

Определить силу R , которую нужно приложить к поршню насоса диаметром $D=65\text{мм}$, чтобы подавать в бак бензин (плотность $\rho = 765\text{кг/м}^3$, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,4\text{сСт}$) с постоянным расходом $Q = 2,5\text{л/с}$. Высота подъёма жидкости в установке $H_0 = 10\text{м}$, показание манометра $p_{м0} = 0,15\text{МПа}$. Размеры трубопровода $l = 60\text{м}$, $d = 30\text{мм}$; его эквивалентная шероховатость $\Delta_s = 0,03\text{мм}$; коэффициент сопротивления вентиля $\xi_s = 5,5$.

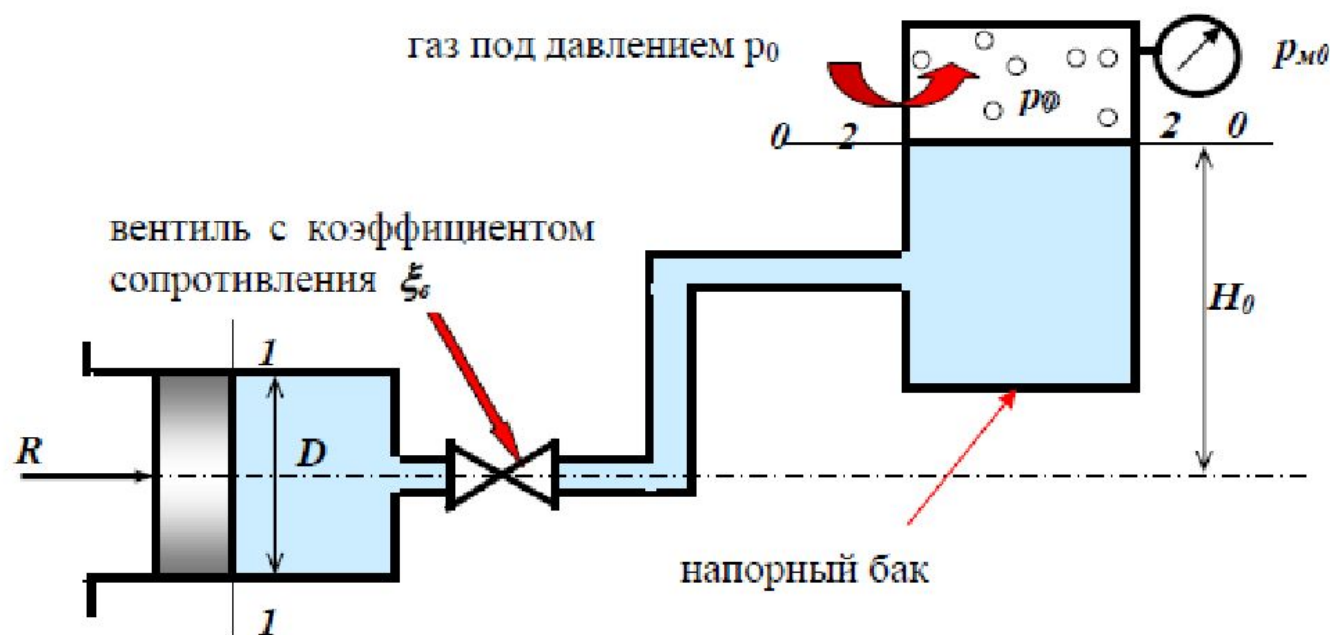


Рис. 16

Схема к задаче

Решение

1. Выбираем два сечения *1-1* и *2-2*, а также плоскость сравнения *0-0* и записываем в общем виде уравнение Бернулли:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{1-2}.$$

Здесь p_1 и p_2 – абсолютные давления в центрах тяжести сечений; v_1 и v_2 – средние скорости в сечениях; z_1 и z_2 – высоты центров тяжести сечений относительно плоскости отсчета *0-0*; h_{1-2} – потери напора при движении жидкости от первого до второго сечения.

Правила выбора сечений:

- Сечения выбираются всегда перпендикулярно направлению движения жидкости и должны располагаться на прямолинейных участках потока.
- Одно из расчетных сечений необходимо брать там, где нужно определить давление p , высоту z или скорость Q , второе, где величины p , z , и Q известны.
- Нумеровать расчетные сечения следует так, чтобы жидкость двигалась от сечения $1-1$ к сечению $2-2$.

В нашей задаче сечение $1-1$, откуда начинается движение жидкости, выбрано по поверхности поршня, так как именно в центре тяжести этого сечения необходимо определить давление жидкости. Далее, из условия равномерного движения поршня, можно определить силу R .

Сечение $2-2$ выбрано по поверхности жидкости в напорном баке, так как там известны все слагаемые, составляющие удельную энергию жидкости.

Для определения величин z нужно выбрать положение плоскости сравнения (или отсчета) $0-0$.

Правила выбора плоскости отсчета 0-0 и определения величин z

- Плоскость $0-0$ всегда проходит горизонтально.
- Для удобства её проводят через центр тяжести одного из сечений.
- Высота положения центра тяжести сечения z выше плоскости отсчета считается положительной, а ниже – отрицательной.

