

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
**«Чувашская государственная сельскохозяйственная академия»**  
**(ФГБОУ ВО Чувашская ГСХА)**

Кафедра «Транспортно – технологические машины и комплексы»

Гордеев А.А.

Учебно-методические пособия для выполнения расчётно-графической  
работы по дисциплине «Гидравлика и гидропневмопривод»

Чебоксары 2019

**УДК 621.2**  
**ББК 30.123**

**Рецензенты:**

к.т.н., доцент кафедры ТТМиК Павлов В.С.

к.т.н., доцент кафедры машиноведения ФГБОУ ВО «Чувашский государственный педагогический университет им. И.Я. Яковлева»,

к.т.н., доцент Тончева Н.Н

Гидравлика: учебно-методическое пособие / составитель А.А.

Гордеев. – Чебоксары: ФГБОУ ВО Чувашская ГСХА, 2019.– 31с.

Рекомендовано к изданию по решению учебно-методического совета ФГБОУ ВО ЧГСХА протокол № от мая г.

Учебно-методическое пособие представляет собой учебное пособие для выполнения расчётно-графической работы по дисциплине «Гидравлика и гидропневмопривод» для студентов высших учебных заведений.

Приведены методические указания для выполнения расчётно-графической работы по способам измерения гидростатического давления, использованию гидростатического давления в механизмах, силы гидростатического давления на плоскую поверхность, гидравлического расчета коротких трубопроводов, а также истечение жидкости через отверстия и насадки. Представлены информационно-справочный материал и перечень рекомендуемой литературы.

**УДК 621.2**  
**ББК 30.123**

© Гордеев А.А.  
© ФГБОУ ВО Чувашская государственная  
сельскохозяйственная академия

## ВВЕДЕНИЕ

Целью учебного пособия является закрепление студентами материала лекционного курса, развитие навыков самостоятельной работы.

Гидравлика (техническая механика жидкости) является одной из технических наук, составляющих фундамент инженерных знаний. Практическое значение гидравлики возрастает в связи с потребностями современной техники в создании высокопроизводительных средств механизации и автоматизации на основе гидропривода, в решении вопросов проектирования разнообразных гидротехнических сооружений.

Гидравлика как самостоятельная наука, возникла лишь в XVIII в. Ее основоположниками были академики Российской Академии наук М.В.Ломоносов (1711 – 1765), Л.Эйлер (1707 – 1783) и Д.Бернулли (1700 – 1782). М.В.Ломоносов впервые сформулировал закон сохранения вещества и энергии, а также выполнил ряд работ по прикладным вопросам механики жидкости. Л.Эйлер – основоположник классической гидромеханики, а Д.Бернулли – основоположник инженерной гидравлики. Так как лекционный курс не всегда опережает практические занятия и часть материала передана студентам для самостоятельного изучения, то в каждом разделе кратко излагается теоретический материал.

Список литературы, рекомендуемой для успешного усвоения изучаемого материала, приведен в конце пособия.

## ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Приступив к проработке темы, необходимо вначале уяснить по программе и методическим указаниям круг рассматриваемых вопросов. Затем изучить материал темы по рекомендуемой литературе, выделить главные вопросы, основные положения законспектировать, самостоятельно вывести основные уравнения, дать ответы на вопросы для самопроверки, приведенные в методических указаниях. После этого решить задачи расчётно-графической работы, относящиеся к данной теме.

По изучаемой дисциплине студент должен выполнить расчётно-графическую работу. Номера задач расчётно-графической работы устанавливаются по двум последним цифрам номера зачетной книжки (шифра) студента с помощью нижеприведенных таблиц на пересечении соответствующих этим цифрам строк по горизонтали и колонок по вертикали.

Условие каждой задачи должно быть записано полностью. Решения задач нужно кратко пояснять. Рисунки и схемы выполняются четко и аккуратно, чертежи и графики — в удобных для чтения

масштабах. Эмпирические формулы, величины коэффициентов и другие справочные данные, используемые в расчетах, должны сопровождаться ссылками (однократно) на литературные источники. Числовые значения величин располагаются в порядке написания их обозначений в формуле. Все измерения и вычисления необходимо выполнять в Международной системе единиц (СИ). При подстановке величин в формулы нужно следить за соблюдением размерностей. Единицы измерения употребляемых и получаемых в расчетах физических величин должны быть обязательно указаны.

При необходимости многократного выполнения однотипных расчетов показывается в полном объеме только один пример расчета, а результаты остальных сводятся в таблицы. При этом в тексте нужно дать пояснения к составлению таблицы и выводы по полученным результатам.

В межсессионный период организовано проводятся консультации по изучению дисциплины и выполнению расчётно-графических работ. Каждую расчётно-графическую работу студент защищает на устном собеседовании в установленном порядке.

## 1. ГИДРОСТАТИКА

При действии на жидкость силы тяжести основное уравнение гидростатики имеет вид:

$$p_2 = p_1 + \rho g H, \quad (1.1)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  - давления в точках 1 и 2;

$H$  - глубина погружения точки 2 относительно точки 1;

$\rho$  - плотность жидкости;  $g$  - ускорение силы тяжести.

$$\rho g = \gamma, \quad (1.2)$$

где  $\gamma$  - удельный вес жидкости.

Сила давления на поршень равна

$$F = p \frac{\pi D^2}{4}; \quad F = p \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (1.3)$$

где  $p$  - избыточное давление,  $D$  и  $d$  – диаметры поршня и штока.

При действии гидростатического давления сила давления на

поршень 
$$F = \gamma H \frac{\pi D^2}{4} = \rho g H \frac{\pi D^2}{4}, \quad (1.4)$$

где  $H$  - высота столба жидкости.

Для определения абсолютного давления над свободной поверхностью жидкости, показания пьезометра, разности давлений в резервуарах и т.п. составляют уравнения равновесия жидкости относительно точки подсоединения пьезометра, плоскости раздела двух жидкостей

$$p_1 + \rho_1 g H_1 = p_2 + \rho_2 g H_2. \quad (1.5)$$

Сила гидростатического давления на плоскую поверхность

$$F = p_{\text{ц}} \omega = (p_0 + \rho_0 g h_{\text{ц}}) \cdot \omega, \quad (1.6)$$

где  $p_{\text{ц}}$  - давление в центре тяжести смоченной части площади поверхности,

$p_0$  - давление на свободной поверхности жидкости,

$h_{\text{ц}}$  - глубина погружения смоченной части площади поверхности,

$\omega$  - площадь смоченной части плоской поверхности.

Сила избыточного гидростатического давления

$$F = [(p_0 - p_a) + \rho g h_{\text{ц}}] \omega = (F_M + \rho g h_{\text{ц}}) \omega. \quad (1.7)$$

При  $p_0 = p_a$   $F = \rho g h_{\text{ц}} \cdot \omega$

(1.8)

где  $p_a$  и  $p_m$  - атмосферное и манометрическое давление газа.

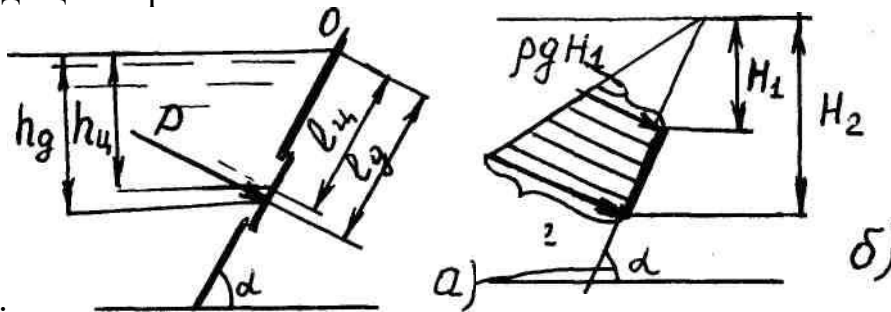
Сила избыточного гидростатического давления приложена в центре давления, координата которой определяется по формуле:

$$l_g = l_{\text{ц}} + \frac{J_0}{l_{\text{ц}} \cdot \omega},$$

где  $l_{\text{ц}}$  - координата центра тяжести поверхности фигуры,

$J_0$  - момент инерции фигуры относительно горизонтальной оси,

проходящей через



центр.

Рисунок 1.1. Расчетная схема (а) и эпюра (б) гидростатического давления.

Для прямоугольника  $J_0 = \frac{bH^3}{12}$ , круга  $J_0 = \frac{\pi d^4}{64}$

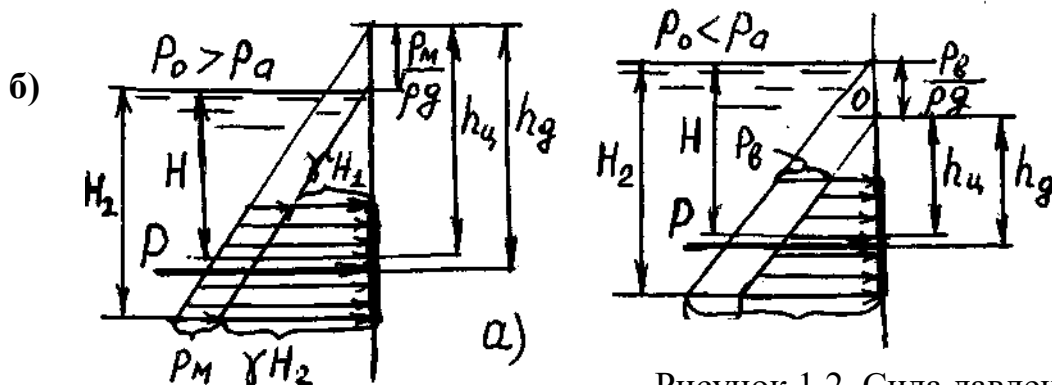


Рисунок 1.2. Сила давления  $F$  и эпюра давления при избыточном давлении и разрежении (б) в сосуде. При избыточном давлении точка  $O$  сместится вверх на величину

$$\frac{p_b}{\rho g} = \frac{p_a - p_0}{\rho g}, \quad (\text{рис.1.2,а}),$$

а при разрежении (вакууме) точка О сместится от линии поверхности жидкости на величину

$$\frac{P_e}{\rho g} = \frac{P_a - P_0}{\rho g}, \quad (\text{рис.1.2,6})$$

где  $-p_a = 0,1$  МПа.

Силу гидростатического давления на криволинейную поверхность определяют по формуле

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}, \quad (1.10)$$

где  $F_x, F_y, F_z$  - составляющие силы избыточного давления по соответствующим координатным осям.

