

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

**федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Санкт-Петербургский государственный технологический институт
(технический университет)»
(СПбГТИ (ТУ))**

Кафедра оптимизации химической и биотехнологической аппаратуры

Петров С. И., Абиев Р. Ш., Доманский И.В., В.А. Некрасов

**ОСНОВЫ ГИДРОМЕХАНИКИ
МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА**

**Методические указания к контрольным работам и курсовой работе
для студентов заочной формы обучения по направлениям подготовки:
270800 – Строительство
151000 – Технологические машины и оборудование**

**Санкт-Петербург
2014**

Петров, С.И. Основы гидромеханики. Механика жидкости и газа / методические указания к контрольным работам и курсовой работе / С.И. Петров, Р.Ш. Абиев, И.В. Доманский, В.А. Некрасов – СПбГТИ (ТУ), 2014.

Методические указания содержат краткие теоретические сведения для решения задач по гидростатике и динамике жидкости, а также примеры их решения.

Приведены теоретические сведения и рекомендации по выполнению курсовой работы.

Методические указания предназначены для бакалавров 2 курса заочной формы обучения по направлениям: 270800 "Строительство", профиль № 8 "Механическое оборудование и технологические комплексы предприятий строительных материалов, изделий и конструкций" и 151000 – "Технологические машины и оборудование", профиль подготовки № 1 «Технологическое оборудование химических и нефтехимических производств»

Методические указания способствуют формированию

ОК: 6, 8, 14, 16;

ПК: 17, 25

Рецензенты:

СПбГТИ(ТУ), канд. техн. наук, доц. кафедры ОРПП
Т.М. Лебедева

Утверждено на заседании учебно-методической комиссии механического факультета 2 января 2014 г.

Рекомендовано к изданию РИСо СПбГТИ(ТУ)

© Петров, С.И., Абиев, Р. Ш., Доманский, И.В., Некрасов, В. А.

Введение

Изучение дисциплин «Основы гидромеханики» и «Механика жидкости и газа» предполагает выполнение трех контрольных работ. Каждая из них состоит из одной задачи.

Выполнение контрольных работ и курсовой работы производится письменно в соответствии с вариантом, номер которого определяется по следующей формуле:

$$N = A - B \cdot k,$$

где A – число состоящее из двух последних цифр номера зачетной книжки студента;

B – число вариантов в контрольной работе;

k – коэффициент равный 0, 1, 2, 3 или 4 при котором число N будет меньше B .

Оформление осуществляется на листах формата А4 в соответствии с ЕСКД.

При решении задач следует последовательно излагать ход их решения, а в заключении сформулировать выводы.

При выполнении контрольных работ и курсовой работы следует использовать настоящие методические указания по курсам «Основы гидромеханики» и «Механика жидкости и газа» для бакалавров 2 курса заочной формы обучения по направлениям 270800 "Строительство", профиль № 8 "Механическое оборудование и технологические комплексы предприятий строительных материалов, изделий и конструкций" и 151000 – "Технологические машины и оборудование", профиль подготовки № 1 «Технологическое оборудование химических и нефтехимических производств»

Тематика первых двух контрольных работ связана с гидростатикой. Тематика третьей – с динамикой жидкости.

Курсовая работа включает в себя: расчет характеристики сети, выбор насоса и способа регулирования его производительности.

Контрольные работы и курсовая работа должны быть сброшюрованы и подписаны студентом. Рекомендуется оставлять поля для замечания рецензента и исправлений.

Выполненные работы сдаются на проверку до сессии (за неделю до срока сдачи экзамена).

Получив работы после рецензии, необходимо внести изменения и сдать на повторную проверку.

Контрольная работа 1

Основное уравнение гидростатики

Теоретические сведения, примеры решения типовых задач, а также содержание контрольных задач приведены в методическом пособии:

Петров, С.И. Основы механики жидкости и газа. Часть 1 Основное уравнение гидростатики / С. И. Петров, Р. Ш. Абиев, И. В. Доманский – СПб.: С.-Пб технологический институт, 2013. – 53 с.

Варианты контрольных задач: 1.1 – 1.28 (B=28)

Краткие теоретические сведения

1 Давление в жидкости

Давление в жидкости определяется соотношением

$$p = -\frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3}, \quad (1.1)$$

где σ_x , σ_y , σ_z – нормальные составляющие напряжений на площадках, нормали к которым параллельны осям x , y , z , МПа.

В покоящейся ньютоновской жидкости касательные напряжения всегда равны нулю, а

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = -p, \quad (1.2)$$

то есть давление – это нормальное сжимающее напряжение, величина которого не зависит от ориентации площадки.

Вектор силы давления всегда совпадает по направлению с вектором внутренней нормали, а его величина на элементарной площадке, в пределах которой можно считать $p = \text{const}$, равна

$$dP = p dS. \quad (1.3)$$

Размерность давления:

– в системе СИ – $[p] = \text{Н/м}^2 = \text{Па}$ (Паскаль);

– в системе МКС – $[p] = \text{кг/м}^2 = 10^{-4} \text{ кг/см}^2$.

Некоторые внесистемные единицы:

– атмосфера техническая: $1 \text{ ат} = 1 \text{ кг/см}^2 = 9,80665 \times 10^4 \text{ Па}$;

– атмосфера физическая: $1 \text{ атм} = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

– бар: $1 \text{ бар} = 1 \times 10^5 \text{ Па}$;

– торр: $1 \text{ торр} = 133,322 \text{ Па}$.

2 Основное уравнение гидростатики

Основное уравнение гидростатики (уравнение Эйлера) при условии действия равномерного гравитационного поля (проекции единичной массовой силы на соответствующие оси декартовых координат F_x , F_y , F_z равны соответственно $F_x = F_y = 0$; $F_z = -g$) может быть представлено

$$dp = -\rho g dz, \quad (1.4)$$

а после интегрирования преобразовано к виду

$$p + \rho g z = \text{const}, \quad (1.5)$$

Если же при $z = z_0$ известно давление $p = p_0$, то

$$p = p_0 + \rho g h, \quad (1.6)$$

где h – глубина расположения площадки, м, $h = z_0 - z$.

Уравнение (1.5) имеет простой энергетический смысл: потенциальная энергия всех жидкостных частиц в покоящейся однородной жидкости ($p = \text{const}$) постоянна.

Для измерения атмосферного давления применяется, например, жидкостной барометр (рисунок 1)

Поскольку при $z = \text{const}$ $p = \text{const}$ (см. уравнение (1.3)), то для двух точек горизонтальной плоскости 1 – 1 (см. рисунок 1), которые могут быть соединены в пределах одной жидкости, выполняется условие

$$p_A = p_B. \quad (1.7)$$

Плоскость 1 – 1 часто называют плоскостью сравнения. Так как

$$p_A = p_{\text{ат}}, \quad (1.8)$$

а

$$p_B = p_{\text{н.п}} + \rho g h, \quad (1.9)$$

то

$$p_{\text{ат}} = p_{\text{н.п}} + \rho g h. \quad (1.10)$$

При использовании в качестве жидкости в барометре ртути давление насыщенных паров при нормальных условиях (273 К) $p_{\text{н.п}} = 0,173$ Па, то есть соответствует 0,013 мм и им можно пренебречь. Плотность ртути $\rho_{\text{рт}} = 13600$ кг/м³, поэтому при нормальном атмосферном давлении барометр покажет

$$h = \frac{101325}{13600 \cdot 9,80665} = 0,760 \text{ м} = 760 \text{ мм рт. ст.} \quad (1.11)$$

Давление насыщенных паров зависит от температуры жидкости и может быть легко найдено из справочной литературы. Характер этой зависимости для воды виден из представленных в таблице данных.

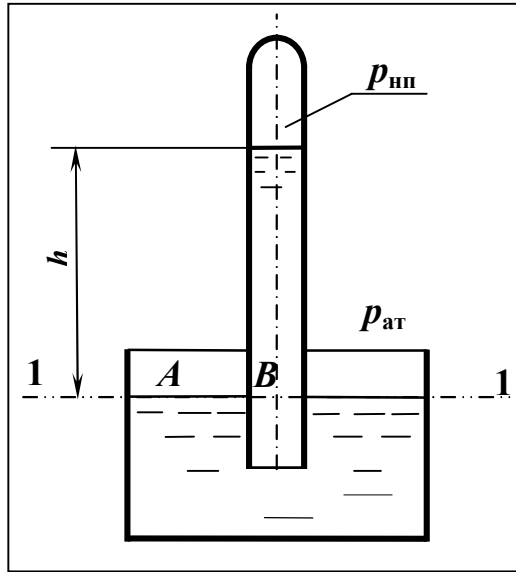


Рисунок 1 – Схема жидкостного барометра

Таблица – Зависимость давления насыщенных паров воды от ее температуры

$T, \text{ К}$	277	293	313	333	353	373
$p_{\text{нп}}, \text{ кПа}$	0,813	2,34	7,37	19,9	47,3	101,3

Таким образом, при нормальном атмосферном давлении $p_{\text{ат}} = 760$ мм рт. ст. = 101,3 кПа, при 293 К

$$h = \frac{(101,3 - 0,813) \cdot 10^3}{9,8 \cdot 10^3} \approx 10 \text{ м вод. ст.} \quad (1.12)$$

При $T=393 \text{ К}$ $h = 0$.

Простая связь давления и высоты слоя жидкости (см. уравнение (1.6)), тогда и способ измерения позволяет давать давления в метрах жидкостного столба:

- 1 ат \approx 10 м вод. ст.;
- 1 мм вод. ст. \approx 0,8 Па;
- 1 мм рт. ст. = 133,322 Па

Для измерения давления в технике используют принцип сравнения измеряемого давления с атмосферным (рисунок 2), деформация мембранной коробки, например, зависит от разности давлений $p - p_{\text{ат}}$. При $p = p_{\text{ат}}$ деформация коробки равна нулю, стрелка прибора показывает 0.

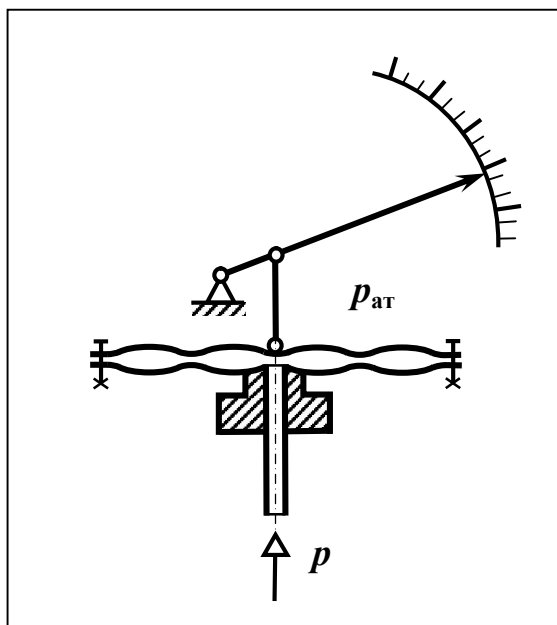


Рисунок 2 – Схема манометра с мембранной коробкой

Если $p > p_{ат}$, то показание прибора называется манометрическим, или избыточным давлением

$$p_{ман} = p - p_{ат}. \quad (1.13)$$

Если $p < p_{ат}$, то прибор измеряет вакуум

$$p_{вак} = p_{ат} - p. \quad (1.14)$$

В технической системе $[p_{ман}] = атм$; $[p_{вак}] = атв$.

3 Примеры решения задач

Пример 1

Найти при условии $T = const$ давление воздуха в шахте на глубине 1 км, 3 км, 5 км, если давление на поверхности земли $p = 1 ат$. Плотность воздуха при $p = p_{ат}$ $\rho_0 = 1,29 кг/м^3$.

Решение

Интегрирование уравнения (1.4) следует проводить с учетом сжимаемости воздуха.

При изотермическом сжатии $pV = const$ или $p/\rho = const$, откуда следует $p/\rho = p_0/\rho_0$, то есть

$$\rho = \frac{p}{p_0} \rho_0. \quad (1.15)$$

С учетом этого выражения уравнение (1.4) примет вид

$$dp = -\frac{p}{p_0} \rho_0 g dz, \quad (1.16)$$

или

$$\frac{dp}{p} = -\frac{1}{p_0} \rho_0 g dz. \quad (1.17)$$

После интегрирования найдем из начального условия: при $z=0$ $p=p_0$, то есть $C = \ln p_0$, окончательно получим

$$p = p_0 \exp(-\rho_0 g z / p_0). \quad (1.18)$$

При $z = -1000$ м

$$p = 9,8 \cdot 10^4 \exp\left(\frac{1,29 \cdot 9,8 \cdot 1000}{9,8 \cdot 10^4}\right) = 11,15 \cdot 10^4 \text{ Па} = 111,5 \text{ кПа} = 1,14 \text{ ат} \quad (1.19)$$

При $z = -3000$ м $p = 1,47$ ат.

При $z = -5000$ м $p = 1,91$ ат.

Пример 2

Найти разность давлений $p_1 - p_2$ (рисунок 3), измеренную при помощи дифференциального манометра, если $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ (вода), $\rho_1 = 815 \text{ кг/м}^3$ (керосин), $h = 300$ мм.

Решение

В плоскости сравнения $1 - 1$ $p_A = p_B$ (точки A и B можно соединить линией, не выходящей из керосина).

В соответствии с (1.6)

$$p_1 = p_A + \rho g(h + a); \quad (1.20)$$

$$p_C = p_B + \rho_1 g h; \quad (1.21)$$

$$p_2 = p_C + \rho g a = p_B + \rho_1 g h + \rho g a. \quad (1.22)$$

Приравняв значения p_A и p_B , вычисленные из (1.20) и (1.21), найдем

$$p_1 - \rho g(h + a) = p_2 - \rho_1 g h - \rho g a, \quad (1.23)$$

то есть

$$p_1 - p_2 = \rho g h - \rho_1 g h = (\rho - \rho_1) g h. \quad (1.24)$$

$$p_1 - p_2 = (1000 - 815) \cdot 9,8 \cdot 0,3 = 543,9 \text{ Па}. \quad (1.25)$$

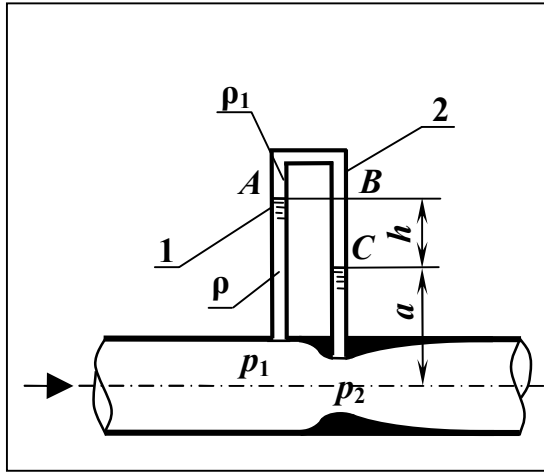


Рисунок 3 – К примеру 2

Пример 3

Определить массу m колокола (рисунок 4), имеющего диаметры $D_1 = 0,1$ м, $D_2 = 0,2$ м, $D_3 = 0,4$ м, если глубина его погружения $H = 0,3$ м, подъём уровня воды внутри колокола $h = 0,1$ м, а избыточное давление на поверхности воды вне колокола $p_{\text{ман}} = 20$ кПа.

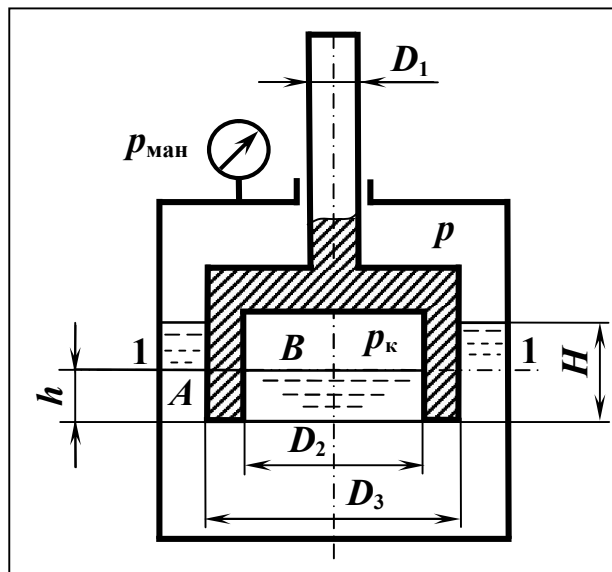


Рисунок 4 – К примеру 3

Решение

Введём обозначения: p – давление газа вне колокола, Па; p_k – давление газа под колоколом, Па.

Для плоскости сечения 1 – 1 справедливо: $p_A = p_B$, где $p_A = p + \rho g(H - h)$, а $p_B = p_k$. Поэтому давление $p_k = p + \rho g(H - h)$.

Освободим колокол от связей и заменим их силами (рисунок 5), в рассматриваемой задаче это силы давления P_1, P_2, P_3, P_4 равные соответственно:

$$P_1 = p_{\text{ат}} \frac{\pi D_1^2}{4}; \quad (1.26)$$

$$P_2 = p \left(\frac{\pi D_3^2}{4} - \frac{\pi D_1^2}{4} \right) = p \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_1^2); \quad (1.27)$$

$$P_3 = p_3 \left(\frac{\pi D_3^2}{4} - \frac{\pi D_2^2}{4} \right) = (p + \rho g H) \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_2^2); \quad (1.28)$$

$$P_4 = p_{\kappa} \frac{\pi D_2^2}{4} = (p + \rho g (H - h)) \frac{\pi D_2^2}{4}. \quad (1.29)$$

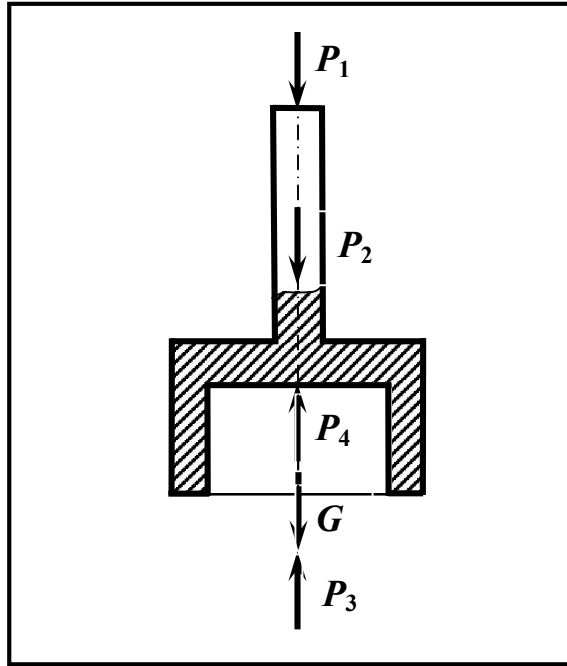


Рисунок 5 – Расчетная схема к примеру 3

Силы, действующие на боковые поверхности, очевидно, взаимно компенсируют и на рисунке 5 не показаны.

Рассмотрим условие равновесия сил, действующих на колокол:

$$\sum_i P_{zi} = 0; \quad (1.30)$$

$$-mg - P_1 - P_2 + P_4 = 0 \quad (1.31)$$

Тогда

$$m = (P_3 + P_4 - P_1 - P_2) / g = \left\{ (p + \rho g H) \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_2^2) + [p + \rho g (H - h)] \frac{\pi D_2^2}{4} - p_{\text{ат}} \frac{\pi D_1^2}{4} - p \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_1^2) \right\} / g,$$

где

$$p = p_{\text{ман}} + p_{\text{ат}} = 98 + 20 = 118 \text{ кПа.}$$

Таким образом

$$m = \left[\rho g H \frac{\pi D_3^2}{4} - \rho g h \frac{\pi D_2^2}{4} + (p - p_{\text{ат}}) \frac{\pi D_1^2}{4} \right] / g = \frac{\pi}{4} \left[\rho (H D_3^2 - h D_2^2) + \frac{p_{\text{ман}}}{g} D_1^2 \right],$$

откуда масса колокола равна

$$m = 0,785 \cdot (1000 \cdot (0,3 \cdot 0,4^2 - 0,1 \cdot 0,2^2) + 20 \cdot 10^3 \cdot 0,1^2 / 9,8) = 50,56 \text{ кг.}$$

4 УСЛОВИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЗАДАЧ

Для каждой серии задач дано общее условие с описанием схемы, а также некоторые параметры, единые для всей серии. Конкретные данные по каждой задаче изложены повариантно.

Варианты 1.1 – 1.3 (рисунок 6)

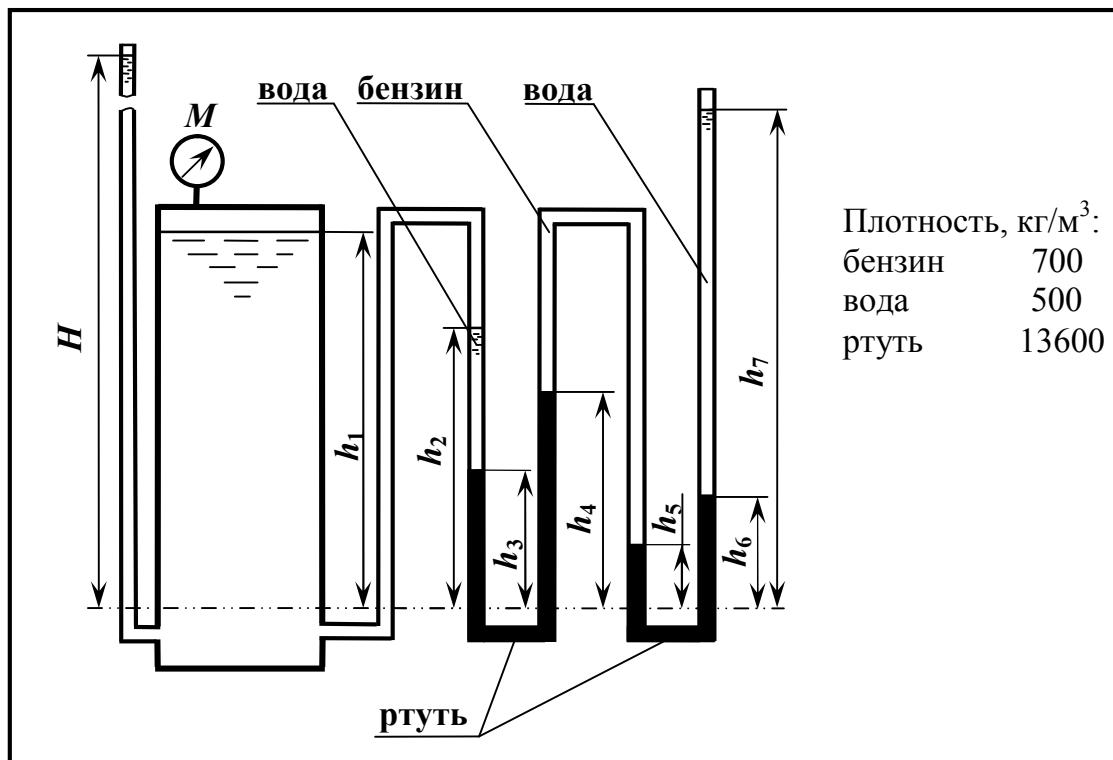


Рисунок 6 – К вариантам 1.1–1.3

УСЛОВИЕ. К резервуару, заполненному бензином ($\rho_b = 700 \text{ кг/м}^3$) до высоты $h_1 = 2,5 \text{ м}$, присоединены три различных прибора для измерения давления: пружинный манометр M , пьезометрическая трубка H и двухколенный манометр, заполненный бензином, водой ($\rho_v = 1000 \text{ кг/м}^3$) и ртутью ($\rho_{рт} = 13600 \text{ кг/м}^3$). Положение уровней жидкостей в трубках определяется относительно одной общей плоскости сравнения.

Вариант 1.1

Определить давление паровоздушной смеси в сосуде при заданном положении уровней в двухколенном манометре: $h_2 = 2,3 \text{ м}$; $h_3 = 1,0 \text{ м}$; $h_4 = 1,5 \text{ м}$; $h_5 = 0,2 \text{ м}$; $h_6 = 0,8 \text{ м}$; $h_7 = 3,0 \text{ м}$. Каковы при этом будут показания пружинного манометра M ?

Вариант 1.2

Какое преимущество в эксплуатации даёт двухколенный манометр по сравнению с пьезометрической трубкой при заданном положении уровней: $h_2 = 2,3$ м; $h_3 = 1,0$ м; $h_4 = 1,5$ м; $h_5 = 0,2$ м; $h_6 = 0,8$ м.

Вариант 1.3

Определить плотность жидкости, использованной в качестве буферной между столбиками ртути в двухколенном манометре, если поверхность раздела установилась на следующих уровнях: $h_2 = 2,3$ м; $h_3 = 1,0$ м; $h_4 = 1,5$ м; $h_5 = 0,2$ м; $h_6 = 0,8$ м; $h_7 = 7,8$ м. Показания пьезометрической трубки $H = 30$ м.

Варианты 1.4 – 1.7 (рисунок 7)

УСЛОВИЕ. Два резервуара, заполненные спиртом и водой, соединены между собой трёхколенным манометром, в котором находятся спирт, ртуть, вода и воздух. Положение уровней жидкостей измеряется относительно одной общей плоскости. Уровень спирта в левом резервуаре $h_1 = 4$ м, уровень воды в правом $h_6 = 3$ м. Давление в резервуарах контролируется с помощью манометра M и вакуумметра V .

