние в технике называют вакуумом.* Величину отрицательного избыточного давления (по отношению к атмосферному)  $p_{\text{абс}} < p_{\text{атм}}$ , измеряющую величину разрежения, определяют как давление вакуума  $p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}}$ .

#### [Оглавление](#)

Уравнение  $p = p_{\text{сн}} + \rho g(z_0 - z) = p_{\text{сн}} + \rho gh$ , называемое *основным уравнением гидростатики*, математически описывает гидростатический закон распределения давления:

- всякое изменение внешнего давления  $p_{\text{сн}}$  (на свободной поверхности) вызывает изменение давления во всех точках покоящейся жидкости на ту же величину (закон Паскаля);

- давление внутри объема жидкости линейно зависит от глубины (гидростатический закон распределения давления);

- в одном и том же объеме покоящейся однородной жидкости все частицы, расположенные в одной и той же горизонтальной плоскости, имеют одинаковое гидростатическое давление, т.е. горизонтальные плоскости являются поверхностями равного давления;

- каждому значению давления  $p$  можно поставить в соответствие линейную величину  $p/\rho g$ , представляющую собой высоту столба жидкости, создающего в своем основании такое давление;

- для определения давления в произвольной точке объема покоящейся жидкости необходимо знать давление в какой-либо точке этого объема и глубину погружения этой точки или одной точки относительно другой;

- полученный закон справедлив для любого положения плоскости координат  $xOy$ , называемой плоскостью сравнения.

Графическое изображение изменения давления в зависимости от глубины вдоль какой-либо стенки, графическое построение которого основано на свойствах гидростатического давления, называют *эпюрой давления*.

Уровень *гидростатического напора*  $H$  (*плоскость гидростатического напора*), определяется от положения горизонтальной плоскости, которая соответствует нулю давления. Поверхность с давлением, соответствующим атмосферному, - *пъезометрической поверхностью* (ПП).

Поверхность, разделяющую газовую и жидкую среды, называют *свободной* (СП).

Если плоская наклонная стенка (в общем случае) подвержена одностороннему давлению жидкости, то *полная сила давления жидкости*  $P$  на площадку равна произведению площади этой площадки на величину гидростатического (избыточного) давления в центре тяжести выделенной площадки  $P = p_c S = \rho gh_c S$ , где  $h_c$  - вертикальная координата центра тяжести площадки от пъезометрической поверхности.

## [Оглавление](#)

Сила давления жидкости на площадку по любому направлению определяют по выражению  $P = \rho(g \cos \alpha) W_{ТД}$ , где  $W_{ТД} = (h_c / \cos \alpha) S$  - объем "тела давления", построенного на заданной площадке от пьезометрической поверхности до заданной площадки в направлении действия силы;  $g \cos \alpha$  - ускорение сил тяжести в заданном направлении (например, перпендикулярно заданной площадке);  $\rho W_{ТД}$  - масса тела давления, заполненного этой жидкостью. В итоге сила давления  $P$  жидкости на площадку численно равна силе тяжести жидкости в объеме тела давления в заданном направлении (в направлении действия силы  $P$ ).

Линия действия этой силы давления жидкости  $P$  пересекает площадку в некоторой точке  $D$ , часто называемой центром давления и расположенной ниже центра тяжести  $C$  на величину  $\Delta y = J_{x0} / (y_c S)$ . Чем больше угол  $\alpha$  наклона стенки, тем больше  $\Delta y$ , которое достигает максимального значения при  $\alpha = 90^\circ$  (вертикальная стенка).

Определение *полной силы давления жидкости на криволинейную стенку* с неравномерным распределением давления сводится к определению главного вектора сил давления по величине и направлению путем вычисления его проекций на оси координат  $x, y$  и  $z$ . Модуль главного вектора сил определится по формуле:  $|\mathbf{P}| = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}$ , а его направление определяется через косинусы направляющих углов (углов, образуемых направлением вектора давления с осями координат).

Горизонтальная составляющая силы давления жидкости на криволинейную площадку определяется по правилам нахождения силы давления на плоскую стенку:  $P_{гор} = \rho_c S_{вер}$ , где  $S_{вер}$  - вертикальная проекция криволинейной площадки.

Вертикальная составляющая силы действия жидкости на криволинейную площадку определяется как  $P_{вер} = \rho_{изб} S_{гор} + G = \rho g W_{ТД}$ , где  $S_{гор}$  - площадь горизонтальной проекции криволинейной площадки,  $G$  - сила тяжести жидкости в объеме, ограниченном криволинейной площадкой и свободной поверхностью;  $W_{ТД}$  - объем тела давления, ограниченном криволинейной площадкой и пьезометрической поверхностью. Таким образом, сила  $P_{вер}$  численно равна силе тяжести тела давления, построенного на данной площадке  $AB$ .

Линия действия горизонтальной составляющей - через центр давления вертикальной проекции криволинейной площадки, вертикальной составляющей сил действия жидкости на криволинейную площадку проходит через центр тяжести тела давления  $ТД$ .

$$\text{Окончательно получаем: } P = \sqrt{P_{гор}^2 + P_{вер}^2} .$$

### [Оглавление](#)

Суммарная сила давления жидкости на тело определяется как  $P_A = \rho g W_{\text{ТЕЛО}}$ , где  $\rho$  - плотность жидкости,  $W_{\text{ТЕЛО}}$  - объем тела, численно равна силе тяжести жидкости в объеме тела, направлена вверх противоположно силе тяжести тела, не зависит от глубины погружения тела, направленная вверх. Линия действия такой силы должна проходить вертикально через центр тяжести вытесненного объема жидкости. Суммарную силу воздействия жидкости на погруженное в жидкость тело называют выталкивающей силой или силой Архимеда. В этом заключается закон Архимеда: *Тело, погруженное в жидкость, теряет в своем весе столько, сколько весит вытесненная этим телом жидкость.*

Под *относительным покоем* будем понимать такое состояние, при котором в жидкости отсутствуют перемещения отдельных ее частиц по отношению друг к другу и стенок сосуда. При этом жидкость перемещается как твердое тело. Движение жидкости в этом случае можно называть переносным движением. Характерным для этого состояния будет постоянство формы объема жидкости. В случае если система координат жестко связана со стенками сосуда, приходим к статической задаче, основой для решения которой служит уравнение Эйлера:

$$dp = \rho (q_x dx + q_y dy + q_z dz),$$

выражающее приращение давления  $dp$  при изменении координат и в общем случае равновесия жидкости.

Единичная массовая сила  $\mathbf{q} = \mathbf{g} + \mathbf{j}$ . Поле массовых сил  $\mathbf{q}$  неоднородно.

В случае равновесия жидкости в сосуде, движущемся прямолинейно с постоянным ускорением  $\mathbf{j} = -\mathbf{a}$ . С учетом граничных условий  $x = 0$ ;  $z = z_0$  и  $p = p_0$  имеем закон распределения давления по объему жидкости:

$$p = p_0 + \rho (\mathbf{j} - \mathbf{g} \sin \alpha) \cdot x - \rho g (z_0 - z) \cos \alpha.$$

Анализ полученного уравнения позволяет сделать заключения:

1) давление в жидкости меняется по всем направлениям, кроме плоскостей равного давления, которые нормальны суммарному вектору равнодействующей единичной массовой силы  $\mathbf{q} = \mathbf{g} + \mathbf{j}$ , где  $\mathbf{j} = -\mathbf{a}$ ;

2) давление в жидкости изменяется линейно по любому направлению, кроме оси  $Oy$ , которой параллельны плоскости равного давления.

При рассмотрении равновесия жидкости в цилиндрическом сосуде, равномерно вращающемся вокруг вертикальной оси, траектория любой частицы жидкости суть окружность с центром на оси вращения. Для любой частицы жидкости к ускорению силы тяжести  $\mathbf{g}$  добавляется ускорение переносного движения  $\mathbf{j} = \omega^2 \mathbf{r}$ , равное по модулю и

### [Оглавление](#)

противоположное по направлению центростремительному ускорению  $a$ , где  $w$  - угловая скорость вращения,  $r$  - радиус расположения вращаемой частицы.

Подставив эти данные в дифференциальное уравнение равновесия - уравнение Эйлера для находящейся в покое жидкости и ведя граничные условия  $r_0$ ,  $z_0$  и  $p_0$ , имеем полное уравнение распределения давления в жидкости, вращающей вокруг вертикальной оси:

$$p = p_0 + \rho(r^2 - r_0^2) \omega^2 / 2 - \rho g (z - z_0),$$

с помощью которого можно определять давление в любой точке вращающегося объема.

Проведем некоторые исследования:

1). Уравнение параболоида свободной поверхности с избыточным давлением  $p=0$  и расположением вершины с координатами  $z=z_0$  и  $r=0$  ( $x=0$  и  $y=0$ ) имеет вид  $z=z_0+\omega^2 r^2/2g$ . Отсюда можно заключить - форма поверхности равного давления не зависит от плотности жидкости.

2). При  $r_0 = r=0$  имеем  $p = p_0 - \rho g (z - z_0) = p_0 - \rho g h$ , т.е. изменение давления во вращающемся сосуде с жидкостью происходит в глубину по вертикали.

3). Для точки  $M$  с координатами  $z_M$ ,  $r_M$  и приняв  $r_0 = 0$ , получим, что  $h_M = z_{сп} - z_M$ , т.е. глубину погружения точки необходимо исчислять от свободной поверхности, устанавливающейся при вращении сосуда, на радиусе расположения точки  $M$ .

4). При определении положения свободной поверхности в решении практических задач следует руководствоваться такими соображениями:

- объем несжимаемой жидкости не изменится при переходе в состояние относительного покоя, но конечно изменится форма объема жидкости (жидкость не вытекает); поверхности равного давления естественно примут форму параболоидов вращения.

Равенство первоначального и полученного при вращении объемов, выраженное аналитически, позволяет окончательно определить положение, например, свободной поверхности, для которой  $p = p_0$ .

Для проведения аналитических выкладок следует помнить, как выражаются:

$$\text{высота параболоида } H_{ПАР} = \frac{\omega^2 D^2}{8g} = \frac{\omega^2 R^2}{2g};$$

$$\text{объем параболоида } W_{ПАР} = \frac{\pi D^2 H_{ПАР}}{8} = \frac{\pi \omega^2 D^4}{64g} = \frac{\pi \omega^2 R^4}{4g}.$$

При вращении герметично закрытого сверху крышкой и полностью заполненного жидкостью под избыточным давлением  $p_{изб} = p_M$  цилиндрического сосуда с размерами  $D \times H$  (рис.1.1) вокруг вертикальной оси с угловой скоростью вращения  $\omega$ , создается

### [Оглавление](#)

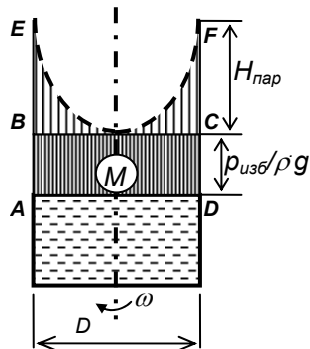


Рис. 1.1. Определение сил, действующих на крышку сосуда

вертикальная сила, действующая на крышку AD. Величина силы определяется по выражению:

$$P_{BEPT} = \int (p_{изб} + p_{ep}) dS = \rho g (W_{ABCD} + W_{BEFC}),$$

Здесь  $p_{изб} = p_M$  - избыточное давление жидкости внутри сосуда до вращения;  $p_{ep}$  - давление на крышке AD от вращения сосуда;  $W_{ABCD}$  - объем тела давления при учете действия избыточного давления;  $W_{BEFC}$  - объем тела давления, возникшего при вращении сосуда с жидкостью. Таким образом, сила,

действующая на крышку вращающегося сосуда, численно равна весу "тела давления", построенного между крышкой и пьезометрической поверхностью.

При вращении сосуда с жидкостью вокруг горизонтальной оси наблюдается неравномерное распределение жидкости на стенках сосуда. Равномерность распределения происходит при высоких частотах вращения, т.е. когда центробежные силы, действующие на частицы жидкости, значительно превышают силы тяжести этих частиц,  $r\omega^2 \gg g$ .

С учетом граничных условий  $r = r_0$  и  $p = p_0$  получаем уравнение:

$$p = p_0 + \rho \frac{\omega^2}{2} (r^2 - r_0^2),$$

определяющее закон распределения давления в объеме жидкости, вращающейся вокруг горизонтальной оси. Распределение давления по торцу имеет вид параболоида вращения с осью, совпадающей с осью вращения цилиндра, поэтому полное усилие на торец сосуда можно определять методом "тела давления". Поверхности равного давления при таком законе распределения давления в объеме жидкости образуют семейство концентрических цилиндрических поверхностей с осью, совпадающей с осью  $Ox$ .

#### *Введение. Разбор решенных задач.*

В процессе домашней подготовки предлагается провести самостоятельно разбор решенных задач, приведенных в гл.1 учебного пособия "Гидравлика и гидропневмопривод". [1]

#### *Решение типовых задач*

### [Оглавление](#)



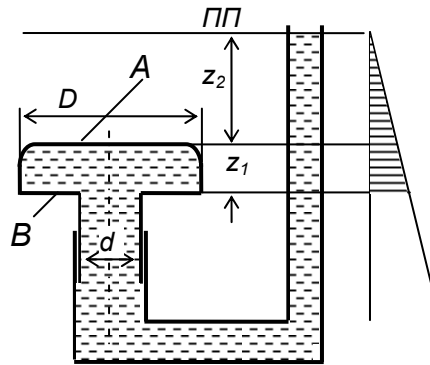


Рисунок к задаче 1.1

Задача 1.1. Как должны соотноситься диаметры поршня  $D$  и  $d$ , если поршень находится в системе с жидкостью в равновесии при соотношении высот  $z_2 = 5 z_1$ . Весом поршня пренебречь.