В нашей задаче проводим плоскость $0-0$ горизонтально через центр тяжести второго сечения. Она совпадает с сечением $2-2$.

Итак:

Неизвестная величина – давление p_1 вычисляется из уравнения Бернулли. Все остальные величины, входящие в уравнение, или известны по условию, или определяются.

2. Определяем слагаемые уравнения Бернулли в общем виде (не вычисляя). Далее подставляем их в уравнение Бернулли, приводим подобные члены, производим алгебраические преобразования и определяем из этого уравнения неизвестную величину (силу R) в общем виде.

- Высоты центров тяжести сечений: $z_1 = -H_0$; $z_2 = 0$;
- Средние скорости в сечениях: $\mathcal{V}_1 = Q/s_1 = 4 \cdot Q / \pi D^2$;
 $\mathcal{V}_2 = Q/s_2$. Так как $s_2 \gg s_1$, то $\mathcal{V}_2 \ll \mathcal{V}_1$ и можно принять $\mathcal{V}_2 = 0$.

Правила определения скоростей $\mathcal{V}_1$ и $\mathcal{V}_2$

- Средняя скорость в сечении равна расход / площадь:

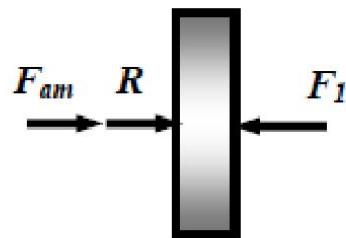
$$\mathcal{V} = Q/s. \quad (34)$$

- Если площадь одного из сечений много больше площади другого сечения, то скорость в этом сечении будет много меньше скорости в другом сечении и её можно принять равной нулю. Это следует из закона постоянства расхода жидкости:

$$\mathcal{V}_1 \cdot s_1 = \mathcal{V}_2 \cdot s_2 = \dots = Q = \text{const.}$$

- Коэффициенты Кориолиса α_1 и α_2 зависят от режима движения жидкости. При ламинарном режиме $\alpha=2$, а при турбулентном $\alpha=1$.

- Абсолютное давление в первом сечении $p_1 = p_{1м} + p_{ам}$, $p_{1м}$ – избыточное (манометрическое) давление в первом сечении, оно неизвестно и подлежит определению. Давление $p_{1м}$ можно связать с силой R через условие равномерного движения поршня.



$F_{ам} + R - F_1 = 0$ – при равномерном движении результирующая сила равна нулю. Это следствие второго закона Ньютона: $F = ma$; $\mathcal{Q} = const$; $a = 0$.

$$R = F_1 - F_{ам} = (p_1 - p_{ам}) \cdot S_D = p_{1м} \cdot S_D.$$

$$p_{1м} = R / S_D = 4 \cdot R / (\pi \cdot D^2).$$

Таким образом, при известной силе R можно определить манометрическое давление и, наоборот, зная манометрическое давление, можно вычислить силу.

- Абсолютное давление во втором сечении $p_2 = p_{m0} + p_{atm}$.

После подстановки абсолютных давлений в уравнение Бернулли атмосферное давление сократится.

Правила определения

абсолютных давлений p_1 и p_2 в центрах тяжести сечений

- Абсолютное давление в центре тяжести сечения определяется через показания p_m или p_v приборов (мановакуумметров):

$$p = p_m + p_{at}, \text{ если } p > p_{at};$$

$$p = -p_v + p_{at}, \text{ если } p < p_{at}.$$

При этом атмосферное давление входит в левую и правую часть уравнения Бернулли и сокращается. Это не удивительно.

- Если известна внешняя сила, действующая на поршень, давление можно определить из условия : алгебраическая сумма всех сил равна нулю.
И наоборот, зная давление, можно определить внешнюю силу.

- Потери напора h_{1-2} складываются из потерь напора на трение по длине потока $h_{\text{дл}}$ и потерь на местные гидравлические сопротивления $\sum h_{\text{м}}$:

$$h_{1-2} = h_{\text{дл}} + \sum h_{\text{м}}.$$

Определение потерь по длине трубопровода $h_{\text{дл}}$

$$h_{\text{дл}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\vartheta^2}{2g} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{Q^2}{s^2 \cdot 2g} \quad - \quad \text{формула Дарси-Вейсбаха} \quad (35)$$

- l, d, s - длина, диаметр и площадь поперечного сечения трубопровода;
- ϑ, Q – средняя скорость и расход в сечении трубопровода;
- λ - коэффициент гидравлического трения.

- Вычисленное значение числа Рейнольдса Re сравнивается с критическим значением $Re_{кр}$.

Если $Re < Re_{кр}$ – имеет место ламинарный⁵ режим.

Если $Re > Re_{кр}$ – имеет место турбулентный⁶ режим.

Критическое число Рейнольдса зависит от формы поперечного сечения канала. Для круглого сечения $Re_{кр} = 2300$.