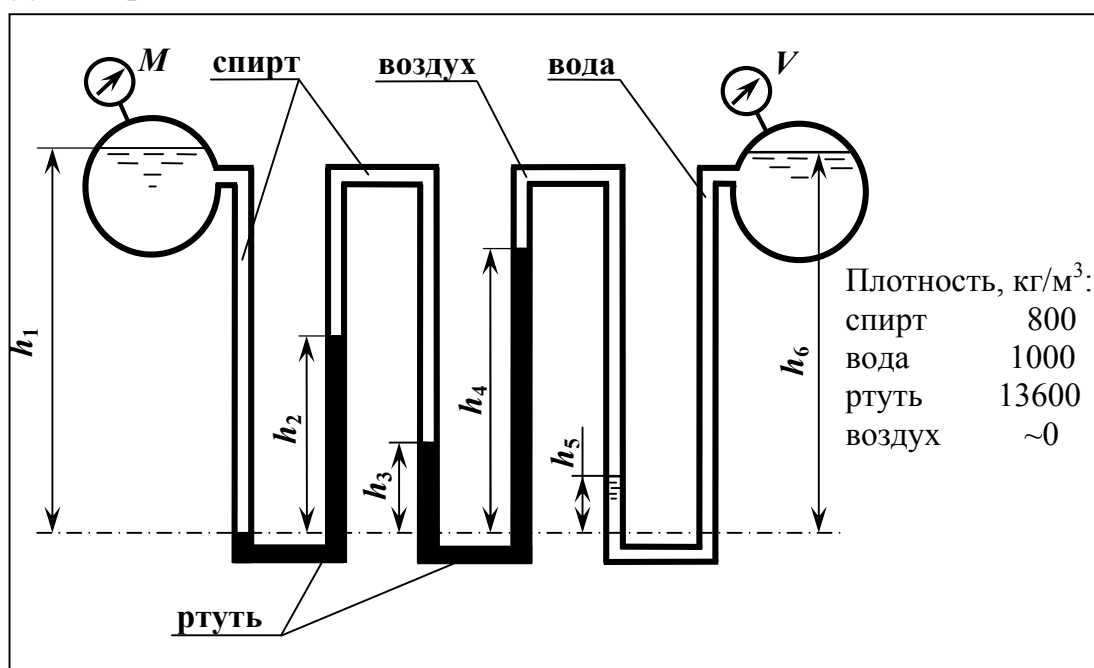


Рисунок 7 – К вариантам 1.4 – 1.7

Вариант 1.4.

Определить разность давлений в резервуарах, если в трёхколенном манометре установилось следующее положение уровней жидкостей: $h_2 = 4,2$ м; $h_3 = 0,6$ м; $h_4 = 0,8$ м; $h_5 = 0,5$ м.

Вариант 1.5

Определить показания манометра M , если в трёхколенном манометре установилось следующее положение уровней жидкостей: $h_2 = 1,8$ м; $h_3 = 0,5$ м; $h_4 = 0,9$ м; $h_5 = 0,2$ м, а показания вакуумметра $V = 0,3$ атв.

Вариант 1.6

Определить плотность жидкости, использованной в качестве буферной в трехколенном манометре между столбиками ртути, если поверхности раздела в трубках установились на следующих уровнях: $h_2 = 1,5$ м; $h_3 = 0,5$ м; $h_4 = 0,9$ м; $h_5 = 0,7$ м, а показания вакуумметра $V = 0,6$ атв и манометра $M = 1,76$ ати.

Вариант 1.7

Определить тип прибора, который следует использовать для контроля давления в правом резервуаре, если давление паров спирта в левом составляет 2 ата. Положение уровней в трехколенном манометре взять из варианта 1.6.

Варианты 1.8 – 1.11 (рисунок 8)

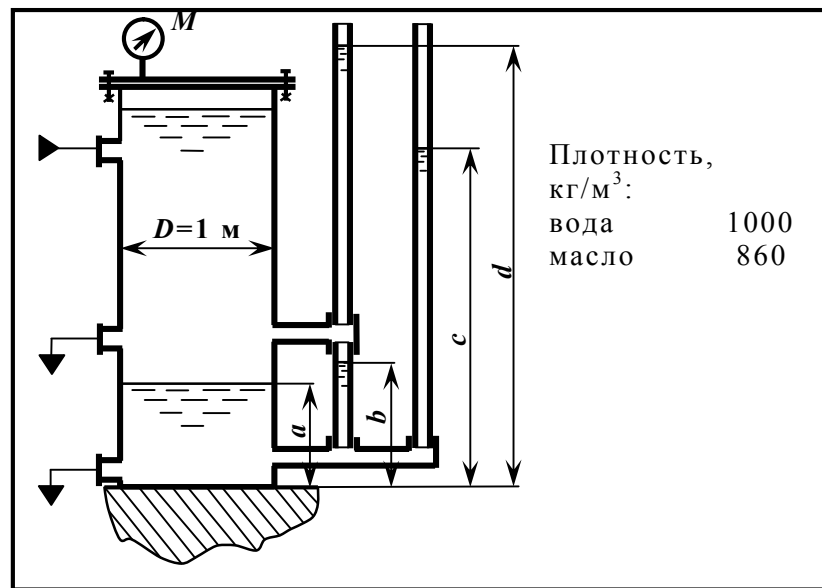


Рисунок 8 – К вариантам 1.8 – 1.11

УСЛОВИЕ. В бак-отстойник залита смесь масла с водой в объемном соотношении 3 : 1 под давлением, контролируемым с помощью пружинного манометра M . Уровни жидкостей и границы раздела определяются по двум мерным стеклам; в первое подаются обе жидкости, во второе – только вода. Граница раздела масла и воды в баке-отстойнике установилась на высоте $a = 0,2$ м.

Вариант 1.8

Определить положение границ раздела жидкостей в трубках уровнемеров, если показания пружинного манометра $M = 1,1$ ати. Плотность масла $\rho_m = 860$ кг/м³, воды – $\rho_v = 1000$ кг/м³.

Вариант 1.9

Определить показания пружинного манометра M и плотность масла, если, границы раздела жидкостей в трубках уровнемеров находятся на высотах $c = 5,78$ м и $d = 7,18$ м.

Вариант 1.10

Определить минимальное усилие в болтовом соединении на крышке бака-отстойника, если границы раздела жидкостей в трубках уровнемеров находятся

на высотах $c = 8,87$ м и $d = 10,28$ м. Плотность масла неизвестна. Масса крышки $m = 20$ кг.

Вариант 1.11

Найдите плотность масла, если $b = 0,2$ м, $c = 1,3$ м и $d = 1,6$ м.

Варианты 1.12 – 1.13 (рисунок 9)

УСЛОВИЕ. Давление p на поверхности воды в резервуаре измеряется ртутным U-образным манометром. Плотность воды $\rho_{\text{в}} = 1000$ кг/м³, а ртути $\rho_{\text{рт}} = 13600$ кг/м³.

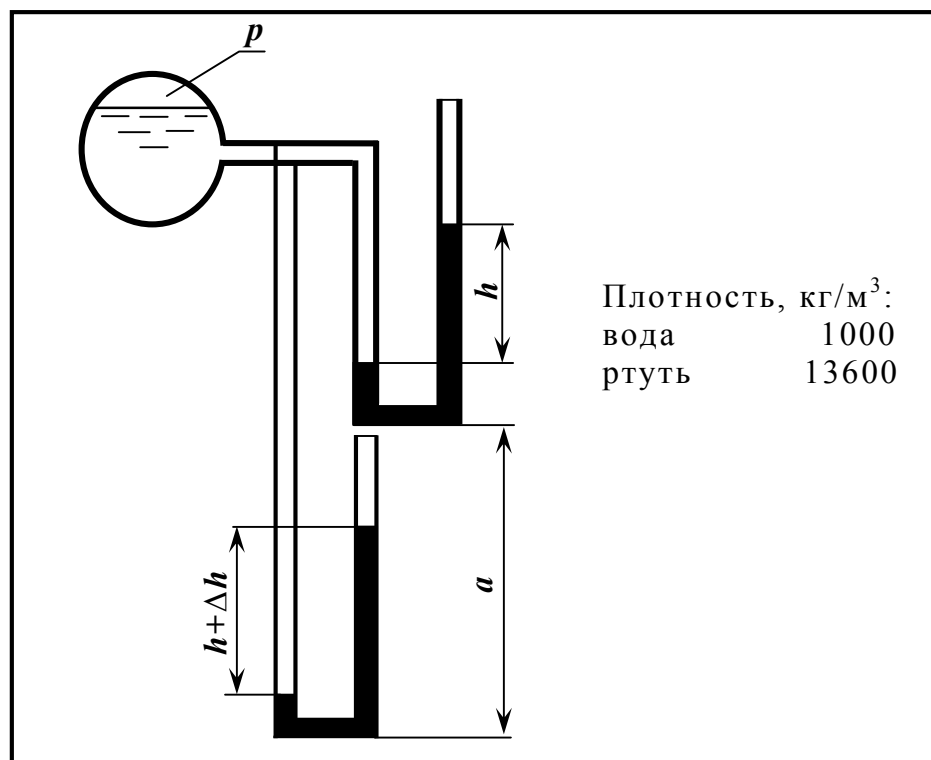


Рисунок 9 – К вариантам 1.12 – 1.13

Вариант 1.12

Как изменятся показания манометра, если его переместить вниз на a мм при неизменном давлении на поверхности воды и практически постоянном ее уровне?

Вариант 1.13

Определить, какая жидкость находится в резервуаре, если при перемещении U-образного манометра вниз на $a = 1$ м показания последнего увеличились на $h = 52,8$ мм. Условия проведения эксперимента смотри в предыдущем варианте.

Варианты 1.14 – 1.15 (рисунок 10)

УСЛОВИЕ. В крышке бака, наполненного водой, давление которого измеряется с помощью пружинного манометра M , расположены три поршня, способные перемещаться без трения в вертикальном направлении. Поршни имеют

следующие диаметры: $d_1=0,1$ м; $d_2=0,3$ м; $d_3=0,15$ м, и в положении равновесия расположены на соответствующих глубинах: $h_1=0,2$ м; $h_2=0,5$ м; $h_3=0,3$ м.

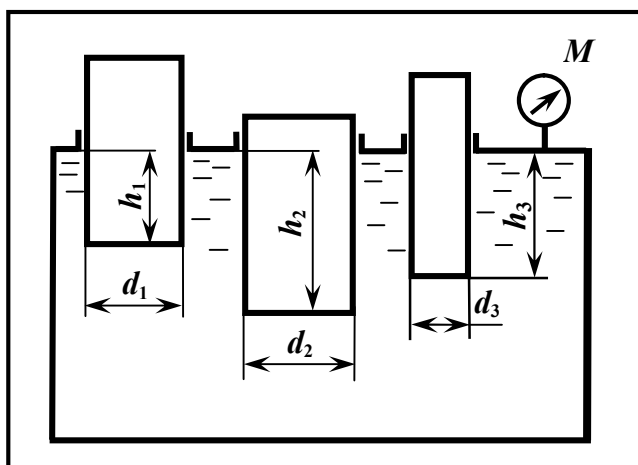


Рисунок 10 – К вариантам 1.14 – 1.15

Вариант 1.14

Определить массы всех поршней, если показания манометра в положении равновесия $M = 500$ кПа. Как изменятся положения поршней и показания манометра, если массу третьего поршня увеличить на 10 кг?

Вариант 1.15

Определить массы всех поршней, если показания пружинного манометра в состоянии равновесия системы составляют $M = 200$ кПа. Что произойдёт с положением поршней и показаниями манометра, если на центральный поршень положить груз массой 14 кг?

Варианты 1.16– 1.20 (рисунок 11)

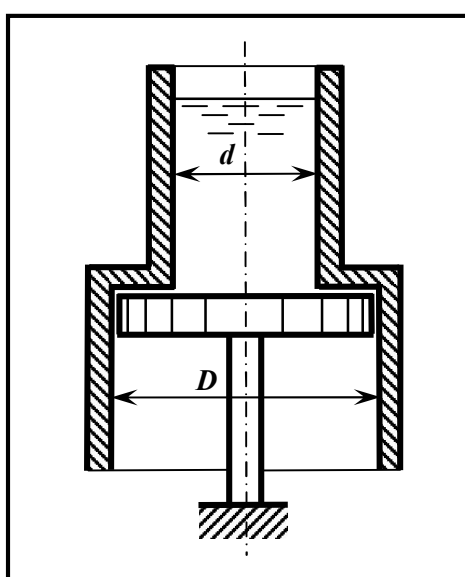


Рисунок 11 – К вариантам 1.16 – 1.20

УСЛОВИЕ. На неподвижном поршне диаметром D покоится сосуд, состоящий из двух цилиндрических обечаек. Диаметр верхнего цилиндра – d , масса сосуда – m . Трением сосуда о поршень пренебречь.

Вариант 1.16

Какой минимальный объем воды нужно залить в покоящийся сосуд, чтобы он всплыл над поршнем? $D = 0,6$ м, $d = 0,4$ м, $m = 10$ кг.

Вариант 1.17

Какую жидкость нужно залить в сосуд, чтобы он всплыл над поршнем при объеме заливки 3 л? $D = 0,6$ м, $d = 0,4$ м, $m = 10$ кг.

Вариант 1.18

Каким должен быть диаметр поршня D , если сосуд всплывает при заполнении его 5 л керосина с плотностью $\rho = 800$ кг/м³, а $d = 0,4$ м, $m = 10$ кг?

Вариант 1.19

Найти массу сосуда, если он всплывает при заливке в него 6 л пресной воды, причем $D = 0,6$ м, $d = 0,4$ м.

Вариант 1.20

Определить диаметр d верхней части сосуда, если он всплывает при заливке в него 7 л воды, причем $D = 0,6$ м, $m = 10$ кг.

Варианты 1.21– 1.28 (рисунок 12)

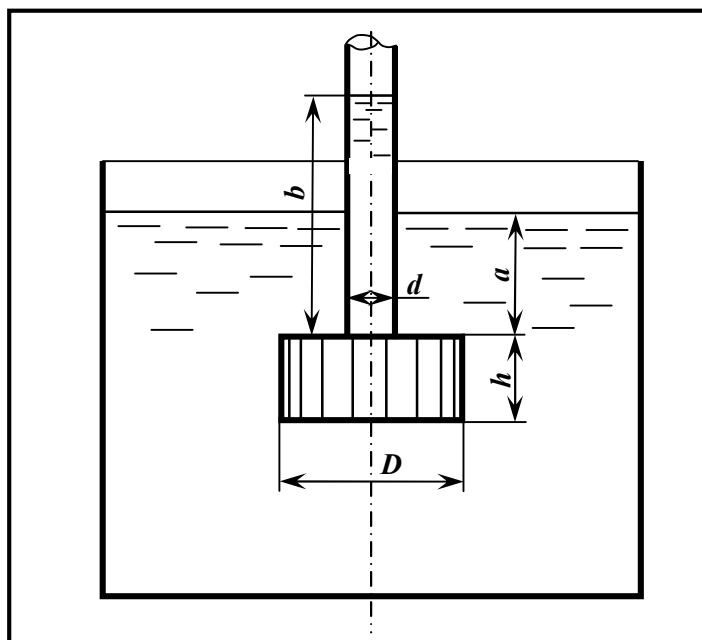


Рисунок 12 – К вариантам 1.21 – 1.28

УСЛОВИЕ. В сосуд, заполненный жидкостью плотностью ρ , подается та же жидкость по трубке с внутренним диаметром d . Роль клапана, закрывающего выходное отверстие трубки, затопленное на глубину a , играет цилиндрический поплавок диаметром D и высотой h .

Вариант 1.21

Определить минимальную высоту h уровня жидкости в трубке, при которой клапан срабатывает. Используемая жидкость – пресная вода. Масса поплавка $m = 50$ г, $d = 10$ мм, $D = 50$ мм, $h = 50$ мм, $a = 150$ мм.

Вариант 1.22

Определить плотность жидкости, если при массе поплавка $m = 40$ г устройство срабатывает при разности уровней жидкости в сосуде и трубке 200 мм, при этом $d = 10$ мм, $D = 50$ мм, $h = 50$ мм, $a = 150$ мм.

Вариант 1.23

Определить плотность жидкости в трубке, если сосуд заполнен пресной водой, а поплавков массой $m = 30$ г открывает отверстие трубки при разности уровней в сосуде и трубке 180 мм, причем $d = 10$ мм, $D = 50$ мм, $h = 50$ мм, $a = 150$ мм.

Вариант 1.24

Определить плотность материала, из которого изготовлен сплошной поплавок описанного выше устройства, если оно срабатывает при разности уровней пресной воды в сосуде и трубке 170 мм, а $d = 10$ мм, $D = 50$ мм, $h = 50$ мм, $a = 150$ мм.

Вариант 1.25

Каким должен быть диаметр поплавка D , обладающего массой $m = 100$ г, чтобы клапан срабатывал при $b = 400$ мм? Известны размеры поплавка: $d = 10$ мм, $h = 50$ мм, $a = 150$ мм.

Вариант 1.26

Найти диаметр трубки d , если известно, что устройство срабатывает при $b = 330$ мм. Масса поплавка $m = 45$ г, $D = 50$ мм, $h = 50$ мм, $a = 150$ мм.

Вариант 1.27

Определить глубину a торца трубки, если клапан срабатывает при уровне воды в ней $b = 200$ мм. Масса поплавка $m = 45$ г, $d = 10$ мм, $D = 50$ мм, $h = 50$ мм.

Вариант 1.28

Определите высоту h поплавка, если клапан пропускает воду из трубки в сосуд при $b = 460$ мм. Масса поплавка $m = 65$ г, $d = 10$ мм, $D = 50$ мм, $a = 150$ мм.

Контрольная работа 2

Давление жидкости на плоскую наклонную стенку

Теоретические сведения, примеры решения типовых задач, а также содержание контрольных задач приведены в методическом пособии:

Петров, С.И. Основы механики жидкости и газа. Часть 2 Давление жидкости на плоскую наклонную стенку / С. И. Петров, И. В. Доманский, Р. Ш. Абиев, – СПб.: С.-Пб технологический институт, 2013. – 75 с.

Варианты контрольных задач: 2.1 – 2.25 (B=25)

2 Расчет силы давления жидкости на плоскую наклонную стенку

2.1 Приведение распределенной нагрузки от давления жидкости к равнодействующим силам

Рассмотрим наиболее простой случай определения результирующей сил давления, действующей на плоскую поверхность: горизонтальная пластина площадью S находится на глубине h в жидкости плотностью ρ (рисунок 2.1). Поскольку в этом случае давление p равномерно распределено по поверхности (эюра давлений имеет прямоугольную форму), то очевидно, что равнодействующая сила P определяется как

$$P = pS \quad (2.1)$$

и приложена в центре тяжести пластины.

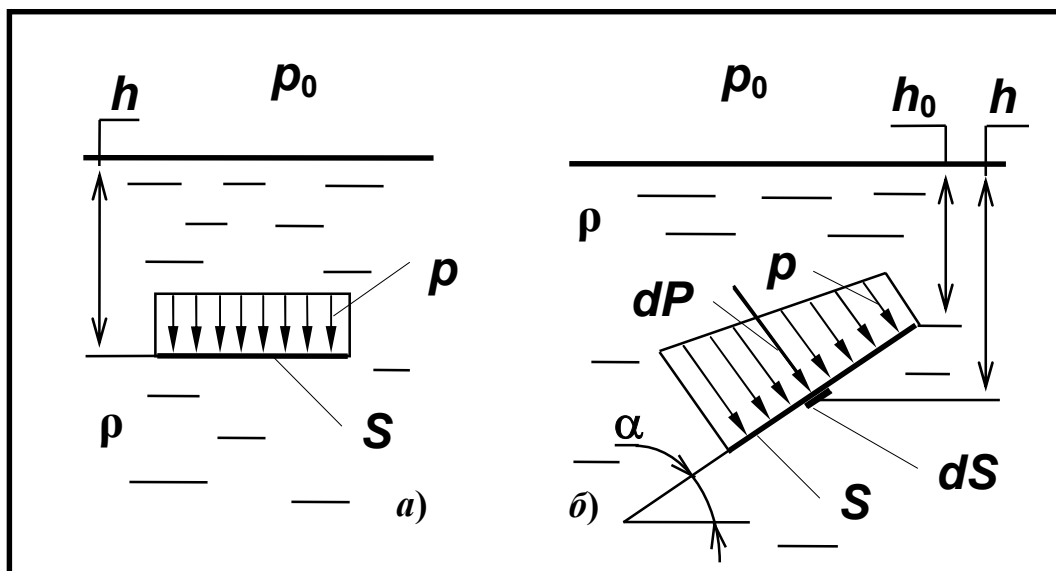


Рисунок 2.1 – Эпюры давления жидкости на горизонтальную (а) и наклонную (б) плоские пластины

При этом величина давления p находится согласно основному уравнению гидростатики [1]

$$p = p_0 + \rho gh \quad (2.2)$$

Рассмотрим более общий случай. Найдем результирующую сил давления, действующего на пластину, наклоненную к горизонту под углом α . В этом случае давление p будет линейно возрастать с увеличением глубины погружения площадки. Эюра давлений поэтому будет уже иметь трапецивидную форму (смотри рисунок 2.1).

Для вычисления равнодействующей сил давления P , всю плоскую площадку S произвольной формы (рисунок 2.2) разбиваем на элементарные площадки dS , в пределах которых давление можно считать постоянным.

Тогда элементарную силу давления dP , действующую на площадку dS , расположенную на глубине h , можно вычислить по формуле

$$dP = p dS \quad (2.3)$$

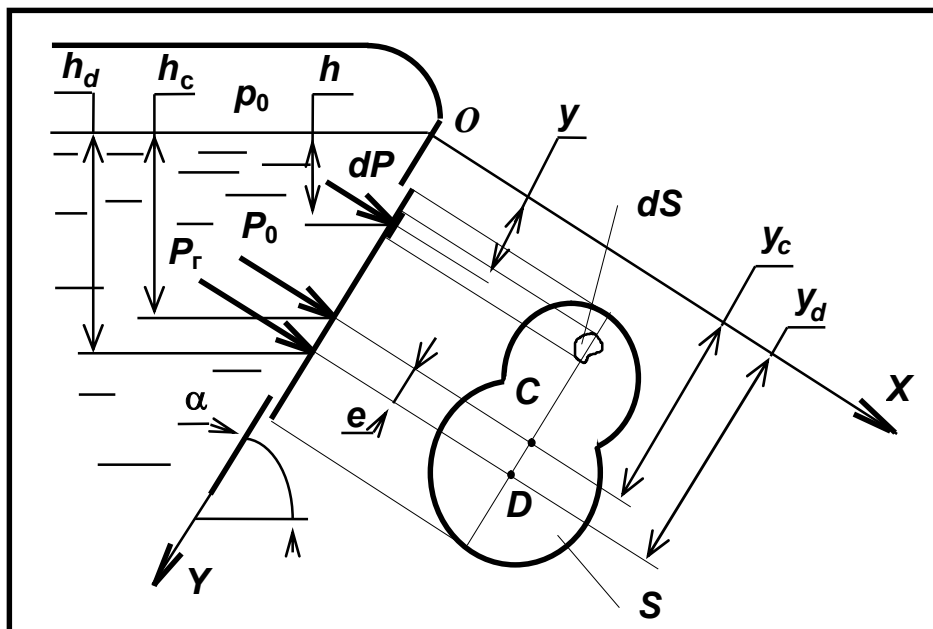


Рисунок 2.2 – Схема сил для вывода расчетных зависимостей

Для нахождения величины равнодействующей силы P достаточно просуммировать по площади S все элементарные силы dP , то есть вычислить интеграл (с учетом равенства 2.3)

$$P = \int_S dP = \int_S p dS. \quad (2.4)$$

Подставляя в последнее выражение зависимость (2.2), получим

$$P = \int_S (p_0 + \rho g h) dS = \int_S p_0 \cdot dS + \int_S \rho g h \cdot dS. \quad (2.5)$$

Первое слагаемое легко преобразуется к виду

$$\int_S p_0 dS = p_0 \int_S dS = p_0 S \equiv P_0. \quad (2.6)$$

и представляет собой результирующую силу P_0 от внешнего давления p_0 .

Второе же слагаемое с учетом связи глубины расположения площадки h с ее координатой y (смотри рисунок 2.2) можно представить в виде

$$\int_S \rho g h dS = \rho g \sin \alpha \int_S y dS. \quad (2.7)$$

Последний интеграл представляет собой статический момент площади S относительно оси OX и определяется через координату центра тяжести y_c

$$S_{ox} = \int_S y dS = y_c S. \quad (2.8)$$

Тогда, с учетом (2.5) – (2.8), имеем

$$P = p_0 S + \rho g \cdot \sin \alpha \cdot y_c S = p_0 S + \rho g h_c S = p_c S. \quad (2.9)$$

Таким образом, величину результирующей сил давления, действующего на наклонную площадку, можно рассчитать через величину полного давления в ее центре тяжести p_c , либо разложить на две составляющие силы: равнодействующую P_0 от внешнего давления p_0 и равнодействующую P_r от сил гидростатического давления p_r

$$P = P_0 + P_r \quad (2.10)$$

Очевидно, что первая сила приложена в центре тяжести площадки S , поскольку внешнее давление p_0 равномерно распределено по ее поверхности. Для определения координаты точки приложения y_D второй составляющей P_r найдем сумму моментов элементарных сил гидростатического давления dP_r (смотри рисунок 2.2) относительно оси OX . Такой же момент должна создавать и равнодействующая P_r от гидростатического давления. Следовательно, справедливо равенство

$$\int_S y dP_r = P_r y_D. \quad (2.11)$$

Преобразуем его левую часть с учетом зависимостей (2.2) и (2.6)

$$\int_S y dP_r = \int_S y p_r dS = \int_S y \rho g y \cdot \sin \alpha \cdot dS = \rho g \cdot \sin \alpha \int_S y^2 dS. \quad (2.12)$$

Последний интеграл представляет собой момент инерции площадки S относительно оси OX

$$I_{ox} = \int_S y^2 dS. \quad (2.13)$$

Тогда координата точки приложения равнодействующей силы от гидростатического давления

$$y_D = \frac{\int_S y dP_r}{P_r} = \frac{\rho g \cdot \sin \alpha \cdot I_{ox}}{\rho g h_c S} = \frac{I_{ox}}{y_c S}. \quad (2.14)$$

Поскольку в справочной литературе, как правило, приводятся моменты инерции I_c относительно оси, проходящей через центр тяжести площадки S , то

удобно преобразовать последнее выражение к виду (с учетом равенства $I_{0X} = I_c + y_c^2$)

$$y_D = \frac{I_c + y_c^2 S}{y_c S} = \frac{I_c}{y_c S} + y_c = e + y_c. \quad (2.15)$$

Таким образом, мы получили, что точка приложения равнодействующей гидростатического давления – **центр давления D** – расположен глубже центра тяжести C на величину эксцентриситета e . Величина смещения определяется геометрическими параметрами площадки S и координатой расположения ее центра тяжести.