Решение.

1-й способ решения:

На верхнюю площадку  $A$  снизу вверх действует сила  $P_A = \rho g z_2 \pi D^2 / 4$ . На нижнее кольцо  $B$  сверху вниз действует сила  $P_B = \rho g (z_2 + z_1) \pi (D^2 - d^2) / 4$ . При условии равновесия  $P_A = P_B$ . Отсюда имеем

$$z_2 D^2 = (z_2 + z_1) (D^2 - d^2),$$

а с учетом что  $z_2 = 5 z_1$  получаем  $D/d = \sqrt{6}$ .

2-й способ решения:

На круглой площадке диаметром  $D$  строим тело давления между ПП и круглой площадкой - цилиндр диаметром  $D$  и высотой  $z_1$ . Сила численно равна весу тела  $P_A = \rho g z_2 \pi D^2 / 4$  и направлена вверх, т.к. тело давления построена на не смоченной поверхности.

На кольцевой площадке диаметрами  $D$  и  $d$  строим тело давления между ПП и кольцевой площадкой - цилиндр диаметром  $D$  и  $d$  высотой  $(z_2 + z_1)$ . Сила численно равна весу тела  $P_B = \rho g (z_2 + z_1) \pi (D^2 - d^2) / 4$  и направлена вниз, т.к. тело давления построена на смоченной поверхности.

При условии равновесия  $P_A = P_B$  имеем  $D/d = \sqrt{6}$ .

**Задача 1.2.** На два плавающих деревянных бревна диаметрами  $D = 2R$  и  $d = 2r$  и длиной  $L$  каждое положен деревянный настил шириной  $b$  и весом  $G$  так, что он имеет консоли по обеим сторонам, равные  $c$ .

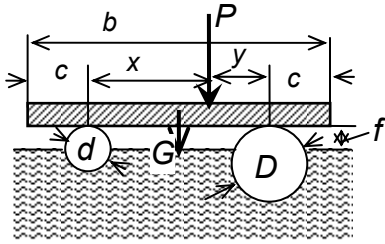


Рисунок к задаче 1.2

Как расположить добавочный груз  $P$ , для чтобы настил держался горизонтально?

Решение.

При горизонтальном положении настила стрела несмоченного кругового сегмента для обоих бревен одинакова. Выразим площади торцов погруженных в воду частей бревен через радиусы  $R$  и  $r$  и стрелу  $f$ :

$$\begin{aligned} S_1 &= \pi R^2 - R^2 \arccos \frac{R-f}{R} + (R-f)\sqrt{2Rf-f^2}; \\ S_2 &= \pi r^2 - r^2 \arccos \frac{r-f}{r} + (r-f)\sqrt{2rf-f^2}. \end{aligned} \quad (1)$$

Архимедовы силы, действующие на поплавки (бревна), будут равны

$$A_1 = \rho g S_1 L \text{ и } A_2 = \rho g S_2 L. \quad (2)$$

При условии равновесия сумма моментов всех действующих сил относительно любой точки должна быть равна нулю. Сумма моментов относительно левого малого бревна:

$$A_1(b-2c) - \frac{1}{2}G(b-2c) - Px = 0. \text{ Отсюда имеем } x = \frac{A_1 - 0,5 \cdot G}{P}(b-2c). \quad (3)$$

Сумма проекций всех сил на вертикальную ось  $A_1 + A_2 - P - G = 0$ .

При решении уравнений 1, 2 и 3 можно найти стрелу  $f$  для конкретных числовых значений  $R, r, l, \rho, P, G$ .

Затем при помощи выражений 1 и 2 можно вычислить  $S_1$  и  $A_1$  и, наконец, по 3 вычислить  $x$  - искомую величину расположения добавочного груза  $P$ .

**Задача 1.3.** Цилиндрический сосуд радиуса  $R = 1$  м полностью заполнен водой под

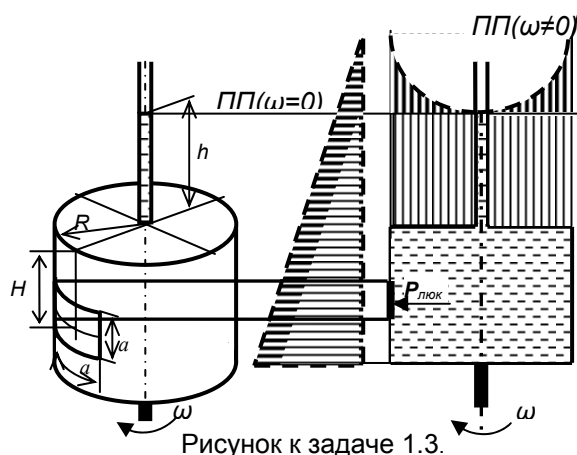


Рисунок к задаче 1.3.

давлением, создаваемым столбом воды высотой  $h = 1$  м, и вращается вокруг вертикальной оси с угловой скоростью  $\omega = 8$  1/с.

На цилиндрической поверхности сосуда на глубине от верхней крышки имеется квадратный люк с размерами сторон  $a = 0,25$  м.

Определить силы давления на верхнюю крышку и люк, пренебрегая кривизной поверхности люка.

ной поверхности люка.

**Решение.**

В не вращающемся сосуде пьезометрическая поверхность  $ПП(\omega=0)$  проходит через верхнюю границу расположения жидкости в трубке пьезометра. Сила давления

- на верхнюю крышку определяется по выражению  $P_{кр0} = \rho g h \pi R^2$  (тело давления показано тонкими вертикальными линиями);

- на квадратный люк  $P_{люк0} = \rho g h_C S = \rho g (h+H) a^2$ , где  $h_C$  - координата положения центра тяжести площади квадратного люка от пьезометрической плоскости  $ПП(\omega=0)$ ;  $S$  - площадь квадратного люка.

Эпюра распределения давления в сосуде показана тонкими линиями.

При вращении сосуда пьезометрическая поверхность  $ПП(\omega \neq 0)$  принимает вид параболоида вращения. Высота параболоида вращения определяется по выражению  $h_{нар} = \omega^2 R^2 / 2g$ .

Сила давления на верхнюю крышку определяется по выражению

$$P_{кр} = P_{кр0} + \rho g W_{нар} = P_{кр0} + \rho g h_{нар} \pi R^2 / 2 = P_{кр0} + \rho g \pi \omega^2 R^4 / 4 g,$$

где  $W_{нар} = h_{нар} \pi R^2 / 2$  объем тела давления образованное при вращении сосуда с жидкостью, показано толстыми вертикальными линиями;

Сила давления на квадратный люк  $P = \rho g h_C S = \rho g (h+H+h_{нар}) a^2$ , где  $h_C$  - координата положения центра тяжести площади квадратного люка от пьезометрической плоскости  $ПП(\omega=0)$ ;  $h_{нар}$  - высота параболоида на радиусе  $R$ ;  $S$  - площадь квадратного люка.

**Задача 1.4.** Цилиндрический сосуд радиуса  $R = 0,1$  м и высотой  $h = 1$  м полностью заполнен водой и вращается вокруг вертикальной оси. В процессе медленного враще-

## [Оглавление](#)

ния из сосуда выливается жидкость. При достижении сосудом угловой скорости величины  $\omega_1$  высота параболоида равна  $h_{нар}$   
 $= 0,2$  м.

Определить во сколько раз надо медленно увеличить угловую скорость вращения сосуда, чтобы в нем осталось половина первоначально залитого объема жидкости.

### Решение.

При вращении сосуда вокруг вертикальной оси в момент касания краев высота параболоида и объем параболоида определяются по выражениям:  $h_{нар} = \omega^2 R^2 / 2g$  и  $W_{нар} = h_{нар} \pi R^2 / 2$ . Из приведенных выражений можно заключить, при достижении  $\omega_1$  из вращающегося сосуда вылилось 0,1 объема залитой в цилиндр жидкости, т.е. объем вылившейся жидкости равен

$$W_{всл} = W_1 = h_{нар1} \pi R^2 / 2 = \pi R^2 \cdot h_{нар1} / 2 = 0,1 H_{цпл} \pi R^2.$$

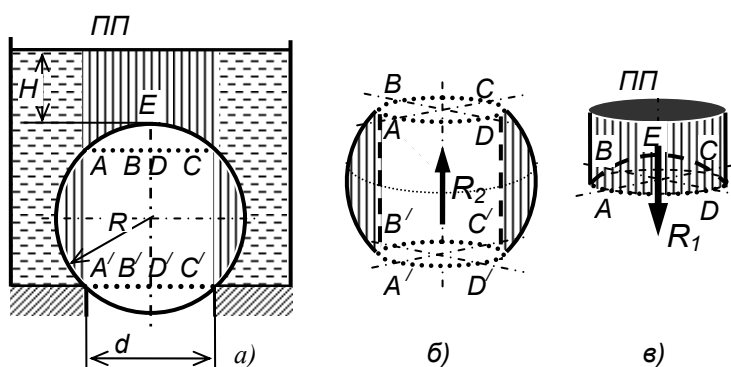
Для случая оставшейся половины объема жидкости ( $h_{нар0,5} = 0,5 H_{цпл}$  и  $W_5 = 5W_1$ ) имеем:

$$\frac{W_n}{W_1} = \frac{\omega_n^2 R^2 \cdot \pi R^2}{2g \cdot 2} \cdot \frac{2g \cdot 2}{\omega_1^2 R^2 \cdot \pi R^2} \text{ или } \frac{0,5}{0,1} = \left( \frac{\omega_n}{\omega_1} \right)^2. \text{ Отсюда имеем } \omega_n = \sqrt{5} \omega_1 = 2,236 \omega_1.$$

**Задача 1.4.** На плоском дне цилиндра установлен сферический клапан радиусом  $R$ , перекрывающий канал диаметром  $d$ . Определить:

- силу давления воды на клапан при высоте столба жидкости  $H$ ;
- при какой высоте столба жидкости клапан всплывет, если сила тяжести клапана  $G$ ?

### Решение



Риснок к задаче 1.4

На сферическую поверхность шара действуют горизонтальные и вертикальные силы от окружающей жидкости.

Горизонтальные силы от действия жидкости не оказывают влияния на равновесное состояние шара, так как линии

действия элементарных на замкнутую кривую - окружность в горизонтальной плоскости пересекаются в одной точке центре окружности. Суммарная величина равна нулю.

Вертикальные силы образуются от действия жидкости на криволинейную:

### Оглавление

- часть сферы шара  $ABCDE$ , которая подвергается воздействию переменной высоты столба жидкости от  $h_{ABCD}$  до  $h_E$  (от пьезометрической поверхности  $III$  до части  $ABCDE$  сферы); сила  $R_1$  направлена вниз (рис.1.4, в);

- круговой бочки  $ABCD A' B' C' D'$ , на верхнюю часть которой  $ABCD - 2R$  действует переменной высоты столб жидкости  $h_{ABCD}$  до  $h_{2R}$  (от пьезометрической поверхности  $III$  до части  $ABCD - 2R$  сферы), на нижнюю часть диаметр  $2R - A' B' C' D'$  действует снизу вверх переменной высоты столб жидкости  $h_{A' B' C' D'}$  до  $h_{2R}$  (от пьезометрической поверхности  $III$  до части  $A' B' C' D' - 2R$  сферы); сила  $R_2$  направлена вверх (рис.1.4, б).

Объем фигуры  $ABCDE$ , называемой шаровым сегментом, равен

$$W_{шс} = \frac{1}{6} \pi h_{cc} (3d^2 + h_{cc}^2) = \frac{1}{3} \pi h_{cc}^2 (3R - h_{cc}),$$

где  $h_{cc}$  - стрелка сегмента;  $d$  - диаметр основания (хорда) шарового сегмента;  $R$  - радиус сферы (шара).

Стрелка сегмента находится из выражения  $h_{cc} = R - 0,5\sqrt{4R^2 - d^2}$ .

Круговой бочкой  $ABCD A' B' C' D'$  называют фигуру, образованную вращением дуги окружности сферы вокруг оси сферы. Объем этой фигуры определяют по формуле

$$W_{кб} = 0,0873 H_{кб} (4R + d)^2,$$

где  $H_{кб} = 2R - 2h_{cc}$  - высота круговой бочки, имеющей одинаковые торцы диаметром  $d$ .

Сегментным поясом назовем фигуру, образованную вращением сегмента вокруг оси шара. Объем этой фигуры определяется по формуле

$$W_{сп} = W_{кб} - \frac{\pi d^2}{4} H_{кб}.$$

Величина силы, прижимающей шаровой клапан к седлу, определяется по выражению:

$$R_1 = \rho g W_{III-ABCDE} = \rho g \left( h_A \frac{\pi d^2}{4} - W_{шс} \right) = \rho g \left( (H + h_{cc}) \frac{\pi d^2}{4} - \frac{1}{3} \pi h_{cc}^2 (3R - h_{cc}) \right).$$

Величина силы, поднимающей шаровой клапан от седла, определяется по выражению:

$$R_2 = \rho g W_{сп} = \rho g \left( W_{кб} - \frac{\pi d^2}{4} H_{кб} \right) = \rho g \left( 0,0873(4R + d)^2 - \frac{\pi d^2}{4} \right) \cdot 2(R - h_{cc}).$$

Полная прижимающая сила равна  $R_{\Sigma} = R_1 + G - R_2$ .