При ламинарном режиме ($Re < 2300$):

$$\lambda = 64 / Re, \quad \alpha = 2 \quad (37)$$

При турбулентном режиме ($Re > 2300$):

$$\lambda = 0,11 (68/Re + \Delta_s/d)^{0,25}, \quad \alpha = 1 \quad (38)$$

где Δ_s – эквивалентная шероховатость поверхности трубопровода, зависит от материала поверхности и способа её обработки, приводится в справочниках (Приложение 5).

Значения эквивалентной шероховатости Δ_z , мм для различных труб

Вид трубы	Состояние трубы	Δ_z , мм
Тянутая из стекла и цветных металлов	новая, технически гладкая	0,001÷0,01
Бесшовная стальная	новая	0,02÷0,05
Стальная сварная	новая	0,03÷0,1
Стальная сварная	с незначительной коррозией	0,1÷0,2
Стальная сварная	умеренно заржавленная	0,3÷0,7
Стальная сварная	сильно заржавленная	0,8÷1,5
Стальная сварная	с большими отложениями	2,0÷4,0
Стальная оцинкованная	новая	0,1÷0,2
Стальная оцинкованная	после неск. лет эксплуатации	0,4÷0,7
Чугунная	новая	0,2÷0,5
	бывшая в употреблении	0,5÷1,5

В нашей задаче потери по длине необходимо записать так:

$$h_{д.л} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{g^2}{2g} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{Q^2}{s^2 \cdot 2g}.$$

Далее необходимо определить местные⁷ гидравлические сопротивления, возникающие при движении жидкости от сечения *1-1* к сечению *2-2*. Обычно зона деформации потока в районе местного сопротивления невелика по сравнению с длиной труб. Поэтому считают, что местные потери имеют место как бы в одном сечении, а не на участке, имеющем некоторую длину.

Местные гидравлические сопротивления всегда возникают в тех сечениях потока, где скорость движения резко меняется по величине или по направлению. Согласно этому, в нашей задаче (Рис.16) имеют место сопротивление при внезапном сужении потока (выход из цилиндра в трубопровод) - $h_{\text{вн.суж.}}$, при прохождении жидкости через вентиль - h_v , в двух резких поворотах на угол 90° - $2h_{\text{пов.}}$, и при резком расширении потока при выходе из трубы в бак - $h_{\text{вых}}$.

$$\sum h_M = h_{\text{вн.суж.}} + h_v + 2h_{\text{пов.}} + h_{\text{вых}}$$

Определение местных гидравлических сопротивлений

Потери напора в местных сопротивлениях определяют по формуле Вейсбаха:

$$h_m = \xi \cdot \frac{v^2}{2g} = \xi \cdot \frac{Q^2}{s^2 \cdot 2g}, \quad (39)$$

- где ξ - безразмерный коэффициент, зависит от вида и конструктивного выполнения местного сопротивления, состояния внутренней поверхности и Re , определяется по справочным данным (Приложение 6, 7).
- v - скорость движения жидкости в трубопроводе, где установлено местное сопротивление.

Если между сечениями 1-1 и 2-2 потока расположено много местных сопротивлений и расстояние между ними больше длины их взаимного влияния ($\approx 6d$), то местные потери напора суммируются. В большинстве случаев так и предполагается при решении задач.

$$\sum h_m = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{v^2}{2g} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{Q^2}{s^2 \cdot 2g}.$$

- В нашей задаче местные потери напора равны:

$$\sum h_m = h_{\text{вн.суж.}} + h_{\text{б}} + 2h_{\text{пов.}} + h_{\text{вых}} = (\xi_{\text{вн.суж.}} + \xi_{\text{б}} + 2\xi_{\text{пов.}} + \xi_{\text{вых}}) \cdot Q^2 / (s^2 \cdot 2g);$$

$$\sum h_m = \sum \xi \cdot Q^2 / (s^2 \cdot 2g); \quad \text{где } \sum \xi = \xi_{\text{вн.суж.}} + \xi_{\text{б}} + 2\xi_{\text{пов.}} + \xi_{\text{вых}}$$

- В нашей задаче суммарные потери напора равны:

$$h_{1-2} = (\lambda \cdot l/d + \sum \xi) \cdot Q^2 / (s^2 \cdot 2g).$$

Определение коэффициента местного сопротивления

- При развитом турбулентном движении в местном сопротивлении ($Re > 10^4$) имеет место турбулентная автомодельность - потери напора пропорциональны скорости во второй степени, и коэффициент сопротивления не зависит от числа Re (квадратичная зона для местных сопротивлений). При этом $\xi_{кв} = const$ и определяется по справочным данным (Приложение 6).
- В большинстве практических задач имеет место турбулентная автомодельность и коэффициент местного сопротивления - постоянная величина.
- При ламинарном режиме $\xi = \xi_{кв} \cdot \varphi$, где φ - функция числа Re (Прил. 7).
- При внезапном расширении трубопровода коэффициент внезапного расширения определяется так:

$$\xi_{вн. \text{ расш}} = (1 - s_1/s_2)^2 = (1 - d_1^2/d_2^2)^2 \quad (40)$$

- Когда $s_2 \gg s_1$, что соответствует выходу жидкости из трубопровода в резервуар, $\xi_{вых.} = 1$.