Необходимо отметить, что при расчете величины P_Γ используется координата центра тяжести y_c , а прилагается она в центре давлений D .

2.2 Оптимизация алгоритма решения задач

В качестве давления p_0 может быть выбрано не только давление на поверхности жидкости, но и известное нам давление на любом уровне в жидкости. В последнем случае может оказаться, что $y_c < 0$, тогда и величина эксцентриситета будет отрицательна ($e < 0$). Если же координата центра тяжести площадки $y_c = 0$, то формула (2.15) дает $e \rightarrow \infty$. В этом случае удобно свести силы давления к равнодействующей P_C , приложенной в центре тяжести площадки S , и моменту сил M_Γ (рисунок 2.3):

$$P_\Gamma + P_0 = P_C \quad (2.16)$$

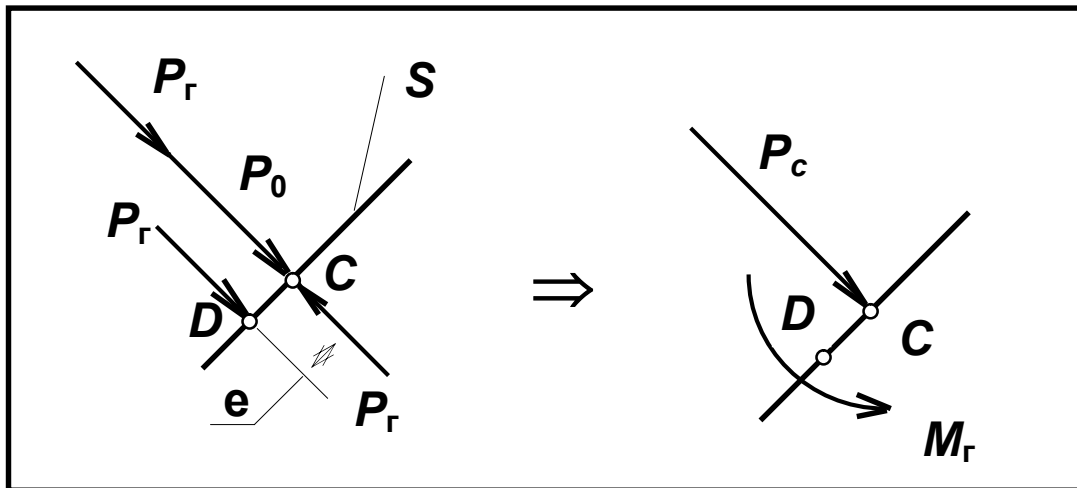


Рисунок 2.3 – Приведение сил давления жидкости к равнодействующим силе и моменту

$$M_\Gamma = P_\Gamma e = \rho g h_c S \frac{I_c}{y_c \cdot S} = \rho g I_c \sin \alpha. \quad (2.17)$$

В некоторых задачах удобно в качестве поверхности уровня выбрать поверхность с давлением, равным 0 , то есть, как бы долить слой жидкости высо-

той $h_0 = p_0/(\rho g)$. Тогда $P_0 = 0$ и остается только сила гидростатического давления.

Действие на пластину S гидростатического давления p_r и внешнего давления p_0 можно представить в виде эпюр давления (рисунок 2.4).

При этом результирующие силы P_r и P_0 прилагаются в центрах тяжести соответствующих эпюр. Если плоская площадка имеет прямоугольную форму, то центр тяжести: треугольной эпюры расположен от катета на расстоянии, равном $1/3$ длины основания b (смотри рисунок 2.4), прямоугольной эпюры – делит основание b пополам. Эти величины можно использовать в расчетах.

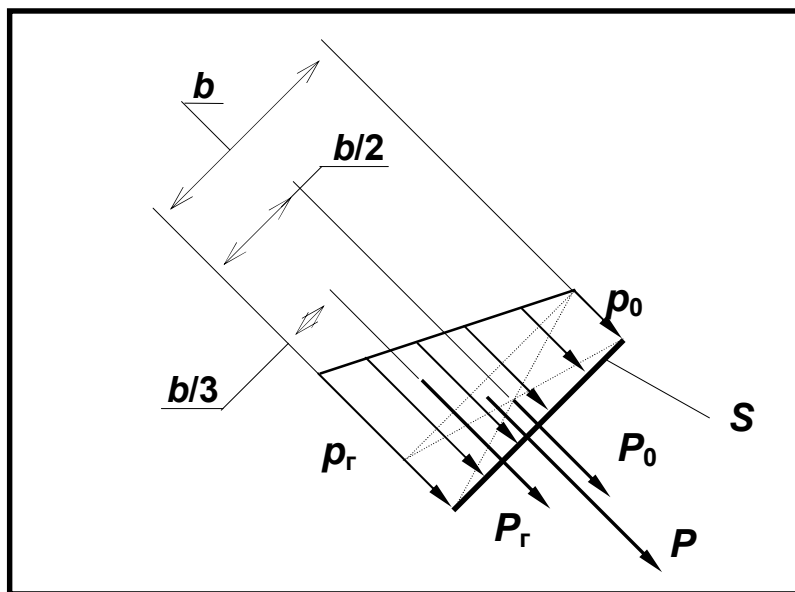


Рисунок 2.4 – Замена эпюр давлений равнодействующими силами

При решении задач полезно помнить, что если одна и та же жидкость (плотностью ρ) находится с обеих сторон площадки (рисунок 2.5), то силы давления будут частично взаимно компенсироваться, что технически приводит к возможности вычитать эпюры друг из друга. Все это позволяет иногда существенно сократить объем расчетов.

При анализе условия задачи необходимо иметь в виду, что далеко не все-

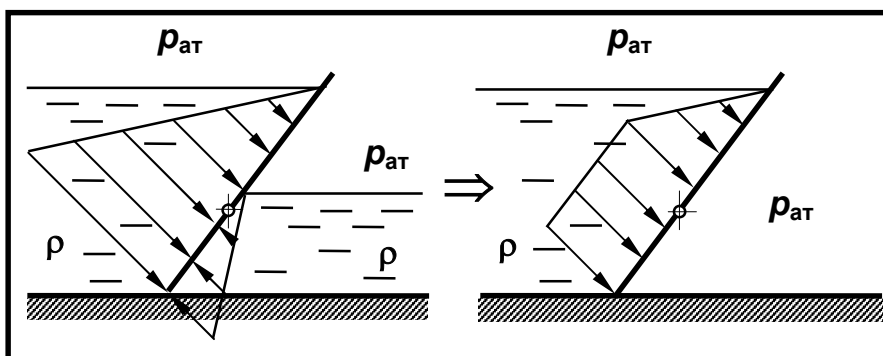


Рисунок 2.5 – Сложение эпюр давления жидкости

гда равнодействующая сил давления определяется весом жидкости, расположенной над рассматриваемой поверхностью. Если, например, взять сосуды раз-

личной формы (рисунок 2.6) с днами одинаковой площади S , то окажется, что сила давления во всех случаях будет одинаковой и зависеть только от уровня залитой в них жидкости h .

Это явление носит название “*гидростатического парадокса*” и объясняется тем, что часть нагрузки от жидкости воспринимается боковыми стенками сосудов.

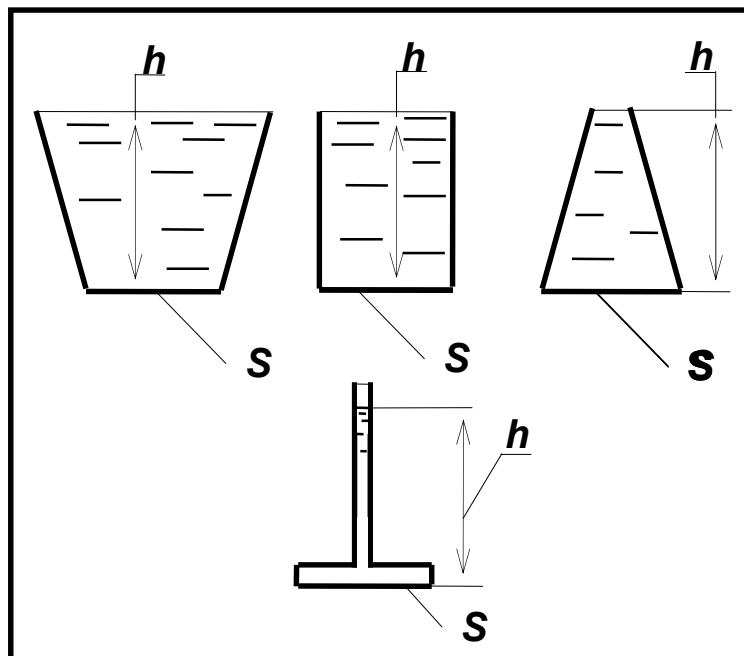


Рисунок 2.6 – “Гидростатический парадокс” в жидкости

В заключение, рассмотрим пример решения типовой задачи. Методика решения сводится к следующему: в расчетной схеме выделяется элемент (в соответствии с принципом освобождения от связей), давление жидкости на твердые стенки (распределенные по поверхности) заменяется равнодействующими силами, приложенными в центре тяжести и центре давления. Далее составляется одно или несколько (в зависимости от количества неизвестных величин) уравнений равновесия выделенного элемента, решение которых методами теоретической механики и даст нам величину искомых параметров.

2.3 Пример решения типовой задачи

В боковой стенке резервуара, предназначенного для хранения бензина (плотностью $\rho = 870 \text{ кг/м}^3$), на глубине $h_1 = 4 \text{ м}$ (рисунок 2.7) находится выпускная труба квадратного поперечного сечения со стороной $a = 0,4 \text{ м}$. Ее входное сечение расположено под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонтали и закрывается плоским щитом. Последний приводится в действие с помощью троса усилием T . Давление в резервуаре контролируется с помощью манометра, установленного на днище емкости на глубине $(h_1 + h_2) = 5 \text{ м}$, и составляет величину $M = 0,2 \text{ МПа}$. Определить минимальную величину усилия T , необходимого для начала поворота плоского щита. Трением в оси блока можно пренебречь. Масса щита составляет $m = 150 \text{ кг}$.

Решение.

Очевидно, что в данной задаче в качестве элемента, для которого будут составляться уравнения равновесия, следует выбрать поворотный щит. В соответствии с принципом освобождения от связей силу взаимодействия щита и выпускной трубы в шарнире O представим в виде двух составляющих R_x и R_y (поскольку направление ее действия неизвестно). Так как, по условию, требуется найти натяжение троса в момент начала поворота щита, то реакция в точке A отсутствует. В качестве давления p_0 выбираем давление над свободной поверхностью жидкости.

Действие гидростатического давления бензина p_r и внутреннего давления в резервуаре p_0 заменяем равнодействующими P_r и P_0 . Первая прикладывается в центре тяжести щита – C , вторая – в центре давлений D . Искомая сила натяжения троса T приложена в нижней точке щита A (так как трение в блоке отсутствует). В центре тяжести C приложены также результирующая от атмосферного давления $P_{ат}$ и сила веса щита G . Расчетная схема представлена на рисунке 2.7.

Теперь запишем для выбранного элемента уравнение равновесия. Поскольку нам требуется определить только одну неизвестную силу T , то из всех возможных вариантов выбираем уравнение моментов всех сил относительно оси поворота O . В этом случае силы реакции в шарнире не дадут момента и решение несколько упростится

$$\Sigma M_O = 0 \quad (2.18)$$

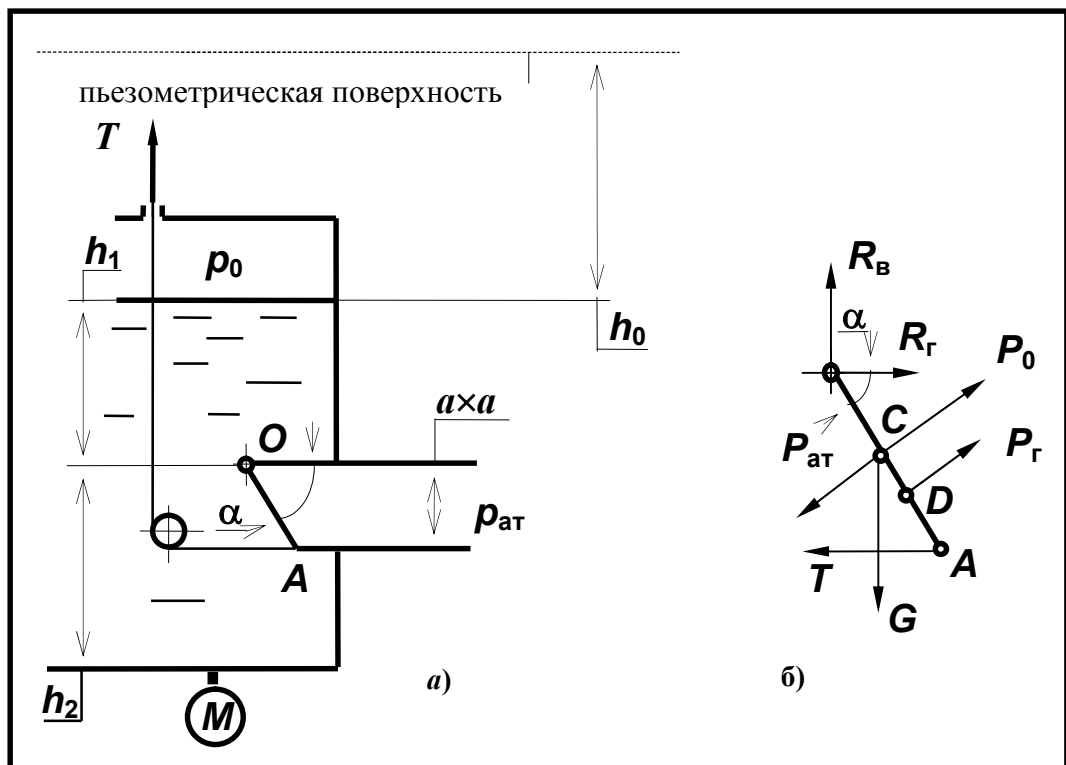


Рисунок 2.7 – Условие задачи (а) и расчетная схема (б) к примеру

Распишем сумму моментов сил в последнем уравнении (смотри рисунок 2.7)

$$P_0 |OC| + P_r |OD| - P_{ат} |OC| - G |OC| \cos\alpha - T |OA| \sin\alpha = 0 \quad (2.19)$$

При расчете давлений в резервуаре целесообразно пользоваться, на первых порах, их абсолютными значениями, а не относительными (которые показывают большинство измерительных приборов). Тогда давление p_0 над поверхностью жидкости составляет (с учетом того, что манометр регистрирует избыточное давление)

$$p_0 = (M + p_{ат}) - \rho g(h_1 + h_2) = (2+1) \cdot 10^5 - 870 \cdot 9,81 \cdot 5 = 0,26 \text{ МПа}$$

Далее находим геометрические размеры поворотного щита и положение его центров тяжести и давлений. Высота щита составляет

$$|OA| = a/\sin\alpha = 0,4/\sin 30^\circ = 0,8 \text{ м.}$$

Положение центра тяжести С определяет величина

$$|OC| = |OA|/2 = a/(2\sin\alpha) = 0,4/(2\sin 30^\circ) = 0,4 \text{ м.}$$

Площадь поворотного щита

$$S = \frac{a^2}{\sin\alpha} = \frac{0,4^2}{\sin 30^\circ} = 0,32 \text{ м.}$$

Поскольку момент инерции прямоугольной пластины относительно оси, проходящей через ее центр тяжести, равен

$$I_c = a(a/\sin\alpha)^3/12$$

Величину $|OD|$ вычислим с учетом того, что, по формуле

$$\begin{aligned} |OD| = |OC| + e &= \frac{a}{2\sin\alpha} + \frac{I_c}{y_c S} = \frac{a}{2\sin\alpha} + \frac{a^2}{12\sin^2\alpha(h_1 + a/2)} = \\ &= \frac{0,4}{2\sin 30^\circ} + \frac{0,4^2}{12\sin^2 30^\circ(4 + 0,4/2)} = 0,41 \text{ м} \end{aligned}$$

Вес поворотного щита составляет

$$G = mg = 150 \cdot 9,81 = 1,5 \text{ кН.}$$

Результирующие от внешнего p_0 , гидростатического p_r и атмосферного $p_{ат}$ давлений, действующих на щит, равны соответственно

$$P_0 = p_0 \cdot S = 0,26 \cdot 10^6 \cdot 0,32 = 82,2 \text{ кН};$$

$$P_r = \rho g \left(h_1 + \frac{a}{2} \right) S = 870 \cdot 9,81 \cdot \left(4 + \frac{0,4}{2} \right) \cdot 0,32 = 11,5 \text{ кН};$$

$$P_{ат} = p_{ат} S = 10^5 \cdot 0,32 = 32 \text{ кН.}$$

Теперь из уравнения (2.19) находим искомую величину силы натяжения каната

$$T = \frac{(P_0 - P_{\text{ат}})|OC| - P_r \cdot |OD| - G|OC|\cos\alpha}{|OA|\sin\alpha} =$$

$$\frac{(82,2 - 32) \cdot 10^3 \cdot 0,4 + 11,5 \cdot 10^3 \cdot 0,41 - 1,5 \cdot 10^3 \cdot 0,4 \cdot \cos 30^\circ}{0,8 \cdot \sin 30^\circ} = 61,71 \text{ кН.}$$

Если бы в данном примере в качестве p_0 мы бы приняли давление на уровне шарнира O (то есть, $p_0 = p_{\text{ат}} + M - \rho gh_2$), то эпюра гидростатического давления на щит была бы треугольной, а величина $|OD|$ – равной, очевидно и без расчета, $2/3 |OA|$.

В некоторых случаях удобно внешнее давление p_0 интерпретировать как дополнительное гидростатическое давление относительно пьезометрической поверхности, то есть поверхности, на которой это внешнее давление было бы равно атмосферному: $h_0 = p_0/(\rho g)$.

2.4 УСЛОВИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЗАДАЧ

Номер каждой задачи состоит из двух частей: первая – номер части Сборника задач, вторая – номер варианта. Для каждой серии задач дано общее условие с описанием расчетной схемы, а также параметры, единые для всей серии. Конкретные данные по каждой задаче изложены повариантно. Некоторые справочные данные, необходимые при решении задач, приведены в Приложениях.

Варианты 2.1 – 2.6 (рисунок 2.8)

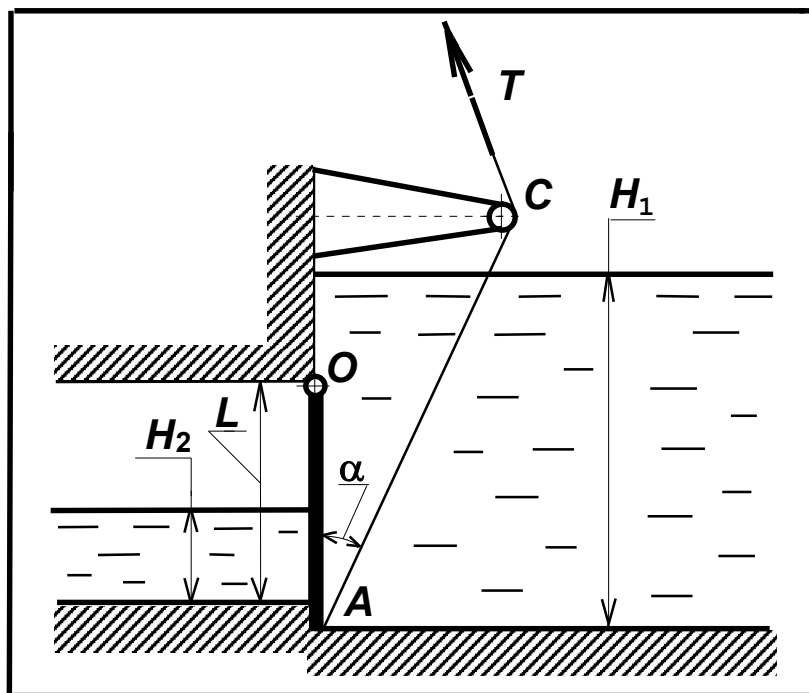


Рисунок 2.8 – К вариантам 2.1 – 2.6

УСЛОВИЕ. Прямоугольный поворотный щит размерами $L \times B$ закрывает выпускное отверстие плотины. До плотины уровень воды составляет H_1 , после – H_2 . Поворот щита осуществляется вокруг шарнира O с помощью троса, соединенного с электрической лебедкой через блок C , без трения.

Вариант 2.1

Определить силу T , с которой трос действует на поворотный щит в момент открытия выпускного отверстия, если уровень воды до плотины $H_1 = 8$ м, а после – $H_2 = 1,5$ м. Размеры щита составляют соответственно $L \times B = 3 \times 5$ м, а угол наклона троса к вертикали $\alpha = 30^\circ$.

Вариант 2.2

Определить, на какой максимальный уровень воды до плотины H_1 рассчитан поворотный механизм щита, если допускаемое усилие в тросе T составляет 2,9 МН, уровень воды после плотины – $H_2 = 8$ м, а геометрические размеры самого щита – $L \times B = 4 \times 6$ м соответственно. Угол наклона троса к вертикали $\alpha = 45^\circ$.

Вариант 2.3

Определить ширину прямоугольного поворотного щита высотой $L = 2$ м, если сила натяжения троса его поворотного механизма в момент открытия выпускного отверстия плотины $T = 150$ кН. Уровень воды до плотины равен $H_1 = 5$ м, а после – $H_2 = 1$ м. Угол наклона троса к вертикали составляет $\alpha = 60^\circ$.

Вариант 2.4

Определить силу реакции, возникающей в шарнире O в момент начала поворота прямоугольного щита, если уровень воды до плотины составляет $H_1 = 12$ м, а после – $H_2 = 2$ м. При этом сила натяжения троса, расположенного под углом $\alpha = 30^\circ$ к вертикали, равна $T = 6,19$ МН, а геометрические размеры прямоугольного щита – $L \times B = 3 \times 5$ м соответственно.

Вариант 2.5

Определить минимальный угол α наклона троса, при помощи которого на щит передается усилие T , если максимальное допускаемое значение последнего составляет 2 МН. Уровень воды до плотины $H_1 = 8$ м, после – $H_2 = 2$ м. Размеры поворотного щита составляют $L \times B = 4 \times 4$ м соответственно.

Вариант 2.6

Определить силу реакции опоры, возникающую в точке A , если уровень воды до плотины составляет $H_1 = 10$ м, после – $H_2 = 2$ м, а трос, расположенный под углом $\alpha = 30^\circ$ к вертикали, передает на электрическую лебедку усилие $T = 1,5$ МН. При этом размеры поворотного щита составляют $L \times B = 3 \times 5$ м соответственно.

Варианты 2.7 – 2.15 (рисунок 2.11)

УСЛОВИЕ. Резервуар, имеющий прямоугольное поперечное сечение $B \times H$, разделен вертикальной перегородкой на два отсека. Левый заполнен жидкостью плотностью ρ_1 до уровня h_1 через заливочный патрубок. В правом отсеке резервуара находится жидкость с плотностью ρ_2 и ее уровень составляет h_2 .

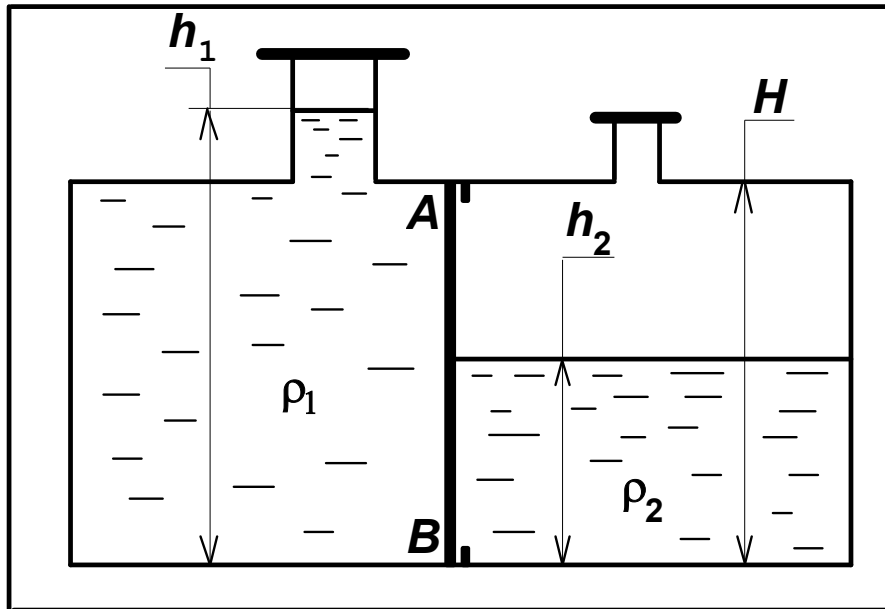


Рисунок 2.11 – К вариантам 2.7 – 2.15

Вариант 2.7

Определить силы реакции в опорах A и B внутренней перегородки резервуара, если в левом отсеке находится бензин плотностью $\rho_1 = 700 \text{ кг/м}^3$, в правом – вода плотностью $\rho_2 = 1000 \text{ кг/м}^3$. Размеры поперечного сечения резервуара равны $B \times H = 2 \times 4 \text{ м}$ соответственно. Уровни жидкостей в отсеках составляют $h_1 = 5 \text{ м}$, $h_2 = 1,5 \text{ м}$.

