

Министерство образования Российской Федерации

Московский Государственный Технический Университет "МАМИ"

Лепешкин А.В.

Михайлин А.А.

Пхакадзе С.Д.

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Рекомендовано УМО по автотракторному и дорожному образованию
в качестве учебного пособия по выполнению контрольных заданий
по дисциплине «Гидравлика и гидропневмопривод»
для студентов заочной формы обучения по специальности
150100 «Автомобиле- и тракторостроение»

Ответственный редактор

Беленков Ю.А.

Москва 1998 г.

Лепешкин А.В.

Михайлин А.А.

Пхакадзе С.Д.

Под редакцией профессора Ю.А. Беленкова.

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ.

Учебное пособие по выполнению контрольных заданий по дисциплине «Гидравлика и гидропневмоприводы» для студентов заочной формы обучения по специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение». М., МАМИ, 1998г., 37 с., ил.

В учебное пособие включены варианты контрольных заданий по разделу «Гидравлика» дисциплины «Гидравлика и гидропневмопривод» для студентов заочной формы обучения и необходимые справочные материалы. Даны методические указания по выполнению заданий. Приведены примеры решения конкретных задач.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
Введение	4
<i>Раздел 1. Гидростатика</i>	5
<i>Раздел 2. Применение уравнения Бернулли</i>	11
<i>Раздел 3. Истечение жидкости через отверстия, насадки, дроссели и клапаны</i>	19
<i>Раздел 4. Гидравлический расчет трубопроводов</i>	22
Контрольные задания	28
Рекомендуемая литература	36

ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие разработано с целью облегчить студенту-заочнику изучение курса "Гидравлика" и дает практические навыки по расчету элементов гидросистем.

В пособии рассматриваются примеры решения задач, которые сведены в четыре раздела: "Гидростатика", "Применение уравнения Бернулли", "Истечение жидкости через отверстия, насадки, дроссели и клапаны" и "Гидравлический расчет простого трубопровода".

В каждом разделе предпринята попытка обобщения рекомендаций в виде некоторого свода правил, использование которых облегчает поиск путей решения соответствующих задач. Поэтому перед решением контрольных задач по данной теме целесообразно вначале внимательно проработать теоретический материал и рассмотренный пример решения, приведенный в соответствующем разделе.

Контрольные задачи для самостоятельного решения приведены в конце данного пособия. Незаданные по условию задачи величины берутся из таблицы 1 в соответствии с вариантом задания.

Номера задач и вариант данных выдаются студенту преподавателем.

При выполнении расчетов особое внимание следует уделить размерностям. Перед подстановкой в расчетные формулы числовых значений величин, входящих в них, рекомендуется вначале перевести их в систему СИ.

Отчет о выполнении контрольного задания должен содержать: рисунок, краткое условие, решение в общем виде с необходимыми пояснениями, конечную формулу с подставленными в единой системе измерений величинами и полученный в результате расчета ответ.

Раздел 1. ГИДРОСТАТИКА

Давлением называется сила нормального давления, приходящаяся на единицу площади.

Свойства гидростатического давления:

- давление в данной точке внутри жидкости действует по всем направлениям одинаково (давление - скалярная величина);
- давление на некоторой поверхности всегда создает силу направленную по нормали к этой поверхности.

При равномерном распределении силы в пределах поверхности давление численно равно отношению величины силы к площади, на которую она действует: $p = F/S$.

Основной единицей измерения давления в международной системе СИ является *паскаль* ($1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$). На практике используются также укрупненные единицы: *килопаскаль* ($1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$) и *мегапаскаль* ($1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$). Достаточно часто встречается внесистемная единица измерения давления - *техническая атмосфера* ($1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 \approx 10^5 \text{ Па} = 0.1 \text{ МПа}$).

Для измерения давлений используются две **системы отсчета давлений**:

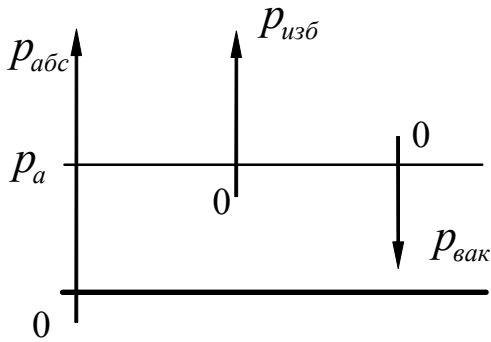
- * **избыточная** (манометрическая) - в ней давление $P_{изб}$ отсчитывается от атмосферного давления (в данный момент) в сторону увеличения давления, т.е. измеряется величина избытка над атмосферным давлением;
- * **вакуумная** - в ней давление $P_{вак}$ отсчитывается от атмосферного давления в сторону уменьшения давления, т.е. измеряется величина недостатка до атмосферного давления или величина вакуума.

Кроме этого, существует **абсолютная** система - в ней давление $P_{абс}$ отсчитывается от абсолютного нуля давлений. Основным недостатком этой системы является то, что абсолютный ноль давления в природе не достижим, поэтому абсолютная система не может быть использована для измерения давления.

Решать задачи рекомендуется либо в избыточной (в ней атмосферное давление следует принять равным нулю $P_{aизб} = 0$), либо в абсолютной (в ней атмосферное давление, если оно по условию задачи не задано, принимается $P_{aабс} \approx 10^5 \text{ Па}$) системах, **в вакуумной системе - решать задачи не рекомендуется**. Если по условию задачи какое-то давление задано в вакуумной системе, то целесообразно сразу перевести его значение в ту систему отсчета давлений, в которой предполагается решать эту задачу.

Существующие системы отсчета и способ перевода значений давлений из одной системы отсчета в другую иллюстрирует следующий рисунок.

Не трудно видеть, что:



$$P_{абс} = P_a + P_{изб} ;$$

$$P_{абс} = P_a - P_{вак} ;$$

$$P_{изб} = -P_{вак} ,$$

где P_a - значение атмосферного давления в абсолютной системе отсчета.

Необходимо помнить, что в *одном уравнении давления должны быть измерены либо все в избыточной, либо все в абсолютной системах отсчета.*

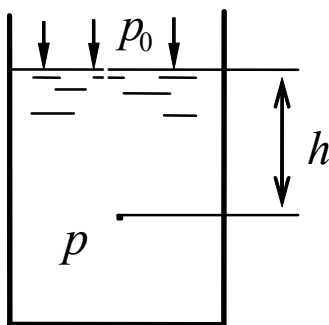
Одной из важных свойств жидкости является ее плотность (ρ) - это масса жидкости (m) в единице объема (V) - в системе СИ имеет размерность $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для справки: $\rho_{\text{воды}} = 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3$, $\rho_{\text{ртути}} = 13.6 \cdot 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Использование основного уравнения гидростатики

Основное уравнение гидростатики позволяет по известной величине давления P_0 в некоторой точке объема однородной покоящейся жидкости определить величину давления P в любой другой точке этого объема, если известно расстояние h между этими точками по вертикали.

Основное уравнение гидростатики имеет вид:



$$P = P_0 + \rho g h , \quad (1)$$

где: ρ - плотность жидкости;

g - ускорение свободного падения, в расчетах можно принимать $g \approx 10 \text{ м}/\text{с}^2$.

Из уравнения (1) следует:

- * давление P на глубине h равно давлению P_0 плюс давление вышележащих слоев жидкости ($\rho g h$);
- * в покоящейся жидкости на данной глубине давление одинаково во всех точках;
- * давление в любой точке данного объема передается всем точкам этого объема.

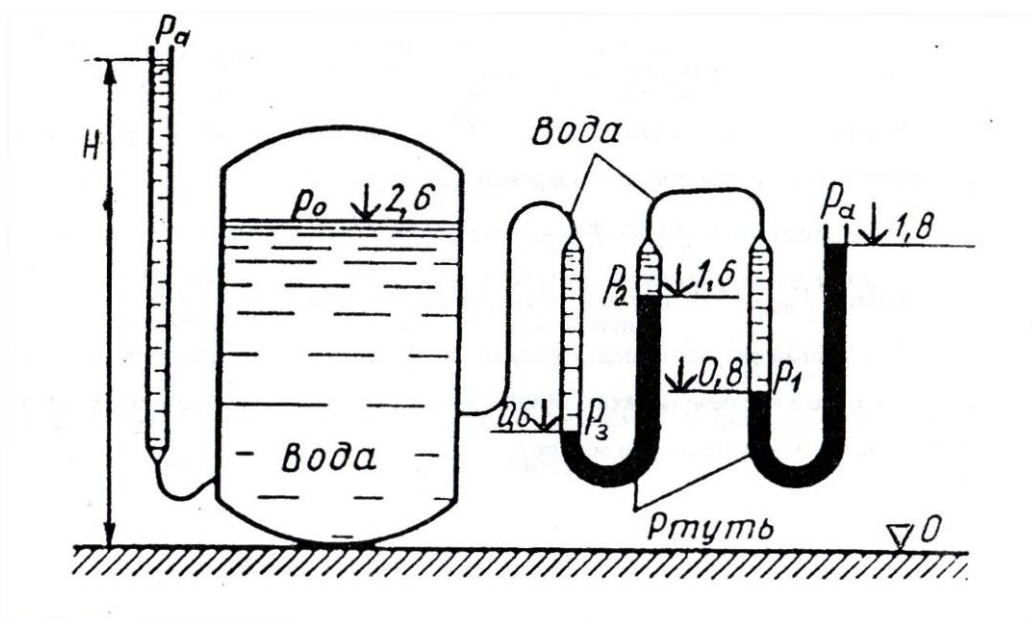
Основным правилом, которым необходимо руководствоваться при решении задач с использованием уравнения (1), является:

если необходимо определить давление в некоторой точке данного объема покоящейся жидкости, то для этого вначале следует найти точку, принадлежащую этому объему, в которой давление известно, а затем, используя основное уравнение гидростатики, найти искомое давление. (А)

При решении задач необходимо учитывать, что, *если определяется давление в точке, расположенной по уровню ниже точки, где давление известно, то глубина h - положительна, в противном случае - отрицательна.*

Следствием основного уравнения гидростатики является метод измерения избыточного давлений P при помощи высоты h столба жидкости. Если по условию задачи давление задано высотой столба жидкости, то для того, чтобы получить давление в паскалях, необходимо эту высоту умножить на удельный вес ($\gamma = \rho g$) той жидкости, при помощи которой проводилось измерение, то есть $p = \rho g h$.