В случае цилиндрической криволинейной поверхности

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}.$$

Горизонтальная составляющая избыточного давления  $F_x$  равна силе давления на вертикальную проекцию криволинейной поверхности

$$F_x = (p_m + \rho g h_{\text{ц}}) \omega_z; \quad F_x = \rho g h_{\text{ц}} \cdot \omega_z, \quad (1.12)$$

где  $\omega_z$  площадь вертикальной проекции криволинейной поверхности.

$$F_x = \gamma V_{\text{т.г}} = \rho g V_{\text{т.г}} = \rho g W_{\text{т.г}} \cdot b \quad (1.13)$$

Вертикальная составляющая  $F_z$  равна весу жидкости в объеме тела давления. Тело давления расположено между вертикальными плоскостями, проходящими через крайние образующие цилиндрической поверхности, самой цилиндрической поверхностью и свободной поверхностью жидкости или ее продолжением.

Направление силы

$$\text{tg } \varphi = \frac{F_z}{F_x} \quad (1.14)$$

Сила  $F_x$  приложена в центре давления

$$h_g = h_{z(\omega_z)} + \frac{J_{0(\omega_z)}}{h_{\text{ц}(\omega_z)} \cdot \omega_z} \quad (1.15)$$

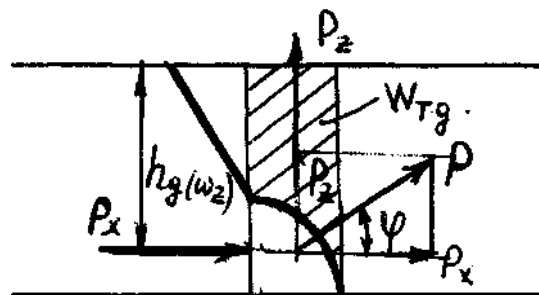


Рис.1.3. Схема действия сил на цилиндрическую поверхность. Сила  $F_z$  приложена в центре тяжести тела давления  $V|_{\text{т.г}}$ .

## 2. ГИДРОДИНАМИКА

Уравнение неразрывности потока имеет вид

$$v_1\omega_1 = v_2\omega_2 = \dots = v_n\omega_n = Q = \text{const}, \quad (2.1)$$

где  $v_1$  и  $v_2$  - средние скорости в сечениях потока,  
 $\omega_1$  и  $\omega_2$  - соответствующие площади живых сечений,  
 $Q$  - расход жидкости.

Существует два режима движения: ламинарный и турбулентный. Режим движения жидкости определяется числом Рейнольдса  $R_\ell$ , который равен для напорных потоков в круглых трубах :

$$R_\ell = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (2.2)$$

где  $\nu$  - кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Для напорных потоков в руслах некруглого сечения и безнапорных потоков.

$$R_{\ell R} = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (2.3)$$

где  $R = \frac{\omega}{\chi}$  - гидравлический радиус,  $\chi$  - смоченный периметр.

Критическое число Рейнольдса

$$R_{\ell_{кр}} = 2320 \quad R_{\ell_{кр}} = 580$$

При  $R_\ell > R_{\ell_{кр}}$  - турбулентный режим,

$R_\ell < R_{\ell_{кр}}$  - ламинарный режим.

При установившемся, планоизменяющемся движении потока реальной жидкости уравнение Бернулли для двух сечений имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_{\text{ном}_{1-2}}, \quad (2.4)$$

где  $z_1$  и  $z_2$  - геометрические высоты сечений 1 и 2 относительно плоскости сравнения,

$p_1$  и  $p_2$ ,  $v_1$  и  $v_2$  - давления и скорости в сечениях 1 и 2,

$\alpha$  - коэффициент кинетической энергии.

Для турбулентного режима  $\alpha = 1,0 - 1,1$ , для ламинарного  $\alpha = 2$ .

$h_{\text{ном}_{1-2}}$  - потери удельной энергии потока (напора) на преодоление сил сопротивления движению потока.

Потери бывают по длине и местные.

$$h_{gn} = \lambda \frac{\ell v^2}{d 2g}, \quad (2.5)$$

где  $\lambda$  - гидравлический коэффициент трения (коэффициент Дарси).

$$\lambda = f\left(R_\ell, \frac{\Delta}{d}\right) \quad (2.6)$$

1. Для ламинарного режима  $R_\ell < 2320$ .

$$\lambda = \frac{64}{R_\ell} \quad (2.7)$$

Для турбулентного режима

2. Область "гидравлически гладких" труб

$$2320 > R_\ell < 10 \frac{d}{\Delta} \quad \lambda = \frac{0,3164}{R_\ell^{0,25}} \quad (2.8)$$

3. Переходная область

$$10 \frac{d}{\Delta} < R_\ell < 560 \frac{d}{\Delta} \quad \lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} + \frac{68}{R_\ell} \right)^{0,25} \quad (2.9)$$

4. Квадратичная область гидравлических сопротивлений (область "гидравлически шероховатых" труб)

$$R_\ell > 560 \frac{d}{\Delta} \quad \lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad (2.10)$$

Для ламинарного режима потери по длине

$$h_{\text{дл}} = \frac{64 \cdot \ell \cdot \nu^2}{R_\ell \cdot d \cdot 2g} = \frac{64\nu \cdot \ell \nu^2}{\nu \cdot d \cdot d \cdot 2g} = \frac{32\nu\ell\nu}{d^2 g} \quad (2.11)$$

$$\text{Местные } h_M = \xi \frac{\nu^2}{2g}, \quad (2.12)$$

где  $\nu$  - скорость за местным сопротивлением,

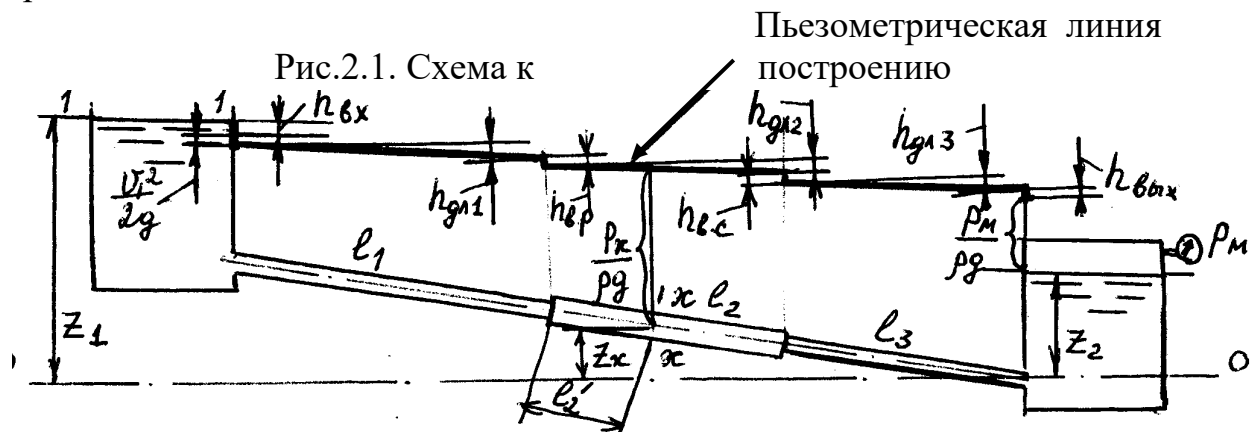
$\xi$  - коэффициент потерь местных сопротивлений.

Для входа в трубу  $\xi_{\text{вх}} = 0,5$ , для выхода из трубы под уровень жидкости  $\xi_{\text{вых}} = 1,0$ .

При наличии потерь по длине и местных суммарные потери

$$\text{равны } h_{\text{сум}} = h_{\text{дл}} + \sum h_M = \left( \lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right) \frac{\nu^2}{2g} = \xi_{\text{сум}} \frac{\nu^2}{2g} \quad (2.13)$$

Для построения пьезометрической линии находим зависимость, по которой можно определить величину пьезометрического напора в любом сечении трубопроводов. Для этого составим уравнения Бернулли для сечения 1-1 и любого сечения трубопровода x-x относительно плоскости сравнения 0-0





пьезометрической линии.

$$z_1 + 0 + 0 = z_x + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_{ном1-x} \quad (2.14)$$

$$h_{ном1-x} = h_{ex} + h_{дл1} + h_{в.р} + h_{дл1'}, \quad (2.15)$$

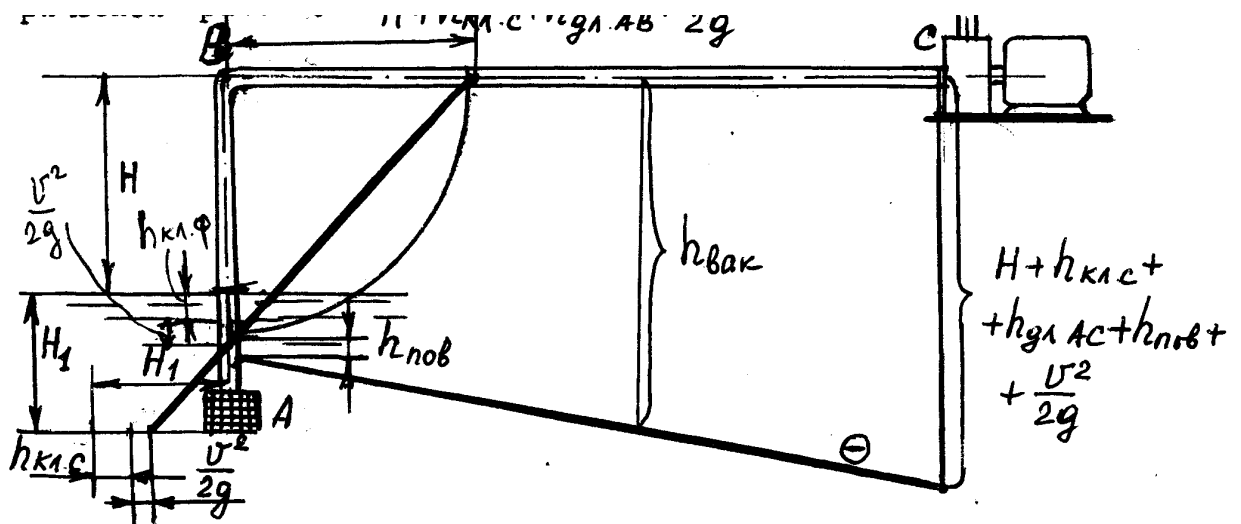
где  $h_{ex} = \xi_{ex} \frac{v_1^2}{2g}$  - потери на входе в трубопровод;

$h_{дл1} = \lambda \frac{\ell_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g}$  - потери по длине трубопровода;

$h_{в.р} = \xi_{в.р} \frac{v^2}{2g}$  - потери на внезапное расширение;

$h_{дл2} = \lambda \frac{\ell_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g}$  - потери по длине трубопровода  $\ell_2$  до сечения x-x.