### Оглавление

### Выдача 1-го домашнего задания.

По 1-му заданию выполняются две задачи:

- одна задача из 2-3 главы;
- вторая задача из 4-й главы

из "Сборника задач по машиностроительной гидравлике" Под ред. И.И. Куколевского и Л.Г. Подвидза. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009г.[]

Отчет о выполнении 1-го домашнего задания оформляется компьютерно на листах формата А4 и должен содержать:

- титульную часть, в которой указывается название темы работы и номера задач, группу и фамилию студента, Ф.И.О. ведущего занятия преподавателя;
- решение задач с подробным изложением порядка решения и выполнением расчетов до третьей значащей цифры.

Защита домашнего задания проводится в виде собеседования с ведущим преподавателем. На выполненном задании и в журнале делается отметка о защите.

### 3.2. Семинарское занятие по теме "Кинематика и динамика потока жидкости"

Уравнения неразрывности и Бернулли. Вязкость жидкости. Число Рейнольдса. Ламинарный и турбулентный режимы течения. Местные гидравлические сопротивления. Расчет простых и сложных трубопроводов. Решение типовых задач. Выдача 2-го задания.

*Введение. Некоторые теоретические положения.*

В основе описания кинематики и динамики жидкости лежат два уравнения - уравнение неразрывности и уравнение движения.

*Расходом* называют количество жидкости, протекающей через какую-либо поверхность, нормальную к линиям тока, в единицу времени. В зависимости от того, в чем измеряют количество жидкости, различают расходы: объемный  $Q$  и массовый  $Q_m = \rho Q$ . Расход в СИ выражается соответственно в м<sup>3</sup>/с и кг/с; в системе единиц МКГСС в л/мин.

#### [Оглавление](#)

Уравнение неразрывности описывает частный случай общего закона сохранения вещества, а также является условием неразрывности потока жидкости. Для потока для сжимаемой жидкости имеем массовый расход  $Q_m = \rho_1 V_1 S_1 = \rho_2 V_2 S_2 = \dots = \text{const}$ , для несжимаемой жидкости - объемный расход  $Q = V_1 S_1 = V_2 S_2 = \dots = \text{const}$ . Отсюда - средние скорости движения  $V_1$  и  $V_2$  потока несжимаемой жидкости обратно пропорциональны площадям  $S_1$  и  $S_2$  сечений потока:  $V_1/V_2 = S_2/S_1$ .

Выражение  $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} = H$ , представляющее уравнение движения струйки идеальной несжимаемой жидкости, получило название уравнение Бернулли (1738 год). Каждый член уравнения имеет линейную размерность и называется:  $z$  - нивелирная высота, или геометрический напор;  $p/(\rho g)$  - пьезометрическая высота, или пьезометрический напор;  $u^2/(2g)$  - скоростная высота, или скоростной напор;  $z + p/(\rho g) + u^2/(2g) = H$  - полный напор.

Под напором  $H$ , представляющим собой линейную величину, понимают высоту, на которую жидкость способна подняться под действием или высоты центра тяжести сечения струйки жидкости, или статического давления, и или внешней кинетической энергии. Единицами напора являются единицы длины. Полный напор в сечении струйки идеальной движущейся жидкости, равный сумме трех высот: нивелирной, пьезометрической и скоростной, есть величина постоянная вдоль струйки

*Энергетический смысл уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной движущейся жидкости заключается в постоянстве вдоль струйки полной удельной энергии и выражает закон сохранения механической энергии движущейся идеальной несжимаемой жидкости.*

При переходе от элементарной струйки идеальной жидкости к потоку реальной жидкости, имеющему конечные размеры и ограниченному неподвижными между собой стенками, необходимо кроме потерь напора учитывать и неравномерность распределения скоростей по сечению. Явление диссипации в потоке жидкости чрезвычайно сложно, связано с вязкостью жидкости и обуславливается возникающими в потоке силами трения. При движении жидкости вдоль твердой стенки происходит торможение потока вследствие влияния вязкости и шероховатости стенок, скольжения слоев жидкости, вращения частиц, вихрей и перемешивания частиц. Потери удельной энергии зависят от скорости движения жидкости, формы канала и т.п.

Если удельную энергию в каждом сечении потока реальной жидкости выразить с учетом неравномерного распределения скоростей по сечению потока и потерь энергии

### [Оглавление](#)

на трение и деформации потока, то уравнения Бернулли примет вид:

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

При движении жидкости проявляется такое свойство как вязкость, при котором оказывается сопротивление сдвигу (скольжению) или относительному перемещению одного слоя жидкости относительно другого. Между слоями, движущимися с разными скоростями, действуют касательные силы внутреннего трения. Другими словами, вязкость - внутреннее трение.

При слоистом течении касательное напряжение изменяется прямо пропорционально так называемому поперечному градиенту скорости (скорости деформации):  $\tau = \pm \mu du/dy$ , где  $\mu$  - коэффициент пропорциональности, получивший название *динамическая вязкость*;  $du/dy$  - изменение скорости, происходящее на единицу длины в направлении толщи  $y$  потока и, следовательно, характеризующее интенсивность сдвига слоев жидкости в некоторой точке.

За единицу динамической вязкости в СИ принят паскаль-секунда (Па·с); в СГС - пуаз (П),  $1 \text{ П} = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 0,0102 \text{ кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ .

Наряду с динамической вязкостью  $\mu$  применяют термин - *кинематическая вязкость*  $\nu$ , которая определяется как  $\nu = \mu / \rho$ . Единицей измерения в СИ является квадратный метр на секунду ( $\text{м}^2/\text{с}$ ); в МКГСС - стокс (Ст):  $1 \text{ Ст} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ . Сотая доля стокса - сантистокс (сСт):  $1 \text{ сСт} = 0,01 \text{ Ст} = 1 \text{ мм}^2/\text{с} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ . Отсутствие силовых (знаков) в размерности послужило приданию названия - кинематический.

Экспериментальные наблюдения показали, что существуют два режима течения вязкой жидкости - ламинарное и турбулентное.

Ламинарное течение (от лат. *lamina* - лист, пластинка, полоска) - слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсаций скорости, вполне упорядоченное и при постоянном напоре строго установившееся течение.

Турбулентное течение (от лат. *turbulentus* - бурный, беспорядочный) - течение, сопровождаемое интенсивным перемешиванием жидкости и пульсациями скоростей и давлений. Линии тока определяются формой канала. Движение отдельных частиц оказывается неупорядоченным, траектории подчас имеют вид замысловатых кривых - одновременно с продольным перемещением осуществляются поперечные и вращательные движения. Турбулизации потока способствуют отстояние от стенки  $dy$ , скорость частиц и градиент изменения скорости  $du/dy$ . При турбулентном режиме течения в общем случае потери энергии определяются экспериментально.

### [Оглавление](#)



Параметром для определения режима течения жидкости является число Рейнольдса  $Re = V d_{\text{гид}} / \nu$ , где  $d_{\text{гид}} = 4S/\chi$  - гидравлический радиус,  $S$  - площадь сечения потока,  $\chi$  - периметр сечения потока. Для круглого сечения  $d_{\text{гид}} = d_{\text{оме}}$ . Число Рейнольдса показывает во сколько раз силы инерции потока превосходят силы вязкого трения.

Экспериментально установлено, что в прямой круглой трубе ламинарный режим существует до значения критического числа  $Re_{\text{кр}} = 2000 \dots 2300$ . При увеличении числа  $Re$  поток начинает турбулизироваться. При  $Re > 4000$  в потоке устанавливается вполне развитое турбулентное течение, а в интервале  $2300 < Re < 4000$  имеет место переходная зона. Для потоков с некруглыми сечениями и для щелей разного типа критическое число Рейнольдса следует принимать в пределах  $Re_{\text{кр}} = 1800 \dots 4000$ .

*При ламинарном режиме течения в цилиндрической трубе круглого сечения*

- закон распределения местных скоростей в сечении примет вид

$$u = \Delta p_{\text{тр}} \frac{(r_0^2 - r^2)}{4\mu L} \text{ - параболический закон Стокса;}$$

- объемный расход через круглое сечение трубопровода  $Q = \frac{\pi \Delta p_{\text{тр}}}{8\mu L} r_0^4$ ;

- потери на трение  $h_{\text{тр}} = \frac{128\nu \cdot L}{\pi \cdot g \cdot d^4} Q = \frac{32\nu \cdot L}{g \cdot d^2} V$ .

- величина безразмерного коэффициента  $\alpha$  в уравнении Бернулли для ламинарного потока реальной жидкости равна  $\alpha = 2$ . Это показывает, что кинетическая составляющая механической энергии ламинарного потока, определенной по действительной эпюре скоростей, в 2 раза превосходит кинетическую составляющую механической энергии потока с равномерным распределением скоростей.

При турбулентном режиме течения для практических расчетов можно рекомендовать для определения потерь на трение в реальных шероховатых трубах по уравнению

$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g}$ , называемому уравнением Дарси, использовать универсальную формулу

А.Д. Альтшуля:  $\lambda = 0,11 \cdot \sqrt[4]{\Delta_{\text{эке}}/d + 68/Re}$ , где  $\Delta_{\text{эке}}$  - эквивалентная абсолютная шероховатость (трубы высококачественные бесшовные стальные - 0,06...0,2; стальные - 0,1...0,5; чугунные с внутренним покрытием - 0,1...0,2; чугунные без покрытия - 0,2...1,0);  $d$  - внутренний диаметр трубы, или пользоваться графиком А.Г. Мурина.

### [Оглавление](#)

Величину безразмерного коэффициента в уравнении Бернулли для турбулентного потока реальной жидкости принять равной  $\alpha = 1$ .

Под *местным гидравлическим сопротивлением* понимают изменение направления потока, формы и размеров каналов (труб), нарушения нормальной конфигурации потока, т.е. деформации потока.

По теореме Борда - Карно потери напора (удельной энергии) при *внезапном расширении канала* равны скоростному напору разности скоростей потока до и после расширения  $h_{ер} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$ . В случае истечения жидкости из ограниченного объема в неограниченный объем ( $S_2 \rightarrow \infty$ ) коэффициент потерь и потери напора при выходе при внезапном расширении канала определяются как:  $\zeta_{ер} = \zeta_{вых} = 1$  и  $h_{вых} = V_1^2/2g$ , т.е. при выходе потока в неограниченный объем полностью теряется вся энергия потока (переходит в тепловую энергию).

В практических расчетах для определения потерь на *диффузоре* применяют формулу:  $h_{диф} = \varphi_{диф} \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$ , где  $\varphi_{диф}$  - коэффициент потерь напора на диффузоре, выражающий потерю удельного напора в диффузоре в долях от потери энергии при внезапном расширении потока;  $V_1$  и  $V_2$  - скорости жидкости во входном и выходном сечениях потока в диффузоре. Коэффициент  $\varphi_{диф}$  зависит главным образом от угла раскрытия  $\alpha$  и определяется экспериментально.

Потери напора при внезапном сужении потока определяют по формуле:  $h_{ес} = \zeta_{ес} \frac{V_2^2}{2g}$ , где  $\zeta_{ес}$  - коэффициент потерь напора при внезапном сужении потока;  $\zeta_{ес} = 0,5(1 - S_2/S_1)$ . Для круглых сечений потока  $S_1/S_2 = (r_1/r_2)^2$ . При попадании потока в канал из бака (безграничного пространства,  $S_1 = \infty$ ) коэффициент потерь напора равен 0,5.

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  $\alpha = 1$ .

Сравнение истечения жидкости через цилиндрический насадок с истечением через отверстие в тонкой стенке при прочих равных условиях показывает, что расход через насадок больше чем через отверстие с острой кромкой вследствие наличие вакуума в насадке, вызывающего меньшую деформацию потока в насадке.

Простым трубопроводом называют трубопровод без разветвлений, по которому движение жидкости осуществляется благодаря тому, что энергия потока рабочей жид-

#### [Оглавление](#)

кости в начале трубопровода на выходе из питателя больше, чем на входе в приемник в конце трубопровода

Согласно расчетному уравнению *простого трубопровода*, называемому характеристикой трубопровода, в простом трубопроводе потребный напор  $H_{\text{потрб.}}$ , затрачиваемый на преодоление гидравлических сопротивлений, можно определить как:  $H_{\text{потрб.}} = \sum h_{\text{пот}} = kQ^m$ , где  $k$  - обобщенный коэффициент сопротивления трубопровода и  $m$  - показатель, зависящие от режима течения жидкости в трубопроводе. Для упрощения расчетов суммарные потери  $\sum h_{\text{ном}}$  представляют как потери на эквивалентном трубопроводе без местных гидравлических сопротивлений в виде:  $h_{\text{мп}} = \lambda[(L+L_{\text{экв}})/d](V^2/2g)$ , где  $L_{\text{экв}} = \zeta_{\Sigma} d/\lambda$  - длина эквивалентного трубопровода (приведенная длина), на котором потери энергии равноценны потерям на местных гидравлических сопротивлениях, т.е.  $\lambda(L_{\text{экв}}/d)(V^2/2g) = \zeta_{\Sigma}(V^2/2g)$ .

При ламинарном режиме течения по трубопроводу потери напора определяются как:  $\sum h_{\text{ном}} = 128\nu(L+L_{\text{экв}})Q/(\pi g d^4) = kQ$ , где  $k = 128\nu(L+L_{\text{экв}})/(\pi g d^4)$ .

При турбулентном режиме течения:

$$\sum h_{\text{ном}} = 16(\zeta_{\Sigma} + \lambda L/d)Q^2/(2\pi^2 g d^4) = 0,0827\lambda(L+L_{\text{экв}})Q^2/d^5 = kQ^2,$$

где  $k = 8(\zeta_{\Sigma} + \lambda L/d)/(\pi^2 g d^4) = 0,0827\lambda(L+L_{\text{экв}})/d^5$  и  $m=2$ .