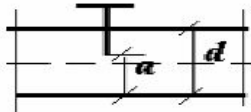
- При внезапном сужении трубопровода коэффициент внезапного сужения $\xi_{\text{вн. суж.}}$ равен:

$$\xi_{\text{вн. суж.}} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{s_2}{s_1}\right) = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2}\right), \quad (41)$$

где s_1 -площадь широкого (входного) сечения, а s_2 -площадь узкого (выходного) сечения.

- Когда $s_1 \gg s_2$, что соответствует входу жидкости из резервуара в трубопровод, $\xi_{\text{вх.}}=0,5$ (при острой входной кромке).
- Коэффициент сопротивления вентиля $\xi_{\text{в}}$ зависит от степени открытия крана (Приложение 6).

Значения усредненных коэффициентов местных сопротивлений ξ
(квадратичная зона)

Сопротивление	Конструктивные параметры	ξ
Вход в трубу	с острыми кромками	0,5
	выступающий внутрь резервуара	1,0
Выход из трубы		1,0
Угольник с углом поворота	45°	0,44
	90°	1,32
Колено плавное	90°	0,23
Шаровой клапан		45,0
Вентиль обычный		4,0
Приемная коробка трубы с клапаном и сеткой при $d_{тр}$, мм	40	12
	70	8,5
	100	7,0
	150	6,0
	200	5,2
	300	3,7
Задвижка при $n_{заде} = a/d$ 	1	0,15
	0,75	0,2
	0,5	2,0
	0,4	4,6
	0,3	10,0
	0,2	35,0
Кран пробковый		0,4
Фильтры для нефтепродуктов	светлый	1,7
	темный	2,2
Диафрагма с острыми кромками при $n = \omega_{отв}/\omega_{тр}$	0,4	7
	0,5	4
	0,6	2
	0,7	0,97

Поправочная функция φ для $\xi_{кв}$ в формуле $\xi = \varphi \cdot \xi_{кв}$ при ламинарном и переходном режимах движения

Re	200	600	1000	1400	1800	2200	2600	2800
φ	4,2	3,51	3,32	3,01	2,9	2,48	2,12	1,98

3. Подставляем определенные выше величины в уравнение Бернулли:

$$-H_0 + \frac{\frac{R}{\omega_1} + p_{\text{ат}}}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_1 \cdot Q^2}{s_1^2 \cdot 2g} = 0 + \frac{p_{\text{м0}} + p_{\text{ат}}}{\rho \cdot g} + 0 + \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi\right) \cdot \frac{Q^2}{s^2 \cdot 2g}.$$

Сокращаем слагаемые с атмосферным давлением, убираем нули и приводим подобные члены. В результате получим:

$$\frac{R}{s_1 \cdot \rho \cdot g} = H_0 + \frac{p_{\text{м0}}}{\rho \cdot g} + \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi - \frac{\alpha_1 \cdot s^2}{s_1^2}\right) \cdot \frac{Q^2}{s^2 \cdot 2g}; \quad (42)$$

Это расчетное уравнение для определения величины R – силы на штоке поршня.

4. Вычисляем величины, входящие в уравнение (42). Исходные данные подставляем в системе СИ.

- площадь сечения 1-1 $s_1 = \pi \cdot d_1^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,065^2 / 4 = 3,32 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.
- площадь сечения трубопровода $s = \pi \cdot d^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,03^2 / 4 = 0,71 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.
- сумма коэффициентов местных сопротивлений

$$\sum \xi = \xi_{\text{вн.суж.}} + \xi_{\text{в}} + 2\xi_{\text{пов.}} + \xi_{\text{вых}} = 0,39 + 5,5 + 2 \cdot 1,32 + 1 = 9,53.$$

- коэффициент внезапного сужения

$$\xi_{\text{вн.суж.}} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{s_2}{s_1}\right) = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{0,71 \cdot 10^{-3}}{3,32 \cdot 10^{-3}}\right) = 0,39$$

- коэффициент резкого поворота на 90° $\xi_{\text{пов.}} = 1,32$ (Приложение 6);
- коэффициент сопротивления при выходе из трубы $\xi_{\text{вых.}} = 1$ (формула 40);
- коэффициент трения λ

$$Re = \frac{4Q}{\pi \cdot d \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,4 \cdot 10^{-6}} = 2,65 \cdot 10^5;$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{4}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{2,65 \cdot 10^5} + \frac{0,03 \cdot 10^{-3}}{30 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,25} = 2,1 \cdot 10^{-2};$$

Так как число Рейнольдса $Re > Re_{кр}$ ($2,65 \cdot 10^5 > 2300$), то коэффициент трения рассчитывался по формуле (38).