Для всасывающего трубопровода насоса линия будет вакуумметрической (рис. 2.2)



$$H + h_{кв.с} + h_{дл.с-дл.ав} + \frac{v^2}{2g}$$

Рис.2.2. К построению вакуумметрической линии.

### 3. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ

При истечении из малого отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре скорость и расход жидкости определяются по формулам:

$$v = \varphi \sqrt{2g \left( H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right)} \quad (3.1)$$

$$Q = \mu \omega \sqrt{2g \left( H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right)}, \quad (3.2)$$

где  $\mu$  и  $\varphi$  - коэффициенты расхода и скорости, значения которые берутся из таблиц,

$\omega$  - площадь отверстия,

$H$  - геометрический напор над Центром тяжести отверстия,

$p_1$  - давление на свободной поверхности жидкости,

$p_2$  - давление в среде, в которую происходит истечение напора.

Время опорожнения резервуара с напора  $H_1$  до напора  $H_2$  делается по формуле:

$$t = \frac{2\Omega(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu\omega\sqrt{2g}}, \quad (3.3)$$

где  $\Omega$  - площадь поперечного сечения резервуара.

В случае истечения жидкости по длинному трубопроводу решение уравнений Бернулли и неразрывности потока дает

$$Q = \frac{\omega}{\sqrt{1 + \xi_{\text{ex}} + \lambda \frac{\ell}{d}}} \sqrt{2gH} \quad (3.4)$$

Время полного опорожнения цистерны длиной  $\ell$  и диаметром  $D$

$$t = \frac{4\ell D\sqrt{D}}{3\mu\omega\sqrt{2g}} \quad (3.5)$$

#### 4. РАСЧЕТЫ ДЛИННЫХ ТРУБОПРОВОДОВ И ВОДОПРОВОДНЫХ СЕТЕЙ

Потери напора в длинных трубопроводах определяется по зависимостям

$$h = A\ell Q^2 = S_0\ell Q^2 \quad (4.1)$$

$$h = \frac{Q^2}{K^2} \ell \quad (4.2)$$

$$h = J\ell, \quad (4.3)$$

где  $A = S_0 = \frac{8\lambda}{\pi^2 g d^5}$  - удельное сопротивление трубы,

$K$  - расходная характеристика трубопровода,

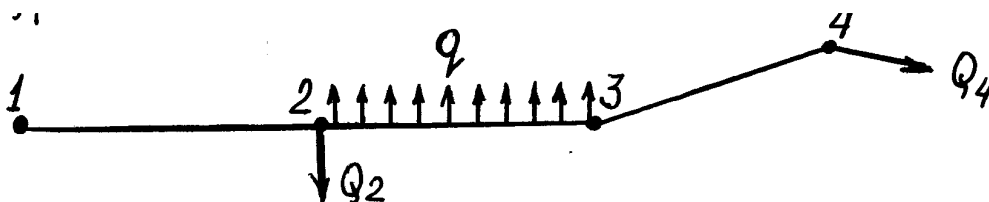
$J$  - гидравлический уклон,

$A$  и  $K$  берутся из таблиц.

Диаметр трубопровода определяется исходя из экономической скорости

трубопровода:  $v, d = 1,13 \sqrt{\frac{Q_p}{v_s}} \quad (4.4)$

где  $Q_p$  - расчетный расход трубопровода для данного участка



4.1. Схема к определению расчетных расходов.

Расчетные расходы равны (рис.4.1)

$$\left. \begin{aligned} Q_{p\ 3-4} &= Q_4 \\ Q_{p\ 2-3} &= Q_4 + 0,55 Q_{\text{пут}} \\ Q_{p\ 1-2} &= Q_4 + Q_{\text{пут}} + Q_2 \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

где  $Q_{\text{пут}} = q \cdot \ell_{2-3}$  - путевой расход с непрерывной раздачей воды,  
 $q$  - удельный путевой расход на 1 м длины трубопровода.

Диктующая точка определяется сравнением наиболее удаленных точек  $(z_3 + h_{2-3})$  и  $(z_4 + h_{2-4})$ .

Точка, имеющая большую сумму  $(z + h)$  является диктующей. Высоту водонапорной башни определяют (когда точка 4 диктующая)

$$H_B = z_4 + h_{2-4} + h_{1-2} + H_{\text{св}} - z_1 \quad (4.6)$$

где  $z_1, z_2$  - геометрические высоты,

$h_{1-2}, h_{2-4}$  - потери по участкам,

$H_{\text{св}}$  - свободный напор в конце водопроводной сети.

## 5. АКТИВНОЕ И РЕАКТИВНОЕ ДЕЙСТВИЕ СТРУИ НА ТВЕРДОЕ ТЕЛО

Силы активного действия струи на лопатки активной турбины и реактивного действия на реактивную турбину при угле воздействия  $90^\circ$  равны:

$$p = R = \rho \omega v_{\text{стр}}(v_{\text{стр}} - v_{\text{тур}}), \quad (5.1)$$

где  $\omega$  - сечение сопла;

$v_{\text{стр}}$  - скорость истечения струи из сопла,  $v_{\text{тур}} = \frac{\pi D n}{60}$  - окружная скорость турбины.

$$v_{\text{стр}} = \varphi \sqrt{2g \frac{p}{\rho g}} = \varphi \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}}, \quad (5.2)$$

где  $p$  - давление жидкости до сопла.

## 6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В ТРУБАХ

Прямой гидравлический удар возникает тогда, когда время закрытия задвижки  $t_3$  меньше фазы удара  $T$

$$T = \frac{2\ell}{c}, \quad (6.1)$$

где  $\ell$  - длина трубопровода;

$c$  - скорость распространения ударной волны в трубопроводе.

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_{\text{ж}} \cdot d}{E_{\text{тр}} \cdot \delta}}}, \quad (6.2)$$

где  $E_{\text{ж}}$  и  $E_{\text{тр}}$  - модуль упругости жидкости и материала стенки трубопровода,

$d$  и  $\delta$  - диаметр и толщина стенок трубы.

Для воды  $\sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho}} = 1425 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Отношение  $\frac{E_{жс}}{E_{мп}} = 0,01$  при движении воды по стальной трубе.

При движении воды по чугунному трубопроводу  $\frac{E_{жс}}{E_{мп}} = 0,02$

При  $t < T$  повышение давления равно  $\Delta p = \rho c v_0$  (6.3)

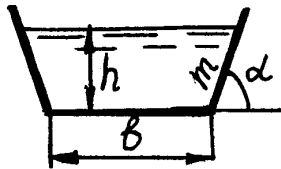
где  $v_0$  - скорость движения воды в трубопроводе до закрытия задвижки.

При непрямом ударе  $t_3 > T$  и

$$\Delta p = \frac{2\rho v_0 \ell}{t_3} \quad (6.4)$$

## 7. РАВНОМЕРНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В КАНАЛАХ

В каналах трапециoidalного поперечного сечения средняя скорость определяется по формуле



$$\text{Шези} \quad v = \sqrt{Ri} \quad (7.1)$$

$$\text{расход} \quad Q = \omega C \sqrt{Ri}, \quad (7.2)$$

где  $C$  - коэффициент Шези.

Рис.7.1.  $R = \frac{\omega}{\chi}$  - гидравлический радиус,  $i$  - уклон дна канала.

$$C = \frac{1}{n} R^y, \quad (7.3)$$

где  $n$  - коэффициент шероховатости,  
 $y$  - показатель степени.

$$\text{по Агорскину} \quad y = 2,5\sqrt{n} - 0,13 - 0,75\sqrt{R(\sqrt{n} - 0,10)} \quad (7.4)$$

$$\text{по Манингу} \quad y = \frac{1}{6}$$

площадь живого сечения

$$\omega = (b + mh) \cdot h \quad (7.5)$$

смоченный периметр

$$\chi = b + 2h\sqrt{1 + m^2}, \quad (7.6)$$

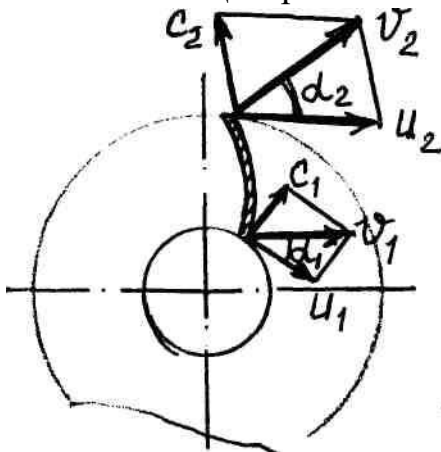
где  $b$  - ширина русла по дну,  $h$  - глубина потока;

$m = \text{ctg} \alpha$  - заложение откосов.

Скорость воды в каналах должна быть больше заливающей меньше размывающей скоростей.

## 8. НАСОСЫ

### 8.1. Центробежные насосы.



Основное уравнение теоретического напора центробежного насоса выражается зависимостью

$$H_m = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1}{g}, \quad (8.1)$$

где  $u_2$  и  $u_1$  окружные скорости на выходе и входе лопаток рабочего колеса,

$v_2$  и  $v_1$  - абсолютные скорости жидкости на выходе и входе лопаток рабочего колеса,

$\alpha_2$  и  $\alpha_1$  - угол между скоростями  $u$  и  $v$ .

Полный напор насоса.

$$H = \frac{p_M}{\rho g} + \frac{p_v}{\rho g} + z + \frac{v_{H2}^2 - v_{вс}^2}{2g}, \text{ м} \quad (8.2)$$

где  $p_M, p_v$  - показания манометра и вакуумметра,  
 $z$  - расстояние по вертикали между манометром и вакуумметром,

$v_{H2}$  и  $v_{вс}$  - скорость жидкости в нагнетательном и всасывающим трубопроводами.