Пример 1: Определить избыточное давление P_0 воздуха в напорном баке по показанию манометра, составленного из двух U -образных трубок с ртутью. Соединительные трубки заполнены водой. Отметки уровней даны в метрах. На какую высоту H поднимется жидкость в пьезометре при измерении того же давления P_0 ?



Решение

В данном случае точкой, где давление известно, является крайний справа открытый в атмосферу конец U -образной трубки. В этой точке давление равно атмосферному p_a . Так как по условию данной задачи требуется определить давление p_0 в избыточной системе отсчета, то в расчете величину давления p_a следует принять равным нулю ($p_{a_{изб}} = 0$).

Особенность данной задачи заключается в том, что в ней имеет место равновесие двух жидкостей разной плотности. Так как основное уравнение гидростатики справедливо для однородной жидкости, то рекомендуется использовать **метод введения дополнительных неизвестных**, который в данном случае реализуется, если обозначить неизвестные величины давлений на границе раздела двух жидкостей соответственно p_1 , p_2 и p_3 (смотри рисунок). После этого можно составить уравнение (1) для каждого объема однородной жидкости. В результате получим систему из четырех уравнений:

$$+ \begin{cases} p_1 = p_a + \rho_{pm} g h_1 \\ p_2 = p_1 - \rho_{вод} g h_2 \\ p_3 = p_2 + \rho_{pm} g h_3 \\ p_0 = p_3 - \rho_{вод} g h_0 \end{cases}$$

$$p_0 = p_a + \rho_{pm} g (h_1 + h_3) - \rho_{вод} g (h_2 + h_0) \quad ,$$

где: $h_1 = (1.8 - 0.8) = 1 \text{ м}$, $h_2 = (1.6 - 0.8) = 0.8 \text{ м}$,

$h_3 = (1.6 - 0.6) = 1 \text{ м}$, $h_0 = (2.6 - 0.6) = 2 \text{ м}$.

После подстановки числовых значений получим: $p_0 = 24.4 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

Для того, чтобы определить высоту H , составим уравнение (1) для воды, располагающейся в баке и пьезометре, которое имеет вид:

$$p_0 = p_{a_{изб}} + \rho_{вод} g (H - 2.6).$$

Так как $p_{a_{изб}} = 0$, то в результате расчета получим $H = 27 \text{ м}$.

Полученный результат подтверждает тот факт, что пьезометр можно использовать только для измерения небольших по величине избыточных давлений (реальным является измерение давлений в пределах 2 м вод. ст.).

Определение силы давления жидкости на плоскую стенку

Сила давления F жидкости на стенку - это результирующая сила от распределенной нагрузки и, как любая векторная величина, характеризуется тремя параметрами:

* **величина силы** (модуль вектора силы) - численно равна произведению площади S стенки на давление p_c в центре тяжести площади этой стенки

$$F = p_c S = (p_0 + \rho g h_c) S, \quad (2)$$

где h_c - глубина расположения центра тяжести площади стенки по отношению к верхней точке площади стенки, в которой величина давления p_0 ;

* **направление действия** - по нормали к поверхности стенки;

* **точка приложения** (центр давления) - координаты этой точки совпадают с координатами центра тяжести эпюры, характеризующей распределение давления в пределах площади рассматриваемой стенки.

Как правило, центр давления располагается ниже центра тяжести площади стенки. В частных случаях, когда стенка горизонтальна или когда постоянная составляющая эпюры давлений много больше переменной составляющей $p_0 \gg \rho g h_c$ в пределах стенки, можно принять, что координаты центра давления совпадают с центром тяжести площади стенки.

В общем случае, на плоскую стенку, произвольно расположенную в пространстве, со стороны жидкости кроме силы F , приложенной в центре тяжести площади стенки, действует еще и момент, равный произведению силы от переменной составляющей давления в пределах стенки $F_{жс} = \rho g h_c S$ на расстояние между центром тяжести площади стенки и центром давления.

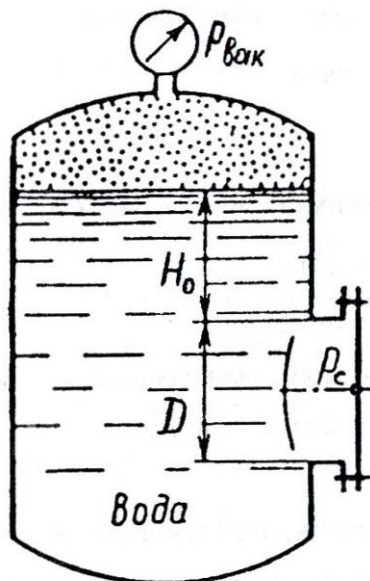
При определении силы давления жидкости на стенку, во избежании ошибок, рекомендуется использовать избыточную систему отсчета давлений.

Полезным также может быть следующее правило:

если в задаче имеется подвижный элемент, который по условию находится в покое или движется с постоянной скоростью, то для него целесообразно записать уравнение равновесия. (Б)

Под этим уравнением понимается уравнение проекций сил, действующих на подвижный элемент, на направление его возможного перемещения.

Пример 2: Определить силу давления жидкости (воды) на крышку люка диаметром $D = 1$ м при показании вакуумметра $p_{\text{вак}} = 0,01$ МПа и $H_0 = 1,5$ м.



Решение

Используя основное уравнение гидростатики (1) и правило (А), определяем давление p_c в центре тяжести площади крышки люка (на его оси):

$$p_c = p_{\text{изб}} + \rho_{\text{вод}} g (H_0 + 0.5 \cdot D),$$

где $p_{\text{изб}} = -p_{\text{вак}}$ - перевод давления из вакуумной системы отсчета в избыточную.

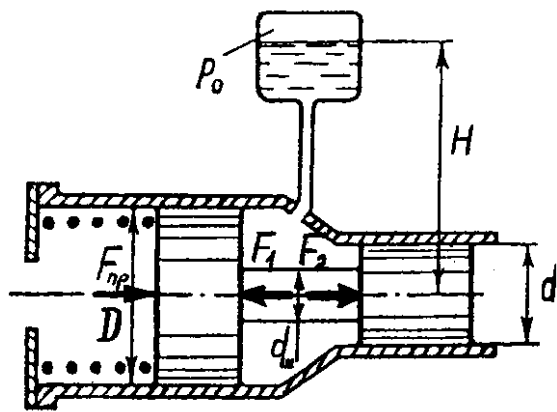
Отсюда, сила давления жидкости на крышку люка равна:

$$F = [-p_{\text{вак}} + \rho_{\text{вод}} g (H_0 + 0.5 \cdot D)] \cdot \pi D^2 / 4.$$

После подстановки числовых значений в системе СИ получим:

$$F = [-0.01 \cdot 10^6 + 10^3 \cdot 10 \cdot (1.5 + 0.5 \cdot 1)] \cdot 3.14 \cdot 1^2 / 4 = 7.85 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Пример 3: Система из двух поршней, соединенных штоком (дифференциальный поршень), находится в равновесии. Определить силу, сжимающую пружину, если жидкость, находящаяся в бачке и между поршнями, имеет плотность $\rho = 870$ кг/м³; диаметры $D = 80$ мм, $d = 30$ мм; высота $H = 1000$ мм; избыточное давление $p_0 = 10$ кПа.



Решение

Воспользуемся правилом (Б).

В данном случае имеем один подвижный элемент - дифференциальный поршень. Его уравнение равновесия в горизонтальном направлении имеет вид:

$$F_{\text{пр}} + F_1 - F_2 = 0,$$

где: $F_{\text{пр}}$ - искомая сила пружины;

$$F_1 = p_c \pi (d^2 - d_{\text{ш}}^2) / 4 \text{ - сила давления жидкости на поршень диаметром } d;$$

$$F_2 = p_c \pi (D^2 - d_{\text{ш}}^2) / 4 \text{ - сила давления жидкости на поршень диаметром } D;$$

$d_{ш}$ - диаметр штока, соединяющего поршни (по условию задачи не задан);

P_c - избыточное давление в центре тяжести площади соответствующего поршня (на оси дифференциального поршня).

Следует обратить внимание на то, что при определении сил F_1 и F_2 в соответствии формулой (2) используется одно и тоже давление P_c . Причина этого в том, что центры тяжести площадей обеих поршней, расположенных соосно и имеющих форму кольца, лежат на одной горизонтали. Используя основное уравнение гидростатики (1), величину давления P_c определяем в виде:

$$P_c = p_0 + \rho g H .$$

Таким образом, искомая сила

$$F_{np} = F_2 - F_1 = p_c (D^2 - d_{ш}^2 - d^2 + d_{ш}^2) \pi / 4 = (p_0 + \rho g H) (D^2 - d^2) \pi / 4 .$$

После подстановки числовых значений в системе СИ получим:

$$F_{np} = (10 \cdot 10^3 + 870 \cdot 10 \cdot 1) (0.08^2 - 0.03^2) \cdot 3.14 / 4 \approx 80.7 \text{ Н} .$$

В заключении отметим, что при определении сил давления использовалось дополнительное неизвестное - диаметр штока $d_{ш}$, который во время алгебраических преобразований сократился.

Раздел 2. ПРИМЕНЕНИЕ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ.

С энергетической точки зрения уравнение Бернулли представляет собой уравнение баланса полной удельной механической энергии жидкости в двух сечениях одного и того же потока с учетом *суммарных потерь* ($\sum h_{1-2}$), которые происходят при движении жидкости от первого сечения к второму. Уравнение определяет связь между основными параметрами потока жидкости в рассматриваемых сечениях.

В общем случае для реальной жидкости уравнение Бернулли имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_{1-2} , \quad (3)$$

где: Z - *нивелирная высота* - удельная энергия положения жидкости в сечении;

$\frac{p}{\rho g}$ - *пьезометрическая высота* - удельная энергия давления жидкости в сечении;

$z + \frac{p}{\rho g}$ - *гидростатический напор* - удельная потенциальная энергия жидкости в сечении;

$\alpha \frac{V^2}{2g}$ - *скоростной напор* - удельная кинетическая энергия жидкости в сечении.