Сифонным трубопроводом называют такой простой *самотечный трубопровод*, часть которого (хотя бы одна точка) расположена выше пьезометрического уровня питающего его резервуара. Для того чтобы началось движение жидкости по сифонному трубопроводу, необходимо весь объем внутри трубопровода заполнить жидкостью. Жидкость движется по сифонному трубопроводу за счет разности уровней питателя и приемного резервуара. Сначала жидкость поднимается от свободной поверхности питателя с атмосферным давлением на соответствующую высшей точке высоты, где давление  $p_{\text{вак}}$ , а затем опускается на высоту положения свободной поверхности приемного резервуара.

Основные правила расчета *последовательного соединения трубопроводов*:

1. При подаче жидкости расход во всех последовательно соединенных трубопроводах (1-3) должен быть одинаковым.
2. Полная потеря потребного напора при движении заданного расхода жидкости равна сумме потерь напора во всех последовательно соединенных трубопроводах.

Основные правила расчета *параллельного соединения простых трубопроводов*:

1. При течении жидкости в магистрали потери напора в каждой из всех параллельно соединенных трубопроводов одинаковые.

### [Оглавление](#)

2. Полный расход в магистрали равен сумме расходов во всех параллельно соединенных трубопроводах.

В основном при расчетах проводят замену параллельных трубопроводов эквивалентным трубопроводом, приводя эту схему к простому трубопроводу с определением параметров из следующих условий:

$$Q_{\text{экв}} = Q_1 + Q_2 + Q_3; \quad \sqrt{\frac{h_1}{k_{\text{экв}}}} = \sqrt{\frac{h_1}{k_1}} + \sqrt{\frac{h_1}{k_2}} + \sqrt{\frac{h_1}{k_3}}; \quad \frac{1}{\sqrt{k_{\text{экв}}}} = \sum \frac{1}{\sqrt{k_i}}.$$

Для расчета параметров сложного трубопровода и входящих в него ветвей составляют систему уравнений, для написания которых в каждый узел устанавливают пьезометры, показывающие величину гидростатического напора в узле. Это дает возможность получить простые трубопроводы, для которых записывают уравнения, определяющие характеристики трубопроводов. Уравнения для одиночных простых трубопроводов и уравнения баланса расходов в узлах устанавливают функциональные связи между параметрами, определяющими потоки жидкости в трубопроводах (размеры каналов, расходы и напоры). При расчете сложного трубопровода в основном пренебрегают местными потерями в узлах, на входе и выходе вследствие их малости по сравнению основными потерями на трение и оговоренными сопротивлениями.

В подобных задачах, как правило, неизвестны расходы в каждом из трубопроводов.

Алгоритм расчета сложного трубопровода:

- 1) в каждый узел сложного трубопровода устанавливают пьезометры и назначают уровни гидростатических напоров в конкретном узле;
- 2) с учетом назначенных уровней пьезометров и напоров в питателе и приемном резервуаре записывают уравнения для каждого одиночного трубопровода;
- 3) уравнения простых трубопроводов дополняют уравнениями сумм расходов в каждом узле;
- 4) аналитически решается полученная система уравнений.

*Введение. Разбор решенных задач.*

В процессе домашней подготовки к семинару предлагается провести самостоятельно разбор решенных задач, приведенных в гл.2 и 3 учебного пособия "Гидравлика и гидропневмопривод".[1]

### [Оглавление](#)

## Решение типовых задач

**Задача 2.1.** По простому трубопроводу, показанном на рисунке, проходит рабочая жидкость - вода плотностью  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  при температуре  $+ 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Высота столба жидкости в резервуаре  $H_1 = 3 \text{ м}$ , давление сжатого воздуха  $p_M = 0,1 \text{ МПа}$  на свободной поверхности жидкости в резервуаре.

Система простого трубопровода состоит из трех участков, диаметры и длины которых соответственно равны:  $d_1 = 60 \text{ мм}$  и  $L_1 = 3 \text{ м}$ ;  $d_2 = 40 \text{ мм}$  и  $L_2 = 1,2 \text{ м}$ ;  $d_3 = 80 \text{ мм}$  и  $L_3 = 4 \text{ м}$ . Шероховатость внутренней поверхности стальных труб  $\Delta = 0,20 \text{ мм}$ .

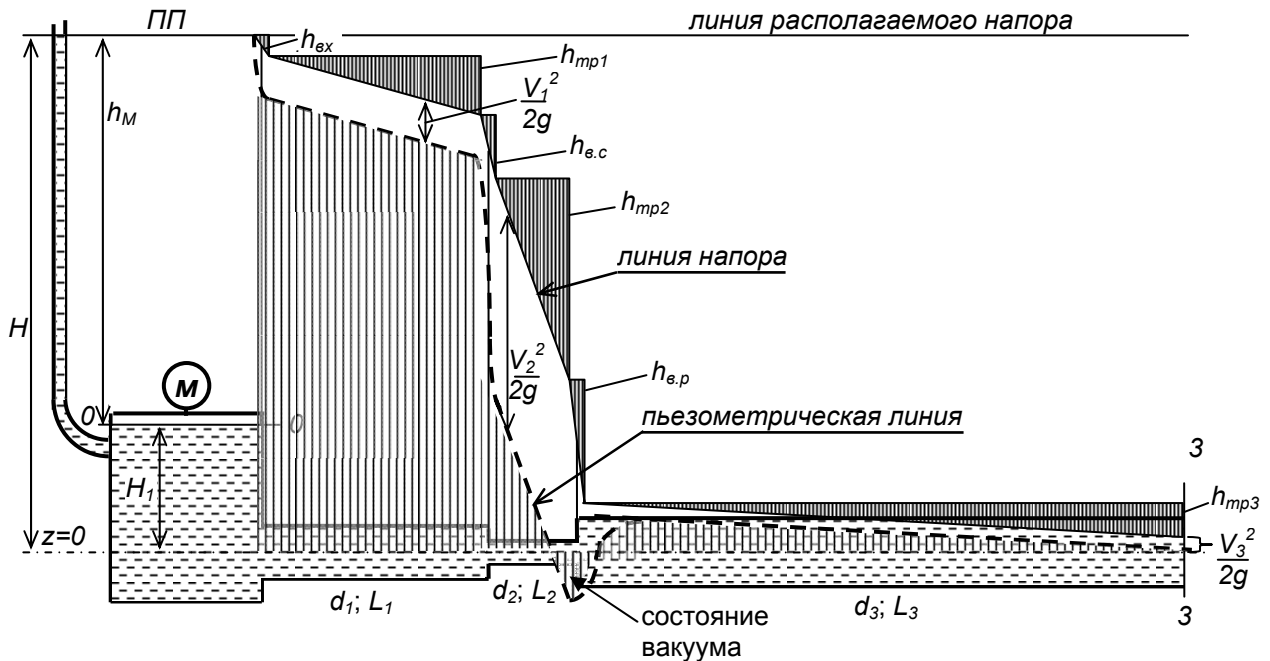


Рисунок к задаче 2.1.

Определить:

- 1) расход жидкости, проходящей через систему трубопроводов;
- 2) построить линии напоров и пъезометрическую линию.

Решение.

Для определения расхода напишем уравнение Бернулли, для чего в начале и конце потока назначим сечения  $00$  и  $33$ . За плоскость отсчета выберем ось потока, где  $z = 0$ .

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \alpha_0 \frac{V_0^2}{2g} = z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \alpha_3 \frac{V_3^2}{2g} + \sum h_{\text{потерь}}$$

[Оглавление](#)

где:  $z_0 = H_1$ ;  $p_0 = p_m$  (давление по манометру - избыточное);  $V_0 = 0$  (плоскость  $\theta\theta$  считаем больших размеров и объем вытекающей жидкости не оказывает влияния на параметры потока);

$z_3 = 0$ ;  $p_3 = 0$  (истечение в атмосферу, давление измеряется по шкале избыточного давления);  $V_3$  - скорость на выходе из трубопровода;  $\alpha_3$  - коэффициент Кориолиса, пусть  $\alpha_3 = 1$ ;

$\sum h_{потерь}$  - сумма потерь энергии на местных гидравлических сопротивлениях и на трение в трубопроводах,

$$\sum h_{потерь} = h_{ex} + h_{e.c} + h_{e.p} + h_{мп1} + h_{мп2} + h_{мп3},$$

где:  $h_{ex}$  - потери энергии на входе потока жидкости в трубопровод 1 из резервуара,  $h_{ex} = \zeta_{ex} V_1^2 / 2g$ ;  $\zeta_{ex}$  - коэффициент потерь напора при внезапном сжатии потока; при входе потока из безграничного пространства в ограниченное (из резервуара в трубопровод 1)  $\zeta_{ex} = 0,5$ ;  $V_1$  - скорость жидкости в трубопроводе 1; таким образом,  $h_{ex} = 0,5 V_1^2 / 2g$ ;

$h_{e.c}$  - потери энергии при внезапном сужении потока жидкости при течении жидкости из трубопровода 1 в трубопровод 2,  $h_{e.c} = \zeta_{ec} V_2^2 / 2g$ ;  $\zeta_{ec} = 0,5(1 - d_2^2 / d_1^2)$  - коэффициент потерь напора при внезапном сжатии потока;  $V_1$  - скорость жидкости в трубопроводе 2 (наибольшая скорость в местном сопротивлении);

$h_{e.p}$  - потери энергии при внезапном расширении потока жидкости при течении жидкости из трубопровода 2 в трубопровод, определяется по выражению  $h_{e.p} = (V_2 - V_3)^2 / 2g$ ,  $V_2$  и  $V_3$  - скорости жидкости в 2-м и 3-м трубопроводах;

$h_{мп1}$ ,  $h_{мп2}$  и  $h_{мп3}$  - потери на трение в трубопроводах 1, 2 и 3,  $h_{мп1} = \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{V_1^2}{2g}$ ,

$h_{мп2} = \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \cdot \frac{V_2^2}{2g}$ ,  $h_{мп3} = \lambda_3 \frac{L_3}{d_3} \cdot \frac{V_3^2}{2g}$ ;  $\lambda_i$ ,  $d_i$ ,  $L_i$  и  $V_i$  - соответственно коэффициент трения,

диаметр и длина трубопровода и скорость жидкости в каждом трубопроводе.

Приняв течение жидкости по трубопроводу турбулентным в квадратичной зоне, определим коэффициенты трения  $\lambda_i$  по обратной величине относительной шероховатости  $d_i/\Delta$  для каждой трубы по графику Мурина:  $\lambda_1 = 0,0255$  для  $d_1/\Delta = 75/0,2 = 375$ ;  $\lambda_2 = 0,0282$  для  $d_2/\Delta = 50/0,2 = 250$ ;  $\lambda_3 = 0,0232$  для  $d_3/\Delta = 100/0,2 = 500$ .

Уравнение Бернулли принимает вид:

$$H_1 + \frac{p_M}{\rho g} = \frac{V_3^2}{2g} + 0,5 \frac{V_1^2}{2g} + 0,5 \left( 1 - \frac{d_2^2}{d_1^2} \right) \frac{V_2^2}{2g} + \frac{(V_2 - V_3)^2}{2g} + \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{V_1^2}{2g} + \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \cdot \frac{V_2^2}{2g} + \lambda_3 \frac{L_3}{d_3} \cdot \frac{V_3^2}{2g}$$

, где имеются три неизвестных  $V_1$ ,  $V_2$  и  $V_3$ .

### Оглавление

Выразив все скорости через одну  $V_4$  с помощью уравнений неразрывности пото-

ка:  $V_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = V_3 \frac{\pi d_3^2}{4}$  и  $V_2 \frac{\pi d_2^2}{4} = V_3 \frac{\pi d_3^2}{4}$ , получим уравнение Бернулли в виде:

$$H_1 + \frac{p_M}{\rho g} = \left[ 1 + 0,5 \left( \frac{d_3^2}{d_1^2} \right)^2 + 0,5 \left( 1 - \frac{d_2^2}{d_1^2} \right) \left( \frac{d_3^2}{d_2^2} \right)^2 + \left( \frac{d_2^2}{d_3^2} - 1 \right)^2 + \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \left( \frac{d_3^2}{d_1^2} \right)^2 + \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \left( \frac{d_3^2}{d_2^2} \right)^2 + \lambda_3 \frac{L_3}{d_3} \right] \frac{V_3^2}{2g}$$

Отсюда имеем:

$$\begin{aligned} V_3 &= \sqrt{\frac{(H_1 + p_M/\rho g)2g}{1 + 0,5 \left( \frac{d_3^2}{d_1^2} \right)^2 + 0,5 \left( 1 - \frac{d_2^2}{d_1^2} \right) \left( \frac{d_3^2}{d_2^2} \right)^2 + \left( \frac{d_2^2}{d_3^2} - 1 \right)^2 + \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \left( \frac{d_3^2}{d_1^2} \right)^2 + \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \left( \frac{d_3^2}{d_2^2} \right)^2 + \lambda_3 \frac{L_3}{d_3}} = \\ &= \sqrt{\frac{(3 + 0,1 \cdot 10^6 / 1000 \cdot 9,81)2 \cdot 9,81}{1 + 0,5 \left( \frac{0,08^2}{0,06^2} \right)^2 + 0,5 \left( 1 - \frac{0,04^2}{0,06^2} \right) \left( \frac{0,08^2}{0,04^2} \right)^2 + \left( \frac{0,04^2}{0,08^2} - 1 \right)^2 + \\ &+ 0,0269 \frac{3}{0,06} \left( \frac{0,08^2}{0,06^2} \right)^2 + 0,0303 \frac{2}{0,04} \left( \frac{0,08^2}{0,04^2} \right)^2 + 0,0249 \frac{4}{0,08}} = \\ &= \sqrt{\frac{258,86}{7,621 + 29,736}} = 2,63 \text{ м/с} \end{aligned}$$

Расход в системе трубопроводов равен

$$Q = V_3 \pi d_3^2 / 4 = 2,63 \cdot 3,14 \cdot 0,08^2 / 4 = 0,013213 \text{ м}^3/\text{с} = 13,3 \text{ л/с} = 798 \text{ л/мин.}$$

Проверим режим течения в наибольшем сечении потока

$Re = V_3 d_3 / \nu = 2,63 \cdot 0,08 / 10^{-6} = 2,1 \cdot 10^5$ , что больше граничной (начальной) величины числа  $Re$  квадратичного режима течения жидкости для  $d_3/\Delta = 500$ . Это подтверждает обоснованность принятия  $\alpha_3 = 1$ .