Полезная мощность насоса. 
$$N_n = \frac{\rho g Q H}{1000}, \text{ кВт} \quad (8.3)$$

где  $Q$  - производительность,  $\text{м}^3/\text{с}$   
 $H$  - напор, м

Мощность на валу насоса 
$$N_H = \frac{\rho g Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт} \quad (8.4)$$

Предельная высота всасывания насоса

$$H_{вс}^{np} = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{пар}}{\rho g} - h_{н.вс} - \varphi \sigma H, \quad (8.5)$$

где  $p_a$  и  $p_{пар}$  - атмосферное давление и давление парообразования (зависит от температуры жидкости),

$h_{н.вс}$  - потери во всасывающей линии,

$\varphi=1,2$  - коэффициент запаса,  $\sigma$  - коэффициент кавитации.

$$\sigma = \frac{10}{H} \left( \frac{n \sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3}, \quad (8.6)$$

где  $n$  - частота вращения насоса,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$C = 800 - 1200$  - число Руднева 6.6., зависит от конструкции насоса.

Коэффициент быстроходности центробежного насоса.

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (8.7)$$

## 8.2. Рабочая точка насоса

Рабочая точка насоса находится в точке пересечения кривой  $Q$ - $H$  насоса с характеристикой трубопровода. Характеристика трубопровода строится по уравнению:

$$H_{mp} = H_r + h_n = H_r + \left( \lambda \frac{l + l_{эк}}{d} + \sum \xi_M \right) \frac{v^2 \cdot \omega^2}{2g \cdot \omega^2} = H_r + BQ^2, \quad (8.8)$$

где  $H_r$  - геодезическая высота подъема воды,  $h_n$  - потери в трубопроводе.

$$B = \left( \lambda \frac{l + l_{эк}}{d} + \sum \xi_M \right) \frac{1}{\omega^2 2g}$$

Характеристику трубопровода строят, придавая значению  $Q$  величины, равные  $0,2Q_0$ ;  $0,4Q_0$ ;  $0,6Q_0$ ;  $0,8Q_0$ ;  $1,0 Q_0$ .

Суммарная характеристика Q-H двух параллельно работающих насосов строится сложением расходов Q, напор H при этом изменяется (рис.2.а).

Суммарная характеристика Q-H двух последовательно работающих насосов строится сложением напоров H, расход Q при этом не изменяется (рис.2б)

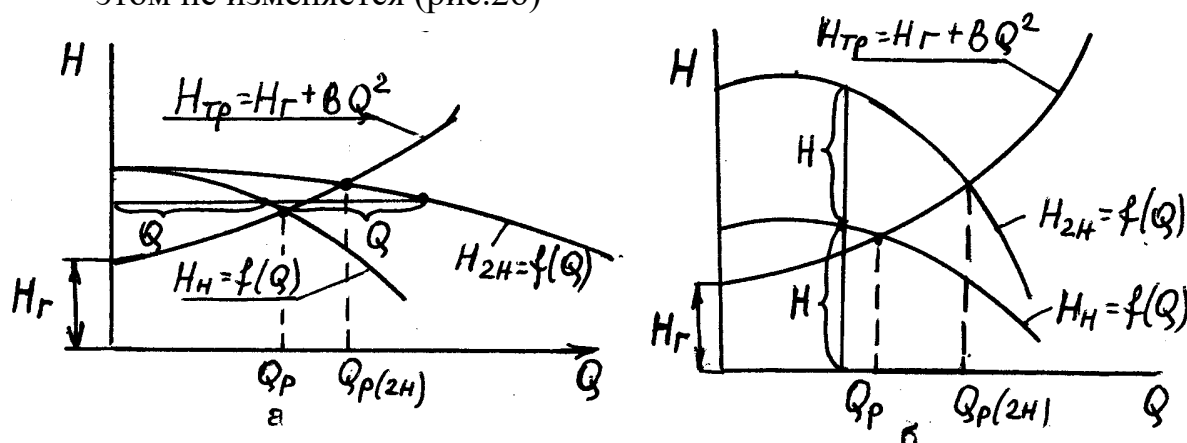


Рис.2. Рабочая точка центробежных насосов при параллельном (а) и последовательном (б) соединении насосов.

При изменении частоты вращения с  $n_1$  до  $n_2$  характеристики насосов изменяются.

$$\text{Расход} \quad Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \quad (8.6)$$

$$\text{Напор} \quad H_2 = H_1 \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (8.7)$$

$$\text{Мощность} \quad N_2 = N_1 \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (8.8)$$

Производительность поршневых насосов простого действия

$$Q = \eta_0 \frac{FSn}{60}, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (8.9)$$

$$\text{двойного действия} \quad Q = \eta_0 \frac{(2F - f)S \cdot n}{60}, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (8.10)$$

где  $\eta_0$  - объемный к.п.д. насоса;

F - площадь поршня,  $\text{м}^2$ ;

S - ход поршня, м;

n - частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ .

Производительность шестеренчатого насоса определяется

$$\text{приблизительно} \quad Q = \frac{\pi b D_H^2 \cdot n}{60}, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (8.11)$$

где:  $D_H$  - диаметр начальной окружности ведущей шестерни, м

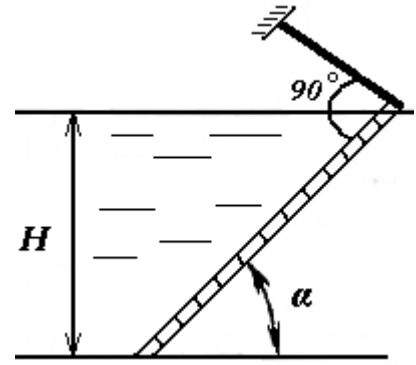
b - ширина шест, м

n - частота вращения ведущей шестерни,  $\text{мин}^{-1}$

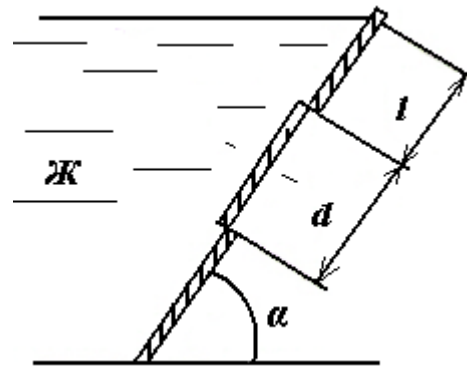
z - число зубьев.

## ЗАДАНИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

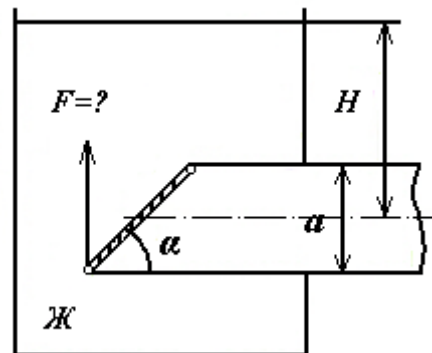
1. Определить натяжение троса, удерживающего прямоугольный щит шириной  $b$  при глубине воды перед щитом  $H$ , если угол наклона щита к горизонту  $\alpha$ . Построить эпюру давлений. Весом щита пренебречь.



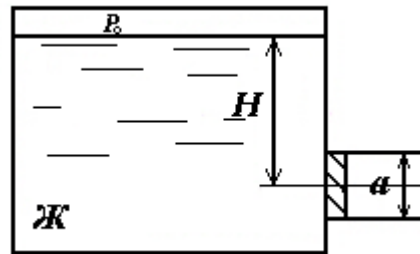
2. Определить силу давления жидкости  $J$  и точку ее приложения на круглую крышку люка диаметром  $d$ , закрывающую отверстие на наклонной плоской стенке с углом наклона  $\alpha$ . Построить эпюру избыточного гидростатического давления на крышку люка.



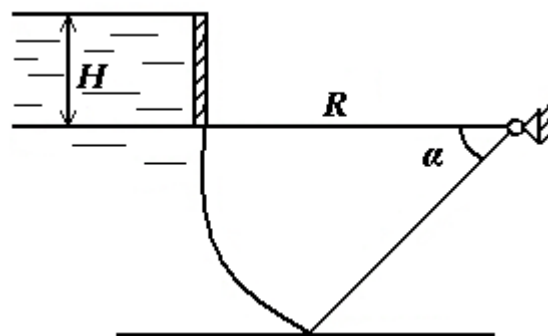
3. Труба квадратного сечения со стороной  $a$  для выпуска жидкости  $J$  из открытого резервуара закрывается откидным плоским клапаном, расположенным под углом  $\alpha$ . Определить усилие  $F$ , которое нужно приложить к тросу, чтобы открыть клапан, если ось трубы находится на глубине  $H$  от уровня жидкости. Построить эпюру избыточного гидростатического давления на клапан.



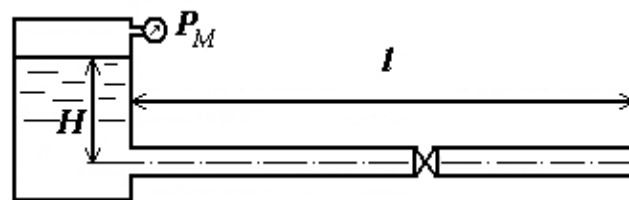
4. Определить силу давления жидкости  $\mathcal{Ж}$  и точку ее приложения на квадратную крышку люка со стороной  $a$ , закрывающую отверстие в закрытом резервуаре. Абсолютное давление на поверхности  $P_0$ . Построить эпюру избыточного гидростатического давления на крышку люка.



5. Определить величину и направление силы давления воды на сегментный затвор шириной  $\mathbf{b}$  и радиусом  $\mathbf{R}$ . Глубина воды  $\mathbf{H}$ . Построить эпюру гидростатического давления.

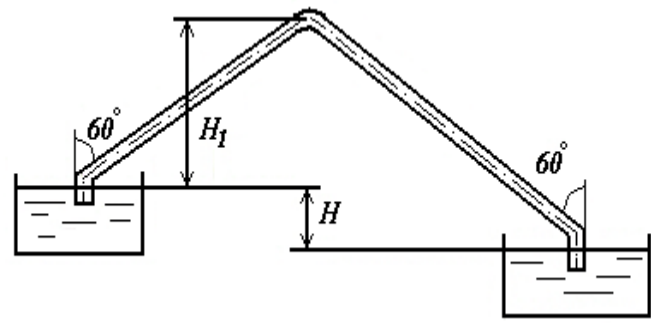


6. По новой стальной трубе диаметром  $d$  и длиной из закрытого резервуара вода вытекает в атмосферу под постоянным напором  $H$ . Давление в резервуаре  $P_m$ . На середине длины трубы установлен кран. Определить скорость и расход вытекающей воды. Построить напорную и пьезометрическую линии.