При решении задач вместе с уравнением Бернулли, как правило, используется **уравнение расхода**, которое в общем случае имеет вид:

$$Q = V_1 S_1 = V_2 S_2 = \text{const}, \quad (4)$$

где: V_i - средняя скорость жидкости в i - ом живом сечении потока площадью S_i .

Если в уравнение Бернулли входят несколько средних скоростей в разных сечениях потока, то к нему дополнительно должно быть дописано соответствующее количество уравнений расхода. (В)

При применении уравнения Бернулли рекомендуется следующая последовательность действий:

Выбор сечений, для которых оно будет записываться.

Выбор плоскости сравнения для отсчета нивелирных высот Z . (Г)

Записывание уравнения Бернулли.

При выборе сечений рекомендуется выполнять следующие правила:

Уравнение Бернулли всегда записывается для двух сечений одного и того же потока жидкости.

Сечения выбираются нормально к направлению скорости жидкости в нем.

Нумерация сечений выбирается по направлению течения жидкости. (Д)

В качестве этих сечений рекомендуется брать:

- свободную поверхность жидкости в резервуаре (баке), где $V \approx 0$;
- выход в атмосферу, где $p_{изб} = 0$, а $p_{абс} = p_a$;
- сечение, где присоединен тот или иной манометр, пьезометр или вакуумметр;
- неподвижный воздух вдалеке от входа в трубу, в которую происходит всасывание из атмосферы, где $V \approx 0$ и $p_{изб} = 0$.

В качестве плоскости сравнения (плоскости отчета нивелирных высот) рекомендуется выбирать:

- горизонтальную плоскость, проходящую через центр тяжести одного из сечений потока; (Е)
- нижнюю из горизонтальных плоскостей, от которой стоят размеры в вертикальном направлении.

При записи уравнения Бернулли необходимо помнить следующее:

- величина Z отсчитывается по вертикали от произвольной горизонтальной плоскости сравнения до центра тяжести выбранного сечения. Если центр тяжести выбранного сечения выше плоскости сравнения, то величина Z положительна, если ниже - отрицательна;
- давления P , входящие в правую и левую части уравнения, должны быть заданы в одной системе отсчета (абсолютной или избыточной);
- при определении скоростного напора в сечении потока реальной жидкости используются средняя скорость жидкости в сечении V и коэффициент Кориолиса α , учитывающий неравномерность распределения скорости в пределах этого сечения. Значение коэффициента α зависит от режима течения жидкости в сечении (при ламинарном режиме $\alpha_L = 2$, при турбулентном принимается $\alpha_T = 1$);
- суммарные потери напора $\sum h_{1-2}$ между рассматриваемыми сечениями всегда пишутся в правой части уравнения Бернулли со знаком "+". При их оценке необходимо просуммировать потери в гидравлических сопротивлениях, встречающихся на пути жидкости от первого ко второму сечению.

Во многих случаях при решении задач необходимо оценить существующий режим течения жидкости как в выбранных сечениях, так и в трубопроводах.

Режим течения жидкости определяется (если он не задан в условии задачи) по величине числа Рейнольдса, которое для круглого проходного сечения вычисляется по формуле:

$$Re = \frac{Vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d \nu}, \quad (5)$$

где: d - диаметр проходного сечения трубопровода;

V - средняя скорость жидкости в сечении;

ν - коэффициент кинематической вязкости;

Q - расход жидкости.

Если фактическое $Re \leq 2300$, то в трубопроводе имеет место ламинарный режим течения, если $Re > 2300$ - режим принимается турбулентным.

Если рассчитать величину фактического числа Рейнольдса по данным задачи не представляется возможным, то режимом течения вначале задаются (для маловязких жидкостей - турбулентный; для вязких жидкостей - ламинарный), а по окончании решения осуществляют проверку.

При определении суммарных потерь напора $\sum h_{1-2}$ необходимо помнить, что в гидравлике различают два вида **гидравлических потерь**:

- * **потери в местных гидравлических сопротивлениях - h_m ;**
- * **потери на трение по длине трубопровода - $h_{тр}$.**

Потери напора в местных гидравлических сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха

$$h_m = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (6)$$

где: V - средняя по сечению скорость в трубопроводе, в котором установлено данное местное сопротивление, если трубопровод меняет свое проходное сечение, то скорость необходимо взять в трубопроводе с меньшей площадью сечения;

ζ - безразмерный коэффициент потерь в местном гидравлическом сопротивлении или коэффициент сопротивления.

Как правило, коэффициент ζ задается по условию задачи. Если же он не задан, то величина ζ может быть определена по справочной литературе. Для некоторых простейших местных сопротивлений при турбулентном режиме течения при определении ζ рекомендуется использовать следующие формулы:

- внезапное расширение русла - $\zeta_{ер} = (1 - S_1/S_2)^2$;
- внезапное сужение русла - $\zeta_{ес} = 0.5(1 - S_2/S_1)$;
- внезапный поворот русла на 90° - $\zeta_{en} = 1$.

В частных случаях, когда жидкость по трубопроводу подводится к баку без указания его размеров или отводится от него, следует считать площадь сечения бака бесконечно большой по сравнению с площадью проходного сечения трубопровода. При этом принимают $\zeta_{ер} = 1$, а $\zeta_{ес} = 0.5$.

Потери напора на трение по длине трубы определяются по формуле Дарси

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (7)$$

где: λ - коэффициент потерь на трение или коэффициент Дарси;

l/d - относительная длина трубопровода длиной l и диаметром d .

Величина λ зависит от режима течения жидкости:

- при ламинарном режиме течения - $\lambda_{\text{л}} = 64/\text{Re}$;
- при турбулентном для гладких труб - $\lambda_{\text{т}} = 0.316/\sqrt[4]{\text{Re}}$;
- при турбулентном для шероховатых труб - $\lambda_{\text{т}} = 0.11 \cdot \sqrt[4]{68/\text{Re} + \Delta/d}$,

где Δ/d - относительная шероховатость внутренней поверхности трубы.

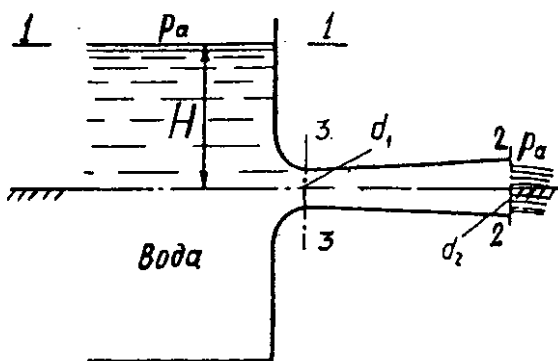
Потери удельной механической энергии жидкости могут определяться также и в единицах давления. В этом случае говорят о потерях давления. Если обозначить их Δp , то потери давления связаны с потерями напора h соотношением $\Delta p = \rho g h$, где ρ - плотность жидкости в потоке.

Пример 4: Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу через трубу, имеющую плавное сужение до диаметра $d_1 = 10$ мм, а затем постепенное расширение до d_2 . Истечение происходит под действием напора $H = 3$ м. Пренебрегая потерями энергии и считая режим течения турбулентным, определить расход через трубу и абсолютное давление в узком сечении трубы, если соотношение диаметров $d_2/d_1 = \sqrt{2}$; атмосферное давление соответствует $h_a = 750$ мм рт. ст.; плотность жидкости $\rho = 1000$ кг/м³. Найти напор $H_{\text{кр}}$, при котором абсолютное давление в узком сечении станет равным нулю.

Решение

Воспользуемся методикой (Г).

1. В соответствии с рекомендациями (Д) выбираем в качестве сечения 1-1 открытую поверхность жидкости в баке (в пределах этого сечения $V \approx 0$ и $p_{\text{абс}} = p_a$), а в качестве сечения 2-2 - выход из трубы в атмосферу (в пределах этого сечения $p_{\text{абс}} = p_a$).



2. Следуя рекомендациям (Е), в качестве плоскости сравнения выбираем горизонтальную плоскость проходящую через ось трубы. При этом центр тяжести сечения 2-2 находится в этой плоскости ($z_2 = 0$), а расстояние между плоскостью сравнения и центром тяжести сечения 1-1 равно H .

3. По условию задачи предлагается режим течения жидкости в трубе принять турбулентным ($\alpha_T = 1$) и пренебречь потерями на движение жидкости, следовательно уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 имеет вид:

$$H + \frac{p_a}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} + 1 \cdot \frac{V_2^2}{2g}.$$

Решением этого уравнения является средняя скорость жидкости в сечении 2-2, которая используется при определении искомого расхода через трубу

$$Q = V_2 S_2 = \sqrt{2gH} \cdot \pi d_2^2 / 4 \approx 1.22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

4. Для определения абсолютного давления в узком сечении трубы необходимо еще раз записать уравнение Бернулли, при составлении которого в качестве одного из сечений должно быть использовано сечение потока в этом узком месте (на рисунке сечение 3-3), а в качестве другого - либо сечение 1-1, либо сечение 2-2. Плоскость сравнения в данном случае целесообразно использовать ту же, что и ранее (по оси трубы).

Принимая те же условия, что и в пункте 3, получим уравнение Бернулли для сечений 3-3 и 2-2, центры тяжести которых лежат на оси трубы ($z_3 = z_2 = 0$), в виде:

$$\frac{p_3}{\rho g} + 1 \cdot \frac{V_3^2}{2g} = \frac{p_a}{\rho g} + 1 \cdot \frac{V_2^2}{2g},$$

где: p_3 - искомое абсолютное давление в узком сечении трубы;

V_3 - средняя скорость жидкости в этом сечении.