По условию кинематический коэффициент вязкости задан в сантистоксах (сСт). $1 \text{ сСт} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

- Коэффициент Кориолиса α_1 в сечении 1-1

$$Re_1 = \frac{4Q}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,065 \cdot 0,4 \cdot 10^{-6}} = 1,22 \cdot 10^5;$$

Так как режим движения в сечении 1-1 турбулентный, то $\alpha_1 = 1$.

- Сила на штоке

$$R = 3,32 \cdot 10^{-3} \cdot 765 \cdot 9,8 \cdot \left(10 + \frac{0,15 \cdot 10^6}{765 \cdot 9,8} + \right. \\ \left. \left(0,021 \cdot \frac{60}{0,03} + 9,53 - \frac{(0,71 \cdot 10^{-3})^2}{(3,32 \cdot 10^{-3})^2} \right) \cdot \frac{(2,5 \cdot 10^{-3})^2}{(0,71 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 9,8} \right) = 1558 \text{ Н}$$

Задача по гидродинамике

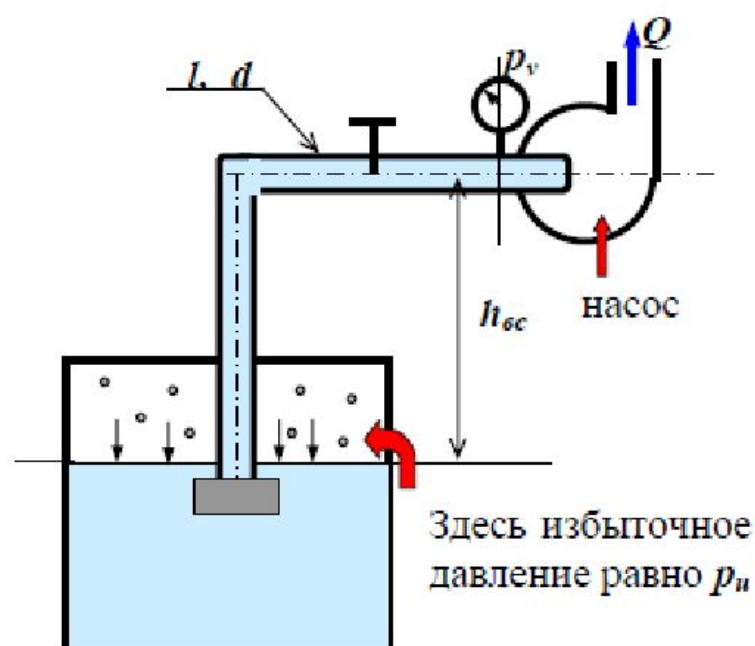
Для группы ВС-121

* Задание для гр. ВС-121,
ВС-521 для 1-10 варианта

Решить задачу, вариант выбрать по списку в группе.

Насос подает жидкость из подземной ёмкости с избыточным давлением газа на поверхности жидкости. На всасывающей линии (длина l , диаметр d , трубы сварные, бывшие в эксплуатации) имеются местные сопротивления: приёмная коробка с клапаном и сеткой, колено и кран с коэффициентом сопротивления $\xi_{кр}$. Показание вакуумметра на входе в насос равно p_v , расход жидкости Q , температура $t^\circ\text{C}$.

Определить рабочую высоту всасывания насоса $h_{вс}$ и предельную высоту из условия отсутствия кавитации на входе в насос. Объяснить также, почему при кавитации насос не всасывает жидкость и рабочее колесо насоса выходит из строя.



Указания

1. Определите $h_{\text{вс}}$ из уравнения Бернулли для сечений *1-1* и *2-2*.
2. Отрицательное избыточное давление в таблице данных – это вакуумметрическое давление.
3. При определении максимальной высоты всасывания примите давление в сечении *2-2* равным давлению насыщенного пара $p_{\text{н.п}}$ (Приложение 8).
4. При ответе на вопрос по кавитации используйте материал раздела 4.6.3. и найдите аналогию между работой сифона и насоса.

Таблица исходных данных

Вариант	l , м	d , м	$p_{\text{в}}$, кПа	$\xi_{\text{кр}}$	$p_{\text{ш}}$, кПа	Q , л/с	t , °C	Жидкость
0	8	0,1	50	7	10	20	20	вода
1	9	0,05	20	8	-20	5	30	бензин
2	12	0,06	40	5	20	8	35	вода
3	14	0,08	20	1,5	30	10	25	масло инд. 20
4	18	0,05	30	2	-40	4	15	керосин
5	12	0,1	10	3	15	15	10	бензин
6	15	0,15	35	6	-25	18	15	вода
7	20	0,2	55	4	10	25	25	масло инд. 50
8	25	0,12	80	2,6	35	15	20	диз. топливо
9	10	0,04	25	3,5	20	3	30	масло турбинное

* Задание для гр. ВС-121, ВС-321

Вариант с 11 по 20 для ВС-121

Вариант с 21 по 30 для ВС-321

Решите задачу 1 при условии, что высота подъёма жидкости $h_{\text{сс}}$ задана, а расход Q нужно определить.

Указания

Определите расход Q графическим способом (раздел 4.6.2.).