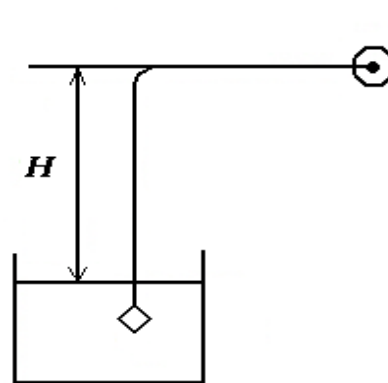




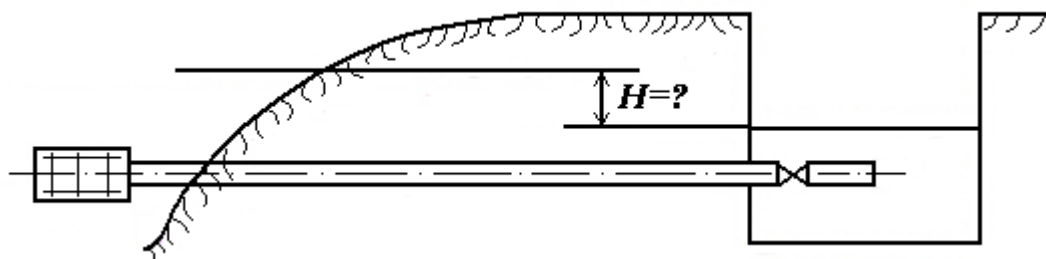
7. Определить расход воды  $Q$  и величину вакуума в наивысшей точке сифонного трубопровода, если его диаметр  $d$  и длина  $l$ . Разность уровней воды в резервуарах  $H$ , превышение наивысшей точки сифона над уровнем воды в первом резервуаре  $H_1$ , а расстояние от начала трубопровода до наивысшей точки равно  $l_1$ . Трубопровод стальной, бывший в употреблении. Построить пьезометрическую линию.



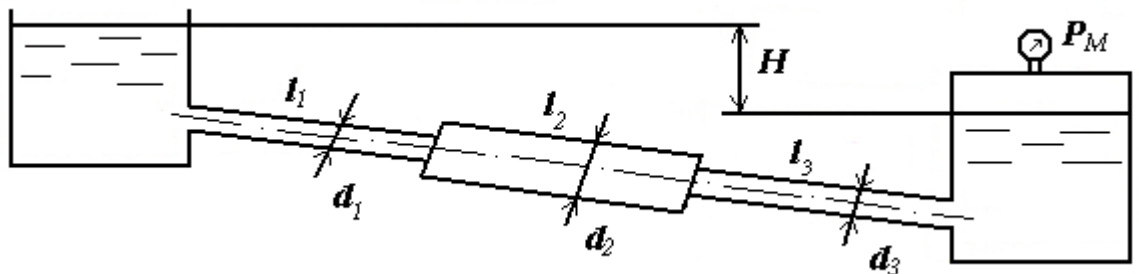
8. Определить давление при выходе в насос производительность  $Q$ . Длина всасывающего трубопровода имеет обратный клапан с сеткой. Насос установлен на высоте  $H$  от поверхности воды. Трубопровод новый, стальной. Построить пьезометрическую линию.



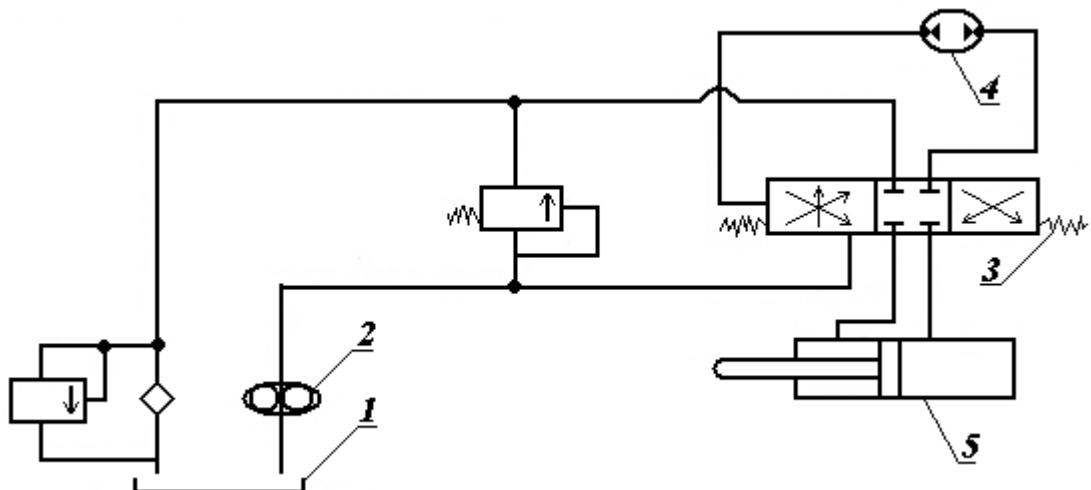
9. Из реки в колодец с расходом 6 л/с по новой стальной трубе длиной  $l$  и диаметром  $d$  поступает вода. Определить разность уровней  $H$  в реке и в колодце, построить пьезометрическую линию.



10. Определить расход воды  $Q$  через трубопровод переменного сечения при перетекании ее из одного резервуара в другой. Давление в нижнем закрытом резервуаре  $P_m$ . Коэффициент гидравлического трения  $\lambda=0,025$ . Построить пьезометрическую линию.  $d_1=d_3$ .



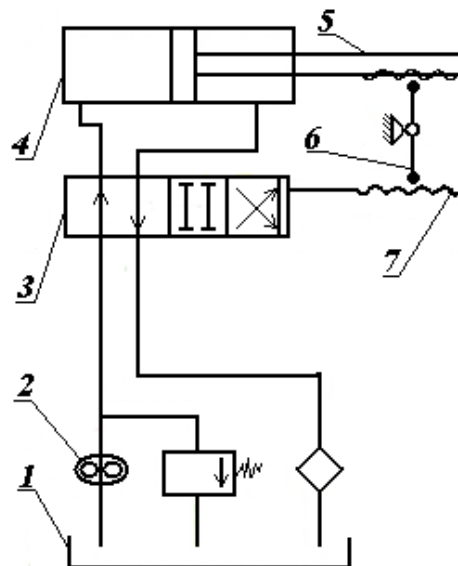
11. Система гидроусилителя рулевого управления самоходного комбайна состоит из бака 1, шестеренного насоса 2, распределителя 3, планетарного насоса гидроусилителя 4, гидроцилиндра 5. Рабочей жидкостью в системе служит дизельное масло  $M-10Г_2$  плотностью  $900 \text{ кг/м}^3$  ( $\lambda=8800 \text{ н/м}^3$ ) и кинематическим коэффициентом вязкости  $\nu=0,0004 \text{ м}^2/\text{с}$ . Рабочее усилие, создаваемое поршнем гидроцилиндра –  $F$ , диаметром  $D$ , диаметр нагнетательного трубопровода  $d$ , его длина  $l$ . Местные потери напора в нагнетательной линии принять равным 80% от потерь на трение по длине. Определить давление  $P_n$  на выходе из насоса, если его производительность  $Q$ .



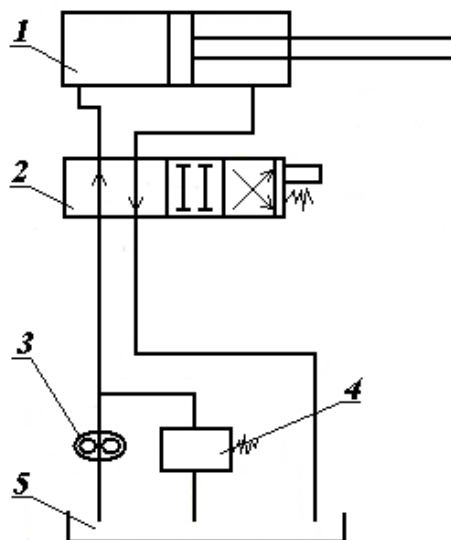
12. Система гидроусилителя рулевого управления колесного трактора состоит из бака 1. Насоса 2, распределителя 3, гидроцилиндра 4 с рейкой 5, зубчатого сектора 6, червяка 7. Рабочей жидкостью в системе служит дизельное масло  $M-10Г_2$  с плотностью  $\rho=920 \text{ кг/м}^3$  ( $\lambda=9025 \text{ н/м}^3$ ) и кинематическим

коэффициентом вязкости при температуре  $15^{\circ}\text{C}$   $\nu=0,0004 \text{ м}^2/\text{с}$ .  
 Определить усилие, создаваемое давлением  $P$

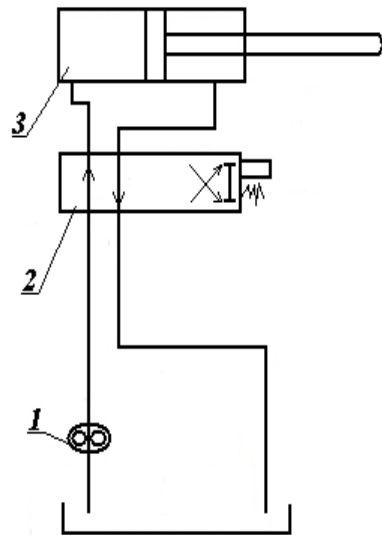
на выходе из насоса, если его производительность  $Q$ . Рабочей поршнем гидроцилиндра  $F$ , диаметры поршня гидроцилиндра  $D$ , нагнетательного трубопровода  $d$ , длина нагнетательной линии  $l$ . Местные потери напора в нагнетательной линии принять равным 100% от потерь на трение по длине.



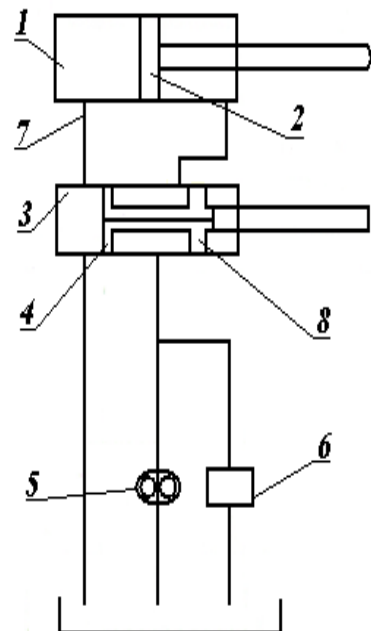
13. Кормораздатчик имеет гидравлическую систему, состоящую из силового цилиндра 1 с поршнем, золотникового распределителя 2, шестеренного насоса 3 перепускного клапана 4. Длина нагнетательного трубопровода  $l$ , диаметр  $d$ . Цилиндра поршня имеет диаметр  $D$ . Требуется определить давление  $P_n$  на выходе насоса. Рабочее усилие, развиваемое поршнем силового цилиндра  $F$ , подача насоса  $Q$ . Рабочей жидкостью является масло с кинетической вязкостью  $\nu$ , плотность  $\rho$ . Местные потери напора принять равным 115% от потерь на трение по длине нагнетательного трубопровода.