Вариант 2.8

Определить плотность жидкости ρ_1 , находящейся в левом отсеке резервуара, если в правый залита вода ($\rho_2 = 1000 \text{ кг/м}^3$), уровень которой составляет $h_2 = 2 \text{ м}$. Резервуар имеет поперечное сечение размерами $B \times H = 5 \times 3 \text{ м}$. Уровень неизвестной жидкости в левом отсеке составляет $h_1 = 3,5 \text{ м}$. Сила реакции, испытываемая перегородкой в месте крепления A , равна $R_A = 81 \text{ кН}$.

Вариант 2.9

Определить уровень жидкости h_1 в левом отсеке резервуара, если она имеет плотность $\rho_1 = 900 \text{ кг/м}^3$, а прямоугольная перегородка размерами $B \times H = 3 \times 2 \text{ м}$ испытывает в месте своего крепления A усилие $R_A = 22 \text{ кН}$. В правом отсеке резервуара находится соленая вода ($\rho_2 = 1100 \text{ кг/м}^3$), уровень заливки которой составляет $h_2 = 0,8 \text{ м}$.

Вариант 2.10

Определить уровень жидкости h_2 в правом отсеке резервуара, если прямоугольная перегородка, разделяющая резервуар на отсеки, имеет размеры $B \times H = 4 \times 3$ м и испытывает в месте своего крепления A усилие $R_A = 74$ кН. Плотность этой жидкости составляет $\rho_2 = 900$ кг/м³. В левом отсеке резервуара находится соленая вода ($\rho_1 = 1150$ кг/м³), поверхность раздела которой достигает уровня $h_1 = 3,5$ м.

Вариант 2.11

Определить ширину B прямоугольной перегородки, если ее высота равна $H = 3$ м, а левый отсек резервуара заполнен соленой водой ($\rho_1 = 1200$ кг/м³) до уровня $h_1 = 5,3$ м. В правом отсеке резервуара находится керосин ($\rho_2 = 800$ кг/м³). Уровень его заливки составляет $h_2 = 2$ м. Равнодействующая сил давления жидкостей на перегородку равна $R = 91$ кН.

Вариант 2.12

Определить силу реакции опоры R_A , возникающую в месте крепления A прямоугольной перегородки размерами $B \times H = 3 \times 4$ м соответственно, если правый отсек резервуара заполнен до уровня $h_2 = 2$ м соленой водой ($\rho_2 = 1200$ кг/м³), а в левом находится бензин ($\rho_1 = 800$ кг/м³). Уровень заливки последнего составляет $h_1 = 5$ м.

Вариант 2.13

Определить силу реакции опоры R_B , возникающую в месте крепления B прямоугольной перегородки размерами $B \times H = 2 \times 5$ м соответственно, если левый отсек резервуара заполнен до уровня $h_1 = 6$ м керосином ($\rho_1 = 800$ кг/м³), а в правом находится вода ($\rho_2 = 1000$ кг/м³). Уровень заливки последней составляет $h_2 = 3$ м.

Вариант 2.14

Определить, при каком уровне h_2 заливки соленой воды ($\rho_2 = 1200$ кг/м³) в правом отсеке резервуара будет отсутствовать сила реакции опоры в точке B (т.е. $R_B = 0$), если в левом отсеке находится бензин ($\rho_1 = 700$ кг/м³) и его уровень составляет $h_1 = 4$ м. Поперечное сечение резервуара имеет размеры $B \times H = 5 \times 3$ м.

Вариант 2.15

Определить, при каком избыточном давлении воздуха над поверхностью воды ($\rho_2 = 1000$ кг/м³) в правом отсеке резервуара прямоугольная перегородка размерами $B \times H = 4 \times 2$ м соответственно останется неподвижной относительно оси B ($R_A \geq 0$), если в левый отсек до середины перегородки залит керосин ($\rho_1 = 800$ кг/м³). Уровень воды в правом отсеке составляет $h_2 = 3,5$ м.

Варианты 2.16 - 2.20 (рисунок 2.12)

УСЛОВИЕ. Уровень жидкости (плотностью ρ) в резервуаре регулируется с помощью секторного затвора, представляющего собой два прямоугольных щита, которые различные геометрические размеры ($R_1 \times L$ и $R_2 \times L$, где L - длина общего основания), жестко закреплены перпендикулярно друг другу и способны вращаться вокруг оси O . Последняя находится на глубине H от свободной поверхности жидкости. Давление в резервуаре M контролируется манометром, установленным на его крышке. Сброс жидкости производится в атмосферу. Трением в цапфах оси O можно пренебречь.

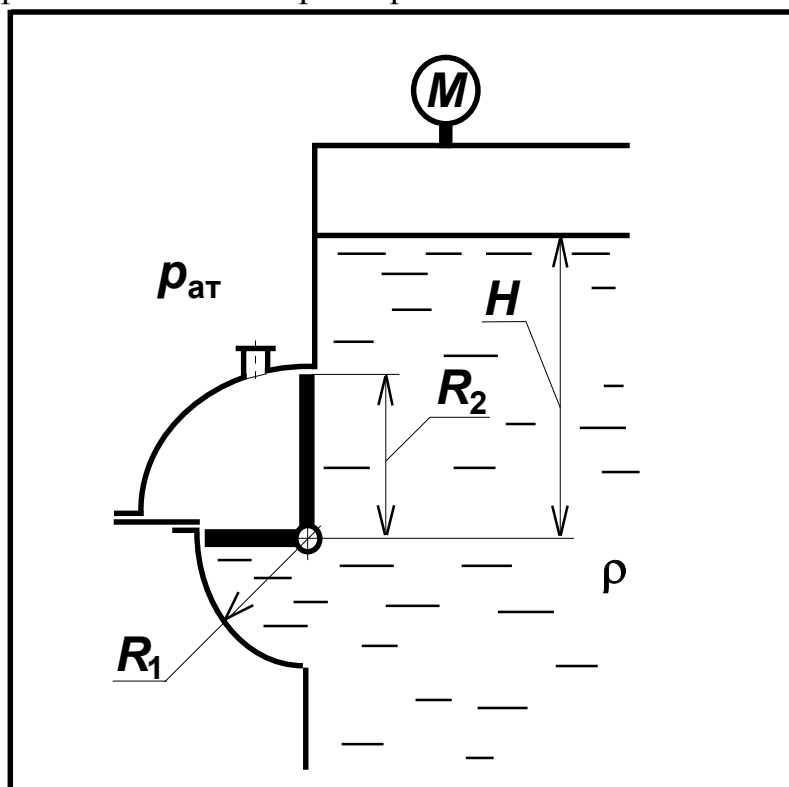


Рисунок 2.12 – К вариантам 2.16 – 2.20

Вариант 2.16

Определить высоту горизонтального щита R_1 , необходимую для того, чтобы секторный затвор находился в равновесии при уровне заливки керосина в резервуаре (плотностью $\rho = 830 \text{ кг/м}^3$) $H = 4$ м. Геометрические размеры вертикального щита составляют $R_2 \times L = 3 \times 3$ м соответственно. Установленный на крышке резервуара манометр показывает давление $M = 20$ кПа.

Вариант 2.17

Определить глубину H расположения оси поворота O секторного затвора, если он находится в равновесии при давлении над поверхностью глицерина (плотностью $\rho = 1260 \text{ кг/м}^3$) в резервуаре $M = 40$ кПа. Геометрические размеры щитов, образующих секторный затвор, составляют соответственно – $R_1 = 2$ м, $R_2 = 2,3$ м, $L = 4$ м.

Вариант 2.18

Определить показания манометра M , при которых секторный затвор будет находиться в равновесии, если ось его поворота O находится на глубине $H = 4$ м, а резервуар заполнен бензолом плотностью $\rho = 880$ кг/м³. Геометрические размеры щитов, образующих секторный затвор, составляют соответственно – $R_1 = 1,5$ м, $R_2 = 2$ м, $L = 4$ м.

Вариант 2.19

Определить момент сил, действующих на секторный затвор, относительно его оси поворота, если показания манометра, установленного на крышке резервуара, составляют $M = 0,2$ МПа. Ось поворота O расположена на глубине $H = 5$ м. Геометрические размеры щитов, образующих секторный затвор, составляют соответственно – $R_1 = 3$ м, $R_2 = 4$ м, $L = 3$ м. Жидкость, находящаяся в резервуаре, имеет плотность $\rho = 880$ кг/м³.

Вариант 2.20

Определить усилие R_O (его проекции R_X и R_Z), воспринимаемое цапфами оси поворота O затвора, если манометр, установленный на крышке резервуара, показывает давление $M = 0,3$ МПа. Геометрические размеры прямоугольных щитов, образующих секторный затвор, составляют соответственно $R_1 = 3$ м, $R_2 = 4$ м и $L = 2$ м. Ось поворота O последнего находится на глубине $H = 5$ м. Резервуар заполнен глицерином плотностью $\rho = 1260$ кг/м³.

Варианты 2.21 - 2.25 (рисунок 2.13)

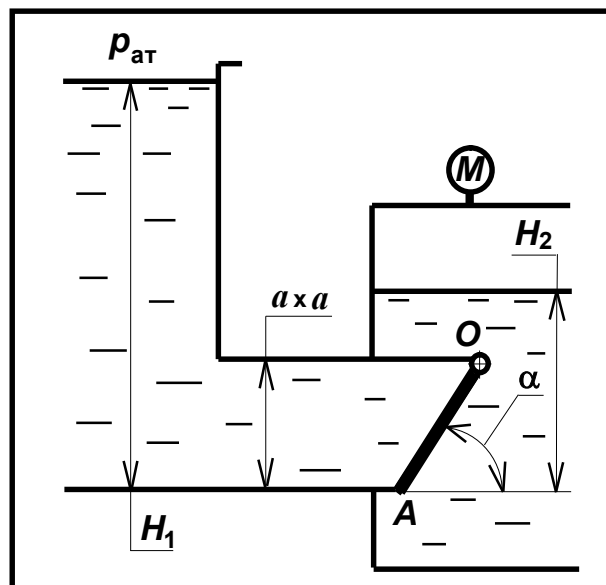


Рисунок 2.13 – К вариантам 2.21 – 2.25

УСЛОВИЕ. Два резервуара, заполненных жидкостью плотностью ρ , сообщаются друг с другом трубой, имеющей поперечное сечение квадратной формы со стороной a . Первый сосуд находится под атмосферным давлением,

уровень жидкости в нем составляет H_1 . Давление во втором резервуаре контролируется с помощью установленного на его крышке манометра M . Уровень жидкости в этом сосуде составляет H_2 . Выходное отверстие трубы во втором резервуаре закрывается прямоугольным щитом, расположенным под углом α к горизонту и способным поворачиваться вокруг горизонтальной оси O . Его масса составляет величину m .

Вариант 2.21

Определить минимальное давление M во втором резервуаре, при котором прямоугольный щит будет еще закрывать выходное отверстие трубы сечением $a \times a = 1 \times 1$ м, расположенным под углом $\alpha = 60^\circ$ к горизонту. При этом уровень жидкости в первом резервуаре составляет $H_1 = 7$ м, а во втором – $H_2 = 2$ м. Сосуды заполнены бензином плотностью $\rho = 750$ кг/м³. Масса щита составляет $m = 150$ кг.

Вариант 2.22

Определить, при каком уровне жидкости H_1 в первом резервуаре прямоугольный щит начинает поворот вокруг оси O , если уровень керосина (плотностью $\rho = 840$ кг/м³) во втором составляет $H_2 = 3$ м. Выходное отверстие трубы, имеющей квадратное поперечное сечение со стороной $a = 1,1$ м, расположено под углом $\alpha = 45^\circ$ к горизонту. Показания манометра, установленного на крышке второго резервуара, составляют $M = 0,2$ МПа. Прямоугольный щит обладает массой $m = 170$ кг.

Вариант 2.23

Определить, с какой силой R_A прямоугольный щит прижимается к выходному срезу трубы, имеющей квадратное сечение со стороной $a = 0,9$ м, если уровень бензина (плотностью $\rho = 750$ кг/м³) в первом резервуаре составляет $H_1 = 8$ м, а во втором – $H_2 = 2$ м. Манометр, установленный на крышке последнего, показывает давление $M = 0,3$ МПа. Масса прямоугольного щита составляет $m = 170$ кг, а располагается он под углом $\alpha = 70^\circ$ к горизонту.

Вариант 2.24

Определить площадь поперечного сечения трубы, если в момент начала поворота щита, закрывающего ее выходное отверстие, уровень бензина (плотностью $\rho = 750$ кг/м³) в первом резервуаре составляет $H_1 = 11,5$ м, а во втором – $H_2 = 1,5$ м. Манометр, установленный на крышке последнего, показывает давление $M = 75$ кПа. Масса прямоугольного щита составляет $m = 140$ кг, а располагается он под углом $\alpha = 70^\circ$ к горизонту.

Вариант 2.25

Определить реакцию R_O (ее проекции R_{Ox} и R_{Oz}), возникающую в цапфах оси поворота O прямоугольного щита, если в момент начала его поворота, уровень бензина (плотностью $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$) в первом резервуаре составляет $H_1 = 7 \text{ м}$, а во втором – $H_2 = 2,5 \text{ м}$. Масса прямоугольного щита составляет $m = 150 \text{ кг}$, а располагается он под углом $\alpha = 75^\circ$ к горизонту и закрывает выходное отверстие трубы квадратного поперечного сечения со стороной $a = 0,5 \text{ м}$.

Контрольная работа 3

Варианты контрольных задач: 3.3.1 – 3.3.25 (B=25)

Гидравлические потери по длине. Расчет простых трубопроводов

3.1 Гидравлические потери по длине трубопровода.

Потеря напора по длине трубопроводов постоянного сечения выражаются формулой Дарси-Вейсбаха:

$$h_l = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

L – длина трубопровода, м;

d – эквивалентный диаметр трубопровода, м;

v – средняя расходная скорость потока в трубопроводе, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Соответствующие потери давления по длине трубопровода равны

$$\Delta p = \rho g h_l, \quad (3.2)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Эквивалентный диаметр трубопровода d представляет собой отношение учетверенной площади живого сечения S потока к смоченному периметру Π этого сечения:

$$d = \frac{4S}{\Pi}. \quad (3.3)$$

Введение понятия эквивалентного диаметра позволяет применять с достаточной точностью соотношения, справедливые для круглых труб, к трубам другого сечения. Так, для круглых труб эквивалентный диаметр равен диаметру трубы, для труб квадратного сечения – стороне квадрата. Величина d используется также в формуле для определения числа Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{vd\rho}{\mu} = \frac{vd}{\nu}, \quad (3.4)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости жидкости, Па·с; ν – коэффициент

кинематической вязкости жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

Коэффициент гидравлического трения λ зависит от режима течения и является функцией числа Рейнольдса, а также относительной шероховатости

$$e = \frac{\Delta}{d}, \quad (3.5)$$

где Δ – абсолютная шероховатость труб (средняя высота неровностей).

В результате многочисленных, экспериментальных и теоретических исследований была получена графическая зависимость $\lambda = f(\text{Re}, e)$, носящее название диаграммы И. Никурадзе (см. Приложение).

При **ламинарном** режиме течения, то есть при числах Рейнольдса, не превышающих 2320, вследствие преобладания вязких сил, шероховатость стенок трубы не оказывает влияния на коэффициент λ и он зависит только от Re (формула Стокса):

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (3.6)$$

Подставляя соотношение (3.6) в формулы (3.1), (3.2), нетрудно найти выражение для потерь давления при ламинарном режиме течения (формула Гагена-Пуазейля, полученная Гагеном – теоретически, Пуазейлем – экспериментально при изучении течения крови в капиллярных сосудах):

$$\Delta p = \frac{32\mu v L}{d^2} = \frac{128\mu L Q}{\pi d^4}, \quad (3.7)$$

где Q – расход через трубопровод, $\text{м}^3/\text{с}$.

При **турбулентном** режиме ($\text{Re} > 2320$) на диаграмме Никурадзе различают три характерные области:

- область гидравлически гладких труб, когда шероховатость Δ поверхности трубы не влияет на ее сопротивление благодаря тому, что все выступы шероховатости лежат внутри ламинарного подслоя толщиной δ ($\Delta < \delta$); область ограничена значениями Рейнольдса $\text{Re} < 20d/\Delta$;
- переходная область является промежуточной между зонами гидравлически гладких и шероховатых труб и ограничена значениями Рейнольдса $20d/\Delta < \text{Re} < 500d/\Delta$;
- область гидравлически шероховатых труб ($500d/\Delta < \text{Re}$), или "квадратичная" область, характеризуется существенным влиянием шероховатостей Δ на сопротивление трубы вследствие малости толщины ламинарного подслоя δ ($\delta < \Delta$).

Наиболее универсальной и удобной в практических расчетах является эмпирическая формула Альтшуля, справедливая для всех областей турбулентного режима течения:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (3.8)$$

Для гидравлически гладких труб первая дробь в скобках в выражении (3.8) пренебрежимо мала, что приводит к закону сопротивления Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (3.9)$$

Сопротивление гидравлически шероховатых труб не зависит от числа Рейнольдса и выражается формулой Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}, \quad (3.10)$$

которая может быть получена из выражения (3.8) при $\text{Re} \rightarrow \infty$.

Для труб квадратного сечения коэффициент гидравлического трения при ламинарном режиме течения ($\text{Re} < 2000$) определяется соотношением, отличающимся от формулы Стокса (3.6) лишь коэффициентом:

$$\lambda = \frac{56,9}{\text{Re}}. \quad (3.11)$$

Для трубы прямоугольного сечения с отношением сторон 1:10 при ламинарном режиме ($\text{Re} < 2000$) величина λ равна

$$\lambda = \frac{84,5}{\text{Re}}. \quad (3.12)$$

Для трубы круглого кольцевого сечения с отношением диаметров, близких к единице (узкая кольцевая щель), а также для плоского щелевого канала при ламинарном режиме ($\text{Re} < 2000$) коэффициент λ равен

$$\lambda = \frac{96}{\text{Re}}. \quad (3.13)$$

Закон Блазиуса (3.9) с хорошей точностью применим и к гидравлически гладким трубам треугольного, квадратного, прямоугольного и кольцевого сечений.

Коэффициент сопротивления змеевика $\lambda_{\text{зм}}$ со средним диаметром витков D , изготовленного из трубы с внутренним диаметром d , при турбулентном режиме течения ($\text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}}$) превышает коэффициент сопротивления λ прямой трубы равной длины вследствие возникающих при повороте потока вторичных токов согласно соотношению

$$\lambda_{\text{зм}} = \lambda \left(1 + 3,54 \frac{d}{D} \right), \quad (3.14)$$

причем критическое значение числа Рейнольдса определяют из соотношения

$$\text{Re}_{\text{кр}} = 2 \cdot 10^4 \left(\frac{d}{D} \right)^{0,32}. \quad (3.15)$$

3.2 Расчет простых трубопроводов

Простыми называют трубопроводы постоянного или переменного сечения с местными сопротивлениями или без них, подающие среду от источника к потребителю и не имеющие разветвлений либо параллельных участков.

Для определения неизвестных параметров установившихся потоков в простых трубопроводах используют записанное для сечений 1 и 2 уравнение Бернулли

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_w, \quad (3.16)$$

где z_1, z_2 – координаты центров тяжести сечений 1 и 2 (их геометрические напоры), м;

p_1, p_2 – пьезометрические давления в центрах тяжести сечений 1 и 2, Па;

v_1, v_2 – средние расходные скорости в сечениях 1 и 2;

α_1, α_2 – коэффициенты кинетической энергии в сечениях 1 и 2 (для ламинарного режима $\alpha = 2$, для турбулентного $\alpha \approx 1$);

h_w – сумма гидравлических потерь (местных и по длине: $h_w = h_m + h_l$), а также уравнение неразрывности, связывающее скорости v_i в различных сечениях трубопровода с их площадями S_i ;

$$Q = v_i S_i. \quad (3.17)$$

Большинство задач сводится к определению одной из трех неизвестных величин: напора h , расхода Q либо диаметра трубы d .

3.2.1 Задачи с неизвестным напором

В задачах этого типа при известной геометрии трубопровода (длине участков L_i , их диаметрах d_i), расходе Q , плотности и вязкости жидкости требуется найти напор $H = z_1 - z_2$ либо приведенный напор

$$H_{\text{пр}} = H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}. \quad (3.18)$$

Уравнение (3.17) можно привести, например, к скорости v_2

$$H_{\text{пр}} = \frac{v_2^2}{2g} \left[\alpha_2 - S_2^2 \left(\frac{\alpha_1}{S_1^2} - \sum_j \frac{\zeta_j}{S_j^2} - \sum_i \frac{\lambda_i L_i}{S_i^2 d_i} \right) \right], \quad (3.19)$$

где два последние выражения представляют собой суммы потерь на местных сопротивлениях и потерь по длине трубопровода.

Здесь:

ζ_j – коэффициенты местных сопротивлений, приведенные к площадям сечений S_j ;

λ_i – коэффициенты гидравлических потерь по длине на участках длиной L_i с диаметрами d_i .

Коэффициенты ζ_j и λ_i зависят от режима течения, поэтому для их

определения следует рассчитать соответствующие числа Рейнольдса:

$$\text{Re}_{i,j} = \frac{v_{i,j} d_{i,j}}{\nu}, \quad (3.20)$$

после чего ζ_j находят по таблицам приведенным в приложении, а λ_i по формулам, представленным в разделе 3.1.

Пример 1. (рис. 3.1)

К сосуду с водой (плотность $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, вязкость $\mu = 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$) подсоединен трубопровод, состоящий из двух участков длиной $L_1 = 10 \text{ м}$ и $L_2 = 6 \text{ м}$ с диаметрами $d_1 = 40 \text{ мм}$ к $d_2 = 60 \text{ мм}$ соответственно; на первом участке установлен вентиль с коэффициентом сопротивления $\zeta_{\text{в}} = 4$; коэффициенты сопротивления отводов (плавных поворотов) $\zeta_{\text{от}} = 0,2$. Определить показания манометра M , установленного на сосуде, если расход составляет $Q = 3 \text{ л/с}$, а шероховатость труб равна $\Delta = 0,2 \text{ мм}$; $h = 1 \text{ м}$.

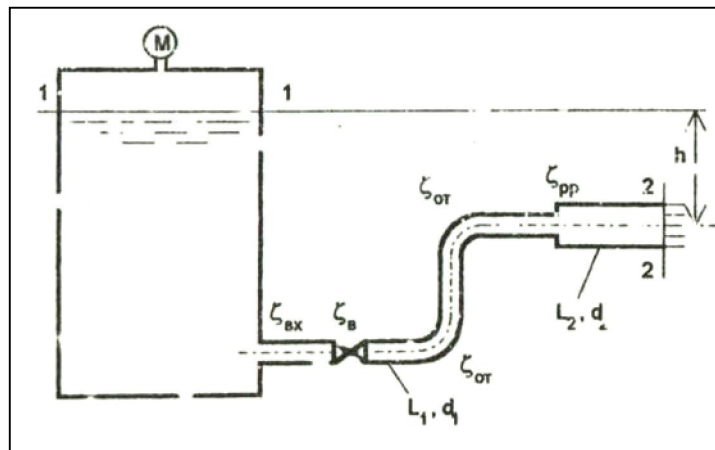


Рисунок 3.1 – К примеру 3.1

Решение

По таблицам приложения находим коэффициент входа в трубу $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$; коэффициент резкого (внезапного) расширения, приведенный к скорости во втором участке $v_{\tau 2}$, согласно формуле Борда:

$$\zeta_{\text{pp}} = \left[\left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 - 1 \right]^2 = \left[\left(\frac{60}{40} \right)^2 - 1 \right]^2 = 1,56.$$

Площади поперечных сечений труб равны

$$S_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{\pi}{4} 0,04^2 = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; \quad S_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2 = \frac{\pi}{4} 0,06^2 = 2,83 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Средние расходные скорости в 1-м и 2-м участках трубопровода

$$v_{\tau 1} = \frac{Q}{S_1} = \frac{3 \cdot 10^{-3}}{1,26 \cdot 10^{-3}} = 2,4 \text{ м/с}; \quad v_{\tau 2} = \frac{Q}{S_2} = \frac{3 \cdot 10^{-3}}{2,83 \cdot 10^{-3}} = 1,06 \text{ м/с},$$

соответствующие числа Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{v_{t1} d_1 \rho}{\mu} = \frac{2,4 \cdot 0,04 \cdot 1000}{10^{-3}} = 960000; \quad Re_2 = \frac{v_{t2} d_2 \rho}{\mu} = \frac{1,06 \cdot 0,06 \cdot 1000}{10^{-3}} = 63600.$$

Режимы течения на обоих участках турбулентные, $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, а коэффициенты гидравлического трения определим по формуле (3.8)

$$\lambda_1 = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_1} + \frac{68}{Re_1} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,2}{40} + \frac{68}{96000} \right)^{0,25} = 0,030;$$

$$\lambda_2 = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_2} + \frac{68}{Re_2} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,2}{60} + \frac{68}{63600} \right)^{0,25} = 0,028.$$

Сечениями 1 и 2 для составления уравнения Бернулли в данной задаче могут быть поверхность жидкости в сосуде и выходное сечение трубопровода, поскольку они удовлетворяют требованиям, предъявляемым к таким сечениям, и в них известны давления – в сечении 1 $p_1 = p_{ат} + M$, в сечении 2 – $p_2 = p_{ат}$. Разность уровней $z_1 - z_2 = h$; скорость в сечении 2 $v_2 = v_{t2}$, в сечении 1 $v_1 \ll v_2$, можно положить $v_1 = 0$.