Для построения линии напоров определим скорости рабочей жидкости в трубопроводах и потери напора на каждом сопротивлении.

$$V_1 = \frac{Q \cdot 4}{\pi d_1^2} = \frac{0,013213 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,06^2} = 4,676 \text{ м/с}; \quad V_2 = \frac{Q \cdot 4}{\pi d_2^2} = \frac{0,013213 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,04^2} = 10,52 \text{ м/с.}$$

$$h_{ex} = 0,5 V_1^2 / 2g = 0,5 \cdot 4,676^2 / 2 \cdot 9,81 = 0,55 \text{ м};$$

$$h_{e,c} = 0,5 \left( 1 - \frac{d_2^2}{d_1^2} \right) V_2^2 / 2g = 0,5 \left( 1 - \frac{0,04^2}{0,06^2} \right) 10,52^2 / 2 \cdot 9,81 = 1,61 \text{ м};$$

$$h_{e,p} = (V_2 - V_3)^2 / 2g = (10,52 - 2,63)^2 / 2 \cdot 9,81 = 3,15 \text{ м};$$

$$h_{mp1} = \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{V_1^2}{2g} = 0,0269 \cdot (3/0,06) \cdot (4,676^2 / 2 \cdot 9,81) = 1,51 \text{ м};$$

$$h_{mp2} = \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \cdot \frac{V_2^2}{2g} = 0,0303 \cdot (1,2/0,04) \cdot (10,52^2 / 2 \cdot 9,81) = 5,13 \text{ м},$$

### [Оглавление](#)

$$h_{мпз} = \lambda_3 \frac{L_3}{d_3} \cdot \frac{V_3^2}{2g} = 0,0249(8/0,08)(2,63^2/2 \cdot 9,81) = 0,88 \text{ м};$$

$$\text{Скоростной напор на выходе } \frac{V_3^2}{2g} = \frac{2,63^2}{2 \cdot 9,81} = 0,36 \text{ м.}$$

Потребляемый напор 13,19 м.

Полный напор  $H_I + p_M/(\rho g) = 3 + 0,1 \cdot 10^6/(1000 \cdot 9,81) = 3 + 10,19 = 13,19 \text{ м.}$

По поведению пьезометрической линии в районе внезапного расширения потока с  $d_2$  до  $d_3$  можно видеть образование вакуумного состояния в потоке жидкости.

Задача 2.2. Определить расходы в трубопроводах сложного сифонного трубопровода (рис. к задаче 2.2) и давление в высшей точке С сложного трубопровода.

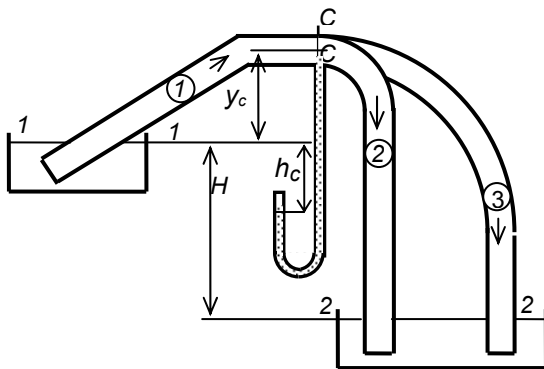


Рисунок к задаче 2.2

Геометрические параметры:

трубопровод 1 - диаметр  $d_1$ , длина (до сечения  $CC$ )  $L_1$ , коэффициент трения  $\lambda_1$ , коэффициент потерь на местном гидравлическом сопротивлении - колене  $\zeta_{кол}$ ;

трубопровод 2 - диаметр  $d_2$ , длина (от сечения  $CC$ )  $L_2$ , коэффициент трения  $\lambda_2$ , коэффициент потерь на местном гидравлическом сопротивлении - отводе  $\zeta_{отв2}$ ;

сопротивления - отводе  $\zeta_{отв2}$ ;

трубопровод 3 - диаметр  $d_3$ , длина (от сечения  $CC$ )  $L_3$ , коэффициент трения  $\lambda_3$ , коэффициент потерь на местном гидравлическом сопротивлении - отводе  $\zeta_{отв3}$ .

Другие местные сопротивления не учитывать.

Решение.

Характеристики трубопроводов, входящих в состав сложного сифонного трубопровода, могут быть представлены в виде

$$h_1 = k_1 Q_1^2 = \frac{8}{\pi^2 g d_1^4} \left( \zeta_{кол} + \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \right) Q_1^2;$$

$$h_2 = k_2 Q_2^2 = \frac{8}{\pi^2 g d_2^4} \left( \zeta_{отв2} + \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \right) Q_2^2;$$

[Оглавление](#)



$$h_3 = k_3 Q_3^2 = \frac{8}{\pi^2 g d_3^4} \left( \zeta_{отв3} + \lambda_3 \frac{L_3}{d_3} \right) Q_3^2.$$

Для определения расхода в трубопроводах преобразуем сложный трубопровод в простой, состоящий из простого трубопровода  $1$  и эквивалентного простого трубопровода. Для чего параллельные трубопроводы  $2$  и  $3$  заменим эквивалентным трубопроводом путем пересчета параметров.

Эквивалентный трубопровод должен пропускать суммарный расход

$$Q_{эке} = Q_2 + Q_3 = Q_1 \text{ при потере энергии } h_{C2} \text{ на участке } CC...22.$$

Из характеристик трубопроводов  $h_2 = k_2 Q_2^2$ ;  $h_3 = k_3 Q_3^2$ ;  $h_{C2} = k_{эке} Q_{эке}^2$  определяем расходы. Выразив сумму расходов с учетом равенства потерь на каждом трубопроводе

$$h_2 = h_3 = h_{эке}, \text{ получаем } \sqrt{\frac{1}{k_{эке}}} = \sqrt{\frac{1}{k_2}} + \sqrt{\frac{1}{k_3}}. \text{ Отсюда получаем } k_{эке} = \frac{k_2 k_3}{(\sqrt{k_2} + \sqrt{k_3})^2}.$$

Характеристика составленного простого трубопровода имеет вид:

$$H = k_1 Q_1^2 + k_{эке} Q_{эке}^2 = (k_1 + k_{эке}) Q_1^2.$$

Отсюда получаем расход  $Q_1$ . Далее после определения потерь напора  $h_1$  на трубо-

проводе  $1$  по выражению  $h_1 = k_1 Q_1^2 = \frac{8}{\pi^2 g d_1^4} \left( \zeta_{кол} + \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \right) Q_1^2$ , найдем потери на трубо-

проводе  $2$  или  $3$ :  $H = h_2 = h_3$ .

$$\text{Из выражений } h_2 = \frac{8}{\pi^2 g d_2^4} \left( \zeta_{отв2} + \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \right) Q_2^2 \text{ и } h_3 = \frac{8}{\pi^2 g d_3^4} \left( \zeta_{отв3} + \lambda_3 \frac{L_3}{d_3} \right) Q_3^2 \text{ на-}$$

ходят расходы  $Q_2$  и  $Q_3$ .

Величину давления в сечении  $CC$  находят по уравнению Бернулли для сечений  $11$  и  $CC$  трубопровода  $1$

$$0 = y_c + \frac{p_c}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + h_1, \text{ т.е. } -p_c = \rho g \left( y_c + \frac{V^2}{2g} + h_1 \right) = \rho g h_c \text{ состояние вакуума.}$$

### Выдача 2-го домашнего задания.

Во 2-м задании выполняются три задачи:

- одна задача из 6-7 глав
- одна задача из 9 главы
- одна задача из 10 главы

### [Оглавление](#)

из "Сборника задач по машиностроительной гидравлике" Под ред. И.И. Куколевского и Л.Г. Подвидза. МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2009г.

Отчет о выполнении 2-го домашнего задания оформляется компьютерно на листах формата А4 и должен содержать:

- титульную часть, в которой указывается название темы работы и номера задач, группу и фамилию студента, Ф.И.О. ведущего занятия преподавателя;
- решение задач с подробным изложением порядка решения и выполнением расчетов до третьей значащей цифры.

Защита домашнего задания проводится в виде собеседования с ведущим преподавателем. На выполненном задании и в журнале делается отметка о защите.

### **3.3. Материалы к решению задач 3-го домашнего задания по теме "Нерегулируемый объемный гидропривод"**

Нерегулируемый объемный гидропривод с разомкнутым потоком. Гидропривод с поступательным движением выходного звена - штока гидроцилиндра. Гидропривод вращательного движения выходного звена - вала гидромотора. Расчеты основных рабочих характеристик.

*Введение. Некоторые теоретические положения.*

Объемный гидропривод с постоянными параметрами движения выходного звена объемного гидродвигателя называют гидроприводом без управления (нерегулируемый гидропривод). В таком гидроприводе может быть предусмотрена возможность изменения направления движения выходного звена при постоянной величине скорости.

Гидроприводом без управления с разомкнутым потоком называют насосный гидропривод, в котором рабочая среда от гидродвигателя поступает в гидробак.

Объемный гидропривод, гидродвигателем которого является гидроцилиндр, называют *гидроприводом поступательного движения*. Скорость поступательного движения  $V_{\text{п}}$  поршня гидроцилиндра определяется величиной подачи  $Q_{\text{н}}$  нерегулируемого насоса и эффективной рабочей площадью поршня  $S_{\text{п}}$  гидроцилиндра и является постоянной величиной (нерегулируемой). При отсутствии объемных потерь в элементах гидропривода  $V_{\text{п}}=Q_{\text{н}}/S_{\text{п}} = \text{const}$ .

#### [Оглавление](#)

Направление движения штока гидроцилиндра определяется позицией, в которой находится направляющий гидрораспределитель, а предохранительный гидроклапан 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:  $F_{\text{нагр}} = F_{\text{гц}} = \Delta p_{\text{гц}} \cdot S_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{мех.гц}}$ , где  $\Delta p_{\text{гц}} = p_1 - p_2$  - перепад давлений в полостях гидроцилиндра.

Развиваемое насосом давление, согласно уравнению потерь энергии на простом трубопроводе,  $p_{\text{нг}} = p_1 + \Delta p_{\phi 2} + \Delta p_{P1}$ , где  $\Delta p_{\phi 2}$  - потери давления (энергии) при прохождении расхода рабочей жидкости  $Q_{\text{н}}$  через фильтр;  $\Delta p_{P1}$  - потери давления в напорной гидролинии и гидрораспределителе.

При вытеснении рабочей жидкости из второй полости гидроцилиндра в ней развивается давление  $p_2$ , определяемое потерями при прохождении расхода  $Q_2$  вытесняемой жидкости через гидрораспределитель и сливную гидролинию, охладитель, фильтр на сливе, согласно уравнению потерь энергии на простом трубопроводе имеем:  $p_2 = \Delta p_{P2} + \Delta p_{OX} + \Delta p_{\phi 3}$ .

Окончательно имеем:

$$p_{\text{нг}} = p_1 - p_2 + \Delta p_{\phi 2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{OX} + \Delta p_{\phi 3} = \Delta p_{\text{гц}} + \sum \Delta p_{\text{г.уст}},$$

где:  $\Delta p_{\text{гц}}$  - перепад давления на поршне;  $\sum \Delta p_{\text{г.уст}} = kQ^m$  - суммарные потери на всех гидроустройствах и гидролиниях.

Иногда потери на нерегулируемых гидроустройствах и гидролиниях выражают через проводимость  $Q = \sigma \sqrt{\Delta p_{\text{г.уст}}}$ . Это позволяет при известных параметрах ( $Q_0$ ;  $\Delta p_0$ ) определять параметры другой рабочей точки по выражению  $Q_0 / \sqrt{\Delta p_0} = Q_i / \sqrt{\Delta p_i}$ .

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

Внешнюю статическую характеристику  $V_{\text{п}} = f(F_{\text{гц}})$  на участке  $0 \leq F_{\text{гц}} \leq F_{\text{торм}}(p_{\text{кл}})$  можно представить в виде  $V_{\text{п}} = Q_{\text{н}} / S_{\text{п}}$ .

КПД гидропривода с учетом всех потерь энергии определяется из выражений, определяющих полезную мощность (на выходе гидроцилиндра)  $N_{\text{пол}} = FV = \Delta p_{\text{гц}} S_{\text{п}} V \eta_{\text{мех}}$ , и потребляемую насосом мощность  $N_{\text{потр}} = Q_{\text{н}} p_{\text{н}} / \eta_{\text{н}}$ , и равен  $\eta_{\text{гп}} = N_{\text{пол}} / N_{\text{потр}} =$

## Оглавление

$=(\Delta p_{гц}/p_H)\eta_H\eta_{ц}\eta_{об.густ}\eta_{мех.густ}$ , где  $\eta_{об.густ}$  - объемный КПД, учитывающий утечки в гидроустройствах, и  $\eta_{мех.густ}$  - 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  $Q_H = Q_1 = Q_2$ .

*Гидроприводом вращательного движения* называют объемный гидропривод, гидродвигателем которого является гидромотор. Насос, всасывая рабочую жидкость из гидробака и по верхней гидролинии подает её к гидромотору, из которого рабочая жидкость сливается в гидробак. Для осуществления реверса вращения вала гидромотора в схему необходимо установить двух позиционный направляющий гидрораспределитель с позициями I и II.