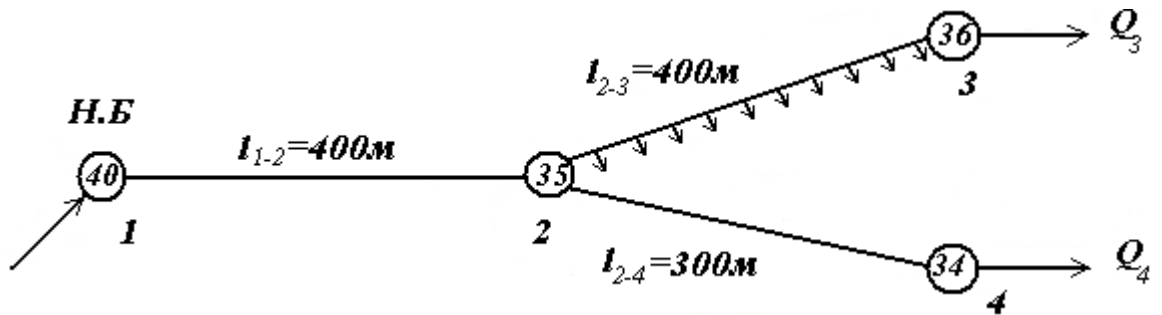
14. Гидросистема погрузчика экскаватора ПЭ-0,8 содержит следующие основные элементы: шестеренный насос 1, гидрораспределитель 2 и силовой цилиндр 3. Требуется определить усилие  $F$ , которое создается поршнем силового цилиндра диаметром  $D$  при подъеме груза. Принять местные потери напора равным 120% от потерь на трение по длине нагнетательного трубопровода. Подача насоса  $Q$ , давление на выходе, из которого  $P_n$ . Диаметр нагнетательного трубопровода  $d$ , длина  $l$ . В качестве рабочей используется дизельное масло с плотностью  $\rho$  и кинематической вязкостью  $\nu$ .



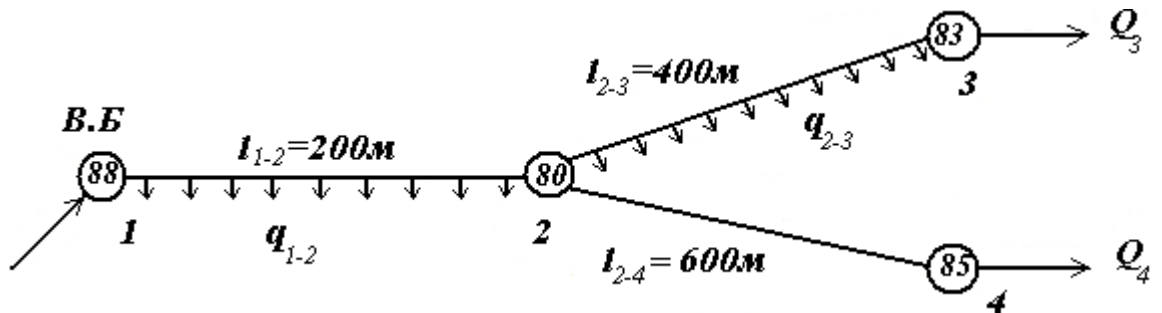
15. Комбайн КСТ-2 снабжен устройством для копирования контура междурядий гряд. Эта система имеет силовой цилиндр 1 с поршнем 2, распределитель 3 с золотником 4, гидронасос 5 и перепускной клапан 6. Силовой цилиндр соединен при помощи трубопровода 7, а полости распределителя сообщены между собой посредством отверстий 8. Требуется определить давление  $P_n$  на выходе насоса 5, если рабочее усилие, развиваемого поршнем 2 силового цилиндра равно  $F$ , а подача насоса  $Q$ . Принять местные потери напора равным 100% от потерь на трение по длине нагнетательного трубопровода, длину нагнетательной линии, равной  $l$ , диаметр поршня цилиндра равным  $D$ , а диаметр нагнетательного трубопровода  $d$ .



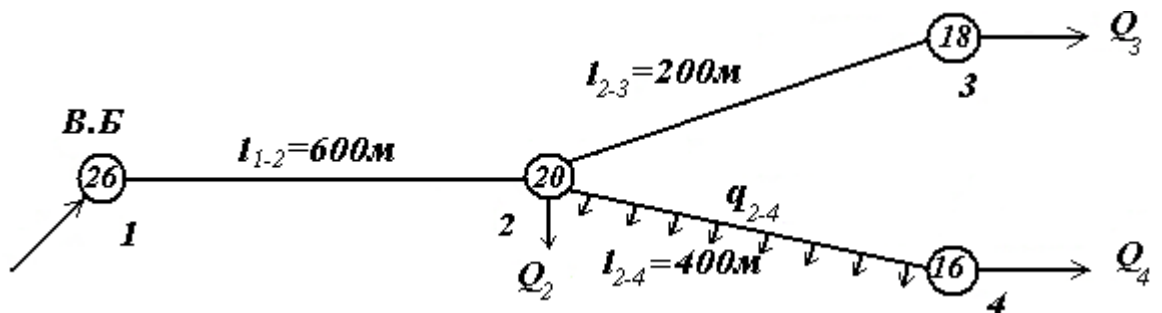
16. Для водопроводной сети, представленной на схеме, определить для каждого участка расчетные расхода, подобрать диаметры труб, подсчитать потери напора по длине. Так же определить диктующую точку, наметить расчетную магистраль, по которой подсчитать высоту водонапорной башни. На схеме водопроводной сети указаны длины участков, высотное положение узлов в условных отметках (числа в кружках).  $Q_3$  и  $Q_4$  сосредоточенные расходы,  $q$  – удельные путевые расходы по участкам. При подборе диаметров труб принять допускаемые скорости в пределах 0,7-1.5 м/с. Трубы стальные.



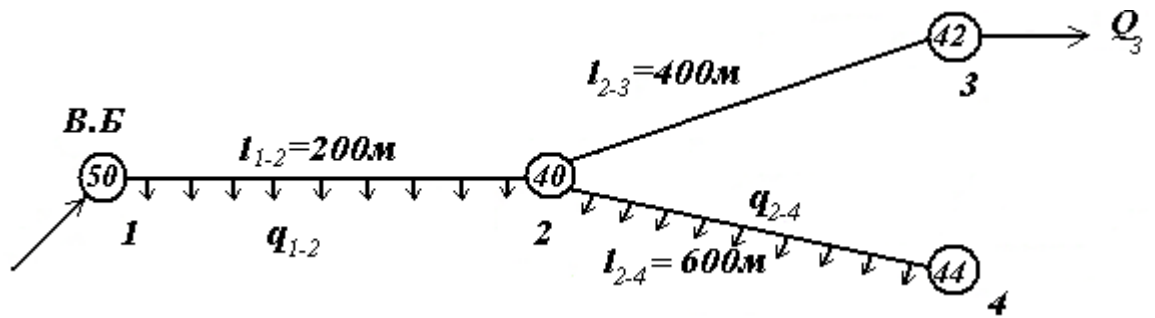
17. Условие то же, что и в задаче 16. Трубы чугунные.



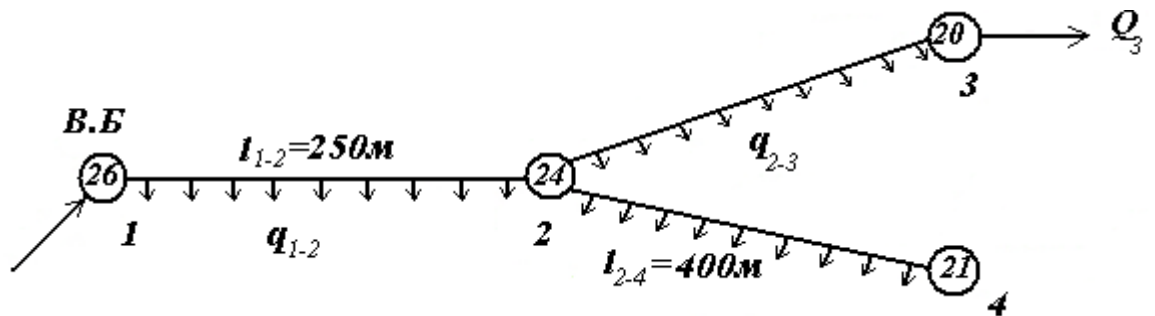
18. Условие то же, что и в задаче 16. Трубы полиэтиленовые.



19. Условие то же, что и в задаче 16. Трубы стальные.



20. Условие то же, что и в задаче 16. Трубы чугунные, допускаемы скорости в пределах  $-1,2-2,0$  м/с.



21. Для подачи воды в количестве  $Q$  из колодца в открытый напорный бак по трубе длиной  $l$  на геодезическую высоту  $H_r$  выбрать центробежный насос. Определить коэффициент быстроходности, коэффициент полезного действия и рабочую точку насоса.

22. Определить производительность и напор насоса (рабочую точку) при подаче воды в открытый резервуар из колодца на геодезическую высоту  $H_r$  по трубопроводу диаметром  $d$ , длиной  $l$  с коэффициентом гидравлического трения  $\lambda=0,03$  и эквивалентной длиной местных сопротивлений  $l_s=80$  м. Как измениться подача и напор насоса. Если его частота вращения рабочего колеса уменьшиться на 10%?

Данные необходимые для построения характеристики  $Q-H$  центробежного насоса:

Q	0	0,2 $Q_0$	0,4 $Q_0$	0,6 $Q_0$	0,8 $Q_0$	1,0 $Q_0$
H	1,0 $H_0$	1,05 $H_0$	1,0 $H_0$	0,88 $H_0$	0,65 $H_0$	0,35 $H_0$

23. Два одинаковых насоса работают параллельно и подают воду в открытый резервуар из колодца на геодезическую высоту  $H_r$  по трубопроводу диаметром  $d$ , длиной  $l$  с коэффициентом гидравлического трения  $\lambda=0,03$  и суммарным коэффициентом местных сопротивлений  $\xi=30$ . Определить рабочую точку (подачу и напор) при совместной работе насосов на сеть. Как измениться

24. Два одинаковых насоса работают параллельно и подают воду в открытый резервуар из колодца на геодезическую высоту  $H_r$ . Определить рабочую точку (подачу и напор) при совместной работе насосов на сеть, если коэффициент сопротивления сети (системы)  $\xi_{\text{сис}}=1200$ , а диаметр трубопровода  $d$ . Как измениться суммарная подача и напор, если частоту вращения рабочего колеса одного из насосов увеличивается на 12%? (Данные, необходимые для построения характеристик  $Q-H$  те же, что и в задаче 22).