Уравнение Бернулли (3.16) удобно привести к виду, сходному с (3.19):

$$M = \frac{\rho v_2^2}{2} \left[\alpha_2 + \zeta_{pp} + \frac{S_2^2}{S_1^2} \left(\zeta_{вх} + \zeta_{в} + 2\zeta_{от} + \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \right) + \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \right] - \rho gh.$$

$$M = \frac{10^3 \cdot 1,06^2}{2} \left[1 + 1,56 + \frac{2,83^2}{1,26^2} \left(0,5 + 4 + 2 \cdot 0,2 + 0,03 \frac{10}{0,04} \right) + 0,028 \frac{6}{0,06} \right] -$$

$$-10^3 \cdot 9,81 \cdot 1 = 28,3 \text{ кПа (изб.)} = 0,283 \text{ ати.}$$

3.2.2 Задачи с неизвестным расходом

В этом классе задач неизвестен расход, поэтому заранее невозможно точно узнать режим течения и определить коэффициенты местных сопротивлений и коэффициенты потерь по длине. Если вклад местных сопротивлений в потери напора невелик, то можно воспользоваться следующим приемом.

Согласно формуле (3.7) предельный приведенный напор соответствующий переходу из ламинарного режима в турбулентный связан с критическим числом Рейнольдса $Re_{кр} = 2320$ соотношением

$$H_{кр} = \frac{32v^2}{g} Re_{кр} \sum_i \frac{L_i}{d_i^3}, \quad (3.21)$$

где L_j – длины участков трубопровода;
 d_i – их диаметры.

Если располагаемый приведенный напор меньше критического или равен

ему ($H_{\text{пр}} \leq H_{\text{кр}}$), то режим течения ламинарный, в противном случае можно считать режим турбулентным.

Из выражения (3.19) нетрудно выразить расход через располагаемый приведенный напор

$$Q = \psi \sqrt{2gH_{\text{пр}}}, \quad (3.22)$$

где ψ – коэффициент расхода, имеющий размерность площади и равный

$$\psi = \left[\frac{\alpha_2}{S_2^2} - \frac{\alpha_i}{S_i^2} + \sum_j \frac{\zeta_j}{S_j^2} + \sum_i \frac{\lambda_i L_i}{S_i^2 d_i} \right]^{-0,5}. \quad (3.23)$$

Задаваясь начальным приближением коэффициентов ζ_j и λ_i (расчет по формуле Шифринсона дает нижнюю границу значений λ_i , можно также принять значения λ_i из диапазона 0,01÷0,03), из выражений (3.22) и (3.23) находят расход Q в первом приближении. Для проверки правильности принятых значений коэффициентов рассчитывают числа Рейнольдса

$$\text{Re}_{i,j} = \frac{4Q}{\pi d_{i,j} v}, \quad (3.24)$$

по которому уточняют коэффициенты ζ_j и λ_i . Процедура повторяется, пока не будет достигнута удовлетворительная точность расчета расхода.

Иногда удобно находить расход графическим способом. В этом случае в координатах H - Q строят характеристику трубопровода в области располагаемого приведенного напора $H_{\text{пр}}$, затем, проводя в тех же координатах линию $H = H_{\text{пр}} = \text{const}$, на пересечении с характеристикой находят искомый расход Q в первом приближении. Принятые при построении характеристики трубопровода коэффициенты уточняются по найденному расходу, после чего цикл повторяют до достижения требуемой точности.

Пример 3.2. (рис. 3.2)

Из бака, давление в котором поддерживается равным $p_1 = 1,2$ ати вода поступает в сосуд с давлением $p_2 = 0,2$ атв по трубопроводу длиной $L = 24$ м и диаметром $d = 60$ мм. Коэффициенты сопротивления: вентиля – $\zeta_{\text{в}} = 6$, отводов – $\zeta_{\text{от}} = 0,1$; шероховатость трубы $\Delta = 0,2$ мм. Определить расход, если плотность воды $\rho = 1000$ кг/м³, а ее вязкость $\mu = 10^{-3}$ Па·с. Разность уровней $h = 5$ м; $a = 1$ м.

Решение.

Коэффициент кинематической вязкости воды

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{10^{-3}}{10^3} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Критический напор согласно выражению (3.21)

$$H_{кр} = \frac{32(10^{-6})^2}{9,81} \cdot 2320 \cdot \frac{24}{0,06^3} = 8,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

гораздо меньше располагаемого приведенного напора, отнесенного, например, к сечению 2-2

$$H_{пр} = h - a + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = 5 - 1 + \frac{[1,2 - (-0,2)] \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,8} = 18,3 \text{ м.}$$

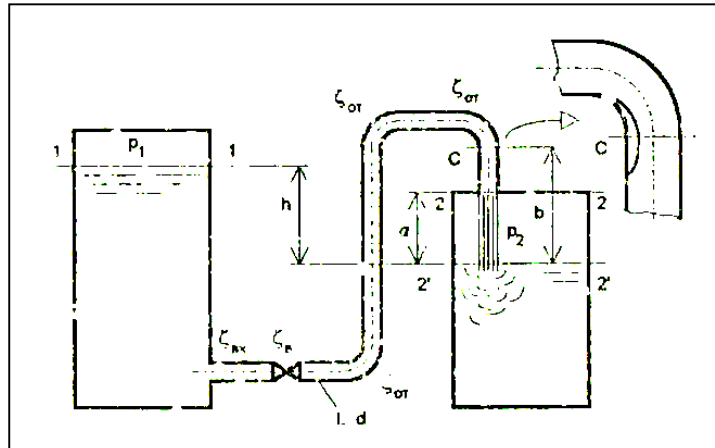


Рисунок 3.2 – К примеру 3.2

поэтому режим течения – развитый турбулентный; предположим наличие квадратичной области, тогда в первом приближении

$$\lambda_0 = 0,11 \cdot \left(\frac{0,2}{60} \right)^{0,25} = 0,026.$$

В качестве первого сечения может быть уровень жидкости в баке (см. рис. 3.2), второе сечение может быть выбрано как на выходном торце трубы (сечение 2-2), так и на поверхности жидкости (сечение 2'-2'). В первом случае уравнение Бернулли (3.16) приводится к виду

$$H_{пр2} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + h - a = \frac{v_T^2}{2g} \left(\alpha_T + \zeta_{вх} + \zeta_в + 3\zeta_{от} + \lambda \frac{L}{d} \right), \quad (a)$$

а во втором

$$H_{пр2} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + h - a = \frac{v_T^2}{2g} \left(\zeta_{вх} + \zeta_в + 3\zeta_{от} + \lambda \frac{L}{d} \right) + \alpha_c \frac{v_c^2}{2g}, \quad (б)$$

где скорость струи v_c связана со скоростью в трубе v_T соотношением, представляющим собой запись уравнения (3.16) для сечений 2-2 и 2'-2':

$$\alpha_c v_c^2 = 2ga + \alpha_T v_T^2. \quad (c)$$

Здесь α_T , и α_c коэффициенты кинетической энергии в трубе и в струе ($\alpha_T = \alpha_c = 1$).

Очевидно, что уравнения (а) и (б) с учетом (с) идентичны. Согласно (3.23) коэффициент расхода ψ равен

$$\begin{aligned} \psi &= S_2 \left[\alpha_T + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{в}} + 3\zeta_{\text{от}} + \lambda_0 \frac{L}{d} \right]^{-0,5} = \\ &= 2,83 \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 + 0,5 + 6 + 30,1 + 0,026 \frac{24}{0,06} \right]^{-0,5} = 6,63 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \end{aligned}$$

где S_2 – площадь трубы ($S_2 = \pi d^2/4 = 3,14 \cdot 0,06^2/4 = 2,83 \cdot 10^{-3}$ м).

Расход в первом приближении найдем по формуле (3.22)

$$Q_1 = \psi \sqrt{2gH_{\text{пр2}}} = 6,63 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 18,3} = 1,26 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Критерий Рейнольдса при этом составляет, согласно (3.24)

$$\text{Re}_1 = \frac{4Q}{\pi d v} = \frac{4 \cdot 1,26 \cdot 10^{-2}}{3,14 \cdot 0,06 \cdot 10^{-6}} = 267000$$

тогда уточненный коэффициент гидравлического трения

$$\lambda_1 = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}_1} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,2}{60} + \frac{68}{267000} \right)^{0,25} = 0,027.$$

Повторный расчет коэффициента расхода дает $\psi_2 = 6,57 \cdot 10^{-4}$.

Относительная погрешность коэффициента ψ , составляющая

$$\varepsilon_{\psi} = \frac{2|\psi_1 - \psi_2|}{\psi_1 + \psi_2} = \frac{2|6,63 - 6,57|}{6,63 + 6,57} = 9,1 \cdot 10^{-3} = 0,91\%$$

достаточно мала (за допустимое значение погрешности можно принимать 5%), поэтому первое приближение будем считать удовлетворительным.

3.2.3 Задачи с неизвестным диаметром труб

В этом случае коэффициенты сопротивления ζ и λ также заранее неизвестны. Поэтому сначала приближенно определяют режим течения, рассчитывая критический напор

$$H_{\text{кр}} = \frac{\pi v^5}{2gQ^3} \text{Re}_{\text{кр}}^4 \sum_i L_i \quad (3.25)$$

и сравнивая его с располагаемым приведенным напором $H_{\text{пр}}$. Если $H_{\text{кр}} \ll H_{\text{пр}}$, то режим течения турбулентный, в противном случае – ламинарный. В зависимости от режима течения используют соответствующие формулы и табличные данные для определения коэффициентов сопротивления.

Диаметр рассчитывают приближенным (например, графическим)

способом. Для этого в координатах $H-d$ строят зависимость приведенного напора от диаметра трубы при постоянном расходе Q по формуле

$$H_{\text{пр}} = \frac{8Q^2}{\pi^2 g} \left[\frac{\alpha_2}{d_2^4} - \frac{\alpha_1}{d_1^4} + \sum_j \frac{\zeta_j}{d_j^4} - \sum_i \frac{\lambda_i L_i}{d_i^5} \right], \quad (3.26)$$

получаемой из выражения (3.19) (в заделах с участками труб разных диаметров обычно заранее задана связь между этими диаметрами).

В качестве первого приближения может быть выбран диаметр, соответствующий характерной для жидкостей скорости движения в трубах $v = 1 \div 3$ м/с:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi(1 \div 3)}}. \quad (3.27)$$

На пересечении кривой, построенной по формуле (3.26), и горизонтали $H = H_{\text{пр}}$, находят искомый диаметр d .

Пример 3.3. (рис. 3.3)

Два сообщающихся с атмосферой бака, разность уровней в которых составляет $H = 8$ м, соединены друг с другом трубопроводом длиной $L = 30$ м с шероховатостью $\Delta = 0,1$ мм. Коэффициент сопротивления вентиля $\zeta_{\text{в}} = 5$, коэффициент кинематической вязкости жидкости $\nu = 10^{-6}$ м²/с. Каким должен быть диаметр d трубопровода, чтобы расход через него составлял $Q = 10$ л/с?

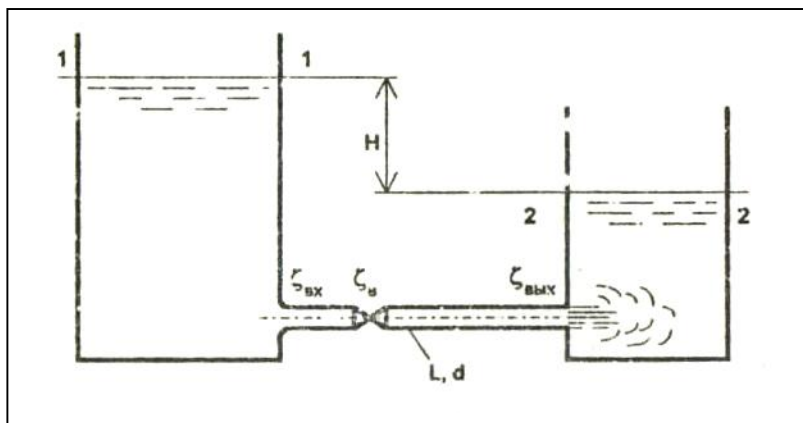


Рисунок 3.3 – К примеру 3.3

Решение.

Выясним режим течения. По формуле (3.25) определим критический напор

$$H_{\text{кр}} = \frac{3,14 \cdot (10^{-6})^5}{2 \cdot 9,8 \cdot (0,01)^3} \cdot 2320^4 \cdot 30 = 1,37 \cdot 10^{-9} \text{ м.}$$

Поскольку $H_{\text{кр}}$ гораздо меньше располагаемого $H = 8$ м, то, следовательно, режим течения турбулентный. Коэффициент входа в трубу со скругленными

кромками $\zeta_{\text{вх}} = 0,2$, выхода из трубы – $\zeta_{\text{вых}} = \alpha_2 = 1$.

Найдем диаметр в первом приближении согласно формуле: (3.27), полагая, что скорость в трубе равна 2 м/с

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 2}} = 0,08 \text{ м.}$$

Выбирая шаг расцете $\Delta d = d_0/N$ (N – целое число), находим диаметры

$$d_k = d_0 + k \cdot \Delta d,$$

где k – номер точки ($k = -N, -N+1, \dots, N$), а затем – соответствующие числа Рейнольдса

$$\text{Re}_k = \frac{4Q}{\pi \nu d_k}$$

и коэффициенты гидравлического трения согласно формуле (3.8)

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}$$

Формула (3.26) в данной задаче приобретает вид

$$H_{\text{пр}} = \frac{8Q^2}{\pi^2 g d_k^4} \left(\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{в}} + \zeta_{\text{вых}} + \lambda_k \frac{L}{d_k} \right) = \frac{8 \cdot 0,01^2}{3,14^2 \cdot 9,8 \cdot d_k^4} \left(0,2 + 5 + 1 + \lambda_k \frac{30}{d_k} \right)$$

На рис. 3.4 показана кривая, построенная по этой зависимости, а также проведена горизонталь, соответствующая располагаемому напору $H = 8$ м. Искомый диаметр приблизительно равен $d = 64$ мм.

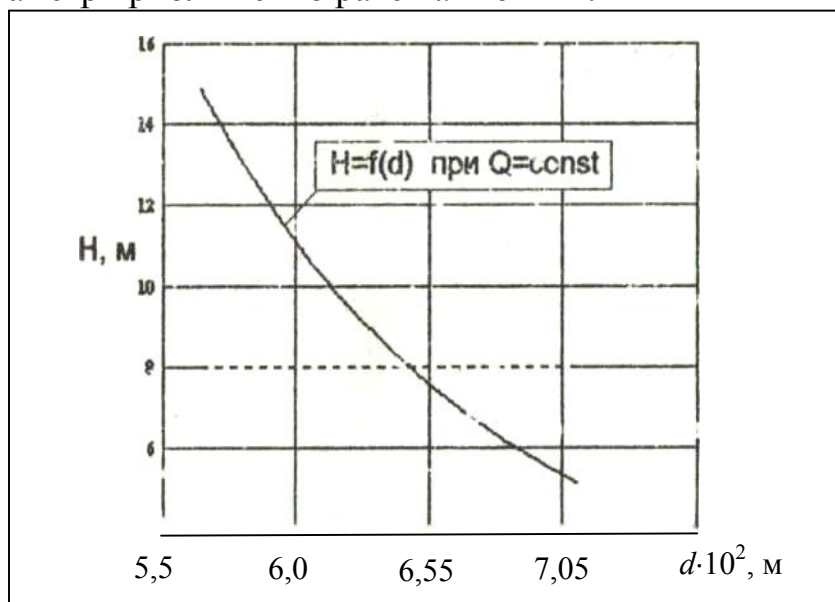


Рисунок 3.4 – Графический способ определения диаметра d

Из последней формулы видно, что потребный напор H_k приблизительно пропорционален диаметру d в степени $(-4) \div (-5)$ (для коротких трубопроводов показатель степени ближе к -4 , для длинных – к -5), поэтому если в результате расчетов оказалось, что потребный напор меньше располагаемого, т.е.

$H_k < H$, то в следующем цикле следует принять меньшее значение диаметра. В противном случае (когда $H_k > H$) расчетный диаметр следует увеличить.

3.2.4 Примеры задач других типов

Трубопроводы, в которых возможно возникновение кавитации

В сжатых сечениях потока в трубопроводах, особенно если они высоко расположены, могут возникнуть условия для возникновения кавитации, выражающиеся в том, что пьезометрическое давление в них становится равным давлению насыщенных паров жидкости при расчетной температуре.

Для определения предельных параметров (максимального расхода, минимального диаметра трубы и т.п.) составляют уравнение Бернулли (3.1), выбирая в качестве одного из сечений то, где предполагается возникновение кавитации.

Пример 3.4. (см. рис. 3.2)

По данным примера 3.2 проверить, не будет ли возникать кавитация в сечении C , если коэффициент сжатия потока в нем составляет $\varepsilon = 0,7$, давление насыщенных паров воды при данной температуре равно $p_{\text{нп}} = 3$ кПа, $b = 6$ м. Сопротивлением отвода за сечением C пренебречь.

Решение

Длина части трубопровода за сечением C

$$L_C = b - a = 6 - 1 = 5 \text{ м,}$$

коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,026$ (см. пример 3.2); скорость воды в трубе

$$v_T = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 1,26 \cdot 10^{-2}}{3,14 \cdot 0,06^2} = 4,46 \text{ м/с}$$

связана со скоростью в сечении C соотношением, вытекающим из уравнения неразрывности

$$v_C = \frac{v_T}{\varepsilon}$$

Из записанного для сечений C и 2-2 уравнения Бернулли (3.1) (коэффициенты кинетической энергии α_C и α_2 считаем равными 1)

$$b - a + \frac{p_C}{\rho g} + \frac{v_T^2}{2g\varepsilon^2} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_T^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{L_C}{d} \right)$$

находим давление в сечении C

$$p_C = p_2 - \rho g(b - a) + \frac{\rho v_T^2}{2} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^2} + \lambda \frac{L_C}{d} \right) =$$

$$= -0,2 \cdot 10^5 - 10^3 \cdot 9,8 \cdot (6-1) + 10^3 \cdot \frac{4,46^2}{2} \left(1 - \frac{1}{0,7^2} + 0,026 \cdot \frac{5}{0,06} \right) =$$

$$= -5,69 \cdot 10^4 \text{ Па} = 0,569 \text{ атв} = 0,431 \text{ ата},$$

которое больше чем $p_{\text{нп}} = 0,03$ ата, следовательно, кавитация в сечении С не возникнет.

3.3 Условия задач

Номер каждой задачи состоит из двух частей: первая – номер части настоящих указаний, вторая – номер варианта. Для каждой серии задач дано общее условие с описанием схемы, а также параметры, единые для всей серии. Конкретные данные по каждой задаче изложены повариантно. Коэффициенты гидравлического трения λ следует рассчитывать по формулам приведенным выше.

Варианты 3.3.1 – 3.3.5 (рис. 3.5)

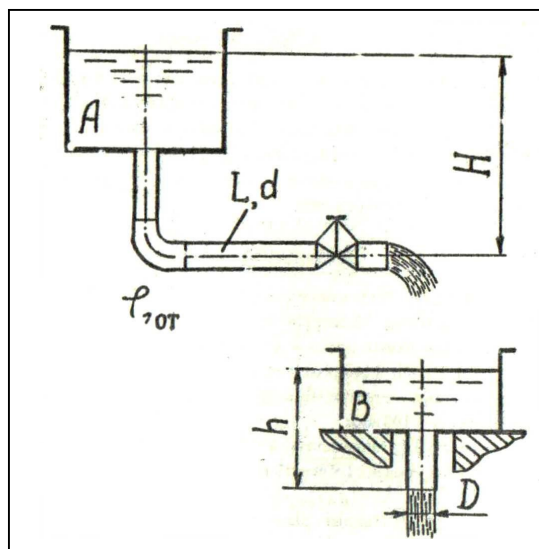


Рисунок 3.5 – К вариантам 3.3.1 – 3.3.5

УСЛОВИЕ: Вода сливается из бака A в бак B по трубопроводу диаметром d и полной длиной L . Из бака B вода вытекает в атмосферу через цилиндрический насад с диаметром D (коэффициент расхода насадка $\mu = 0,82$). Коэффициенты сопротивления отвода (плавного поворота) и вентиля равны соответственно $\zeta_{\text{от}} = 0,3$ и $\zeta_{\text{в}} = 4$. Абсолютная шероховатость трубы $\Delta = 100$ мкм.

Вариант 3.3.1

Определить, какой напор H нужно поддерживать в баке A , чтобы уровень в баке B не превышал $h = 1,5$ м. $L = 15$ м; $d = 80$ мм; $D = 100$ мм.

Вариант 3.3.2

Найдите расход через систему, если напор H поддерживается равным 8 м. Какой при этом установится уровень h в баке B ? $L = 18$ м; $d = D = 80$ мм.

Вариант 3.3.3

Каким должен быть диаметр d трубопровода, чтобы при напоре в баке A , равном $H = 10$ м, расход через него составлял 5 л/с. Какой при этом установится уровень h в баке B ? $L = 14$ м; $D = 80$ мм.

Вариант 3.3.4

Какой уровень h установится в баке B , если напор в баке A равен $H = 12$ м? $L = 9$ м; $d = 60$ мм; $D = 80$ мм.

Вариант 3.3.5

Определите предельную длину L трубопровода, при котором расход воды Q будет составлять не менее 10 л/с, если напор в баке A поддерживается равным $H = 12$ м; $D = 80$ мм.

Варианты 3.3.6 – 3.3.10 (рис. 3.6)

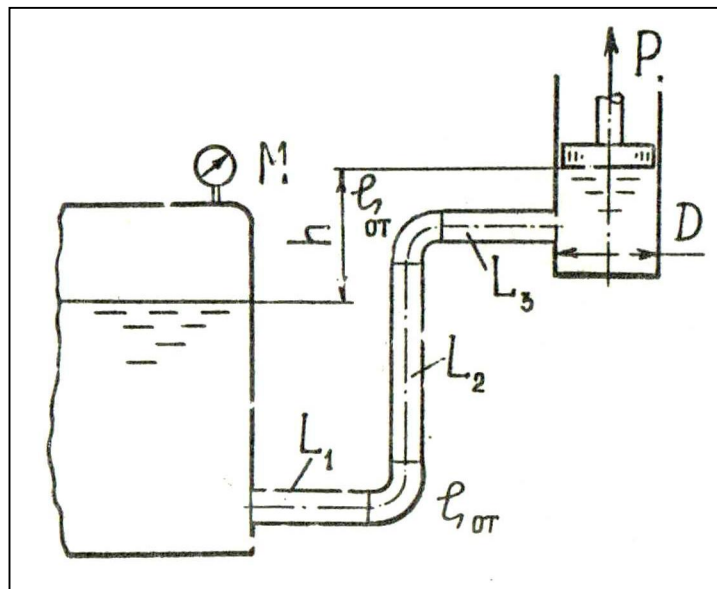


Рисунок 3.6 – К вариантам 3.3.6 – 3.3.10

УСЛОВИЕ: Поршень диаметром D движется в цилиндре без трения равномерно вверх, засасывая воду из резервуара с постоянным уровнем; давление над уровнем жидкости в резервуаре измеряется манометром M . Когда поршень находится выше уровня жидкости в резервуаре на высоту h , необходимая для его перемещения сила равна P . Диаметр трубопровода d , длины его участков L_1, L_2, L_3 ; коэффициенты сопротивления отводов (плавных поворотов) $\zeta_{от} = 0,2$, коэффициент гидравлического трения λ в первом приближении определять по формуле Шифринсона. Абсолютная шероховатость труб $\Delta = 0,2$ мм.

Вариант 3.3.6

Определить скорость подъема поршня, если $M = 0,3$ кгс/см²; $L_1 = L_2 = L_3 = 4$ м; $D = 0,15$ м; $d = 0,04$ м; $P = 2$ кН; $h = 4$ м.

Вариант 3.3.7

До какой максимальной высоты h_{max} можно поднимать поршень со скоростью $v = 0,15$ м/с без опасности отрыва от него жидкости, если давление насыщенных паров воды при данной температуре $p_{нп} = 3,5$ кПа; $M = 0,2$ кгс/см²; $L_1 = L_2 = L_3 = 5$ м; $D = 0,16$ м; $d = 40$ мм.

Вариант 3.3.8

С какой силой P следует тянуть поршень вверх, если показания манометра составляют $M = 0,2$ кгс/см²; $h = 3$ м; $L_1 = L_2 = L_3 = 3$ м; $D = 0,2$ м; $d = 50$ мм?

Вариант 3.3.9

Каким должно быть давление над водой в резервуаре, измеряемое манометром M , чтобы при подъеме поршня со скоростью $v = 0,25$ м/с до высоты $h = 15$ м в системе не возникла кавитация? $L_1 = L_2 = L_3 = 6$ м; $D = 0,18$ м; $d = 50$ мм. Давление насыщенных паров при данной температуре $p_{нп} = 3,2$ кПа.

Вариант 3.3.10

Найдите максимальную суммарную длину трубопровода, при которой в системе еще не будет возникать кавитация, если $M = 0,15$ кгс/см²; $h = 10$ м; $D = 0,15$ м; $d = 30$ мм. Давление насыщенных паров воды при данной температуре $p_{нп} = 2,8$ кПа. Скорость перемещения поршня $v = 0,3$ м/с.