Так как в уравнение входят две разные скорости, то в соответствии с правилом (В) необходимо дополнительно составить уравнение расхода (4) для тех же сечений 3-3 и 2-2, в соответствии с которым

$$V_3 S_3 = V_2 S_2.$$

Учитывая заданное соотношение между диаметрами проходных сечений 3-3 и 2-2, получим:

$$V_3 = V_2 (d_2/d_1)^2 = 2 \cdot V_2.$$

Подставив полученное соотношение между средними скоростями жидкости в сечениях 3-3 и 2-2 в уравнение Бернулли, а так же, используя уравнение Бернулли, полученное в пункте 3, в общем виде получим:

$$p_3 = p_a - 3 \cdot \rho g H.$$

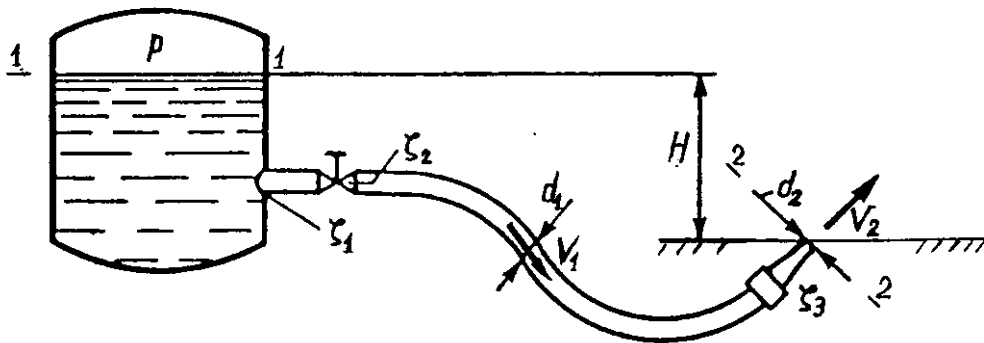
Принимая во внимание, что $p_a = \rho_{\text{ртути}} g h_a$, и подставляя величины, входящие в полученную формулу в системе СИ, в результате вычисления $p_3 \approx 0.012 \text{ МПа}$.

6. Для ответа на последний вопрос, поставленный в условии задачи, воспользуемся полученной формулой, определяющей зависимость абсолютного давления p_3 в узком сечении потока от напора H , под действием которого происходит истечение.

Принимая в этой формуле $p_3 = 0$ и заменяя H на $H_{\text{кр}}$, после вычислений получим $H_{\text{кр}} = 3.4 \text{ м}$.

В заключении отметим, что реально получить абсолютное давление $p_3 = 0$ невозможно. На практике минимальным значением давления является давление насыщенных паров $p_{\text{н.п.}}$ жидкости при известной ее температуре. При достижении давления $p_3 = p_{\text{н.п.}}$ в узком сечении трубы жидкость начинает кипеть и дальнейшее понижение давления не происходит. Такое явление называется кавитацией.

Пример 5: Определить избыточное давление над жидкостью в напорном баке, необходимое для получения скорости истечения из брандспойта $V_2 = 20 \text{ м/с}$. Длина шланга $l = 20 \text{ м}$, диаметр его проходного сечения $d_1 = 20 \text{ мм}$; диаметр выходного отверстия брандспойта $d_2 = 10 \text{ мм}$. Высота уровня воды в баке над отверстием брандспойта $H = 5 \text{ м}$. Учесть местные гидравлические сопротивления при входе в трубу $\zeta_1 = 0,5$, в кране $\zeta_2 = 3,5$, в брандспойте $\zeta_3 = 0,1$, который отнесен к скорости V_2 . Шланг считать гидравлически гладким. Вязкость воды $\nu = 0,01 \text{ Ст}$.



Решение

При решении используем рекомендуемую методику (Г).

1. В соответствии с рекомендациями (Д) в качестве первого сечения выбираем свободную поверхность жидкости в баке (сечение 1-1), где $V \approx 0$, а в качестве второго - выход из брандспойта (выход в атмосферу), где $P_{a_{изб}} = 0$ (сечение 2-2).

2. Выбираем, используя рекомендации (Е), в качестве плоскости сравнения, горизонтальную плоскость, проходящую через центр тяжести второго сечения.

3. Записываем уравнение Бернулли.

При этом общие обозначения в формуле (3) заменяются обозначениями величин в выбранных сечениях и исключаются члены, равные нулю. В результате получим:

$$H + \frac{p}{\rho g} = \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}.$$

4. Определяем суммарные гидравлические потери.

Для этого необходимо мысленно пройти путь движения жидкости от сечения 1-1 до сечения 2-2 и просуммировать потери в местных сопротивлениях, встретившихся на этом пути, а так же прибавить потери на трение по длине трубы. В нашем случае имеем:

$$\sum h_{1-2} = h_1 + h_2 + h_3 + h_{m.p.},$$

где: $h_1 = \zeta_1 \frac{V_1^2}{2g}$ - потери на внезапное сужение при входе в трубу;

$h_2 = \zeta_2 \frac{V_1^2}{2g}$ - потери в кране;

$h_3 = \zeta_3 \frac{V_2^2}{2g}$ - потери в брандспойте (по условию задачи оговорено, что ζ_3 относится к скорости V_2);

$h_{m.p.} = \lambda \frac{l}{d_1} \frac{V_1^2}{2g}$ - потери на трение по длине в шланге;

V_1 - средняя скорость жидкости в сечении шланга диаметром d_1 .

5. Учитывая правило (В), составляем уравнение расхода (4) с целью определения средней скорости V_1 .

$$V_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = V_2 \frac{\pi d_2^2}{4}, \text{ отсюда } V_1 = V_2 \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2.$$

6. Анализ полученных уравнений показывает, что для определения искомого давления p необходимо оценить коэффициенты α_2 и λ , зависящие от режима течения жидкости. Для этого посчитаем величины чисел Рейнольдса для потока в сечении 2-2 и в сечении шланга, которые соответственно равны:

$$\text{Re}_2 = \frac{V_2 d_2}{\nu} = 2 \cdot 10^5 > 2300; \quad \text{Re}_1 = \frac{V_1 d_1}{\nu} = \frac{V_2 d_2^2}{\nu d_1} = 10^5 > 2300.$$

Таким образом, в данных местах потока имеет место турбулентный режим течения жидкости. Поэтому величина коэффициента $\alpha_2 = 1$, а коэффициент потерь на трение λ вычисляется по формуле для гидравлически гладких труб (смотри условие задачи):

$$\lambda = \frac{0.316}{\sqrt[4]{\text{Re}_1}} = \frac{0.316}{\sqrt[4]{10^5}} = 0.0177.$$

7. После подстановки в уравнение Бернулли найденных величин имеем уравнение с одним неизвестным - p . Решая его относительно этой величины, получаем, что искомое давление в напорном баке над жидкостью должно равняться $p \approx 0,445$ МПа.

Раздел 3. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ, НАСАДКИ, ДРОССЕЛИ И КЛАПАНЫ

В процессе истечения жидкости происходит частичное преобразование потенциальной энергии жидкости в кинетическую.

Формула, определяющая расход (Q) при истечении жидкости через отверстие, насадку, дроссель или клапан, полученная в результате использования уравнения Бернулли, имеет вид:

$$Q = \mu S_o \sqrt{2gH_p}, \quad (8)$$

где: μ - коэффициент расхода устройства с проходным сечением площадью S_o , зависит от величины числа Рейнольдса, подсчитанного для проходного сечения данного устройства, и от формы проходного сечения, для большинства случаев величина коэффициента μ при решении принимается постоянной;

H_p - расчетный напор, который при совершенном сжатии определяется как разность потенциальных энергий у жидкости на входе и выходе данного устройства. Часто этот

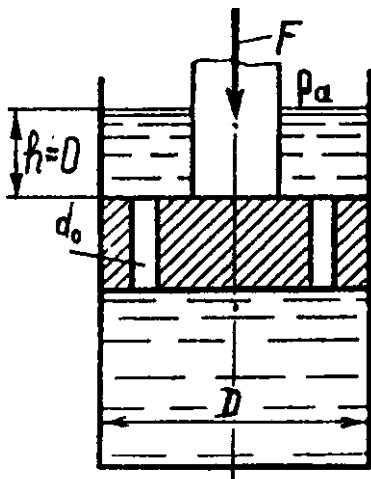
расчетный напор определяют по перепаду давления Δp на устройстве и тогда формула, определяющая величину расхода, принимает вид:

$$Q = \mu S_o \sqrt{2\Delta p / \rho} . \quad (9)$$

На практике для машиностроительных задач целесообразнее использовать формулу (9), в которой под Δp понимается разность давлений до и после рассматриваемого отверстия.

Пример 6. Определить установившуюся скорость перемещения поршня диаметром $D = 50$ мм под действием приложенной к нему силы $F = 10$ кН. В поршне выполнены пять отверстий диаметром $d_o = 2$ мм каждое, которые следует рассматривать как внешние цилиндрические насадки с коэффициентом расхода $\mu = 0.82$. При расчете принять плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³, толщиной слоя жидкости над поршнем пренебречь ($h = 0$).

Решение



Скорость V_n установившегося движения поршня вниз определяется величиной расхода Q , вытесняемого из-под поршня через отверстия в нем

$$V_n = 4Q / (\pi D^2) ,$$

где: $Q = 5 \cdot Q_o$.

Расход жидкости через одно отверстие в поршне в соответствии с формулой (9) равен:

$$Q_o = \mu S_o \sqrt{2\Delta p_o / \rho} ,$$

здесь: $S_o = \pi d_o^2 / 4$ - площадь проходного сечения одного отверстия в поршне;

Δp_o - перепад давления на отверстиях, численно равен разности давлений под и над поршнем.

Так как по условию задачи рассматривается установившееся (равномерное) движение поршня, то в соответствии с правилом (Б) необходимо составить его уравнение равновесия. Это уравнение, с учетом допущения о том, что по условию задачи $h = 0$, имеет вид (при составлении использовалась избыточная система отсчета давлений):

$$F = p_1 \pi D^2 / 4 ,$$

где p_1 - избыточное давление жидкости под поршнем.

Следует обратить внимание на то, что в уравнении равновесия давление p_1 действует по всей площади поршня (жидкость, расположенная внутри отверстий, также воспринимает перепад давления и передает соответствующее усилие на поршень).

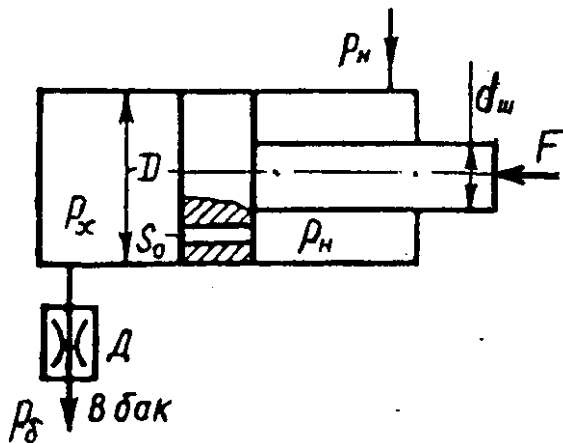
Таким образом, принимая в избыточной системе отсчета давление над поршнем за нуль, считаем, что перепад давления на отверстии $\Delta p_o = p_1$.