25. Для подачи воды в количестве  $Q$  на расстояние  $l$  и высоту  $H$  выбрать центробежный насос и определить рабочую точку. Как измениться подача, напор и мощность насоса при уменьшении частоты вращения на 20%? (Допустимая скорость 1,0...1,8 м/с).

### Номера задач в расчетно-графической работе

Последняя цифра шифра	Номера задач
0	1, 6, 15, 16, 22,
1	2, 8, 13, 17, 23,
2	3, 10, 11, 18, 24,
3	4, 7, 14, 19, 25,
4	5, 9, 12, 20, 21,
5	1, 9, 14, 20, 22,
6	2, 7, 12, 19, 23,
7	3, 10, 13, 18, 24,
8	4, 8, 11, 17, 25,
9	5, 6, 15, 16, 21,

### Числовые значения величин

№ задачи	Наименование величин и единицы измерения	Предпоследняя цифра шифра									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	В, м	1	2	2	1,2	1,4	1,8	2,5	2,2	1,5	2
	Н, м	4	2	2	2	4	3	4	1	2	3
	$\alpha$	60°	45°	30°	30°	60°	45°	45°	60°	30°	45°
2	Ж	вода		керосин		бензин		глицерин		нефть	
	l, м	2	1,2	2,4	1,8	1,6	2	1,8	2,2	3,2	2,5
	d, м	2	2	1,4	1,0	1,6	1,8	2,2	2,4	3,2	1,0
	$\alpha$	30°	30°	45°	45°	60°	60°	45°	60°	45°	30°
3	Ж	1	2	3	4	5	6	6	5	4	3
	Н, м	2	1,4	1	0,8	1	0,6	1,2	0,8	1	0,4
	a, м	30°	30°	45°	60°	45°	30°	60°	60°	45°	30°
	$\alpha$	30°	30°	45°	60°	45°	30°	60°	60°	45°	30°
4	Ж	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	1,8	1,6	1,4	1,12
	Н, м	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,2	1,0	0,8	0,8	0,6
	a, м	0,12	0,10	0,14	0,180	0,11	0,106	0,12	0,15	0,12	0,11
	P <sub>м</sub> , МПа	0,12	0,10	0,14	0,180	0,11	0,106	0,12	0,15	0,12	0,11
5	Н, м	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	0,6	0,4	0
	В, м	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0
	R, м	2,0	1,8	1,8	1,6	1,4	1,2	1,2	1,0	1,0	2,0
	$\alpha$	30°	45°	60°	90°	30°	45°	60°	30°	45°	60°
6	d, мм	40	40	50	50	75	75	100	100	25	25
	l, м	20	40	60	30	30	40	80	40	200	20
	Н, м	1,0	4,0	2,0	3,0	2,0	3,0	4,0	5,0	1,0	2,0
	P <sub>м</sub> , КПа	0	10	20	30	20	5	12	18	30	40
7	d, мм	40	40	50	50	100	100	125	125	150	150
	l, м	50	50	30	30	40	40	60	100	40	80
	Н, м	4	2	6	3	6	4	5	3	6	4
	H <sub>1</sub> , м	5	3	6	2	4	1,6	2,5	4	4	3
	l <sub>1</sub> , м	20	40	15	20	20	30	30	50	10	40
8	Q, л/с	1,0	2,0	4,0	8,0	16,0	32,0	20,0	10,5	5,0	12,0
	l, м	10	12	15	20	25	20	30	16	18	14
	d, мм	32	32	50	100	150	200	150	100	100	100
	Н, м	4,5	3,5	4,0	3,0	2,5	2,5	2,0	4,0	3,5	1,5
9	l, м	20	25	30	35	40	45	50	55	60	50
	d, м	50	100	125	75	40	50	75	100	125	150
10	l <sub>1</sub> , м	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60
	l <sub>2</sub> , м	40	30	20	40	30	30	40	50	20	30
	l <sub>3</sub> , м	30	25	20	25	40	50	20	50	40	60
	d <sub>1</sub> , мм	25	40	25	50	80	50	40	25	100	50
	d <sub>2</sub> , мм	40	50	50	80	100	100	100	80	150	150
	Н, м	6	5	4	3	2	6	5	4	3	8
	P <sub>м</sub> , КПа	20	25	10	30	40	20	20	60	15	10



		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
11	F, КН	14	20	40	16	22	36	20	24	38	18
	D, мм	90	100	110	90	100	110	90	100	110	100
	d, мм	8	9	10	8	8	8	7	9	10	10
	l, м	6	7	8	6	5	7	6	5	5	6
	Q, л/с	0,5	0,6	0,8	0,6	0,4	0,5	0,2	0,4	0,6	0,8
12	F, КН	20	22	16	24	18	14	25	20	18	30
	D, мм	110	100	90	110	100	90	110	100	90	100
	d, мм	7	7	7	7	7	8	8	8	8	8
	l, м	4,0	2,5	3,0	3,5	2,8	3,2	3,6	2,4	2,0	2,2
	Q, л/с	0,2	0,25	0,2	0,25	0,22	0,3	0,28	0,26	0,22	0,21
13	l, м	8	7	8	9	10	11	12	11	10	9
	D, мм	60	65	70	80	60	65	70	80	70	60
	d, мм	8	9	10	11	12	12	9	11	12	9
	F, КН	6	5	7	8	9	9	8	7	5	6
	Q, л/с	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,30	0,20	0,25	0,18	0,30
	$\nu$ , см <sup>2</sup> /с	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890	
14	Q, л/с	0,30	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,32	0,34
	P <sub>м</sub> , МПа	12	11,4	11	10,6	9,6	9,6	9,12	8,8	8,4	8,0
	l, м	9	10	11	12	10	10	9	8	7	9
	D, мм	80	70	80	70	60	60	60	70	80	90
	d, мм	10,5	10	11	12	10	10	12	9	9	12
	$\nu$ , см <sup>2</sup> /с	3,5	2,8	2,6	2,4	2,0	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2
	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	910	900	890	880	870	860	850	840	830	820
15	F, КН	10	12	14	13	11	9	8	10	11	8
	Q, л/с	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,2
	l, м	12	12,5	11	11,5	10,5	10	10,5	11,6	11,2	10
	D, мм	60	60	65	65	50	50	70	70	80	80
	d, мм	8	8	9	9	10	10	11	11	10,5	10,5
	$\nu$ , см <sup>2</sup> /с	1,0	1,2	0,8	0,6	0,4	1,2	1,4	1,6	1,0	1,2
	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	840	860	840	860	880	880	900	900	850	850
16	Q <sub>3</sub> , л/с	2	3	4	5	6	7	8	9	8	7
	Q <sub>4</sub> , л/с	7	5	5	4	3	3	4	3	5	4
	q <sub>2-3</sub> , л/(с·м)	0,04	0,05	0,04	0,05	0,02	0,03	0,02	0,03	0,04	0,02
	H <sub>сб</sub> , м	8	10	10	12	12	10	10	8	8	12
17	Q <sub>3</sub> , л/с	3	4	5	6	7	8	9	10	7	8
	Q <sub>4</sub> , л/с	4	5	6	4	5	6	4	5	4	8
	q <sub>1-2</sub> , л/(с·м)	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,02	0,03	0,04	0,02	0,03
	q <sub>2-3</sub> , л/(с·м)	0,04	0,05	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04
	H <sub>сб</sub> , м	12	12	12	10	10	10	10	12	12	10
18	Q <sub>2</sub> , л/с	6	5	4	6	5	4	3	6	7	8
	Q <sub>3</sub> , л/с	6	7	8	9	10	12	8	7	6	5
	Q <sub>4</sub> , л/с	2	3	4	5	6	2	3	4	5	6
	q <sub>2-4</sub> , л/(с·м)	0,04	0,06	0,08	0,05	0,04	0,06	0,03	0,05	0,04	0,02
	H <sub>сб</sub> , м	10	8	10	8	10	12	12	10	10	12

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
19	$Q_2, \text{л/с}$	2	4	8	10	1	3	5	7	9	9
	$Q_3, \text{л/с}$	5	5	4	6	6	7	7	8	10	10
	$q_{1-2}, \text{л/(с·м)}$	0,04	0,06	0,05	0,03	0,04	0,05	0,06	0,04	0,04	0,04
	$q_{2-4}, \text{л/(с·м)}$	0,01	0,02	0,04	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,02
	$H_{CB}, \text{м}$	12	12	10	10	10	16	16	10	12	12
20	$Q_3, \text{л/с}$	3	8	7	4	5	6	3	8	7	4
	$q_{1-2}, \text{л/(с·м)}$	0,03	0,04	0,03	0,04	0,03	0,04	0,02	0,05	0,05	0,06
	$q_{2-3}, \text{л/(с·м)}$	0,05	0,04	0,05	0,03	0,06	0,06	0,05	0,07	0,08	0,04
	$q_{2-4}, \text{л/(с·м)}$	0,04	0,04	0,02	0,02	0,02	0,04	0,03	0,03	0,04	0,02
	$H_{CB}, \text{м}$	12	10	16	12	10	16	12	10	10	10
21	$Q, \text{л/с}$	10	25	36	20	36	6	45	25	8	15
	$H_1, \text{м}$	20	18	29	20	15	32	20	25	18	16
	$l, \text{м}$	400	325	250	200	450	825	600	725	350	700
22	$H_{\Gamma}, \text{м}$	30	45	8	30	30	60	80	6	15	15
	$d, \text{мм}$	200	100	250	100	50	80	100	200	70	300
	$l, \text{м}$	260	250	340	150	600	270	360	180	420	280
	$Q_0, \text{м}^3/\text{с}$	1,25	0,1	0,3	0,1	0,01	0,02	0,04	0,15	0,03	0,2
	$H_0, \text{м}$	100	150	20	100	100	200	200	20	50	50
23	$H_{\Gamma}, \text{м}$	24	30	45	40	60	30	25	40	50	80
	$d, \text{мм}$	310	185	180	180	200	170	130	170	190	250
	$l, \text{м}$	320	190	185	190	210	175	125	175	200	280
	$Q_0, \text{м}^3/\text{с}$	0,05	0,06	0,07	0,06	0,10	0,05	0,02	0,06	0,08	0,15
	$H_0, \text{м}$	80	100	150	5	200	100	5	140	140	200
24	$H_{\Gamma}, \text{м}$	80	24	30	45	40	60	30	25	40	50
	$d, \text{мм}$	260	320	195	190	190	210	180	150	180	200
	$Q_0, \text{м}^3/\text{с}$	0,15	0,05	0,06	0,07	0,06	0,10	0,05	0,02	0,06	0,08
	$H_0, \text{м}$	200	80	100	150	5	200	100	5	140	180
25	$Q, \text{л/с}$	12	24	18	8	8	10	15	40	30	4
	$l, \text{м}$	300	400	350	200	440	280	320	600	800	700
	$H, \text{м}$	40	50	80	22	18	45	10	20	12	14