Варианты 3.3.11 – 3.3.15 (рис. 3.7)

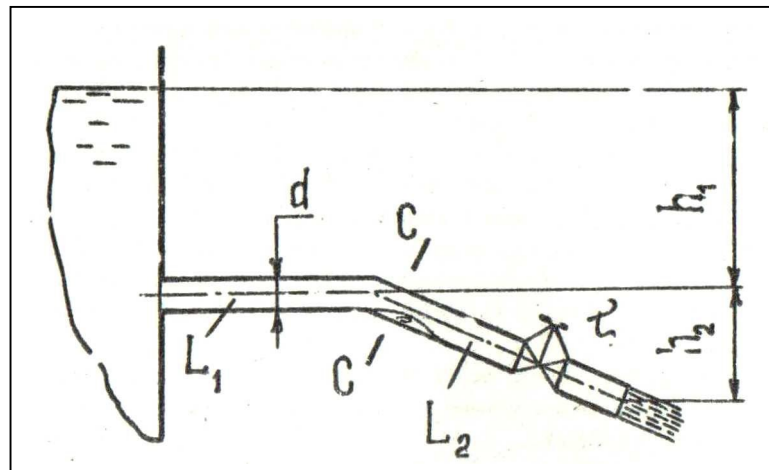


Рисунок 3.7 – К вариантам 3.3.11 – 3.3.15

УСЛОВИЕ: Вода вытекает в атмосферу из резервуара с постоянным уровнем по трубопроводу диаметром d , состоящему из горизонтального и наклонного участков длиной L_1 и L_2 соответственно. Ось горизонтального участка заглублена под уровень воды на h_1 , конец наклонного участка опущен на высоту h_2 . Коэффициент сопротивления задвижки ζ , сопротивлением колена пренебречь. Абсолютная шероховатость труб $\Delta = 0,2$ мм. Коэффициент гидравлического трения λ в первом приближении определять по формуле Шифринсона.

Вариант 3.3.11

Каким должен быть коэффициент сопротивления задвижки, чтобы в сжатом сечении $C-C$, расположенном за коленом, не возникла кавитация. Давление насыщенных паров воды при данной температуре $p_{\text{нп}} = 20$ кПа. Коэффициент сжатия потока в сечении $C-C$ $\varepsilon = 0,8$; $d = 80$ мм; $L_1 = 60$ м; $L_2 = 40$ м; $h_1 = 3$ м; $h_2 = 25$ м.

Вариант 3.3.12

Определить расход через трубопровод при коэффициенте сопротивления задвижки $\zeta = 8$; $d = 100$ мм; $L_1 = 60$ м; $L_2 = 40$ м; $h_1 = 5$ м; $h_2 = 20$ м.

Вариант 3.3.13

Определить вакуум в сжатом сечении $C-C$ за коленом при расходе через трубопровод $Q = 25$ л/с. Коэффициент сжатия потока в сечении $C-C$ $\varepsilon = 0,8$; $d = 80$ мм; $L_1 = L_2 = 50$ м; $h_1 = 4$ м; $h_2 = 25$ м. Каким при этом должен быть коэффициент сопротивления задвижки?

Вариант 3.3.14

На какую высоту h_2 надо опустить конец наклонного участка трубопровода, чтобы расход через него составил не менее 30 л/с? $d = 100$ мм; $L_1 = 40$ м; $L_2 = 60$ м; $h_1 = 3$ м; $\zeta = 6$.

Вариант 3.3.15

Найдите максимально допустимую суммарную длину трубопровода, чтобы при общем напоре $h_1 + h_2 = 30$ м расход через и него составлял не менее 25 л/с; $d = 80$ мм; коэффициент сопротивления задвижки $\zeta = 1,5$.

Варианты 3.3.16 – 3.3.20 (рис. 3.8)

УСЛОВИЕ: Из бака с постоянным уровнем, давление над жидкостью в котором измеряется манометром M , вода вытекает в атмосферу через трубопровод с соплом диаметром d . Диаметр трубопровода D , его длина L , заглубление нижнего среза под уровень – h . Коэффициент сопротивления вентиля $\zeta_{\text{в}}$, сопла $\zeta_{\text{с}} = 0,06$, коэффициент сопротивления входа в трубу $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$. Абсолютная шероховатость трубы $\Delta = 0,15$ мм. Коэффициент гидравлического трения λ в первом приближении искать по формуле Шифринсона.

Вариант 3.3.16

Определить теоретическую высоту подъема струи над соплом при полностью открытом вентиле ($\zeta_{\text{в}} = 3,5$), если $M = 5$ кгс/см²; $d = 20$ мм; $D = 40$ мм; $L = 4$ м; $h = 1$ м.

Вариант 3.3.17

Найдите расход через систему, если $d = 25$ мм; $D = 50$ мм; $L = 4,5$ м, $h = 0,8$ м; $M = 2,2$ кгс/см². Коэффициент сопротивления вентиля $\zeta_{\text{в}} = 3,5$.

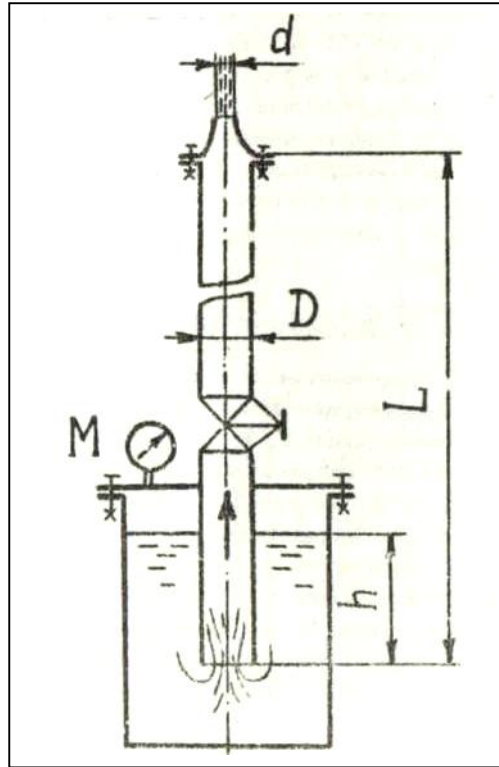


Рисунок 3.8 – К вариантам 3.3.16 – 3.3.20

Вариант 3.3.18

Каким должен быть коэффициент сопротивления вентиля, чтобы расход через трубопровод был равен 20 л/с? $d = 25$ мм; $D = 50$ мм; $L = 3$ м, $h = 0,5$ м; $M = 1,8$ кгс/см².

Вариант 3.3.19

При каком показании манометра скорость истечения из сопла составит 3 м/с? $d = 25$ мм; $D = 50$ мм; $L = 4$ м; $h = 0,6$ м; $\zeta_{\text{в}} = 3,8$.

Вариант 3.3.20

Рассчитайте диаметр трубопровода, обеспечивающего скорость истечения из сопла не менее 10 м/с при показаниях манометра $M = 2,5$ кгс/см²; $L = 5$ м; $h = 0,3$ м; $\zeta_{\text{в}} = 2$. Соотношение диаметров трубы и сопла $D/d = 2$.

Варианты 3.3.21 – 6,25 (рис. 3.9)

УСЛОВИЕ: На середине трубы длиной L и диаметром d , присоединенной к открытому резервуару с уровнем воды над осью трубы H , установлен пьезометр, уровень в котором – h . Сопротивление входа в трубу $\zeta_{\text{вх}} = 0,2$.

Вариант 3.3.21

Определить расход воды, если напор $H = 12$ м; $d = 40$ мм; $L = 10$ м; $h = 5$ м.

Вариант 3.3.22

Найдите коэффициент гидравлического трения λ трубы, используя показания пьезометра $h = 4,5$ м; $H = 11$ м; $d = 50$ мм; $L = 10$ м. Сравните

полученное значение с теоретическим, рассчитанным по формуле Альтшуля. Абсолютная шероховатость трубы $\Delta = 0,15$ мм.

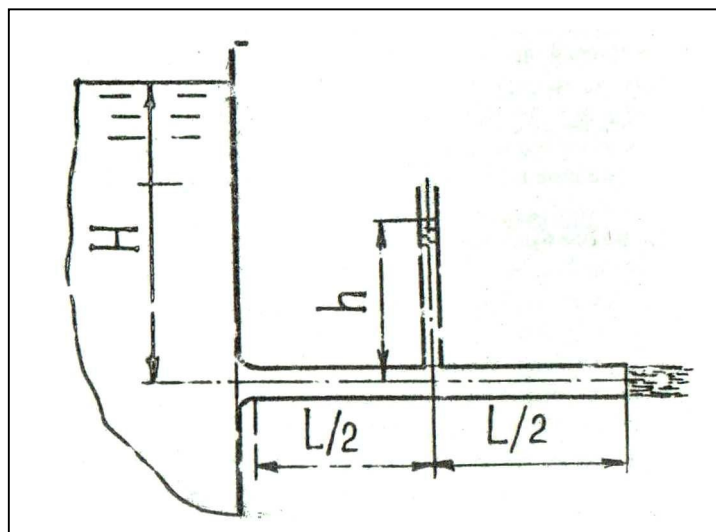


Рисунок 3.9 – К вариантам 3.3.21 – 3.3.25

Вариант 3.3.23

Какой уровень h установится в пьезометре, если $H = 18$ м; $d = 60$ мм; $L = 20$ м. Коэффициент гидравлического трения определить по формуле Альтшуля. Абсолютная шероховатость трубы $\Delta = 0,2$ мм.

Вариант 3.3.24

Определить диаметр d трубы, если известно, что при напоре $H = 12$ м уровень в пьезометре составил $h = 5$; $L = 16$ м. Коэффициент гидравлического трения определить по формуле Альтшуля. Абсолютная шероховатость трубы $\Delta = 0,3$ мм.

Вариант 3.3.25

Какой должна быть длина L трубы диаметром $d = 60$ мм, чтобы при показаниях пьезометра $h = 4$ м расход через нее составлял 10 л/с. Коэффициент гидравлического трения определить по формуле Альтшуля. Абсолютная шероховатость трубы $\Delta = 0,2$ мм.

4 Курсовая работа

Курсовая работа включает в себя: расчет характеристики сети, выбор насоса и способа регулирования его производительности.

Пример задания к курсовой работе:

Дано: наименование, температура и расход перекачиваемой жидкости. Давления и уровни жидкости в исходном и приемном аппаратах. Расстояние в плане между аппаратами.

4.1 Рекомендации к выполнению курсовой работы.

Из стандартного ряда (см. приложения) подберите трубы для линий всасывания и нагнетания, обратный клапан, запорные устройства.

Составьте характеристику сети. Подберите центробежный насос, из двух способов (дресселирование или байпасирование) выберите лучший. Рассчитайте максимально допустимую высоту расположения насоса.

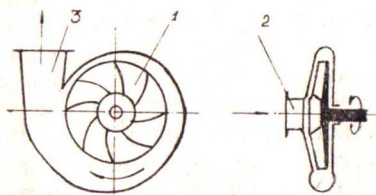
С целью упрощения выполнения курсовой работы отметим, что перекачиваемой жидкостью во всех вариантах является вода.

1. Принцип работы центробежного насоса

Насос — это гидравлическая машина, служащая для преобразования механической энергии двигателя в энергию перекачиваемой жидкости.

Принцип работы центробежного насоса основан на передаче энергии от вращающегося рабочего колеса 1 (рис. 1.1)

Рис. 1.1. Схема центробежного насоса с односторонним подводом жидкости на колесо: 1 — дом жидкости на колесо; 1 — рабочее колесо; 2 — всасывающий патрубок; 3 — нагнетатель



тем частям жидкости, которые находятся между его лопастями. Наряду с рабочим колесом 1 основными частями центробежного насоса являются всасывающий 2 и нагнетательный 3 патрубки.

Перед пуском центробежный насос заполняется жидкостью. При вращении рабочего колеса в жидкости возникает центробежное поле с минимальным давлением на оси вращения. Под действием центробежной силы жидкость движется от центра колеса к его периферии, а далее через спиральный корпус поступает в нагнетательный патрубок. Вследствие этого на входе в насос создается разрежение, под действием которого жидкость из всасывающего патрубка подсаывается в насос. Таким образом, при непрерывном вращении рабочего колеса происходит постоянное движение жидкости через насос.

2. Краткая характеристика основных типоразмеров центробежных насосов

В настоящее время в промышленности применяются различные типоразмеры центробежных насосов.

Все центробежные насосы для химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств по расположению рабочего колеса и опор относительно друг друга можно разделить на два класса: консольные — рабочее колесо насажено на консольную часть вала, находящегося в отдельной стойке; межопорные — рабочие органы расположены между опорами вала.

Согласно установленной классификации химические насосы разделяются на типы и исполнения по конструктивным и эксплуатационным признакам.

К конструктивным признакам относятся: соединение рабочих органов с электродвигателем (насосы на отдельной стойке и многоблочные, рабочее колесо которых насажено на вал электродвигателя); расположение рабочих органов относительно жидкости во всасывающей емкости (выносные и погружные насосы, рабочие органы которых погружены в жидкость, находящуюся в емкости, из которой она перекачивается); уплотнение вала (насосы с уплотнением и герметичные бессальниковые); положение оси вала (горизонтальное или вертикальное); материал проточной части (сталь, чугун, титан, неметаллические материалы).

К эксплуатационным признакам относятся: температура перекачиваемой жидкости; количество взвешенных частиц в ней; давление на входе в насос.

В ГОСТ 10168—75 выделено шесть основных типов насосов: Х — химический консольный на отдельной стойке; АХ — химический консольный на отдельной стойке для перекачивания абразивных жидкостей; ХГ — химический герметичный моноблочный с электродвигателем; ХП — химический погружной; ХПА — химический погружной для перекачивания абразивных жидкостей; ПХП — химический погружной с выносными опорами для перекачивания пульпы.

В обозначение типоразмерного ряда насосов с вертикальной осью вала (кроме погружных насосов) входит буква В — ХВ, АХВ, ХГВ; в обозначение типоразмерного ряда насосов с обогревом корпуса входит буква О — ХО, АХО, ХПО, ХПАО, ПХПО.

Материал проточной части насоса условно обозначается буквами. Эти обозначения представлены в таблице.

Материал	Условные обозначения	Материал	Условные обозначения
Углеродистая сталь, чугуны	А	Титан	Т
Хромистая сталь	Д	Никелевые сплавы	Н
Хромоникелевая сталь	К	Ферросилид	Л
Хромоникельмолибденовая сталь	Е	Резина	Р
Хромоникелькремниевая сталь	М	Полимерные материалы	П
Хромоникельмолибденосталь	И	Фарфор, керамика	Ф
Хромоникельмолибденосталь	И	Графит	Г
		Различные покрытия	Э
		Бронза	Б
		Алюминий	Ю

Уплотнение вала условно обозначается цифрами и буквами: мягкий сальник — 1; одинарное торцевое — 2в; двойное торцевое — 2; торцевое с сильфоном — 3а; щелевое — 6; манжетное — 7.

Центробежные горизонтальные химические насосы типа Х предназначены для перекачивания нейтральных и агрессивных жидкостей плотностью до 1850 кг/м³ с содержанием твердых частиц до 0,2 мас. % размером не более 2 мм.

Эти насосы включают в себя три различных типоразмерных ряда: насосы общего применения, насосы для облегченных условий работы, моноблочные насосы.

Насосы для облегченных условий работы отличаются от насосов общего применения отсутствием подачи затворной жидкости в узел уплотнения.

Основное отличие моноблочных насосов от насосов общего применения состоит в том, что рабочее колесо в моноблочных насосах насажено на удлинитель, который непосредственно закреплен на валу электродвигателя.

Марка химических насосов состоит из следующих элементов: обозначения типоразмерного ряда Х (у моноблочных насосов ХМ); обозначения типоразмера насоса, в которое включается обозначение диаметра всасывающего патрубка (записывается перед обозначением типоразмерного ряда) и коэффициента быстроходности насоса (через знак умножения ука-

зывают число ступеней); обозначения исполнения насоса по материалу проточной части, диаметру рабочего колеса, типу уплотнения; обозначения насосов для облегченных условий работы.

Для изменения области применения по производительности и напору насосы каждого ряда изготавливают с рабочими колесами трех диаметров. Диаметру колеса, обеспечивающему среднюю кривую $Q-H$, присвоен индекс I, нижнюю кривую — индекс II. Колесу, обеспечивающему верхнюю кривую $Q-H$, индекс не присваивается.

Пример условного обозначения стандартизованного химического насоса типа X: 3X-9ИИ-2в-52, где 3 — диаметр всасывающего патрубка, уменьшенный в 25 раз; X — химический; 9 — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз; И — материал проточной части; II — индекс диаметра рабочего колеса; 2в — тип уплотнения; 52 — индекс насосов для облегченных условий работы.

Центробежные горизонтальные многоступенчатые насосы типа ХБ предназначены для перекачивания нейтральных и агрессивных жидкостей плотностью до 1200 кг/м^3 с содержанием взвешенных твердых частиц размером не более 2 мм до 0,1 об. %.

Марка насосов типа ХБ состоит из следующих элементов: обозначения типоразмерного ряда (X — химический, Б — многоступенчатый); обозначения типоразмера насоса, в которое включаются значения производительности и напора, обозначения диаметра рабочего колеса, материала проточной части и типа уплотнения.

Диаметру колеса, обеспечивающему среднюю кривую $Q-H$, присваивается индекс «а»; нижнюю кривую — индекс «б»; диаметру, обеспечивающему верхнюю кривую $Q-H$, индекс не присваивается.

Пример условного обозначения стандартизованного химического насоса типа ХБ: ХБ 20/190а-К-2г, где ХБ — химический, многоступенчатый; 20 — производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$; 190 — напор, м; а — индекс диаметра рабочего колеса; К — материал проточной части; 2г — тип уплотнения.

Ниже согласно ГОСТ 10168—75 приводится краткая характеристика основных типоразмеров отечественных насосов для химических производств.

Насосы консольные выносные на отдельной стойке. Базовой моделью химических консольных насосов на отдельной стойке является X—А, М, И, Н. Основные узлы насоса: ра-

бочее колесо, корпус, крышка корпуса, опорная стойка, уплотнение вала, соединительная муфта. Для разгрузки от осевых сил и снижения давления перед уплотнением рабочее колесо изготовлено или с разгрузочными отверстиями, или с закрытым импеллером. Опорная стойка состоит из кронштейна, в котором на шарикоподшипниках установлен вал. Смазка подшипников — консистентная — подается через пресс-масленки. Корпус насоса прикреплен к фланцу кронштейна. Конструкцией узла уплотнения предусмотрена подача затворной жидкости.

Насосы X—Л, Д, К, Э, И. Отличаются от базовой модели тем, что корпус и его крышка прикрепляются к кронштейну нажимным фланцем и отсутствует подача затворной жидкости в узел уплотнения.

Насосы X—Т. По конструкции аналогичны базовой модели. Проточная часть — литая или штампованная. Они применяются для перекачивания сильноагрессивных, в основном, хлорсодержащих жидкостей.

Насосы ХО — А, К, Е, И, Н. По конструкции аналогичны базовой модели. Предназначены для перекачивания горячих кристаллизующихся жидкостей. Для предотвращения кристаллизации перекачиваемой жидкости при остановке насоса в крышке корпуса имеется камера для подачи пара или воды с температурой на $10 \div 20$ °С выше, чем температура кристаллизации перекачиваемой жидкости. В рубашку для охлаждения узлов вала и опор подается водопроводная вода.

Насосы АХ — А, К, Б, И. Насосы этого типа являются базовой моделью. Конструктивно они аналогичны модели насосов X. Для уменьшения эрозионного износа проточная часть изготовлена с большими проходными сечениями, а скорость вращения снижена по сравнению со скоростью вращения насосов типа X. Рабочее колесо у этих насосов трех типов: закрытое, полуоткрытое, открытое.

Насосы ПХ — А, К, Е, И. Насосы этого типа предназначены для перекачивания химических пульп с концентрацией твердых частиц до 60% по массе. По конструкции они аналогичны базовой модели насосов типа АХ и отличаются от них увеличенным проходным сечением рабочих органов и конической насадкой рабочего колеса на вал.

Вертикальные насосы ХВ — А, К, Е, И, Р; АХВ — А, К, Е, И. Эти насосы отличаются от соответствующих исполнений горизонтальных насосов конструкцией опорного кронштейна,

прикрепленного к вертикальной стенке емкости, из которой перекачивается жидкость.

Насосы консольные погружные. Эти насосы монтируются на емкостях, из которых перекачивается жидкость. Уровень перекачиваемой жидкости в емкости может колебаться в широких пределах и отстоять от крышки емкости на значительную глубину. Поэтому погружные насосы выпускают с глубиной погружения от одного до трех с половиной метров. Уплотнение вала в погружных насосах находится под давлением пара перекачиваемой жидкости, что в значительной мере повышает надежность эксплуатации таких насосов.

Насосы ХП — А, К, Е, И. Эти насосы являются базовой моделью погружных насосов. К опорной плите, устанавливаемой на люке емкости, из которой перекачивается жидкость, сверху прикреплена стойка с верхней шарикоподшипниковой опорой, воспринимающей радиальные и осевые нагрузки. На стойке укреплен электродвигатель. На опорной плите сверху закреплен узел уплотнения вала насоса. Снизу закреплена подвеска, состоящая из одной или нескольких секций в зависимости от глубины погружения. К подвеске с одним или двумя радиальными подшипниками скольжения прикреплен корпус насоса.

Насосы ХП — П. По конструкции аналогичны базовой модели. Детали, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, гуммированы или изготовлены из полимерных материалов.

Насосы ХПО — А, К, Е, И. Отличаются от базовой модели тем, что имеют рубашку обогрева вокруг подвески и напорной трубы для предотвращения в них кристаллизации перекачиваемой жидкости. Корпус узла уплотнения имеет рубашку охлаждения для улучшения условий работы узла уплотнения вала.

Насосы ХПА — А, К, Е, И. Эти насосы предназначены для перекачивания абразивных жидкостей. По конструкции они аналогичны базовой модели ХП, но отличаются от нее тем, что имеют увеличенные проходные сечения проточной части, пониженную частоту вращения, защиту сменными деталями поверхностей корпуса и его крышки.

Насосы консольные моноблочные. Насосы этого типа делятся на две группы: 1) с уплотнением; 2) герметичные бес-сальниковые.

Насосы с уплотнением идентичны базовой модели насосов типа Х и отличаются тем, что корпус насоса прикреплен

к фланцу фонаря, соединенного с фланцем электродвигателя, а рабочее колесо посажено на проставок, закрепленный на валу электродвигателя. В обозначение насосов с уплотнением вводится буква М.

Бессальниковые насосы типа ХГ, ХГВ выполняются в виде трех конструктивных исполнений:

1) предназначенные для перекачивания агрессивных, взрывоопасных жидкостей и сжиженных газов с температурой от -40 до $+50^{\circ}\text{C}$. Охлаждение электродвигателя и смазки подшипников осуществляется перекачиваемой жидкостью, поступающей через фильтр с напорной стороны насоса;

2) предназначенные для перекачивания тех же жидкостей с температурой от 50 до 100°C . Отличие от предыдущего исполнения насоса состоит в том, что вместо наружной рубашки корпуса электродвигателя применен наружный змеевиковый холодильник, в котором перекачиваемая жидкость охлаждается водой;

3) предназначенные для перекачивания тех же жидкостей, но с температурой от 100 до 300°C . В конструкции этих насосов предусмотрен автономный контур циркуляции. Между насосом и двигателем расположен термобарьер.

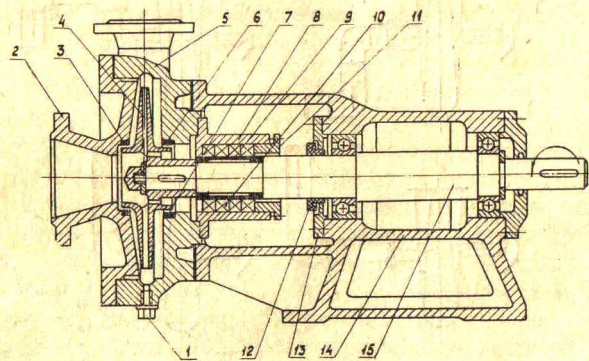


Рис. 2.1. Разрез одноступенчатого насоса типа Х

На рис. 2.1 представлен разрез одноступенчатого насоса типа Х. Насос состоит из следующих основных узлов и деталей: унифицированной опорной стойки, корпуса насоса 5, рабочего колеса 4, всасывающей крышки 2, узла уплотнения и

муфты. Унифицированная опорная стойка насоса представляет собой кронштейн 14, в котором в шарикоподшипниках установлен вал 15. В зависимости от осевой силы, действующей на рабочее колесо, устанавливаются радиальные однорядные или радиально-упорные шарикоподшипники, которые закрыты крышками 13. Смазка шарикоподшипников консистентная. Ее подача осуществляется через масленки. Для предотвращения попадания внутрь картера кронштейна жидкости из узла уплотнения насоса, а также пыли, влаги и паров из окружающей среды на валу установлен отбойник 12.