В этом приводе частота вращения вала гидромотора с рабочим объемом  $V_{0гм}$  определяется подачей  $Q_H$  нерегулируемого насоса и, значит, является постоянной (нерегулируемой) величиной. При отсутствии объемных потерь в элементах гидропривода частота вращения вала гидромотора определяется как  $n_{гм} = Q_H / V_{0гм}$ . С учетом утечек и перетечек частота вращения вала гидромотора равна

$$n_{гм} = (Q_{тн} - Q_{ут.н} - Q_{ут.гм}) / V_{0гм} = \\ = \frac{Q_{т.гм}}{V_{0гм}} \left[ 1 - \frac{Q_{ут.н}}{Q_{т.н}} \right] \left[ 1 - \frac{Q_{ут.гм}}{Q_{т.н} - Q_{ут.н}} \right] = \frac{V_{0н}}{V_{0гм}} n_H \eta_{об.н} \eta_{об.гм}$$

Теоретическая мощность и крутящий момент, развиваемые гидромотором, без учета потерь в гидроустройствах и гидролиниях равны:

$$N_{тгм} = \Delta p_{гм} Q_{гм} = (p_1 - p_2) Q_{гм} = p_{нг} Q_H = p_{нг} V_{0н} n_H; \\ M_{гм} = \frac{N_{тгм}}{\omega_{гм}} = \frac{p_H V_{0н}}{(\pi n_H / 30) \cdot (V_{0н} / V_{0гм})} \cdot \frac{n_H}{60} = \frac{\Delta p_{гм} V_{0гм}}{2\pi}.$$

При учете механических потерь максимальный крутящий момент на валу гидромотора при его вращении равен:  $M_{maxгм} = p_{кл ном} V_{0гм} \eta_{мех гм} / 2\pi$ , где  $p_{к номл}$  - давление полного открытия предохранительного гидроклапана.

Внешняя статическая (рабочая) характеристика  $n_{гм} = f(M_{гм})$  или  $n_{гм} = f(\Delta p_{гм})$  может быть представлена выражением  $M_{гм} = (p_{нг} - p_{сл}) V_{0гм} \eta_{мех гм} / 2\pi$ , где  $p_{нг}$  и  $p_{сл}$  - давления в полостях нагнетания и слива рабочей жидкости гидромотора.

Таким образом, ясно, что частота вращения вала гидромотора теоретически не зависит от нагрузки; рабочая характеристика  $n_{гм} = f(M_{гм})$  гидропривода без управления с вращательным движением выходного звена представляет собой прямую линию (ско-

### Оглавление

рость движения вала гидромотора теоретически не зависит от нагрузки), т.е. имеем дело с жесткой характеристикой.

Полный КПД гидропривода  $\eta_{ГП} = \eta_H \eta_{ГМ} \eta_{гидрмех} \eta_{обгуст}$ , где  $\eta_{обгуст}$  - объемный КПД, учитывающий утечки в гидроустройствах (Ф2, Р, К), и  $\eta_{гидрмех}$  - гидромеханический КПД, учитывающий потери давления на преодоление трения и в местных гидравлических сопротивлениях всех гидроустройств (ОК, К) и гидролиний.

Нагрузочная (рабочая) характеристика гидропривода без управления с поступательным движением выходного звена представляет собой прямую линию  $V_n = f(R)$  - скорость движения выходного звена (штока или корпуса гидроцилиндра) теоретически не зависит от нагрузки - жесткая характеристика.

### *Введение. Разбор решенных задач.*

В процессе домашней подготовки предлагается провести самостоятельно разбор решенных задач, приведенных в гл.8 учебного пособия "Гидравлика и гидропневмопривод" [1] и в [3] и [4].

### *Решение типовых задач.*

#### Задача 3.1.

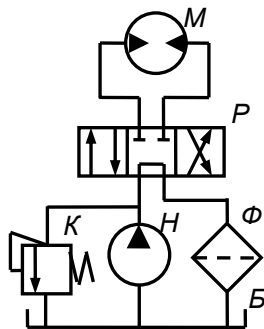


Рисунок к задаче 3.1.

В объемном гидроприводе применяется гидромотор с рабочим объемом  $32 \text{ см}^3$ . При падении давления рабочей жидкости в гидролиниях - нагнетания от насоса до гидромотора  $\Delta p_{наг} = 0,2 \text{ МПа}$  и сливной с учетом потерь на фильтре  $\Delta p_{сл} = 0,6 \text{ МПа}$  и утечке рабочей жидкости в гидроаппаратуре (гидрораспределитель, гидроклапан)  $Q_{ут} = 0,15 \text{ л/мин}$  на выходном валу гидромотора развивается полезный крутящий момент  $M = 50 \text{ Нм}$  при частоте вращения вала  $n = 750 \text{ об/мин}$ . Гидромеханический КПД

гидромотора  $\eta_{гид.мех} = 0,95$ ; объемный КПД гидромотора  $\eta_{об.ГМ} = 0,93$ ; общий КПД насоса  $\eta_H = 0,90$ .

Определить полезную мощность гидропривода  $N_{ГП}$ , потребляемую гидроприводом мощность  $N$  и общий КПД гидропривода.

### Решение.

Полезная мощность гидропривода определяется по выражению

$$N_{ГП} = M\omega = M \cdot 2\pi n / 60 = 50 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 750 / 60 = 3925 \text{ Вт} = 3,925 \text{ кВт}.$$

### Оглавление

Расход рабочей жидкости, поступающий в гидромотор, определяется как

$$Q_{ГМ} = \frac{V_{0ГМ} n}{\eta_{об.ГМ}} = \frac{32 \cdot 750}{0,95 \cdot 1000} = 25,263 \text{ л/мин.}$$

Давление в линии нагнетания на выходе из насоса равно

$$p_{наг} = \Delta p_{наг} + \frac{M \cdot 2\pi}{V_{0ГМ} \eta_{гид.мех}} + \Delta p_{сл} = 0,2 + \frac{50 \cdot 10^6 \cdot 2\pi}{32 \cdot 10^{-6} \cdot 0,93} + 0,6 = 11,35 \text{ МПа.}$$

Подача насоса равна  $Q_H = Q_{ГМ} + Q_{ум} = 25,263 + 0,15 = 25,413 \text{ л/мин.}$

Потребляемая гидроприводом мощность равна

$$N = \frac{p_{наг} Q_H}{\eta_H} = \frac{11,35 \cdot 25,413}{60 \cdot 0,9} = 5,34 \text{ кВт.}$$

Общий КПД гидропривода равен  $\eta_{ГП} = N_{ГП} / N = 3,925 / 5,34 = 0,735$ .

### Задача 3.2.

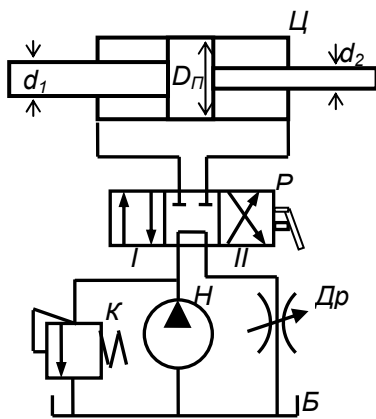


Рисунок к задаче 3.2.

В объемном гидроприводе используется гидроцилиндр с диаметром поршня  $D_{П} = 140 \text{ мм}$  и диаметрами штоков левого  $d_1 = 60 \text{ мм}$  и правого  $d_2 = 40 \text{ мм}$ . Гидродросель настроен так, что при движении поршня гидроцилиндра вправо и влево пропускает одинаковый расход рабочей жидкости. Насос при давлении нагнетания  $p_{наг} = 10 \text{ МПа}$  развивает такую постоянную подачу, при которой потеря мощности при сливе рабочей жидкости через напорный гидроклапан составляет: при движении поршня гидроцилиндра вправо  $N_{Кл1} = 1,5 \text{ кВт}$ , а при его движении влево

$$N_{Кл2} = 0,5 \text{ кВт.}$$

Пренебрегая утечками рабочей жидкости в гидроустройствах, определить развиваемую насосом подачу.

### Решение.

При положении I распределителя P рабочая жидкость от насоса H поступает в полость I гидроцилиндра Ц, движение поршня вправо, и клапан К, где теряется  $N_{Кл1} = 1,5 \text{ кВт}$  мощности потока рабочей жидкости. Уравнение расходов имеет вид

$$Q_H = Q_{ЦI} + Q_{Кл1}. \quad (1)$$

Поршень движется со скоростью

$$V_1 = 4Q_{ЦI} / \pi (D_{П}^2 - d_1^2). \quad (2)$$

### [Оглавление](#)

Из второй полости гидроцилиндра жидкость вытесняется через дроссель  $D_p$  в гидробак с расходом

$$Q_{Dp} = V_1 \frac{\pi}{4} (D_{II}^2 - d_1^2) = Q_{Ц1} \frac{D_{II}^2 - d_2^2}{D_{II}^2 - d_1^2}. \quad (3)$$

Расход жидкости через клапан определяется по величине потери мощности потока с помощью выражения

$$Q_{Кл1} = N_{Кл1} / p_{наг}. \quad (4)$$

Расход рабочей жидкости, поступающей в полость 1 гидроцилиндра Ц для осуществления движения поршня вправо, равен

$$Q_{Ц1} = Q_H - Q_{Кл1} = Q_H - N_{Кл1} / p_{наг}. \quad (5)$$

При положении II распределителя P рабочая жидкость от насоса H поступает в полость 2 гидроцилиндра Ц, движение поршня влево, и клапан K, где теряется  $N_{Кл2} = 0,5$  кВт мощности потока рабочей жидкости. Уравнение расходов имеет вид

$$Q_H = Q_{Ц2} + Q_{Кл2}. \quad (6)$$

Поршень движется со скоростью

$$V_2 = 4Q_{Ц2} / \pi (D_{II}^2 - d_2^2). \quad (7)$$

Из первой полости гидроцилиндра жидкость вытесняется через дроссель  $D_p$  в гидробак с расходом

$$Q_{Dp} = V_2 \frac{\pi}{4} (D_{II}^2 - d_1^2) = Q_{Ц2} \frac{D_{II}^2 - d_1^2}{D_{II}^2 - d_2^2}. \quad (8)$$

Расход жидкости через клапан определяется по величине потери мощности потока с помощью выражения

$$Q_{Кл2} = N_{Кл2} / p_{наг}. \quad (9) \quad (N_{Кл2} = p_{наг} Q_{Кл2})$$

Расход рабочей жидкости, поступающей в полость 2 гидроцилиндра Ц для осуществления движения поршня влево, равен

$$Q_{Ц2} = Q_H - Q_{Кл2} = Q_H - N_{Кл2} / p_{наг}. \quad (10)$$

При учете условия равенства расходов через дроссель  $D_p$  (3) и (8)

$$\text{имеем } Q_{Ц1} \frac{D_{II}^2 - d_2^2}{D_{II}^2 - d_1^2} = Q_{Ц2} \frac{D_{II}^2 - d_1^2}{D_{II}^2 - d_2^2}. \quad (11)$$

При решении поставленной задачи имеются три неизвестных:  $Q_H$ ,  $Q_{Ц1}$  и  $Q_{Ц2}$ . Из системы уравнений 5, 10 и 11

$$\begin{cases} Q_H = Q_{Ц1} + N_{Кл1} / p_{наг}; \\ Q_H = Q_{Ц2} + N_{Кл2} / p_{наг}; \end{cases} \quad (12)$$

### [Оглавление](#)

$$Q_{ц1} \frac{D_{ц1}^2 - d_2^2}{D_{ц1}^2 - d_1^2} = Q_{ц2} \frac{D_{ц1}^2 - d_1^2}{D_{ц1}^2 - d_2^2}.$$

После подстановки данных и подсчета имеем:

$$Q_H = Q_{ц1} + 1,5/10 = Q_{ц1} + 0,15 ;$$

$$Q_H = Q_{ц2} + 0,5/10 = Q_{ц2} + 0,05.$$

$$\text{Из } Q_{ц1} \frac{160^2 - 40^2}{160^2 - 60^2} = Q_{ц2} \frac{160^2 - 60^2}{160^2 - 40^2} \text{ имеем } Q_{ц1} = 0,79Q_{ц2}.$$

Подставив полученное соотношение в первые два уравнения, получаем  $Q_{ц1} = 0,376$  л/с,  $Q_{ц2} = 0,476$  л/с и  $Q_H = 0,526$  л/с = 31,56 л/мин.

### Выдача 3-го домашнего задания.

По 3-му заданию выполняются две задачи, которые выдает ведущий преподаватель.

Первая задача с номерами 3.1. ... - расчет объемного гидропривода с одним гидродвигателем.

Вторая задача с номерами 3.2. ... - расчет объемного гидропривода с двумя гидродвигателями.

#### Задача 3.1.1

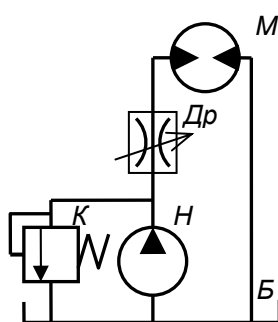


Рис. 3.1.1

В объемном гидроприводе (рис.3.1.1) насос  $H$  развивает давление 15 МПа и постоянную подачу, при которой вал гидродвигателя  $M$  с рабочим объемом  $V_{оГМ}=16\text{см}^3$  вращается с максимальной частотой  $n_{2M}=1980$  об/мин.