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Удельное сопротивление  $A_{\text{кв}} \text{ с}^2/\text{м}^6$  труб из различных материалов в зависимости от условного прохода  $d_y$

$d_y$ , мм	Трубы		
	Стальные Электросварные ГОСТ 10704-75	Чугунные ГОСТ 9583	Полиэтиленовые Типа Г ГОСТ 1899-73
50	3686	11540	6051
60	2293	—	2431
75	929	—	—
80	454	953	927
100	173	312	324
125	76,4	96,7	93
150	30,4	37,1	45,9
175	20,8	—	—
200	6,96	8,09	5,07
250	2,19	2,53	1,31
300	0,85	0,95	0,71
350	0,373	0,437	—
400	0,186	0,219	—
450	0,099	0,199	—
500	0,058	0,0678	—

Таблица 1. Удельный вес  $\gamma$ , плотность  $\rho$  и кинетический коэффициент вязкости жидкостей  $\nu$  при  $t = 20^\circ\text{C}$

Жидкость	$\gamma$ , Н/м <sup>3</sup>	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\nu$ , см <sup>2</sup> /с
Бензин авиационный	7250- 7350	739-751	0,0073
Вода пресная	9790	998,2	0,01
Глицерин безводный	12260	1250	8,7
Керосин	7770 - 8450	792 - 340	0,025
Нефть	Я340 - 9320	850 - 950	—
Ртуть	132900	13547	0,0016
Спирт этиловый безводный	7740	739,3	—
Масло трансформаторное	8870 - 8960	904 - 915	0,3
Масло турбинное	9300 - 9300	940 - 952	—
Масло индустриальное	8900	912	0,5

Таблица 2. Коэффициенты скорости  $\varphi$ , сжатия струя  $\xi$  и расхода  $\mu$  при истечении жидкости из отверстий и насадков.

№№ п/п	Тип отверстия и насадка	Коэффициенты		
		$\varphi$	$\xi$	$\mu$
1.	Малое незначительное отверстие в тонкой стенке	0,97	0,64	0,62
2.	Малое затопленное отверстие	0,94	0,64	0,60
3.	Донное отверстие	0,97	0,68	0,65-0,70
4.	Внешний цилиндрический	0,82	1,0	0,82
5.	Внутренний цилиндрический	0,71	1,0	0,71

Потери определяются по формуле  $h = S_0 \ell Q^2 = A \ell Q^2$

При скоростях движения воды менее 1,2 м/с

потери определяются по формуле  $h = \theta S_0 \ell Q^2 = \theta A \ell Q^2$

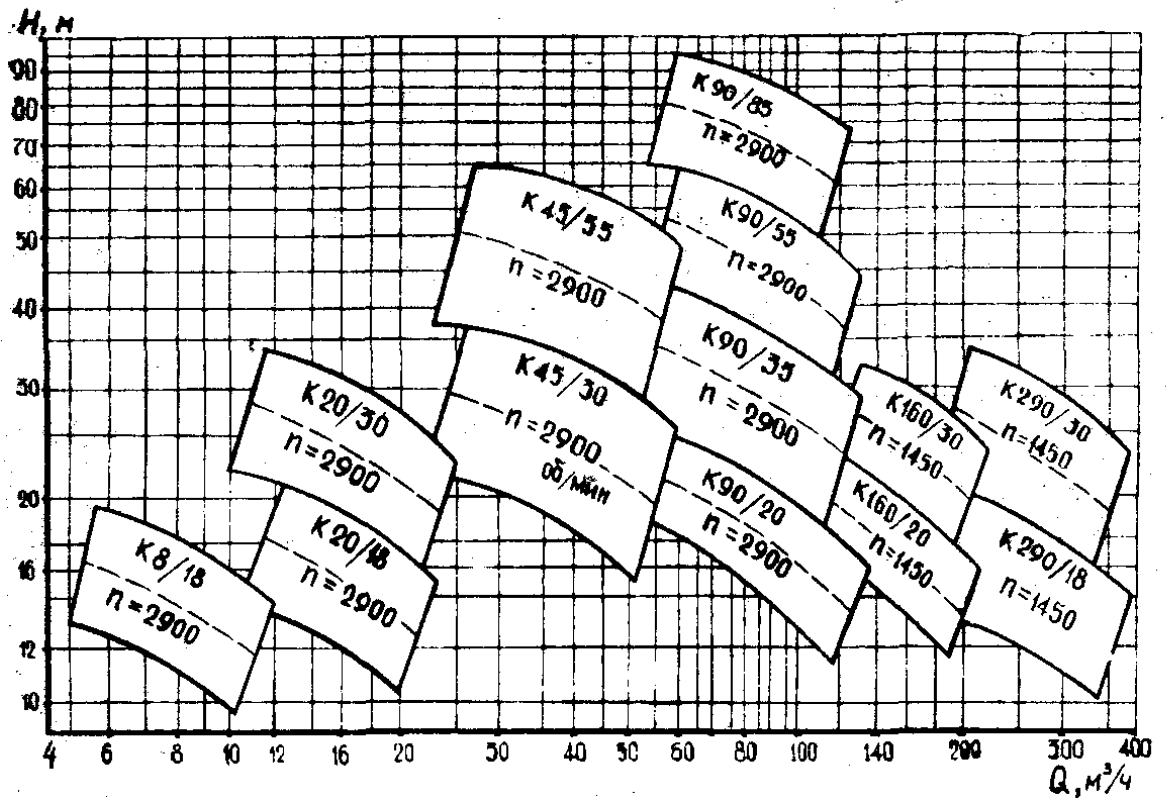
где  $\theta$  - поправочный коэффициент Таблица 3.

Скорость $v$ , м/с	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Коэффициент $\theta$	1,41	1,20	1,11	1,06	1,04	1,03	1,015	1,0

Таблица 4 Удельные сопротивления  $S_0$  (А) асбестоцементных и полиэтиленовых труб (в  $\text{с}^2/\text{м}^6$ )

d, мм	Удельные сопротивления $S_0$ при скорости $v$ , м/с				
	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0
1	2	3	4	5	6
Асбестоцементные трубы					
75	931	873	835	788	760
100	210	196	188	177	171
123	71,5	67,0	64,1	60,5	59,3
147	2я,3	26,5	25,4	24,0	23,1
189	Q,81	8,26	7,90	7,46	7,19
235	2,49	2,33	2,2Я	2,11	2,03
279	1,01	0,95	0,91	0,86	0,83
.322	0,4В	0,45	0,43	0,41	0,39
36В	0,25	0,23	0,22	0,21	0,20
ЗР6	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15
456	0,079	0,074	0,071	0,067	0,065
546	0,031	0,029	0,02Я	0,026	0,025
576	0,023	0,022	0,021	0,020	0,019
672	0,0106	0,0095	0,0095	0,0090	0,086
768	0,0054	0,0050	0,0048	0,0045	0,0044

## Приложение 4



Сводный график рабочих полей консольных насосов

## Приложение 5

Технические характеристики консольных насосов

Типоразмер насоса	Q л/с	H, м	η	Типоразмер насоса	Q л/с	H, м	η
1	2	3	4	5	6	7	8
К 45/30, КМ 45/30 (D <sub>к</sub> =168 мм, n=2900 об/мин)	0	33,5	0	К 45/30 КМ 45/30а (D <sub>к</sub> =143 мм, n=2900 об/мин)	0	23,5	0
	4	36,0	0,36		4	25,0	0,48
	8	35,0	0,60		8	23,5	0,65
	12	31,5	0,70		10	22,5	0,71
	14	28,0	0,71		12	20,0	0,72
16	25,0	0,70	14	17,0	0,67		
К 45/55, КМ 45/55 (D <sub>к</sub> =218 мм, n=2900 об/мин)	0	60	0	К 45/55а, КМ 45/55а (D <sub>к</sub> =192 мм, n=2900 об/мин)	0	46	0
	4	62	0,35		4	48,5	0,38
	6	60	0,44		6	48	0,47
	10	56	0,60		10	42	0,60
	14	52	0,64		12	40	0,61
	18	40	0,60		14	38	0,60
18	30	0,57	18	30	0,57		

## Литература

1. Практикум по гидравлике. Учебное пособие для студентов высших учебных заведений /Бухвалов Г.С. – Москва: Изд. «Колос», 1998 – 136 с.
2. Гидравлические расчеты./ Штеренлихт Д.В. Машиностроение2006
3. Введение. Предмет гидравлики и краткая история ее развития [Электронный ресурс] Режим доступа - <file://Server/umk/бакалавриат>. / Гордеев А. А. Чебоксары: ЧГСХА, 2008.
4. Гидравлика [Электронный ресурс]: Учеб. Пособие Режим доступа - <http://www.studentlibrary.ru/documents/>./ Кудинов В. А. Абрис 2012.

## Содержание

Введение	3
Общие методические указания	3
Тема 1. Гидростатика	4
Тема 2. Гидродинамика	7
Тема 3. Истечение жидкости из отверстий и насадков	9
Тема 4. Расчёты длинных водопроводов и водопроводных сетей	10
Тема 5. Активное и реактивное действие струи на твёрдое тело	11
Тема 6. Гидравлический удар в трубах	11
Тема 7. Равномерное движение жидкости в каналах	12
Тема 8. Насосы	12
Задания для выполнения расчётно-графической работы	15
Приложения	27
Литература	30

**УДК 621.2**  
**ББК 30.123**

Гордеев Андрей Анатольевич, кандидат технических наук

**Гидравлика**  
**Учебно-методическое пособие**

Компьютерный набор, верстка А.А. Гордеев

Формат 210×296/16. Гарнитура Times New Roman  
Усл. п.л. 2,4. Изд. № 2019, Тираж экз.  
Отпечатано в РИО ФГБОУ ВО ЧГСХА