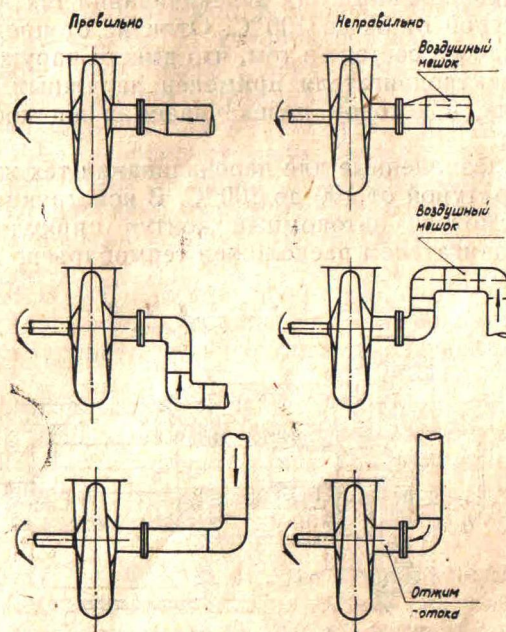


Рис. 2.2. Варианты присоединения всасывающего трубопровода к центробежному насосу

Корпус насоса 5 и всасывающая крышка 2 литые. В нижней части корпуса насоса для слива перекачиваемой жидкости предусмотрено отверстие, закрытое пробкой 1. Это же отверстие используется для нейтрализации и промывки насоса и

его трубопроводов. Для повышения долговечности работы насоса корпус и всасывающая крышка защищены сменными уплотняющими кольцами 3 и 7. Рабочее колесо может быть литое или сварно-литое. Для разгрузки ротора насоса от осевых гидравлических сил уменьшения давления на узел уплотнения колесо изготавливают с импеллером или разгрузочными отверстиями. Рабочее колесо закреплено на валу при помощи гайки 6. Узел уплотнения вала насоса может быть следующим: сальник с мягкой набивкой, одинарное торцевое уплотнение с неметаллическим сильфоном, двойное торцевое уплотнение. Например, узел сальника с мягкой набивкой состоит из корпуса 8, защитной втулки 9, устанавливаемой на вал насоса, нажимной крышки 11 и четырех колец сальниковой набивки 10.

Нормальная работа центробежного насоса определяется его правильным монтажом в сети, и главным образом, правильным присоединением всасывающего трубопровода. На рис. 2.2 приведены варианты правильного и неправильного присоединений всасывающего трубопровода к центробежному насосу.

3. Насосная установка. Основные параметры работы центробежных насосов

Насос, соединенный с двигателем посредством передачи, носит название насосного агрегата. Комплекс устройств, включающий в себя насосный агрегат, всасывающий и нагнетательный трубопроводы, резервуары для жидкости, трубопроводную арматуру и контрольно-измерительные приборы, называется насосной установкой. Схема насосной установки с положительной высотой всасывания представлена на рис. 3.1. Любая насосная установка характеризуется такими техническими показателями, как геометрическая высота всасывания $z_{вс}$ и нагнетания $z_{н}$, составляющими полную высоту подачи жидкости z , давление на поверхности жидкости в приемном резервуаре $p_{к}$ и питающей емкости p_0 , диаметры и длины всасывающего и нагнетательного трубопроводов, а также паспортными данными о насосном агрегате. Основными параметрами, характеризующими работу центробежного насоса, являются его производительность, напор, мощность, коэффициент полезного действия.

1. Производительность — это количество жидкости, подаваемой насосом в единицу времени через напорный патрубок,

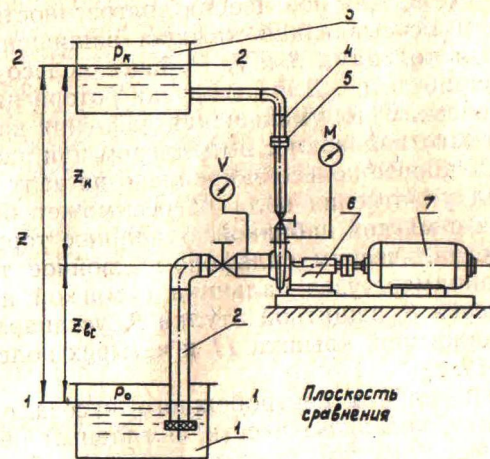


Рис. 3.1. Насосная установка с положительной высотой всасывания: 1 — питающая емкость; 2 — всасывающий трубопровод; 3 — приемный резервуар; 4 — нагнетательный трубопровод; 5 — расходомер; 6 — центробежный насос; 7 — электродвигатель; V — вакуумметр; M — манометр

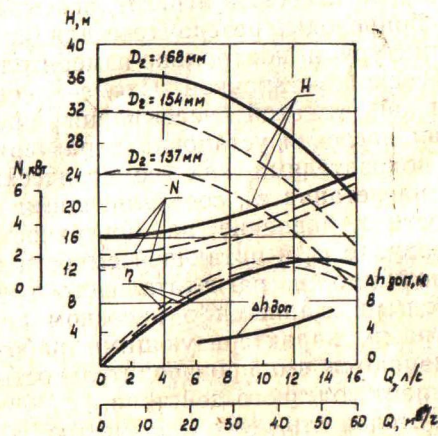


Рис. 3.2. Характеристика насоса 3X-9И-1-2В-52

измеряется в следующих единицах: л/с, м³/с, м³/ч и обычно обозначается буквой Q .

2. Напор — это приращение удельной механической энергии жидкости, прошедшей через насос, измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости и обычно обозначается буквой H .

3. Мощность, потребляемая насосом, есть мощность, передаваемая двигателем на вал насоса. Полезная, или гидравлическая мощность — это мощность, передаваемая насосом жидкости, измеряется обычно в киловаттах и обозначается буквой N . Отношение полезной мощности к потребляемой называется коэффициентом полезного действия насоса, выражается обычно в процентах и обозначается буквой η .

Важнейшей особенностью центробежного насоса является непосредственная зависимость напора, мощности и КПД, а также значения допустимого кавитационного запаса от производительности, которые для каждого типа насоса выражаются соответствующими графиками, называемыми его характеристиками (рис. 3.2).

4. Характеристика сети. Способы регулирования работы центробежных насосов

Выведем уравнение характеристики сети для конкретного примера (см. рис. 3.1).

Рассмотрим сечения 1—1 и 2—2 и запишем для них уравнение Бернулли:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + H = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \Sigma hb + \Sigma h_n. \quad (4.1)$$

При выбранном положении плоскости сравнения $z_1=0$, $z_2=z$. В выбранных сечениях $p_1=p_0$; $p_2=p_k$ и можно принять $v_1=v_2=0$, так как площади поперечных сечений баков значительно больше площадей сечений трубопроводов. С учетом, что потери во всасывающем трубопроводе

$$\Sigma h_b = \left(\Sigma \zeta_b + \lambda_b \frac{l_b}{d_b} \right) \frac{v_b^2}{2g},$$

а потери в нагнетательном трубопроводе

$$\Sigma h_n = \left(\Sigma \zeta_n + \lambda_n \frac{l_n}{d_n} \right) \frac{v_n^2}{2g} \quad \text{и} \quad Q = v_b S_b = v_n S_n,$$

где λ — коэффициент гидравлического трения; $\Sigma \zeta$ — суммарный коэффициент местных сопротивлений; l — длина трубо-

провода; в, н — индексы, относящиеся соответственно к всасывающему и нагнетательному трубопроводам, уравнение (4.1) переписывается в виде

$$H = H_{ст} + aQ^2, \quad (4.2)$$

где
$$a = \frac{1}{2g} \left(\frac{1}{S_B^2} \left(\Sigma \zeta_B + \lambda_B \frac{l_B}{d_B} \right) + \frac{1}{S_H^2} \left(\Sigma \zeta_H + \lambda_H \frac{l_H}{d_H} \right) \right);$$

$H_{ст} = z + (p_2 - p_1) / \rho g$ — статический напор.

Уравнение (4.2) носит название характеристики сети.

При включении в сеть насоса с заданной характеристикой рабочие параметры Q_p и H_p можно найти графически как точку пересечения характеристик сети и насоса (рис. 4.1).

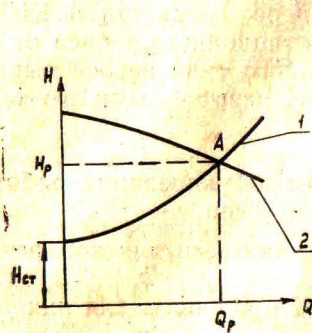


Рис. 4.1. Совмещенная характеристика центробежного насоса и сети: 1 — характеристика сети; 2 — характеристика насоса; A — рабочая точка Q_p ; H_p — производительность и напор насоса в рабочей точке; $H_{ст}$ — статический напор

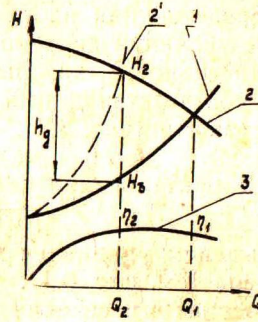


Рис. 4.2. Совмещенная характеристика центробежного насоса и сети при дросселировании: 1 — характеристика сети; 2 — характеристика насоса; 3 — коэффициент полезного действия; h_d — потери напора при дросселировании

Если при эксплуатации насоса предполагается использование основных, наиболее простых способов регулирования производительности — дросселирования или байпасирования, то при выборе насоса необходимо обеспечить условие $Q_p > Q_c$, где Q_c — производительность, которую должен обеспечить насос по технологическим условиям.

При дросселировании проводится изменение гидравлического сопротивления нагнетательного трубопровода (рис. 4.2), т. е. изменяется наклон характеристики сети. В случае дрос-

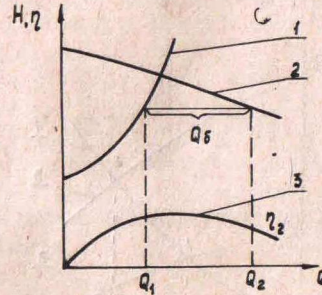
селирования снижается КПД установки. Если при работе с открытым дросселем производительность насоса составляла Q_1 , то при уменьшении расхода до Q_2 КПД установки

$$\eta = \eta_2 (H_3/H_2). \quad (4.3)$$

При применении байпасирования также снижается КПД установки (рис. 4.3). При уменьшении производительности до Q_2 КПД установки

$$\eta = \eta_2 (Q_1/Q_2). \quad (4.4)$$

Рис. 4.3. Совмещенная характеристика центробежного насоса и сети при байпасировании: 1 — характеристика сети; 2 — характеристика насоса; 3 — коэффициент полезного действия; Q_6 — расход жидкости через байпас



На практике следует выбирать тот способ регулирования, при котором КПД насосной установки окажется наибольшим.

Если при помощи существующих насосов не удастся выполнения условия $Q_p > Q_6$, то следует использовать параллельное или последовательное включение насосов в сеть.

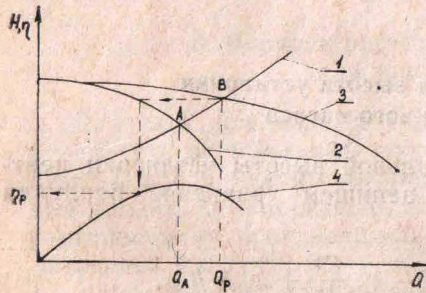


Рис. 4.4. Параллельное соединение насосов: 1 — характеристика сети; 2 — характеристика одного насоса; 3 — характеристика двух одинаковых насосов, включенных параллельно; 4 — коэффициент полезного действия. А — рабочая точка каждого насоса; В — рабочая точка двух насосов, включенных параллельно

Характеристика параллельно включенных насосов находится суммированием их производительности при $H = \text{const}$.

При параллельном включении двух одинаковых насосов в сеть, как видно из рис. 4.4, расход жидкости увеличивается.

Однако $Q_p < 2Q_c$, так как с увеличением расхода возрастает сопротивление в сети. В этом случае каждый из работающих насосов подает в сеть количество жидкости $Q = 0,5Q_p$, а общий КПД насосов η_p , работающих параллельно, следует определять так, как показано на рис. 4.4.

Характеристика последовательно включенных насосов находится путем суммирования их напоров при $Q = \text{const}$. При последовательном включении двух одинаковых насосов, как видно из рис. 4.5, расход жидкости в сети также увеличивается.

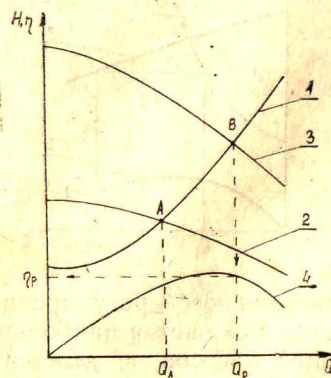


Рис. 4.5. Последовательное соединение насосов: 1 — характеристика сети; 2 — характеристика насоса; 3 — характеристика двух одинаковых насосов, включенных последовательно; 4 — коэффициент полезного действия. А — рабочая точка каждого насоса; В — рабочая точка двух насосов, включенных последовательно

На практике из двух возможных вариантов включения насосов следует выбирать тот, который обеспечит более высокий КПД.

5. Максимальная высота установки центробежного насоса

Для определения максимальной высоты установки центробежного насоса (рис. 5.1) запишем уравнение Бернулли для сечений 1—1 и 2—2:

$$\frac{p_0}{\rho g} = z_{\text{вс}} + \frac{D_1}{2} + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{C^2}{2g} + h_{\text{в}} + h_{\text{нас}},$$

где C — скорость входа жидкости на лопатку колеса; D_1 — диаметр входа жидкости в колесо; $h_{\text{нас}}$ — потери напора в насосе — от места входа жидкости в насос до места входа ее на лопасти рабочего колеса.

Потери напора в насосе определяются по формуле $h_{\text{нас}} = \zeta(C^2/2g)$.

Если насос установлен на максимально возможной высоте, т. е. если $z_{\text{вс}} = z_{\text{мах}}$, то давление в сечении 2—2 будет

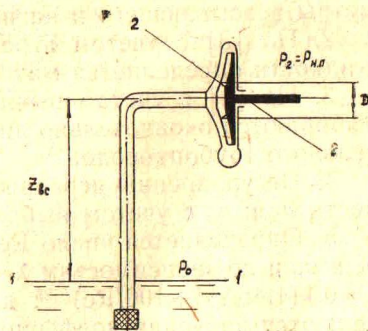


Рис. 5.1. Схема установки насоса по отношению к уровню жидкости в питающей емкости

равно давлению насыщенных паров жидкости, т. е. $p_2 = p_{\text{н.п}}$. Тогда из уравнения (5.1) имеем

$$z_{\text{мах}} = \frac{p_0 - p_{\text{нп}}}{\rho g} - h_{\text{в}} - \Delta h_{\text{доп}}, \quad (5.2)$$

где $\Delta h_{\text{доп}} = D_1/2 + (1 + \zeta)(C^2/2g)$.

Зависимость $\Delta h_{\text{доп}}$ от производительности насоса Q называется кавитационной характеристикой насоса. Вместе с другими рабочими характеристиками она представлена на рис. 3.3.

6. Порядок расчета и подбора насоса для заданной сети

Для сети (см. рис. 3.1) подобрать центробежный насос, определить оптимальный способ регулирования его производительности и максимальную высоту установки $z_{\text{мах}}$. Исходные данные: Q — производительность насоса; $\pm \Delta Q$ — пределы регулирования производительности насоса; p_0 — давление в питающей емкости; p_k — давление в приемном резервуаре; l — длина линии нагнетания и всасывания; $a_{\text{н}}$, $a_{\text{в}}$ — число колен на линии нагнетания и всасывания; z — расстояние по вертикали между уровнями жидкости в приемном резервуаре и питающей емкости; t — температура перекачиваемой жидкости.

6.1. Построение характеристики сети

1. По заданной скорости жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах в пределах $v_v = 0,8 \div 1,0$ м/с; $v_n = 1 \div 3$ м/с по уравнению неразрывности определяются диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

2. По [3] с учетом агрессивных свойств перекачиваемой жидкости определяется материал труб.

3. По [4] с учетом вычисленных в п. 1 значений d_v и d_n выбираются окончательно диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

4. По уравнению неразрывности уточняются скорости жидкости v_v и v_n с учетом выбранных в п. 3 диаметров труб.

5. Определяется число $Re = vd/\nu$ по уточненным значениям v_v и v_n и по зависимостям $\lambda = 64/Re$ для ламинарного режима, $\lambda = 0,1(1,46\Delta/d + 100/Re)^{0,25}$ для турбулентного режима определяются значения коэффициента гидравлического трения во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. При этом значения абсолютной шероховатости Δ определяются по [2].

6. По таблицам [2, 5] определяются значения коэффициентов местных сопротивлений ζ_i : всасывающего клапана, колена, трубопроводной арматуры, выхода из трубы.

7. По (1.2) вычисляется характеристика сети и строится в координатах $Q-H$.

6.2. Выбор насоса

1. По максимальной производительности $Q + \Delta Q$ и соответствующему этой производительности напору, вычисленному по уравнению (4.2), с помощью графика полей $Q-H$, приведенного на рис. П.1, выбирается предварительно типоразмер насоса.

2. По графической характеристике (рис. П.2) выбранного типоразмера насоса уточняется правильность его выбора. При этом определяется необходимый диаметр рабочего колеса насоса, кривая напора которого проходит через точку заданных параметров насоса по производительности и напору или несколько выше ее. Если не представляется возможным подобрать один насос, характеристика которого удовлетворяла бы указанным требованиям, то следует применить либо параллельное, либо последовательное включение насосов в сеть.

3. По формулам (4.3) и (4.4) определяется КПД установки и выбирается оптимальный способ регулирования производительности насоса.

6.3. Определение максимальной высоты установки насоса

1. Максимальная высота установки насоса определяется по уравнению (5.2). Для этого по [2] определяется давление насыщенных паров жидкости при заданной температуре, и по графической характеристике выбранного насоса находится значение допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}$ при максимально необходимой производительности.

7. Варианты заданий *

$$\rho_0 = 10^5 \text{ Н/м}^2; \rho_k = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

№ п/п	Q, м³/ч	± Δ Q, м³/ч	z, м	a _в	a _н	l _в , м	l _н , м	Перекачиваемая жидкость	t, °C
1	24	1	20	3	10	3	50	Диэтиловый эфир	20
2	26	1	15	4	8	10	60	Нитробензол	20
3	17	2	22	5	15	15	65	Ацетон	20
4	15	3	14	6	12	20	30	Этиловый спирт	60
5	15	4	20	1	14	3	30	То же	50
6	26	1	70	2	9	5	80	"	40
7	26	1	50	10	10	26	25	"	30
8	16	2	70	9	12	57	26	"	20
9	18	1	90	30	3	68	27	"	10
10	20	2	40	21	10	9	40	Метилловый спирт	50
11	30	5	20	8	12	10	41	То же	40
12	35	2	30	5	14	11	30	"	30
13	40	5	70	7	12	34	40	"	20
14	37	4	55	12	8	30	19	"	10
15	80	4	15	22	3	25	20	Уксусная кислота	40
16	80	5	35	5	7	22	22	То же	80
17	64	2	45	15	7	10	40	"	80
18	80	5	55	3	1	12	50	"	70
19	75	4	75	18	2	36	45	"	50
20	60	2	40	1	6	5	55	"	40
21	75	4	80	4	8	38	44	Гексан	50
22	90	6	140	8	16	110	40	То же	40
23	140	8	10	3	2	15	22	"	30
24	160	7	25	5	2	15	28	"	20
25	140	6	20	10	10	15	30	"	10
26	130	6	25	10	8	13	31	Четыреххлористый углерод	60
27	150	10	40	2	6	14	33	То же	50
28	200	10	15	4	7	8	45	"	40
29	220	8	25	8	6	16	60	"	30
30	300	8	25	6	12	20	30	"	20
31	200	5	20	7	14	22	20	"	10
32	250	8	40	9	18	16	25	Толуол	50
33	300	10	40	10	15	19	26	То же	60
34	36	1	8	1	6	1	20	"	70

* Коррозионную активность гексана следует определять по бензиновой фракции нефти.

Продолжение таблицы

№ п/п	Q, м³/ч	± Δ Q, м³/ч	z, м	a _в	a _н	l _в , м	l _н , м	Перекачи- ваемая жидкость	t, °C
35	29	1	12	3	6	2	70	Бензол	70
36	45	2	10	6	12	6	80	То же	60
37	18	1	16	8	15	4	80	"	50
38	12	2	8	9	20	8	90	"	40
39	20	4	22	10	22	10	30	"	30
40	30	3	15	12	24	12	31	"	20
41	40	5	25	13	18	14	22	Толуол	90
42	60	2	18	14	20	16	30	То же	80
43	80	4	22	15	30	22	40	"	70
44	40	4	20	14	30	24	40	"	60
45	44	3	40	14	25	25	45	"	50
46	100	3	20	3	16	22	50	"	40
47	120	8	20	6	12	22	50	"	30
48	130	5	25	9	9	4	50	"	20
49	160	10	5	10	3	63	60	Анилин	170
50	150	8	15	11	10	2	61	То же	150
51	130	8	20	1	24	1	22	"	140
52	32	0,5	10	18	26	8	24	"	130
53	15	3	100	20	3	100	26	"	120
54	16	2	140	4	20	15	126	"	100
55	30	4	80	12	16	68	28	"	90
56	170	15	120	8	8	12	130	"	80
57	140	8	100	9	16	40	81	"	60
58	135	5	120	10	22	11	120	Диэтило- вый эфир	20
59	180	6	160	10	9	90	80	Анилин	40
60	120	4	100	9	12	50	60	То же	30
61	140	12	150	8	12	30	120	Вода	15
62	100	8	220	6	12	6	250	То же	20
63	280	12	150	4	10	140	26	"	30
64	190	14	100	16	10	100	26	"	40
65	300	20	160	18	17	8	170	"	50
66	400	20	150	20	15	120	40	Нитро- бензол	20
67	440	10	120	25	22	130	40	Ацетон	40
68	400	20	125	16	18	100	44	То же	30
69	320	10	200	13	16	60	150	"	20
70	400	20	250	12	12	200	55	"	10
71	440	20	200	10	12	50	160	Бензол	10
72	36	1	8	11	22	9	44	Нитро- бензол	20
73	15	2	10	1	23	10	30	То же	20
74	44	4	10	5	5	10	80	Ацетон	20
75	15	2	15	5	15	10	20	Нитро- бензол	20
76	50	2	16	6	16	8	80	Диэтило- вый эфир	20

Продолжение таблицы

№ п/п	Q, м ³ /ч	± Δ Q, м ³ /ч	z, м	a _в	a _н	l _в , м	l _н , м	Перекачиваемая жидкость	t, °C
77	48	3	20	6	17	12	80	Метиловый спирт	30
78	36	6	35	7	18	14	90	То же	20
79	82	6	30	8	20	16	25	"	10
80	76	3	35	7	19	18	43	Гексан	50
81	44	2	20	8	19	9	40	То же	40
82	150	3	22	7	13	7	40	"	30
83	120	6	10	8	10	19	50	"	20
84	250	10	12	6	10	20	18	"	10
85	28	1	40	6	10	21	53	Толуол	50
86	37	1	30	3	12	21	55	То же	60
87	37	2	10	2	12	21	44	"	70
88	20	3	15	1	12	30	70	Вода	15
89	90	3	10	5	13	15	60	То же	20
90	250	4	10	4	13	12	70	"	25
91	15	2	28	6	16	8	75	"	40
92	36	0,5	10	7	16	8	65	"	50
93	70	5	20	2	16	12	40	Бензол	40
94	75	6	10	1	20	14	40	То же	70
95	43	3	20	1	7	13	40	"	30
96	60	4	2	10	8	13	25	"	20
97	130	10	3	10	9	12	30	Анилин	40
98	35	3	8	4	10	20	30	То же	30
99	90	6	25	4	10	22	35	Ацетон	40
100	80	4	30	3	9	22	40	То же	30
101	10	2	12	3	9	10	42	"	20
102	300	14	22	6	9	3	43	Нитробензол	20
103	280	4	10	6	3	5	45	Этиловый спирт	50
104	146	7	20	5	1	4	19	То же	50
105	135	6	4	7	10	7	38	"	40
106	82	6	12	7	10	9	72	"	20
107	375	6	120	5	8	40	90	"	10
108	180	4	100	6	8	60	40	Четыреххлористый углерод	50
109	100	18	200	6	7	120	150	"	40
110	40	4	30	3	3	12	60	"	30
111	80	4	25	1	2	11	70	"	20

Список литературы

1. Дурнов П. И. Насосы и компрессорные машины. М.: Гостехиздат, 1970.
2. Павлов К. Ф., Романков Л. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, 1976.
3. Воробьева Г. Я. Стойкость материалов. М.: Химия, 1967.
4. Трубы стальные бесшовные, гладкие, нарезные, сварные, профильные с покрытием. М.: Изд-во стандартов, 1964.
5. Справочник по гидравлическим расчетам/Под ред. Л. Г. Киселева. М.: Энергия, 1972.
6. Черкасский В. М. Насосы. Вентиляторы. Компрессоры. М.: Энергия, 1977.
7. Центробежные насосы типа АХ — (А, К, Е, И): Каталог/Центхимнефтемаш. М., 1972.
8. Центробежные насосы типа Х — (А, Д, К, И, Л): Каталог/Центхимнефтемаш. М., 1974.
9. Центробежные насосы типа ХО — (А, К, Е, И): Каталог/Центхимнефтемаш. М., 1972.
10. Центробежные насосы типа ХБ: Каталог/Центхимнефтемаш. М., 1976.
11. Центробежные химические погружные насосы типа ХПА, ХПАО, ПХП: Каталог/Центхимнефтемаш. М., 1974.
12. Центробежные консольные насосы общего назначения типов К и КМ для воды: Каталог/Центхимнефтемаш. М., 1977.
13. ГОСТ 16263—70. Государственная система обеспечения единства измерений. Метрология. Термины и определения.
14. СТ СЭВ 1052—78. Метрология. Единицы физических величин.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Сводный график полей $Q-H$ и рабочие характеристики насосов типа X и XB

Обозначения: H — напор, м; Q — производительность, л/с; N — эффективная мощность, кВт; $\Delta M_{\text{доп}}$ — допустимый кавитационный запас, м; η — коэффициент полезного действия, %.