Вар-нт	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$h_{\text{сс}}, \text{ м}$	3	4	3,5	2,8	5	4,6	3,6	5,3	4,1	2,5

* Задание для гр. ВС-321

Вариант с 1 по 10

Для поддержания пластового давления при добыче нефти в нагнетательную скважину глубиной H по насосно-компрессорным трубам (диаметр d , длина l , шероховатость Δ_s) закачивается Q м³ воды в сутки. Забойное избыточное давление равно $p_{зab}$. Температура воды t °C.

Определить показание устьевое манометра p_m и полезную мощность N_n , затрачиваемую при закачке.

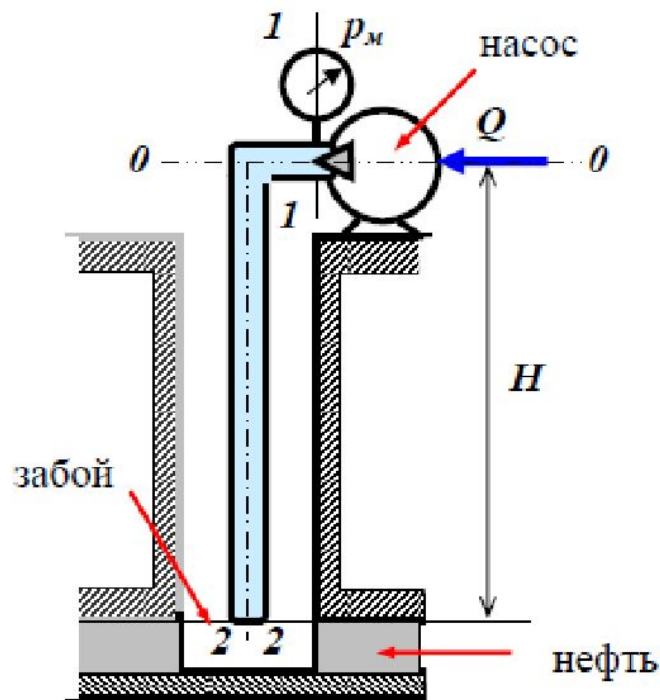


Рисунок к задачам 6, 7, 8

Указания

1. Примените уравнение Бернулли для сечений *1-1* и *2-2* относительно плоскости сечения *0-0*.
2. При расчете потерь учтите только потери по длине. Местными потерями пренебречь.
3. Полезная мощность определяется по формуле: $N_n = p_m \cdot Q$
4. Принять длину трубопровода равной *H*.

Таблица исходных данных

Вари- ант	H , м	d , мм	$P_{заб}$, МПа	Δ , мм	Q , м ³ /сутки	t °C
0	2000	62	25	0,5	300	20
1	2500	76	30	0,4	250	30
2	1200	80	20	0,3	200	35
3	1400	90	22	0,5	300	25
4	1800	70	24	0,8	280	15
5	2600	86	32	0,4	150	10
6	2200	104	28	0,3	280	15
7	2050	60	30	0,7	190	25
8	2500	72	34	1,0	350	20

* Задание для гр. ВС -321

Вариант с 11 по 20

При условии задачи 6 и известном давлении на устье определить расход воды.

Указание

Задачу решить методом итераций, предполагая турбулентный режим движения (раздел 4.6.2.).

Вар-нт	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
p_m , МПа	6,2	5,9	10	11	8	9	8	11	12	14

* Задание для гр. ВС-421, ВС-321

Вариант с 1 по 10 для ВС-421

Вариант с 31 по 40 для гр. Вc-321

Поршень диаметром D , двигаясь равномерно, всасывает жидкость из открытого бака с атмосферным давлением p_{am} на поверхности жидкости. Высота

всасывания равна z_0 . Всасывающая труба - длина l , диаметр d , стальная, новая, сварная. Гидравлические сопротивления показаны на рисунке. Температура жидкости t °C. Атмосферное давление равно 100 кПа.

Определить максимально возможную скорость ϑ_n поршня и силу F , приложенную к нему, по условию кавитации в цилиндре.