Итак, после алгебраических преобразований искомая скорость движения поршня определяется из формулы

$$V_n = 5\mu \left(\frac{d_o}{D} \right)^2 \sqrt{\frac{8F}{\rho \pi D^2}}.$$

После подстановки численных значений величин, входящих в формулу, в системе СИ получим $V_n \approx 0.7$ м/с.

Пример 7. Жидкость с плотностью $\rho = 850$ кг/м³ подается от насоса в гидроцилиндр, а затем через отверстие в поршне площадью $S_o = 5$ мм² и гидродроссель Д в бак ($p_o = 0$). Определить, при какой площади S_{dp} проходного сечения дросселя Д поршень будет находиться в неподвижном равновесии под действием силы $F = 3000$ Н, если диаметр поршня $D = 100$ мм, диаметр штока $d_{ш} = 80$ мм, коэффициент расхода отверстия в поршне $\mu_o = 0,8$, коэффициент расхода дросселя $\mu_{dp} = 0,65$, давление насоса $p_n = 1$ МПа.



Решение

Поршень гидроцилиндра находится в покое, если объем жидкости в левой полости гидроцилиндра не изменяется. Условием этого является равенство расхода Q_o , поступающего в левую полость гидроцилиндра через отверстие S_o , и расхода Q_{dp} , сливающегося из этой полости через дроссель Д в бак ($Q_o = Q_{dp}$).

Воспользовавшись формулой (9), определяющей расход при истечении, получим:

$$\mu_o S_o \sqrt{2 \Delta p_o / \rho} = \mu_{dp} S_{dp} \sqrt{2 \Delta p_{dp} / \rho},$$

где: $\Delta p_o = p_n - p_x$ - перепад давления на поршне гидроцилиндра;

$\Delta p_o = p_x - p_o$ - перепад давления на дросселе Д;

p_x - давление в левой полости гидроцилиндра.

Величину давления p_x определяем из уравнения равновесия поршня гидроцилиндра в горизонтальном направлении, которое имеет вид:

$$p_x \pi D^2 / 4 = F + p_n \pi (D^2 - d_{ш}^2) / 4 .$$

Следует обратить внимание на то, что площадь S_o отверстия в поршне в уравнении не учитывается, так как на этом отверстии также имеется перепад давления и жидкость, располагающаяся в отверстии, воспринимает и передает соответствующую силу на поршень.

В результате совместного решения двух полученных уравнений определяем $S_{op} \approx 3.62 \text{ мм}^2$, при которой поршень гидроцилиндра неподвижен.

Раздел 4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Вначале рассмотрим гидравлический расчет *простого трубопровода*, под которым понимается трубопровод не имеющий ответвлений.

Основой для расчета простого трубопровода является выражение, определяющее для него *потребный напор* (необходимая энергия давления жидкости в начальном его сечении). Это выражение может быть получено, если записать уравнение Бернулли для начального и конечного сечений простого трубопровода.

Для трубопровода постоянного проходного сечения это выражение имеет вид:

$$H_{номр} = H_{ст} + \sum h_{1-2}, \quad (10)$$

где: $H_{номр} = p_1 / (\rho g)$ - потребный напор;

p_1 - давление в начальном сечении трубопровода;

$H_{ст} = \Delta z + p_2 / (\rho g)$ - статический напор для данного трубопровода;

Δz - высота, на которую поднимается жидкость при движении по трубопроводу (может быть положительной, отрицательной и равной нулю);

p_2 - давление в конечном сечении трубопровода;

$\sum h_{1-2} = \Delta p_{\Sigma} / (\rho g)$ - суммарные потери напора жидкости при ее движении по трубопроводу от начального его сечения до конечного;

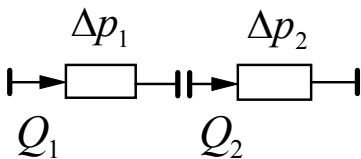
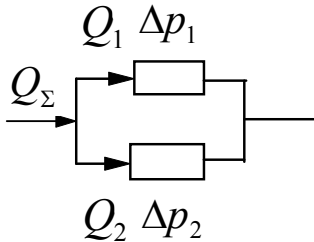
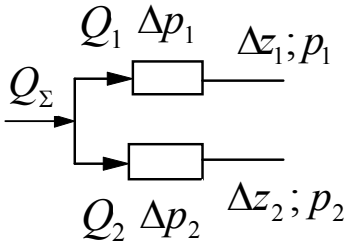
Δp_{Σ} - суммарные потери давления при движении жидкости по трубопроводу.

Необходимые для расчета потери напора или потери давления определяются для местных гидравлических сопротивлений и для трубопроводов с заданной по условию длиной в соответствии с данными, приведенными в разделах 2 и 3 настоящего пособия.

Примером расчета простого трубопровода может служить разобранный в разделе 2 пример 5.

Если трубопровод имеет разветвление, то он называется **сложным**.

При его расчете используются следующие системы уравнений, характеризующие различные варианты соединений трубопроводов:

Последовательное соединение	Параллельное соединение	Разветвленное соединение
 $\begin{cases} Q_1 = Q_2 \\ \Delta p_{\Sigma} = \Delta p_1 + \Delta p_2 \end{cases} \quad (11)$	 $\begin{cases} Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 \\ \Delta p_1 = \Delta p_2 \end{cases} \quad (12)$	 $\begin{cases} Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 \\ H_{номр1} = H_{номр2} \end{cases} \quad (13)$

При решении полученной системы уравнений, в зависимости от ее сложности, рекомендуется либо аналитические, либо графоаналитические методы. В данном пособии рассматриваются аналитические методы решения, использующиеся при расчете гидроприводов, как одной из наиболее распространенной разновидностей гидросистем, применяющихся в машиностроении.

Под **гидроприводом** понимается совокупность гидравлических устройств, предназначенная для передачи механической энергии. Как правило, гидропривод - это сложный трубопровод, движение жидкости в котором осуществляется принудительно при помощи насоса.

Одним из вариантов расчета гидропривода является анализ его работы на установившемся режиме работы. При этом определяется либо условие, при котором возможен тот или иной режим работы, либо выходные параметры, характеризующие данный режим работы.

Основой для расчета гидропривода на установившемся режиме его работы является условие о том, что **напор H_n , создаваемый насосом** (полная механическая энергия, передаваемая насосом единице веса жидкости), численно равен **потребному напору $H_{номр}$ для данного трубопровода**.

В большинстве случаев можно считать, что $H_n = p_n / (\rho g)$, где p_n - давление в потоке жидкости на выходе насоса.

Расчет гидропривода рекомендуется проводить по следующей методике:

- 1) на основании принципиальной схемы получают эквивалентную схему, в которой каждое гидравлическое сопротивление представляется в виде прямоугольника;
- 2) на основании эквивалентной схемы составляется система уравнений, характеризующая данный тип соединения простых трубопроводов; (Ж)
- 3) для каждого гидравлического сопротивления записывается аналитическая зависимость потерь давления в нем от расхода;
- 4) решая систему, определяют величины, характеризующие режим работы гидропривода.

Главной особенностью гидропривода, по сравнению с другими типами гидросистем, является наличие в них *гидродвигателей*, которые *при расчете рекомендуется рассматривать как специфическое местное гидравлическое сопротивление*, в котором механическая энергия жидкости преобразуется в полезную работу, совершаемую выходным звеном гидродвигателя.

Наибольшее распространение получили два типа гидродвигателей:

- * *гидроцилиндр* - выходное звено (шток) совершает возвратно-поступательное движение;
- * *гидромотор* - выходное звено (вал) совершает вращательное движение.

Если в гидроприводе используется **гидромотор**, то расход рабочей жидкости, поступающий в гидромотор, практически равен расходу на выходе из него. Перепад давления (потери давления) Δp_m на гидромоторе и частота оборотов n_m его вала в минуту определяются по следующим формулам:

$$\Delta p_m = \frac{2\pi M}{V_m \eta_m}, \quad n_m = \frac{60Q}{V_m} \eta_o,$$

где: V_m - рабочий объем гидромотора;

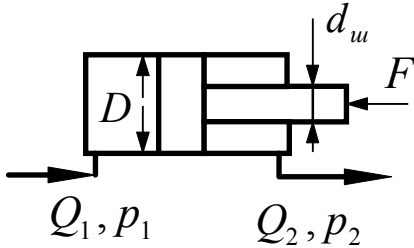
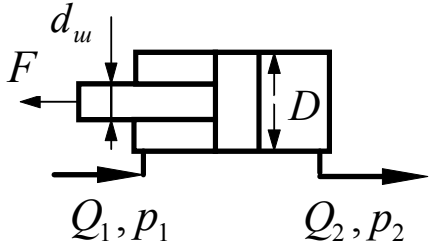
M - внешний момент сопротивления на валу гидромотора;

Q - расход рабочей жидкости, потребляемый гидромотором;

η_m - механический КПД гидромотора;

η_o - объемный КПД гидромотора.

Если в гидроприводе имеется **гидроцилиндр** с односторонним штоком, то при расчете необходимо использовать следующие формулы:

Схема подключения гидроцилиндра		
Потери давления в гидроцилиндре	$\Delta p_{ц} = p_1 - p_2 = \frac{4F}{\pi D^2} - p_2 \left(\frac{d_{ш}}{D} \right)^2$	$\Delta p_{ц} = p_1 - p_2 = \frac{4F}{\pi(D^2 - d_{ш}^2)} + p_2 \frac{d_{ш}^2}{D^2 - d_{ш}^2}$
Скорость движения поршня	$V_n = \frac{4Q_1}{\pi D^2}$	$V_n = \frac{4Q_1}{\pi(D^2 - d_{ш}^2)}$
Расход на выходе из гидроцилиндра	$Q_2 = Q_1 \frac{D^2 - d_{ш}^2}{D^2}$	$Q_2 = Q_1 \frac{D^2}{D^2 - d_{ш}^2}$

Формулы, приведенные в этой таблице, получены при допущении о том, что механический и объемный КПД гидроцилиндра равны единице.