Определить потерю мощности при сливе рабочей жидкости через переливной клапан  $K$  при регулировании частоты вращения вала гидродвигателя до  $n_{2M} = 1470$  об/мин с помощью регулируемого дросселя  $Др$ . Объемный КПД гидродвигателя принять равным  $\eta_{об.гм} = 0,96$ .

#### Задача 3.1.2

В объемном гидроприводе (рис.3.1.1) с дроссельным регулированием частоты вращения вала гидродвигателя  $M$  насос  $H$  обеспечивает постоянную подачу  $Q_H = 32$  л/мин

### [Оглавление](#)



при давлении нагнетания, соответствующему моменту открытия переливного клапана  $K$ . Рабочий объем гидромотора  $V_{0ГМ} = 40 \text{ см}^3$ . Объемный КПД гидромотора  $\eta_{об.ГМ} = 0,98$  при давлении в момент открытия переливного клапана.

Определить частоту вращения вала гидромотора  $n_{ГМ}$ , когда потеря мощности потока рабочей жидкости, сливаемой через переливной клапан, составляет 20% мощности потока на выходе из насоса. Рабочее давление переливного клапана при пропускании расходе не меняется.

### Задача 3.1.3

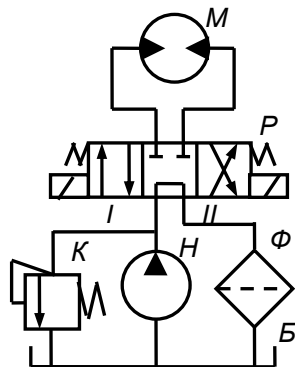


Рис. 3.1.2

В объемном гидроприводе (рис.3.1.2) используется гидромотор  $M$  с рабочим объемом  $V_{0ГМ} = 40 \text{ см}^3$ . Гидромеханический КПД гидромотора  $\eta_{г.мех.ГМ} = 0,95$  и объемный КПД  $\eta_{об.ГМ} = 0,98$  при максимальном давлении нагнетания в гидроприводе. Насос  $H$  обеспечивает подачу  $Q_H = 32 \text{ л/мин}$  при максимальном давлении нагнетания  $p_H = 10,5 \text{ МПа}$ .

Определить развиваемые на валу гидромотора полезный крутящий момент  $M_{ГМ}$  частоту вращения вала  $n_{ГМ}$ , если в распределителе имеются утечки  $Q_{утР} = 0,2 \text{ л/мин}$ , а потери давления в гидролиниях - напорной  $\Delta p_{нан} = 0,1 \text{ МПа}$  и сливной  $\Delta p_{нан} = 0,3 \text{ МПа}$ .

### Задача 3.1.4

В объемном гидроприводе (рис.3.1.2) частота вращения приводного вала насоса изменяется от 500 до 3000 об/мин. При частоте вращения вала  $n_H = 1000 \text{ об/мин}$  насос  $H$  развивает подачу  $Q_H = 49 \text{ л/мин}$ .

Не учитывая утечки рабочей жидкости в гидроаппаратуре, определить пределы изменения частоты вращения вала гидромотора  $M$  с рабочим объемом  $V_{0ГМ} = 100 \text{ см}^3$ . Объемный КПД гидромотора  $\eta_{об.ГМ} = 0,98$ .

### Задача 3.1.5

В объемном гидроприводе (рис.3.1.2) используется гидромотор  $M$  с рабочим объемом  $V_{0ГМ} = 100 \text{ см}^3$  и КПД гидромеханическим  $\eta_{г.мех.ГМ} = 0,95$  и объемным  $\eta_{об.ГМ} = 0,98$ .

Определить какие давление  $p_H$  и подачу  $Q_H$  должен развивать насос  $H$ , чтобы выходной вал гидромотора  $M$  при вращении с угловой скоростью вращения вала  $\omega_{ГМ} = 100 \text{ 1/с}$  мог преодолеть внешний момент  $M_{ГМ} = 100 \text{ Нм}$ : а) без учета утечек в гидроаппаратуре.

## Оглавление

паратуре; б) с учетом утечек в гидроаппаратуре  $Q_{умГА} = 0,2$  л/мин и потерь давления в напорной 0,2 МПа и сливной 0,5 МПа в гидролиниях.

### Задачи 3.1.6-3.1.12

В объемном гидроприводе (рис. 3.1.2) используется гидромотор  $M$  с рабочим объемом  $V_{оГМ}$  и КПД объемным  $\eta_{об.ГМ}$  и гидромеханическим  $\eta_{гмех.ГМ}$ . При потерях давления в напорной гидролинии  $\Delta p_{нап}$ , распределителе  $\Delta p_{расп}$  и сливной гидролинии  $\Delta p_{сл}$  и утечке рабочей жидкости в гидроаппаратуре  $Q_{умГА}$  на выходном валу гидромотора развивается момент  $M_{гм}$  при частоте вращения вала  $n_{гм}$ . Общий КПД насоса  $\eta_H$ .

Определить полезную и потребляемую мощности гидропривода и КПД гидропривода в заданном режиме работы.

\* Величины параметров гидроустройств для каждой задачи приведены в таблице № 3.1

Таблица № 3.1

	насос	гидромотор					потери давления			утечки
	$\eta_H$	$V_{оГМ},$ см <sup>3</sup>	$M_{гм},$ Нм	$n_{гм},$ об/мин	$\eta_{об.ГМ}$	$\eta_{гмех.ГМ}$	$\Delta p_{нап},$ МПа	$\Delta p_{расп},$ МПа	$\Delta p_{сл},$ МПа	$Q_{умР},$ см <sup>3</sup> /мин
3.1.6	0,92	50	40	600	0,98	0,95	0,1	0,2	0,2	100
3.1.7	0,9	40	50	800	0,98	0,94	0,1	0,2	0,3	100
3.1.8	0,89	32	65	1000	0,96	0,92	0,15	0,25	0,5	150
3.1.9	0,86	40	100	800	0,95	0,93	0,15	0,25	0,35	200
3.1.10	0,88	50	80	600	0,96	0,91	0,1	0,2	0,25	150
3.1.11	0,88	60	100	900	0,97	0,95	0,2	0,2	0,2	200
3.1.12	0,93	32	60	800	0,96	0,93	0,15	0,25	0,5	100

### Задача 3.1.13

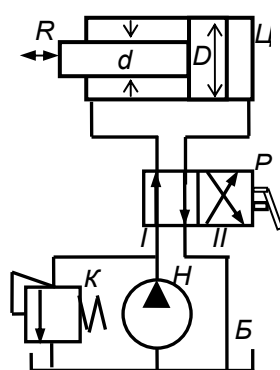


Рис. 3.1.3

В объемном гидроприводе (рис.3.1.3) одноштоковый гидроцилиндр (диаметр поршня  $D = 160$  мм, диаметр штока  $d = 80$  мм) развивает усилия - толкающее  $R_{II}$  и тянущее  $R_{III}$ .

Нерегулируемый насос обеспечивает подачу 9 л/мин при максимальном давлении 15 МПа. Давление ограничивает напорный клапан  $K$ .

С учетом потерь давления в напорной гидролинии  $\Delta p_{нап} = 0,1$  МПа, гидрораспределителе  $\Delta p_{расп} = 0,2$  МПа (суммарно, по 0,1 МПа в каждом направлении) и сливной гидролинии  $\Delta p_{сл} = 0,25$  МПа и утечке рабочей

### [Оглавление](#)

жидкости в гидроаппаратуре  $Q_{умГА} = 100 \text{ см}^3/\text{мин}$  определить максимальные преодолеваемые нагрузки и скорости перемещения штока в обоих направлениях.

#### Задача 3.1.14

В объемном гидроприводе (рис.3.1.3) одноштоковый гидроцилиндр (диаметр поршня  $D = 160 \text{ мм}$ , диаметр штока  $d = 80 \text{ мм}$ ) развивает толкающее усилие  $R_{П} = 180 \text{ кН}$  при скорости движения поршня  $V_{П} = 1 \text{ м/мин}$ , тянущее усилие  $R_{ШГ} = 10 \text{ кН}$  при скорости движения, определяемое подачей нерегулируемого насоса.

Потери давления в напорной гидролинии  $\Delta p_{нан} = 0,15 \text{ МПа}$ , гидрораспределителе  $\Delta p_{расн} = 0,2 \text{ МПа}$  (суммарно, по  $0,1 \text{ МПа}$  в каждом направлении) и сливной гидролинии  $\Delta p_{сл} = 0,2 \text{ МПа}$  и утечка рабочей жидкости в гидрораспределителе  $Q_{умГР} = 150 \text{ см}^3/\text{мин}$ .

Приняв общие КПД насоса  $\eta_H = 0,88$  и гидроцилиндра  $\eta_{ГЦ} = 0,98$ , определить максимальные мощности гидропривода и потребляемую насосом.

#### Задача 3.1.15

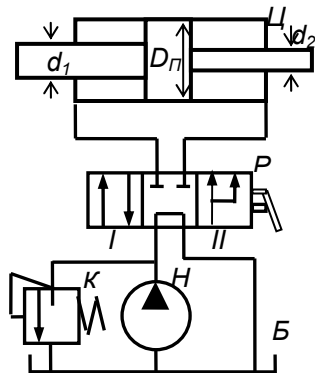


Рис. 3.1.4

В объемном гидроприводе (рис.3.1.4) используется гидроцилиндр с двусторонним штоком с размерами. Диаметры штоков  $d_1 = 60 \text{ мм}$  и  $d_2 = 40 \text{ мм}$

Определить диаметр  $D_{П}$  поршня гидроцилиндра, при котором скорость поршня влево будет в три раза больше скорости движения поршня вправо, если насос развивает постоянную подачу. Утечками в гидроустройствах пренебречь.

#### Задача 3.1.16

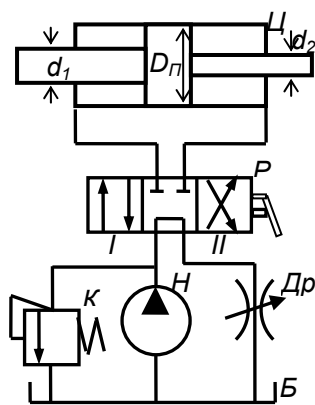


Рис. 3.1.5

В объемном гидроприводе (рис.3.1.5) при постоянной подаче  $Q_H = 15 \text{ л/мин}$  насос может развивать давление нагнетания  $p_H = 10 \text{ МПа}$ .

Гидродроссель настроен так, что при движении поршня гидроцилиндра вправо расход рабочей жидкости через напорный гидроклапан равен  $Q_{кл} = 1,5 \text{ л/мин}$ . Диаметр поршня гидроцилиндра  $D_{П} = 90 \text{ мм}$ , диаметры штоков левого  $d_1 = 60 \text{ мм}$  и правого  $d_2 = 40 \text{ мм}$ .

Приняв объемный КПД гидроцилиндра  $\eta_{обГЦ} = 0,98$ , оп-

### [Оглавление](#)

ределить скорости движения поршня влево и вправо при фиксированной настройке дросселя и потери мощности при сливе рабочей жидкости через напорный гидроклапан.

### Задача 3.1.17

В объемном гидроприводе (рис.3.1.5) при постоянной подаче  $Q_H = 10$  л/мин насос может развивать давление нагнетания  $p_H = 12$  МПа.

Гидродроссель настроен так, что при движении поршня гидроцилиндра вправо расход рабочей жидкости через напорный гидроклапан равен  $Q_{кл} = 0,6$  л/мин. Диаметр поршня гидроцилиндра  $D_{П} = 80$  мм, диаметры штоков левого  $d_1 = 60$  мм и правого  $d_2 = 40$  мм.

Приняв объемный КПД гидроцилиндра  $\eta_{обГЦ} = 0,98$ , определить скорости движения поршня влево и вправо при фиксированной настройке дросселя и потери мощности при сливе рабочей жидкости через напорный гидроклапан.

### Задача 3.1.18

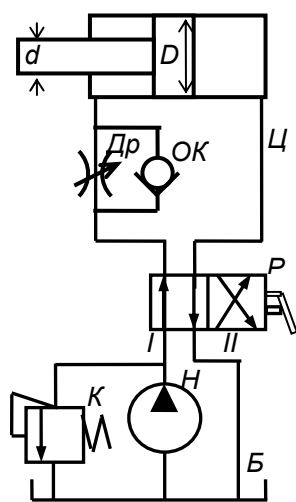


Рис. 3.1.6

В объемном гидроприводе (рис.3.1.6) насос  $H$  развивает максимальное давление  $p_H = 15$  МПа при подаче  $Q_H = 30$  л/мин. Гидроцилиндр при размерах диаметров поршня  $D = 160$  мм и штока  $d = 80$  мм имеет объемный КПД  $\eta_{обГЦ} = 0,98$  при максимальном давлении. Утечки рабочей жидкости в гидрораспределителе при максимальном давлении в линии нагнетания  $50$  см<sup>3</sup>/мин. Гидродроссель  $Др$  отрегулирован на перепад давления  $\Delta p_{др} = 2,0$  МПа при проходе расхода  $Q_{др} = 5$  л/мин. Нагрузка на штоке  $R = 90$  кН преодолевается в обоих направлениях.

Определить скорости перемещения в обоих направлениях и потери мощности при дросселировании жидкости через напорный гидроклапан  $K$ . Какую мощность потребляет насос, имея при этом общий КПД  $\eta_H = 0,80$ . Потерями на обратном клапане пренебречь.