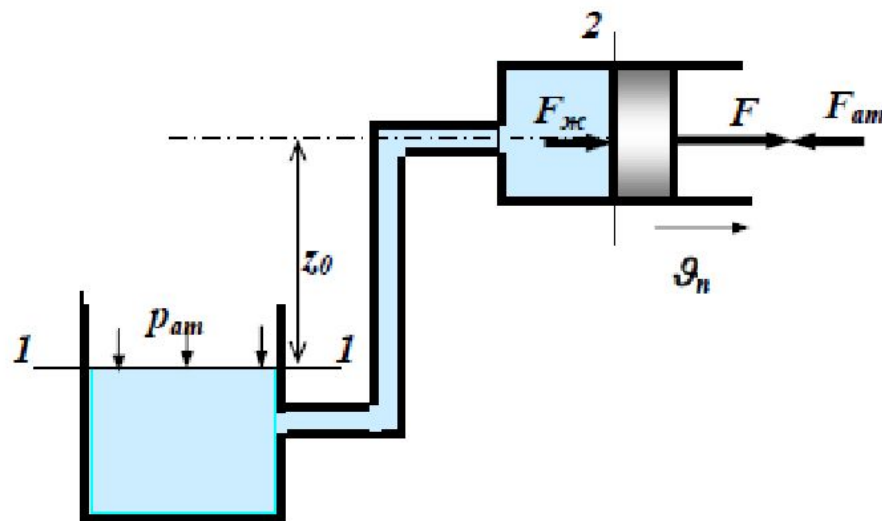


Рисунок к задачам 12, 13, 14 и 15

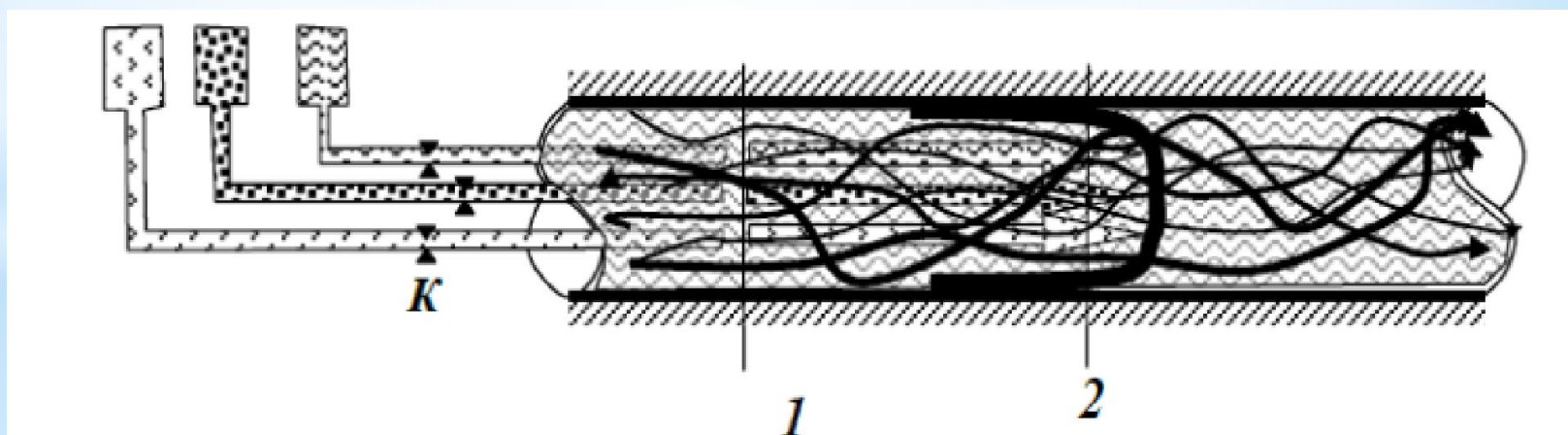
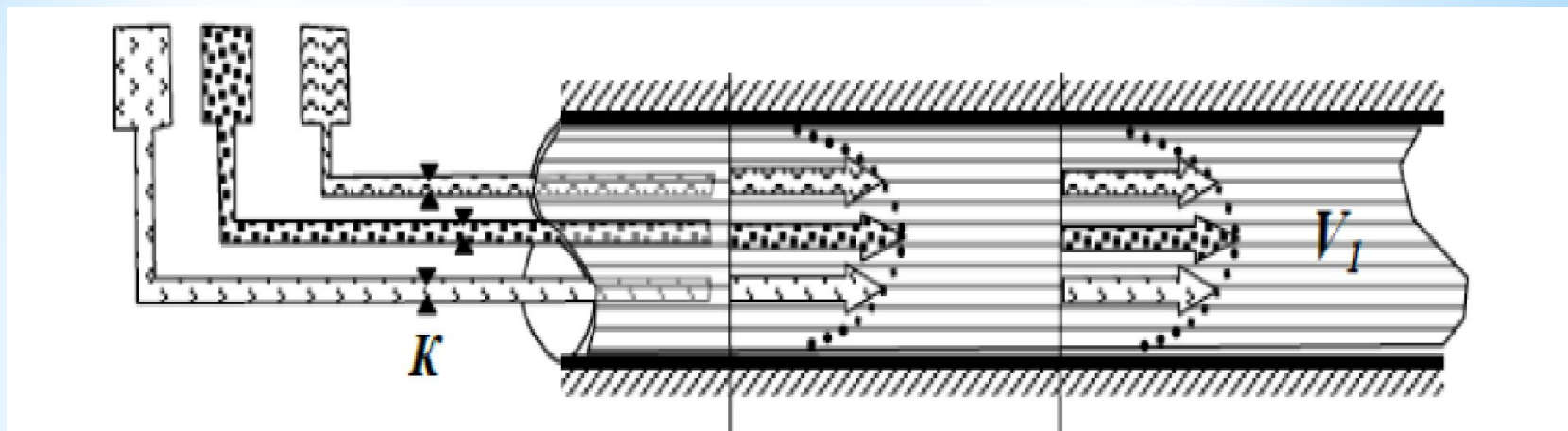
Указания