Достаточно часто по условию задачи требуется определить:

а) **полезную мощность гидропривода** $N_{вых}$, реализуемую на выходном звене гидродвигателя. Для этого используют следующие формулы:

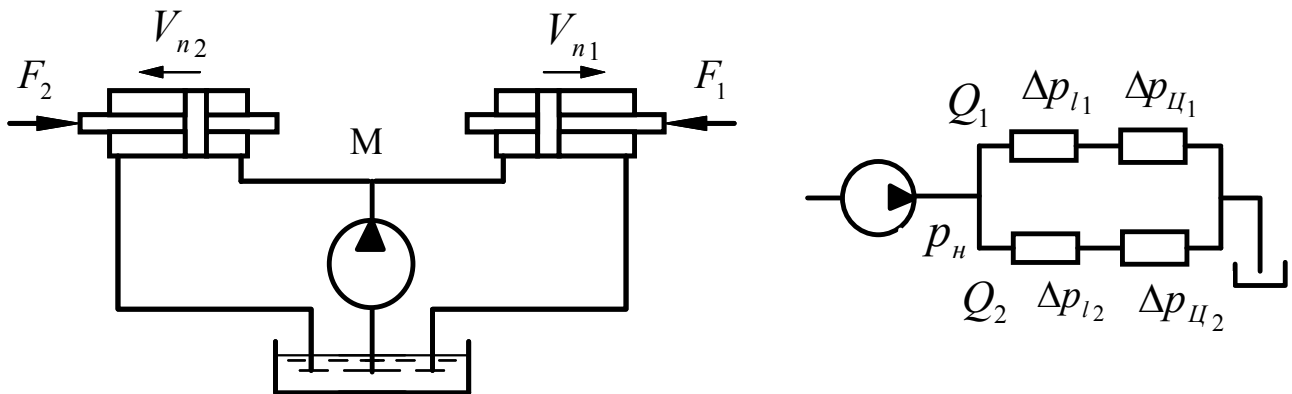
- для гидроцилиндра - $N_{вых} = FV_n$;
- для гидромотора - $N_{вых} = M \pi n_m / 30$;

в) **полезную мощность насоса** - $N_n = \rho g H_n Q_n = p_n Q_n$ - мощность, передаваемая насосом рабочей жидкости, или, зная к.п.д. насоса η_n , его **потребляемую мощность** - $N_{ex} = \rho g H_n Q_n / \eta_n = p_n Q_n / \eta_n$, которая одновременно является и **мощностью, потребляемой гидроприводом**;

г) **к.п.д. гидропривода** - $\eta = N_{вых} / N_{ex}$.

Пример 8. Определить давление на выходе насоса, а также скорости V_{n1} и V_{n2}

поршней гидроцилиндров с двусторонним штоком, эффективные площади которых одинаковы и равны $S_n = 5 \text{ см}^2$. Штоки поршней при движении преодолевают внешние силы $F_1 = 1 \text{ кН}$ и $F_2 = 0.9 \text{ кН}$. При расчете местными гидравлическими сопротивлениями пренебречь, учесть потери на трение, если длина каждой ветви трубопровода от точки М до бака $l = 5 \text{ м}$, диаметр проходного сечения $d = 10 \text{ мм}$, подача насоса $Q = 0.2 \text{ л/с}$. В гидроприводе используется жидкость, у которой вязкость $\nu = 1 \text{ см}^2/\text{с}$, плотность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.



Решение

Воспользуемся рекомендуемой методикой решения (Ж).

Получим эквивалентную схему гидропривода (см. рисунок).

Следует обратить внимание на то, что в исходной принципиальной схеме трубопроводы после гидроцилиндров не соединяются, а в эквивалентной - трубопроводы, исходящие из точки М, рассматриваются как параллельные. Это объясняется тем, что оба трубопровода сливают жидкость в один и тот же бак.

2. На основании эквивалентной схемы записываем систему уравнений для параллельного соединения (12). Эта система уравнений имеет вид:

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 \\ \Delta p_{l1} + \Delta p_{ц1} = \Delta p_{l2} + \Delta p_{ц2} \end{cases}$$

3. Записываем формулы, определяющие величины потерь давления.

Потери в гидроцилиндрах:

$$\Delta p_{ц1} = F_1 / S_n, \quad \Delta p_{ц2} = F_2 / S_n.$$

Для определения потерь давления на трение в трубопроводе вначале необходимо оценить возможный режим течения жидкости в нем. Для этого рассчитаем число Рейнольдса для случая, когда вся подача насоса поступает по одному трубопроводу:

$$Re = \frac{4Q}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 0.2 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 1 \cdot 1} \approx 255 < 2300.$$

Таким образом, в данном случае в трубопроводе возможен только ламинарный режим течения, поэтому потери давления на трение получим в виде:

$$\Delta p_{l_1} = \frac{128 \nu l \rho Q_1}{\pi d^4}, \quad \Delta p_{l_2} = \frac{128 \nu l \rho Q_2}{\pi d^4}.$$

4. Подставив полученные выражения для потерь давления во второе уравнение системы, решаем эту систему уравнений методом подстановки относительно расходов Q_1 и Q_2 .

В результате получим: $Q_1 \approx 45.5 \text{ см}^3/\text{с}$, $Q_2 \approx 154.5 \text{ см}^3/\text{с}$.

Отсюда, $V_{n_1} = Q_1/S_n \approx 9.1 \text{ см}/\text{с}$, а $V_{n_2} = Q_2/S_n \approx 30.9 \text{ см}/\text{с}$.

5. Для определим давление на выходе насоса составим уравнение (10).

При этом воспользуемся следующими допущениями:

- по условию задачи потери на движение жидкости учитываются только в параллельных трубопроводах;
- конечным сечением является открытая поверхность жидкости в баке ($p_2 = 0$);
- изменением геометрических высот пренебрегаем.

Отсюда, уравнение (10) в единицах давления можно представить в виде:

$$p_n = \Delta p_{l_1} + \Delta p_{ц_1}.$$

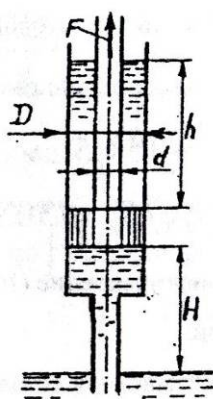
Подставив полученное значение расхода, вычислим $p_n \approx 2.08 \text{ МПа}$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

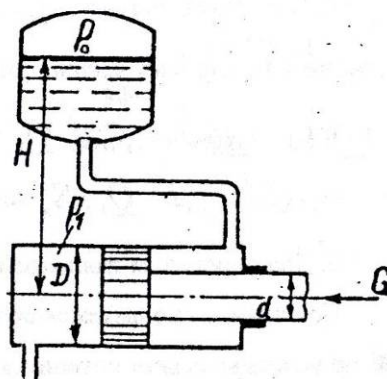
ЗАДАЧИ ПО ГИДРОСТАТИКЕ

Задача 1.1. Определить силу F , необходимую для удержания поршня на высоте H над поверхностью воды в колодце. Над поршнем поднимается столб воды высотой h_1 . Диаметры: поршня D , штока d . Вес поршня и штока принять равным G .

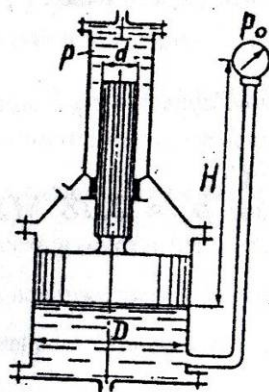
Задача 1.2. Определить давление p_1 жидкости, которую необходимо подвести к гидроцилиндру, чтобы преодолеть усилие, направленное вдоль штока G . Диаметры: цилиндра D , штока d . Давление в баке p_o , высота H . Силу трения не учитывать. Плотность жидкости $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.



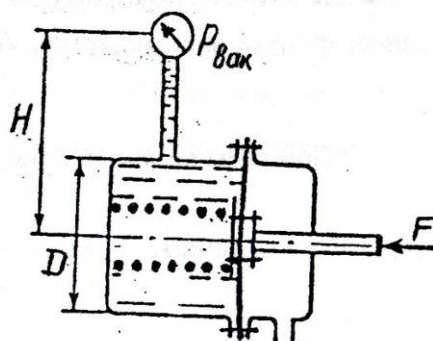
1. 1.



1. 2.



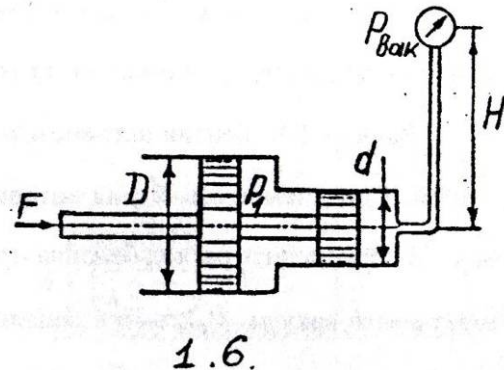
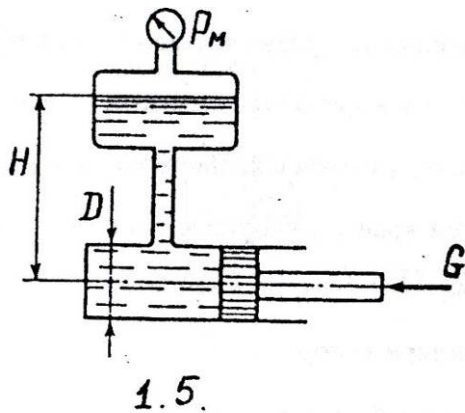
1. 3.



1. 4.

Задача 1.3. Определить давление p в верхнем цилиндре гидропреобразователя (мультипликатора), если показание манометра, присоединенного к нижнему цилиндру, равно p_o ; вес поршней G ; диаметры D и d ; высота установки манометра H ; плотность масла $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Задача 1.4. Определить силу F , действующую на шток гибкой диафрагмы, если ее диаметр D , показание вакуумметра $P_{\text{вак}}$, высота его установки H , установленная в полости со стороны жидкости пружина создает силу G , плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

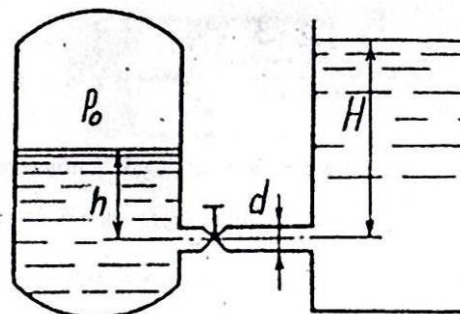
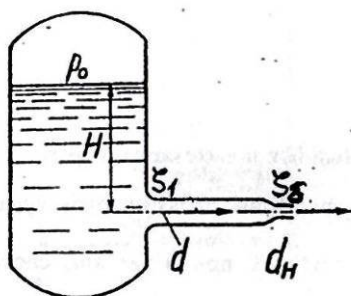


Задача 1.5. Определить показание манометра P_m , если к штоку поршня приложена сила F , его диаметр D , высота H , плотность жидкости $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$.