## Задача 3.1.19

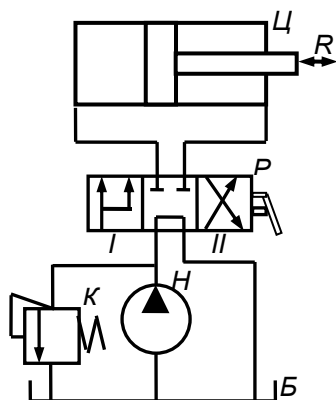


Рис. 3.1.7

В объемном гидроприводе (рис.3.1.7) насос  $H$  развивает максимальное давление  $p_H = 20$  МПа при подаче  $Q_H = 20$  л/мин. Гидроцилиндр имеет размеры диаметров поршня  $D = 160$  мм и штока  $d = 80$  мм.

Пренебрегая потерями давления в гидролиниях и гидрораспределителе, определить максимальные развиваемые усилия и скорости движения штока при работе в  $I$  и  $II$  положениях гидрораспределителя.

## Задача 3.1.20

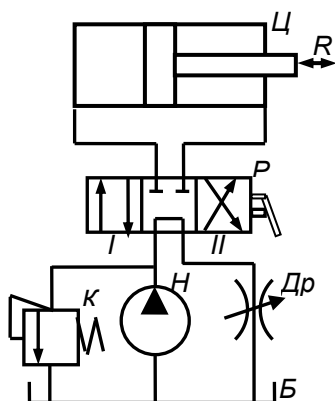


Рис. 3.1.8

В объемном гидроприводе (рис.3.1.8) насос  $H$  развивает номинальное давление  $p_H = 15$  МПа и постоянную подачу  $Q_H = 9,8$  л/мин. В поршневую полость поступает полная подача.

Открытие напорного гидроклапана происходит при  $p_{от.кл} \geq 15,0$  МПа.

Гидроцилиндр имеет размеры диаметров поршня  $D = 100$  мм и штока  $d = 60$  мм.

Гидродроссель  $Dr$  отрегулирован на перепад давления  $\Delta p_{ор} = 2$  МПа при проходе расхода  $Q_{др} = 6$  л/мин.

Определить развиваемые поршнем усилия и скорости движения влево и вправо и мощность потока, теряемую на напорном гидроклапане.

Вторая задача с номерами 3.2...

Задачи 3.2.1-3.2.6

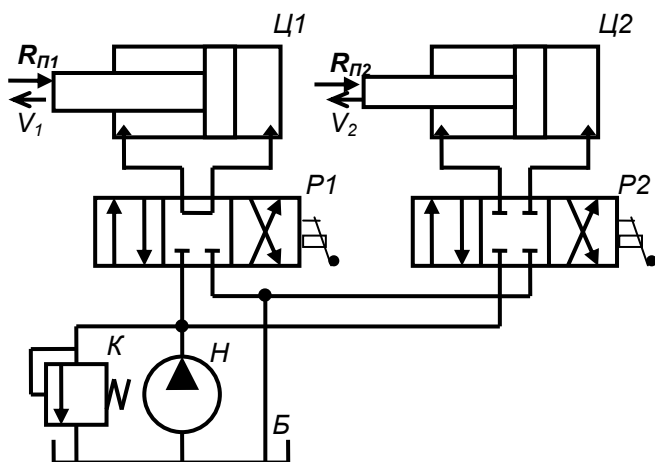


Рисунок к задачам 3.2.1 - 3.2.6

В объемном гидроприводе используются одноштоковые гидроцилиндры  $Ц1$  и  $Ц2$  с диаметрами поршней  $D_{П1}$  и  $D_{П2}$  и диаметрами штоков левого  $d_1$  и правого  $d_2$  гидроцилиндров и равными длинами ходов штоков  $L_1 = L_2 = L$ .

Насос обеспечивает подачу  $Q_H$  при максимальном давлении в нагнетания  $p_H$ . Общий КПД насоса  $\eta_H$ .

Во время одновременной работы гидроцилиндров при максимальном давлении в напорной гидролинии и поршневых полостях штоки гидроцилиндров  $Ц1$  и  $Ц2$  преодолевают препятствующие движению нагрузки  $R_{П1}$  и  $R_{П2}$  и перемещаются со скоростями  $V_1$  и  $V_2$ .

Потери давления в гидролиниях каждого из гидроцилиндров: напорной 0,2 МПа и 0,15 МПа. Утечки в гидроаппаратуре равны  $Q_{умГА}$ . Гидробак выполнен в виде гидроцилиндра диаметром  $D_{Ц}$ .

Определить:

- максимальные усилия и скорости, развиваемые штоками гидроцилиндров;
- какую максимальную мощность потребляет насос?;
- с каким общим КПД работает гидропривод?;
- высоту колебания уровня жидкости при совершении этого хода.

\* Величины параметров гидроустройств для каждой задачи приведены в таблице № 3.2

Таблица № 3.2

	$Q_H$ л/мин	$p_H$ МПа	$\eta_H$	$D_{П1}$ мм	$D_{П2}$ мм	$d_1$ мм	$d_2$ мм	$L$ мм	$Q_{умГА}$ см <sup>3</sup> /мин	$D_{Ц}$ мм	
3.2.1	24	10	0,88	100	80	60	40	400	50	400	
3.2.2	32	12	0,90	100	100	40	60	500	80	450	
3.2.3	45	16	0,86	120	100	60	60	600	100	500	
3.2.4	42	16	0,87	120	80	80	40	800	100	500	
3.2.5	30	12	0,89	90	75	50	40	500	75	400	
3.2.6	21	10	0,90	75	60	50	30	400	60	300	

## Задачи 3.2.7-3.2.12

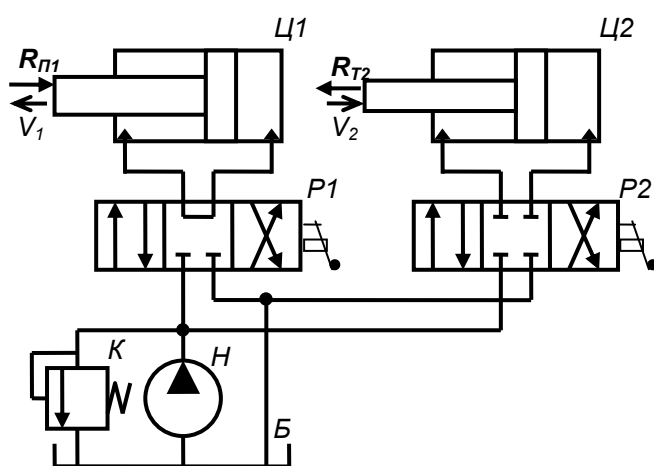


Рисунок к задачам 3.2.7 - 3.2.12

В объемном гидроприводе используются одноштоковые гидроцилиндры  $Ц1$  и  $Ц2$  с диаметрами поршней  $D_{П1}$  и  $D_{П2}$  и диаметрами штоков левого  $d_1$  и правого  $d_2$  гидроцилиндров и длинами ходов  $L_1$  и  $L_2$  штоков.

Насос обеспечивает подачу  $Q_H$  при максимальном давлении в нагнетания  $p_H$ . Общий КПД насоса  $\eta_H$ .

Во время последовательной работы гидроцилиндров при максимальном давлении в напорной гидролинии  $p_H$  шток гидроцилиндра  $Ц1$  преодолевает препятствующую движению нагрузку  $R_{П1}$  и перемещается со скоростью  $V_{П1}$ , а шток гидроцилиндра  $Ц2$  преодолевает препятствующую движению нагрузку  $R_{П2}$  и перемещается со скоростью  $V_2$ .

В обратном направлении нагрузки на штоках в 2 раза меньше.

Потери давления в гидролиниях каждого из гидроцилиндров: напорной 0,25 МПа и 0,20 МПа.

Утечки в гидроаппаратуре равны  $Q_{умГА}$ . Общий КПД насоса  $\eta_H$ .

Гидробак выполнен в виде гидроцилиндра.

Определить:

[Оглавление](#)

- а) максимальные усилия и скорости, развиваемые штоками гидроцилиндров при прямом ходе;
- б) усилия и скорости, развиваемые штоками гидроцилиндров при обратном ходе;
- в) какую максимальную мощность потребляет насос?;
- г) с каким общим КПД работает гидропривод?;
- д) высоту колебания уровня жидкости при совершении полного хода (туда - обратно) поршня.

\* Величины параметров гидроустройств для каждой задачи приведены в таблице № 3.3

Таблица № 3.3

	$Q_H$ л/мин	$p_H$ МПа	$\eta_H$	$D_{П1}$ мм	$D_{П2}$ мм	$d_1$ мм	$d_2$ мм	$L_1$ мм	$L_2$ мм	$Q_{умГА}$ см <sup>3</sup> /мин	$D_{Ц}$ мм
3.2.7	24	10	0,88	100	80	60	40	500	400	50	400
3.2.8	32	12	0,90	100	100	40	60	600	500	80	450
3.2.9	45	16	0,86	120	100	60	60	700	600	100	500
3.2.10	42	16	0,87	120	80	80	40	800	700	100	500
3.2.11	30	12	0,89	90	75	50	40	700	500	75	400
3.2.12	21	10	0,90	75	60	50	30	400	300	60	300

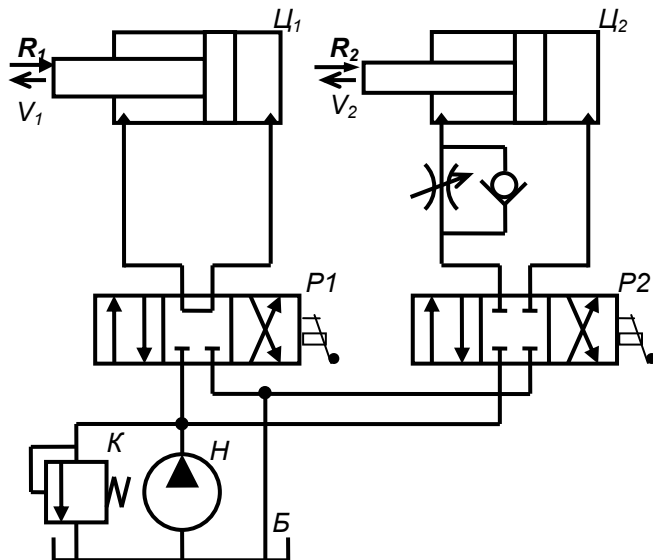


Рисунок к задачам 3.2.13 - 3.2.18

### Задачи 3.2.13-3.2.18

В объемном гидроприводе используются одноштоковые гидроцилиндры  $Ц1$  и  $Ц2$  с диаметрами поршней  $D_{П1}$  и  $D_{П2}$  и диаметрами штоков левого  $d_1$  и правого  $d_2$  гидроцилиндров и равными длинами ходов  $L$  штоков.

Насос обеспечивает подачу  $Q_H$  при максимальном давлении в нагнетания  $p_H$ . Общий КПД насоса  $\eta_H$ .

В штоковой сливной гидролинии гидроцилиндра  $Ц2$  установлен настраиваемый гидродроссель  $Др$ .

Во время одновременной работы гидроцилиндров при максимальном давлении в напорной гидролинии  $p_H$  и поршневых полостях гидроцилиндров шток гидроцилиндра

### [Оглавление](#)



Ц1 преодолевает препятствующую движению нагрузку  $R_{П1}$  и перемещается со скоростью  $V_{П1}$ , а шток гидроцилиндра Ц2, преодолевая препятствующую движению нагрузку  $R_{П2} = 0,4 R_{П1}$  и потерю давления на гидродросселе  $Dp$ , перемещается со скоростью  $V_2$ .

Общий КПД насоса  $\eta_H$ .

Гидробак выполнен в виде гидроцилиндра.

Определить:

- а) усилия и скорости, развиваемые штоками гидроцилиндров при прямом ходе;
- б) на какие расход и перепад давления должен быть отрегулирован гидродроссель  $Dp$ ;
- в) какую максимальную мощность потребляет насос?;
- г) высоту колебания уровня жидкости при совершении полного хода (туда - обратно) поршня.

\* Величины параметров гидроустройств для каждой задачи приведены в таблице № 3.4

Таблица № 3.4

	$Q_H$ л/мин	$p_H$ МПа	$\eta_H$	$V_{П1}$ м/мин	$D_{П1}$ мм	$D_{П2}$ мм	$d_1$ мм	$d_2$ мм	$L$ мм	$D_{Ц}$ мм
3.2.13	24	10	0,88	2,0	100	80	60	40	400	400
3.2.14	32	12	0,90	2,5	100	100	40	60	500	450
3.2.15	45	16	0,86	2,5	120	100	60	60	600	500
3.2.16	42	16	0,87	3,0	120	80	80	40	700	500
3.2.17	30	12	0,89	3,0	90	75	50	40	500	400
3.2.18	21	10	0,90	3,5	75	60	50	30	300	300

Отчет о выполнении 3-го домашнего задания оформляется компьютерно на листах формата А4 и должен содержать:

- титульную часть, в которой указывается название темы работы и номера задач, группу и фамилию студента, Ф.И.О. ведущего занятия преподавателя;
- решение задач с подробным изложением порядка решения и выполнением расчетов до третьей значащей цифры.

Защита домашнего задания проводится в виде собеседования с ведущим преподавателем. На выполненном задании и в журнале делается отметка о защите.

### [Оглавление](#)

**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. В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / Киев: Вища шк., 1986. 206 с.
4. Перекрестов А.В. Задачи по объемному гидроприводу. Киев.: Вища школа. Головное изд-во, 1983. 144 с.

[Оглавление](#)

## Приложение 1.

### 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.

## [Оглавление](#)

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

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

Поворотный гидродвигатель (**Ндп. Неполноповоротный гидромотор. Гидроквadrant. 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.

## [Оглавление](#)

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.

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 запираения в обратном направлении.

Гидрозамок - направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей среды только в одном направлении и запираения в обратном направлении при

## [Оглавление](#)

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 аккумуляции и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением.

Пневмогидроаккумулятор - гидроаккумулятор, в котором аккумуляция 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.