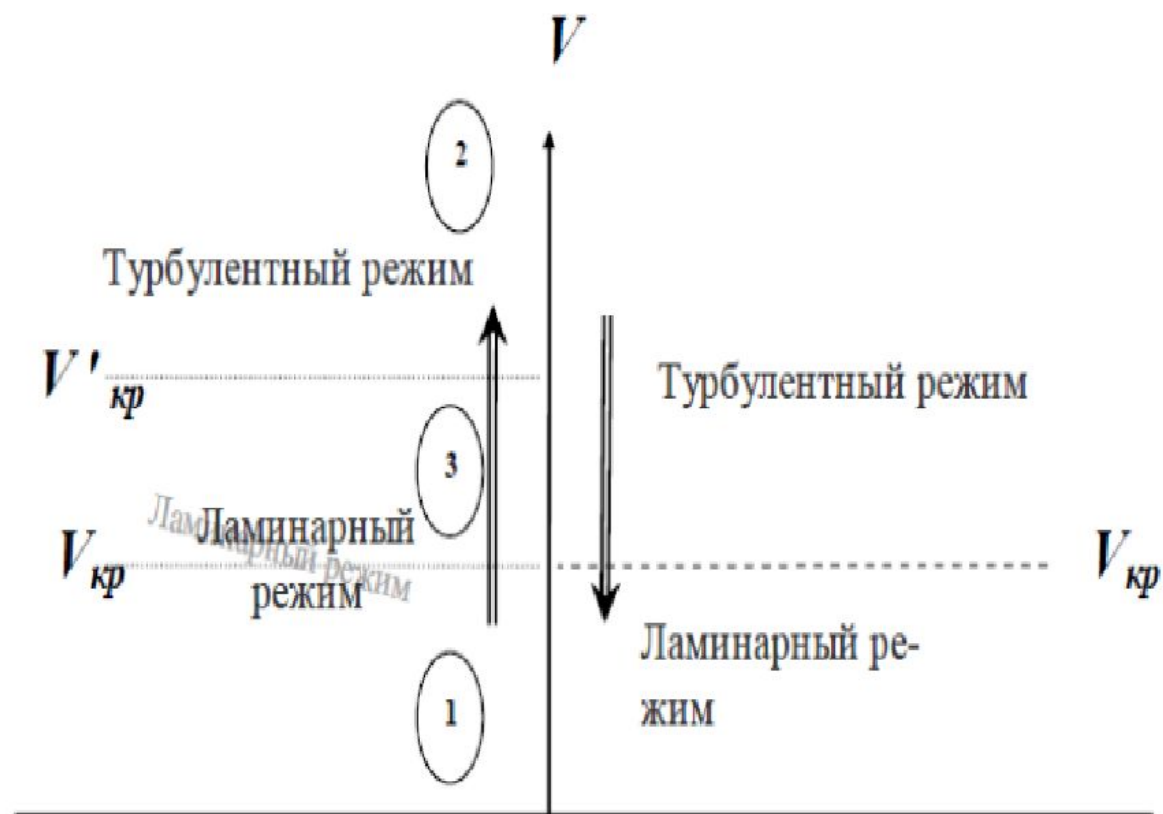
1. Примите давление в сечении **2-2** равным давлению насыщенного пара (Приложение 8).
2. Определите расход из уравнения Бернулли (раздел 4.6.2) и далее скорость в сечении **2-2**. $Q_2 = Q_n$.
3. Определите силу F из условия равномерного движения поршня (силы показаны на рисунке).

Таблица исходных данных

Вариант	z_0 , м	D , мм	d , мм	l , м	t °C	Жидкость
0	2	60	25	8	20	вода
1	2,5	70	30	9	30	бензин
2	3	80	20	7	35	керосин
3	4	90	22	10	25	вода
4	1,8	70	24	9	15	бензин
5	2,6	90	32	16	10	керосин
6	2,2	100	18	20	15	вода
7	2,6	65	20	13	25	бензин
8	2,5	75	24	10	20	керосин
9	3,2	95	20	8	30	вода

Режимы течения жидкости





Безразмерный коэффициент $\kappa = \frac{V_{кр} d}{\nu}$ называется **критическим числом Рейнольдса** по фамилии английского ученого - физика, исследовавшего в 1883г. два режима течения жидкости. Этот коэффициент обозначается:

$$Re_{кр} = \frac{V_{кр} d}{\nu}.$$

Опытным путём установлено, что критическое число Рейнольдса для круглых труб - **2320** для круглых труб, а для других сечений **580**.

Для определения режима движения в потоке надо найти **фактическое число Рейнольдса Re** , которое можно установить для любого потока по формуле

$$Re = \frac{V d}{\nu},$$

и сравнить его с критическим числом **$Re_{кр}$** .

При этом, если **$Re < Re_{кр}$** , то режим движения ламинарный, если **$Re > Re_{кр}$** , то режим движения турбулентный.