Задача 1.6. Определить силу F на штоке золотника, если показание вакуумметра $P_{\text{вак}}$, избыточное давление $p_1 = p_o$, высота установки вакуумметра H , диаметры поршней D и d , плотность жидкости $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

ЗАДАЧИ НА УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

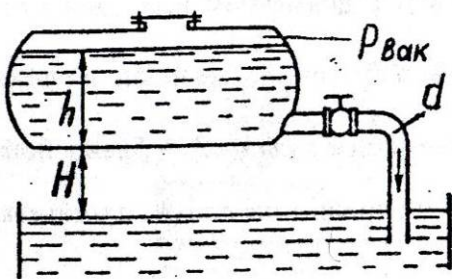
Задача 2.1. Из напорного бака вода вытекает по трубе длиной l с диаметром d и затем попадает в атмосферу через насадок (брандспойт) с диаметром выходного отверстия $d_n = d/\sqrt{2}$. Определить расход воды, если известны избыточное давление воздуха в баке p_o и высота H . Учесть потери при входе в трубу (внезапное сужение), в брандспойте $\zeta_6 = 4$ (отнесено к скорости на выходе из брандспойта) и на трение по длине, принимая режим течения жидкости турбулентным ($\lambda_T = 0,03$).



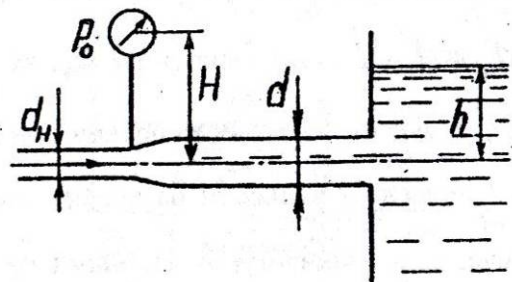
Задача 2.2. Вода перетекает из напорного бака в открытый резервуар по трубе длиной l и диаметром d , на которой установлен кран с коэффициентом сопротивления $\zeta_{кр} = 5$. При каком избыточном давлении воздуха в напорном баке величина перетекающего расхода воды примет значение Q ? При решении учесть значения высот уровней H и h , потери напора на входе в трубу (внезапное сужение), на выходе из трубы (внезапное расширение) и на трение по длине, принимая режим течения жидкости в трубе турбулентным ($\lambda_T = 0,025$).

Задача 2.3. Бензин плотностью $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$ сливается из цистерны в бак по трубе длиной l и диаметром d , на которой установлен кран с коэффициентом сопротивления $\zeta_{кр} = 3$. Определить расход бензина при известных H и h , если в верхней части цистерны имеет место вакуум $P_{вак}$. При решении учесть потери напора на входе в трубу (внезапное сужение), на поворот русла ($\zeta_k = 0,5$), на выходе из трубы (внезапное расширение) и на трение по длине, приняв режим течения жидкости в трубе турбулентным ($\lambda_T = 0,02$).

Задача 2.4. Определить расход воды, поступающей по трубе диаметром $d_n = d/\sqrt{2}$ через плавное расширение (диффузор) и далее по трубе длиной l и диаметром d в бак. Решить задачу при заданных: коэффициенте сопротивления диффузора $\zeta_d = 0,2$ (отнесен к средней скорости жидкости в сечении трубы диаметром d_n); показании манометра P_o ; высотах h и H . Также учесть потери на внезапное расширение и потери на трение, считая режим течения жидкости турбулентным ($\lambda_T = 0,035$).



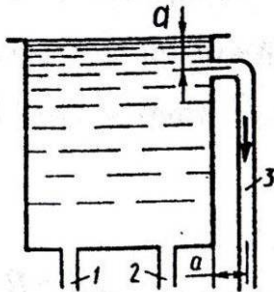
2.3.



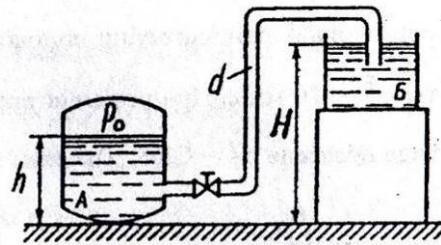
2.4.

Задача 2.5. Вода по трубе 1 подается в открытый бак и вытекает по трубе 2. Во избежание переливания воды через край бака устроена вертикальная сливная труба 3 длиной l и диаметром d . Определить минимальный диаметр трубы 3, при известном соотношении

$l/d = 100$, из условия, чтобы при $Q_1 = Q$ и перекрытой трубе 2 ($Q_2 = 0$) вода не переливалась через край бака. При расчете величиной a пренебречь ($a = 0$), режим течения считать турбулентным, учитывая потери на входе в трубу (внезапное сужение), в колене ($\zeta_k = 0,5$) и на трение по длине трубы ($\lambda_T = 0,03$).



2. 5.

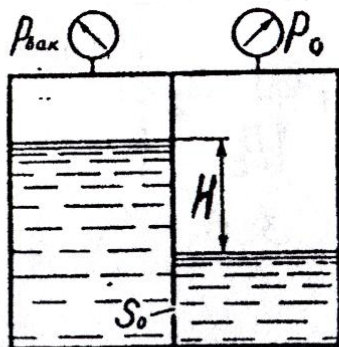


2. 6.

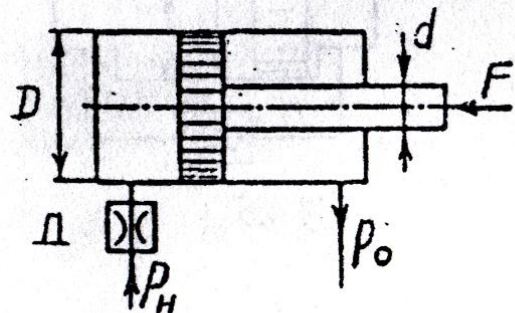
Задача 2.6. Вода перетекает из бака А в резервуар Б по трубе диаметром d и длиной l . Определить расход воды Q , если избыточное давление в баке p_0 ; высоты уровней h и H . Режим течения считать турбулентным. Учесть потери: на входе в трубу (внезапное сужение), на выходе из трубы (внезапное расширение), в вентиле ($\zeta_v = 4$), в коленах (для каждого $\zeta_k = 0,2$), на трение по длине ($\lambda_T = 0,025$).

ЗАДАЧИ НА ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ

Задача 3.1. Определить направление истечения воды через отверстие площадью S_o и расход, если разность уровней H , показание вакуумметра $p_{\text{вак}}$, показание манометра p_o , коэффициент расхода $\mu = 0.62$.



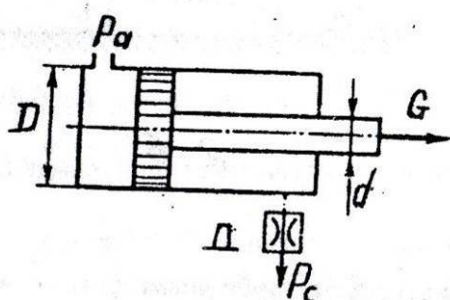
3. 1.



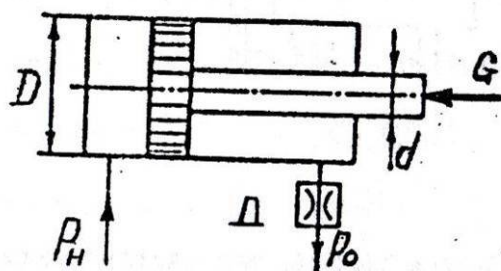
3. 2.

Задача 3.2. Определить значение силы F , преодолеваемой штоком гидроцилиндра при движении его против нагрузки со скоростью $V = 20$ мм/с. Давление на входе в дроссель $p_n = 10 \cdot p_o$; давление на сливе p_o ; коэффициент расхода дросселя $\mu = 0.62$; площадь отверстия дросселя S_o ; диаметры поршня D , штока d ; плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³.

Задача 3.3. Определить площадь отверстия дросселя D , установленного на сливе из гидроцилиндра, при движении поршня под действием заданной нагрузки G вправо со скоростью $V = 20$ мм/с. При решении принять: диаметры поршня D , штока d , коэффициент расхода дросселя $\mu = 0.65$, давление на сливе $p_c = 0.1 \cdot p_o$.

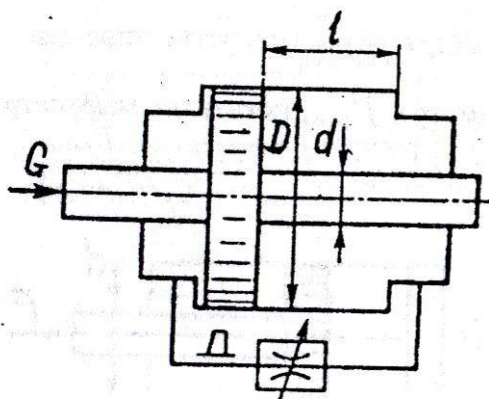


3. 3

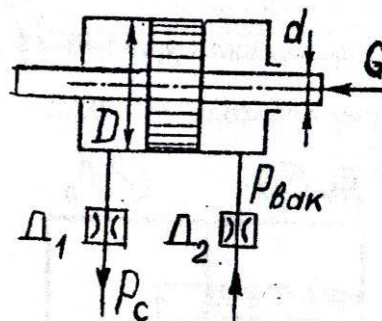


3. 4.

Задача 3.4. Определить скорость поршня гидроцилиндра при движении против заданной нагрузки G , если давление на входе в гидроцилиндр $p_n = 10 \cdot p_o$, давление на сливе p_o . При решении принять: коэффициент расхода дросселя $\mu = 0.62$, площадь отверстия в дросселе S_o , плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³, диаметры: цилиндра D , штока d .



3. 5.



3. 6.

Задача 3.5. Правая и левая полости цилиндра гидротормоза, имеющего поршень диаметром D со штоком d , сообщаются между собой через дроссель D с площадью проход-

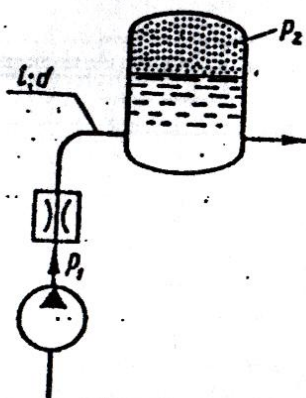
ного сечения S_o и коэффициентом расхода $\mu = 0,65$. Определить время, за которое поршень переместится на величину хода $l = 100$ мм под действием силы G , плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³.

Задача 3.6. Определить скорость движения поршня под действием силы G на штоке, если диаметр поршня D , диаметр штока d , площадь проходного сечения дросселя S_o , его коэффициент расхода $\mu = 0,75$, избыточное давление слива $p_c = 0,1 \cdot p_o$, разрежение в правой полости гидроцилиндра $p_{вск}$, плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³.

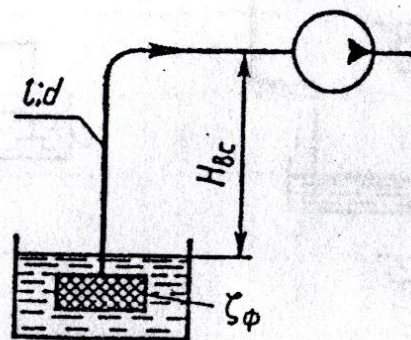
ЗАДАЧИ НА РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Задача 4.1. Определить давление p_n на выходе насоса, который при подаче масла $Q_n = 0,1Q$ через трубопровод длиной l и диаметром $d_T = d/2$ обеспечивает давление воздуха в гидропневмоаккумуляторе $p = 10p_o$, если коэффициент сопротивления гидродросселя $\zeta = 100$ (отнесено к скорости в трубопроводе d_T). Свойства масла: $\rho = 900$ кг/м³, $\nu = 0,5$ см²/с.

Задача 4.2. Определить предельную высоту всасывания масла насосом при его подаче $Q_n = 0,1Q$ из условия бескавитационной работы насоса (давление на входе в насос должно быть $p \geq 30$ кПа). При решении принять: размеры трубопровода - длина l , диаметр d ; свойства масла - плотность $\rho = 900$ кг/м³, вязкость $\nu = 2$ см²/с; атмосферное давление соответствует 750 мм рт.ст.; сопротивлением входного фильтра пренебречь.



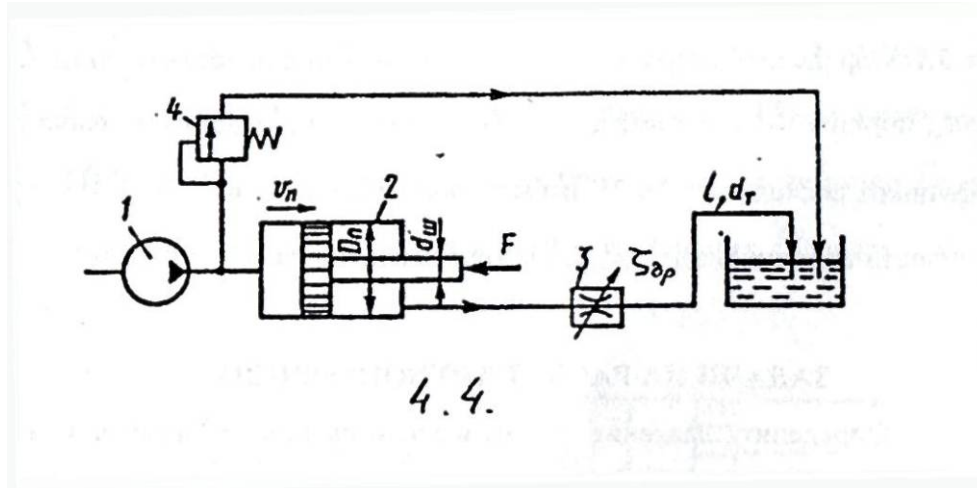
4.1.



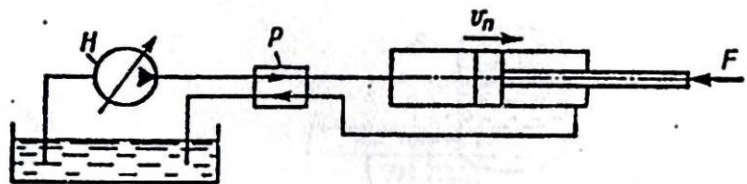
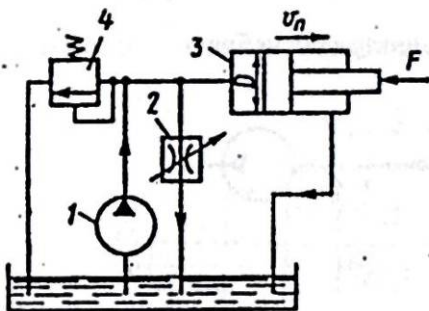
4.2 и 4.3.

Задача 4.3. Определить максимальный расход бензина Q_n во всасывающем трубопроводе насоса из условия отсутствия на входе насоса кавитации, если высота всасывания

$H_{\text{вс}} = H$, размеры трубопровода - длина l , диаметр d ; свойства бензина - плотность $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$, давление насыщенных паров $p_{\text{н.п.}} = 40 \text{ кПа}$; атмосферное давление соответствует 750 мм рт.ст. Принять режим течения турбулентным: коэффициент потерь на трение $\lambda_T = 0.03$, коэффициент сопротивления приемного фильтра $\zeta_{\phi} = 2$.



Задача 4.4. Определить каким должно быть давление на выходе насоса 1, обеспечивающее движение поршня гидроцилиндра 2 (диаметр поршня D , диаметр штока d) против внешней нагрузки $F = G$ со скоростью $V_n = 0.1 \text{ м/с}$, если в технически гладком трубопроводе (длина l , диаметр $d_T = 10 \text{ мм}$), по которому рабочая жидкость (плотность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, вязкость $\nu = 0.5 \text{ см}^2/\text{с}$), вытесняемая из гидроцилиндра, сливается в бак, установлен регулируемый гидродроссель 3 с коэффициентом сопротивления $\zeta_{\phi} = 10$. Потерями в других трубопроводах и местных сопротивлениях пренебречь.



Задача 4.5. Определить давление на выходе насоса 1 и скорость движения поршня гидроцилиндра 3 (диаметр поршня D) против внешней нагрузки $F = G$, если регулируемый гидродроссель 2 (коэффициент расхода $\mu_{\phi} = 0.62$) имеет площадь проходного се-

чения $S_{op} = S_o$. При решении учесть потери на движение рабочей жидкости (плотность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, вязкость $\nu = 0.5 \text{ см}^2/\text{с}$) в технически гладком трубопроводе (длина l , диаметр $d_T = 10 \text{ мм}$) от насоса до точки M , приняв подачу насоса $Q_n = 0.1Q$.

Задача 4.6. Определить давление, создаваемое насосом, и его подачу, если шток гидроцилиндра (диаметр поршня D , диаметр штока d) преодолевает внешнюю нагрузку $F = G$ со скоростью $V_n = 0.1 \text{ м/с}$. При решении учесть потери на движение рабочей жидкости (плотность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, вязкость $\nu = 1 \text{ см}^2/\text{с}$) в технически гладком трубопроводе (длины от насоса до гидроцилиндра и от гидроцилиндра до гидробака равны l , диаметр $d_T = 14 \text{ мм}$) и в гидрораспределителе, каждый канал которого по сопротивлению эквивалентен длине трубопровода $l_g = 100d_T$.

ВАРИАНТЫ ДАННЫХ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

	Значения величин									
Вариант	H м	h м	D мм	d мм	l м	S_o мм ²	p_o МПа	$p_{вак}$ кПа	G кН	Q л/с
А	2	1	100	25	2.5	5	0.3	10	1	4
Б	3	0.5	80	32	3.2	6	0.4	20	2	5
В	4	0.6	120	32	6.4	6	0.4	30	2	6
Г	5	0.7	120	40	4	8	0.5	40	3.5	8
Д	6	1	140	25	5	7	0.4	50	4	7
Е	2	1.3	80	20	2	4	0.3	10	1.5	4
Ж	3	1.5	100	20	4	4	0.3	20	1.5	5
З	4	1.4	120	25	7.5	5	0.5	30	2.5	6
И	5	1.1	140	40	8	8	0.4	40	4	7
К	6	1.2	140	32	8.6	7	0.5	40	5	8
Л	3	0.8	100	32	12.8	5	0.4	20	2.5	5
М	4	0.9	80	25	10	6	0.6	30	3	6

Рекомендуемая литература

Башта Т.М. и др. "Гидравлика, гидромашины, гидроприводы", М., Машиностроение, 1982г., 423с.

Некрасов Б. Б., Беленков Ю.А. "Насосы, гидроприводы и гидropередачи", М., МАМИ, 1978г., 126с.

Бурдун Г.Д. Справочник по международной системе единиц. Стандарты. М., 1977г., 216с.

"Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам", Я.М. Вильнер и др., под редакцией Б.Б. Некрасова, Минск, "Вышэйшая школа", 1985 г.;

"Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам", Б.Б. Некрасов и др., Москва, "Высшая школа", 1989 г.;

"Сборник задач по машиностроительной гидравлике", И.И. Куколевский и др., Москва, "Машиностроение", 1972 г.

Александр Владимирович Лепешкин

Александр Александрович Михайлин

Северьян Джумберович Пхакадзе

Под редакцией профессора Беленкова Юрия Александровича

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ. Учебное пособие по выполнению контрольных заданий по дисциплине «Гидравлика и гидропневмопривод» для студентов заочной формы обучения по специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение».

Лицензия ЛР № 021209 от 17 апреля 1997 г.

Подписано в печать	Заказ № 262-98	Тираж	60
Усл. п. л.	2,0	Уч.-изд. л.	2,1
Бумага типографская	Формат 60х90/16		

МГТУ «МАМИ», 105839, Москва, Б. Семеновская ул., 38