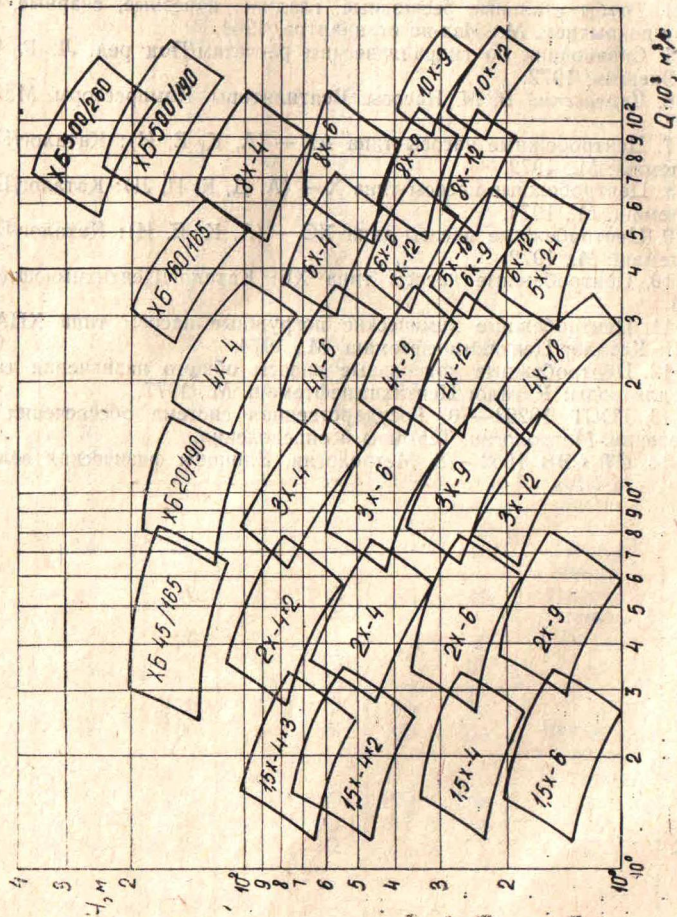


Рис. П.1

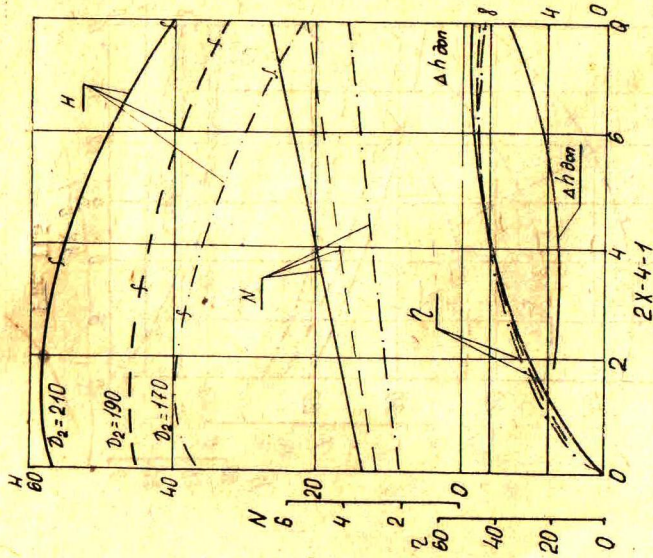


Рис. П.3

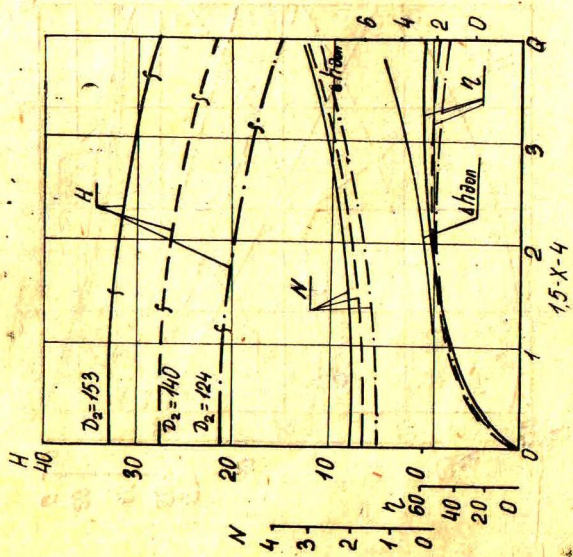


Рис. П.2

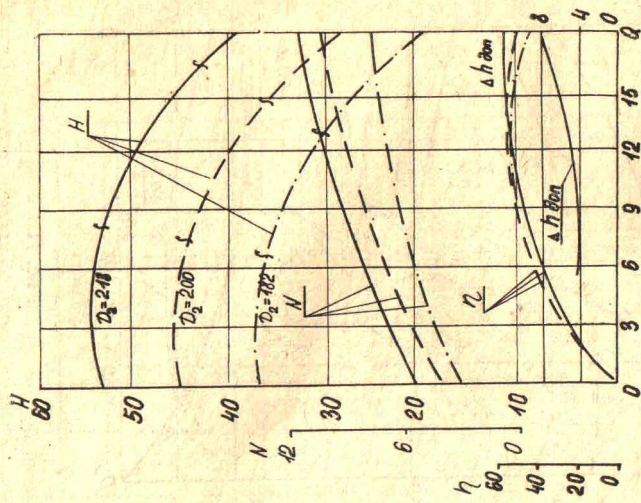


Рис. II.5

9X-6-1

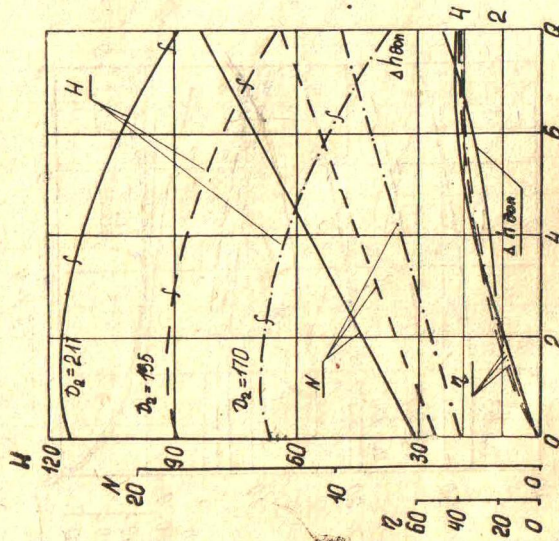
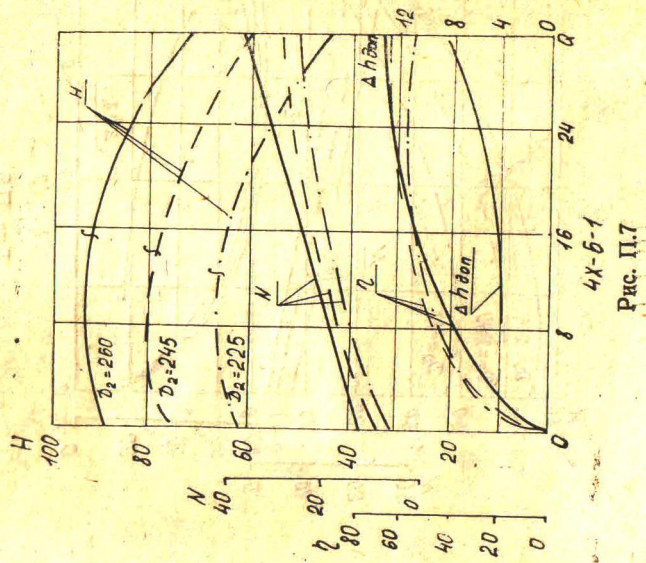
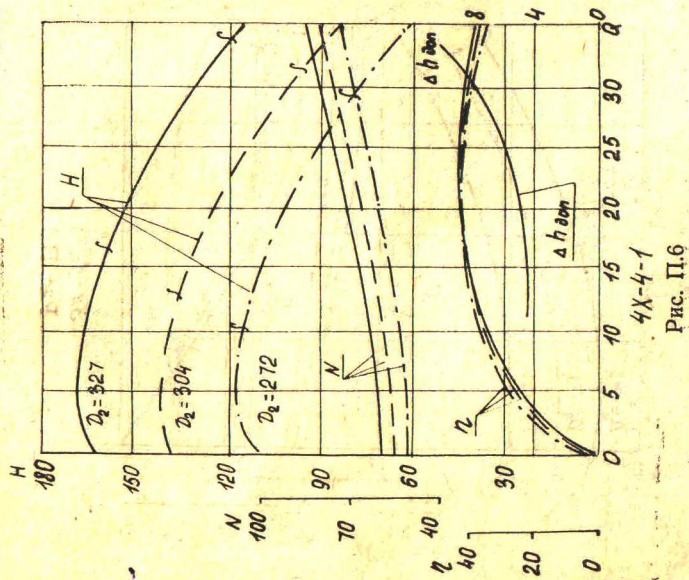
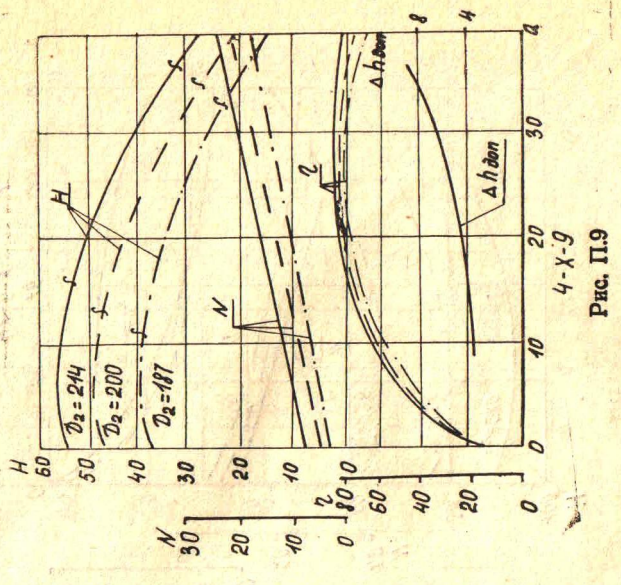
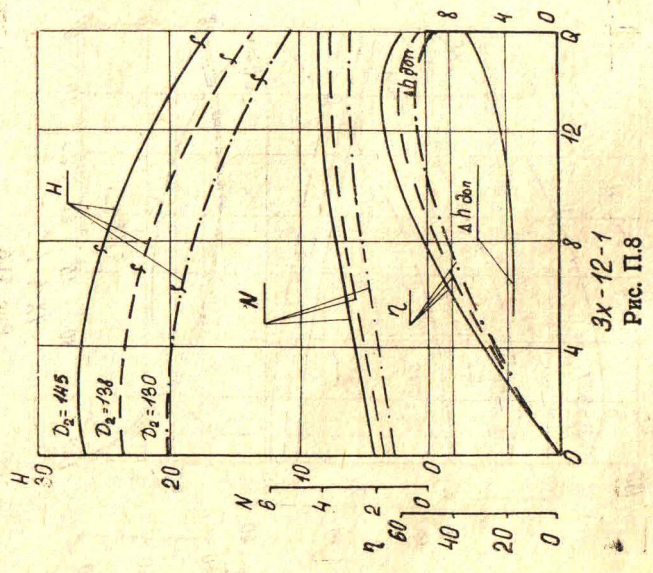


Рис. II.4

2X-4*2





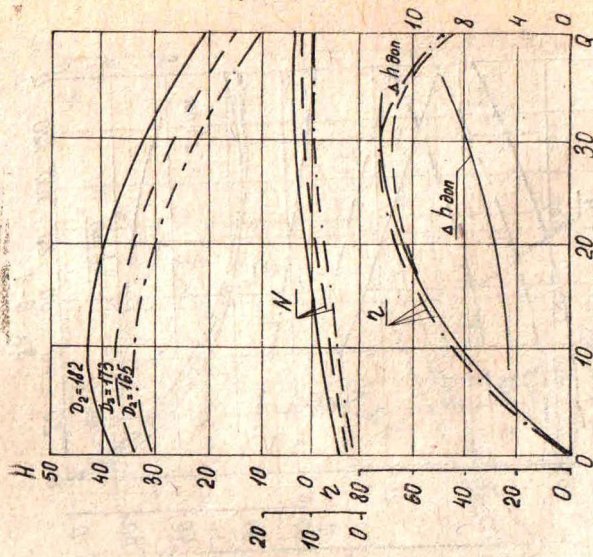


Рис. П.11
4-X-12

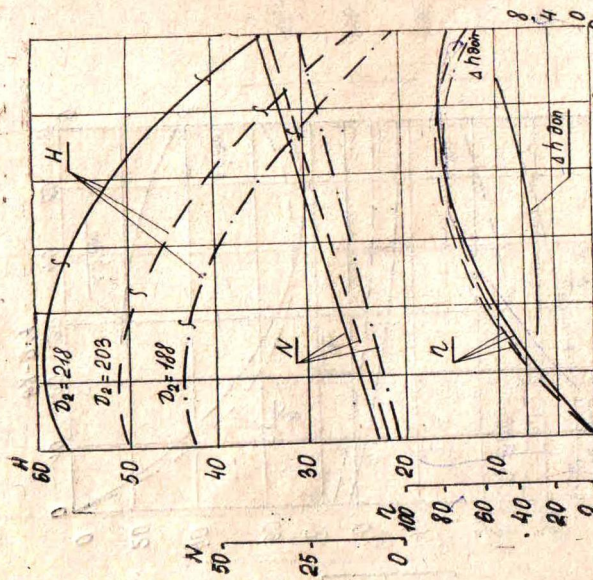


Рис. П.10
5-X-12-1

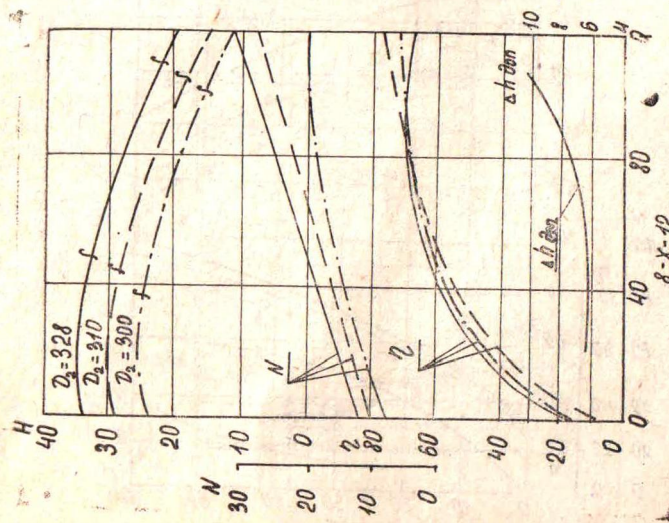


Рис. П.14

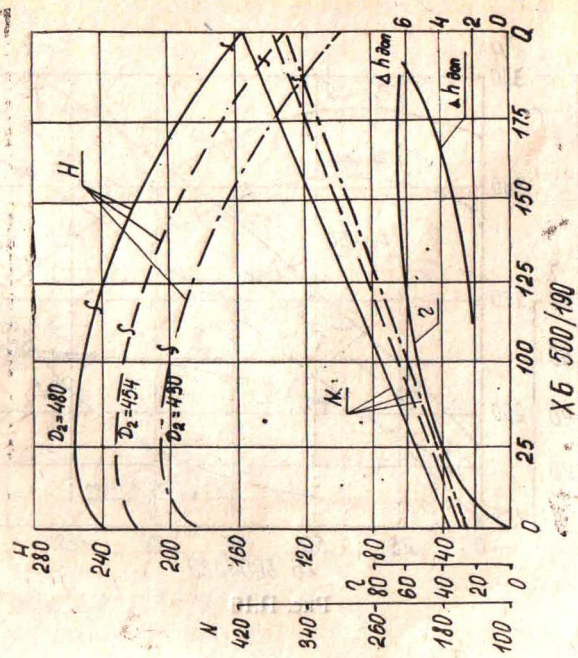


Рис. П.15

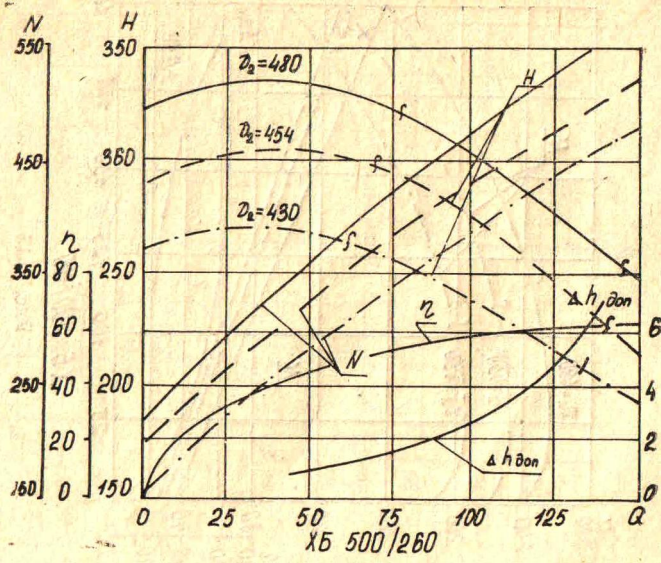


Рис. П.16

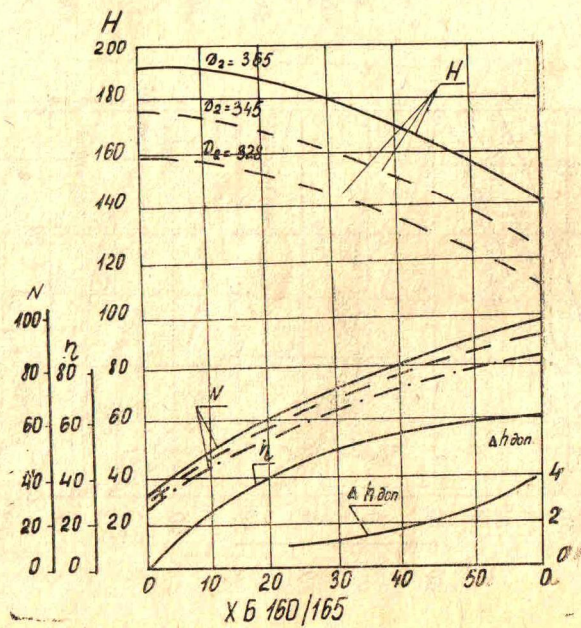


Рис. П.17

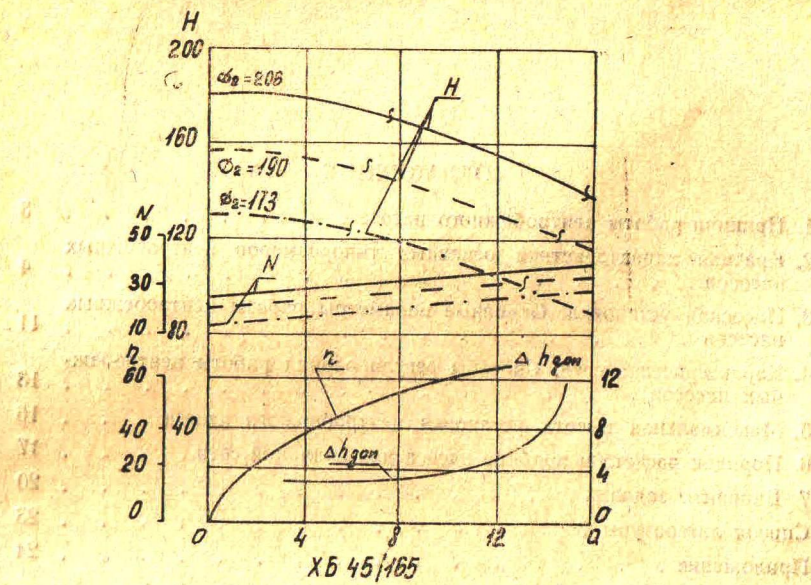


Рис. П.18

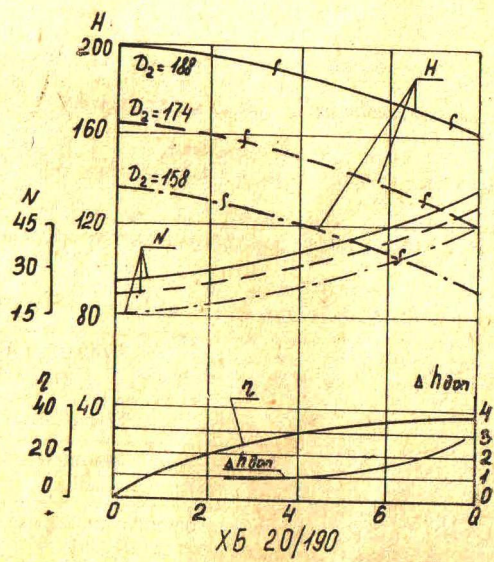


Рис. П.19

Свойства перекачиваемой жидкости

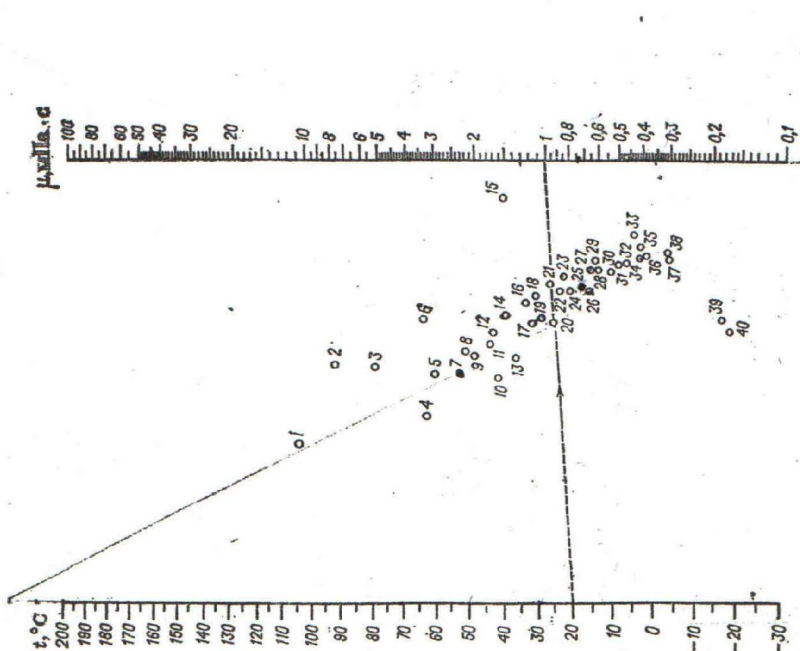


Рис. V. Номограмма для определения динамического коэффициента вязкости жидкостей при различных температурах. См. также табл. VI—IX.

Жидкость	Номер точки	Жидкость	Номер точки
Амидный спирт	17	Пентаг	38
Аммиак	39	Ртуть	15
Анилин	8	Серная кислота, 111 %	2
Ацетон	34	Серная кислота, 98 %	3
Бензол	25	Серная кислота, 60 %	6
Бутиловый спирт	11	Сернистый ангидрид	30
Вода	20	Сероуглерод	33
Гексан	36	Терпентин	29
Глицерин, 100 %	31	Толуол	27
Глицерин, 80 %	1	Уксусная кислота, 100 %	16
Диоксид углерода	7	Уксусная кислота, 70 %	12
Дистиллированный эфир	32	Фенол	4
Дистиллированный спирт, 100 %	37	Хлорбензол	22
Дистиллированный спирт, 80 %	26	Хлороформ	29
Метиловый спирт, 100 %	24	Четыреххлористый углерод	21
Метиловый спирт, 80 %	24	Этилацетат	30
Метиловый спирт, 30 %	13	Этиленгликоль	4
Нафталин	9	Этиленхлорид	23
Нитробензол	14	Этиловый спирт, 10 %	19
Октан	28	Этиловый спирт, 49 %	10

Таблица IV
Плотность жидких веществ и водных растворов в зависимости от температуры [13]

Вещество	Плотность, кг/м ³							
	-20 °C	0 °C	20 °C	40 °C	60 °C	80 °C	100 °C	120 °C
Азотная кислота, 100 %	1582	1547	1513	1478	1443	1408	1373	1338
» 50 %	—	1334	1310	1287	1263	1238	1212	1186
Аммиак жидкий	665	639	610	580	545	510	462	390
Аммиачная вода, 25 %	—	918	907	897	887	876	866	856
Анилин	—	1039	1022	1004	987	969	952	933
Ацетон	835	813	791	768	746	724	703	685
Бензол	—	900	879	858	836	815	793	769
Бутиловый спирт	838	824	810	795	781	766	751	735
Вода	—	1000	998	992	983	972	958	943
Гексан	—	677	660	641	622	602	581	559
Глицерин, 50 %	—	1136	1126	1116	1106	1096	1086	1076
Диоксид серы (жидк.)	1484	1434	1383	1327	1264	1193	1111	1010
Дихлорэтан	1310	1282	1254	1224	1194	1163	1133	1102
Диэтиловый эфир	758	736	714	689	666	640	611	576
Изопропиловый спирт	817	801	785	768	752	735	718	700
Кальций хлористый, 25 % раствор	1248	1239	1230	1220	1210	1200	1190	1180
4-Ксилол	—	882	865	847	831	816	801	786
Метиловый спирт, 100 %	828	810	792	774	756	736	714	—
» 40 %	—	946	935	924	913	902	891	880
Муравьиная кислота	—	1244	1220	1195	1171	1147	1121	1096
Натр едкий, 50 % раствор	—	1540	1525	1511	1497	1483	1469	1454
» 40 %	—	1443	1430	1416	1403	1389	1375	1360
» 30 %	—	1340	1328	1316	1303	1289	1276	1261
» 20 %	—	1230	1219	1208	1196	1183	1170	1155
» 10 %	—	1117	1109	1100	1089	1077	1064	1049
Натрий хлористый, 20 % раствор	—	1157	1148	1139	1130	1120	1110	1100
Нитробензол	—	1223	1203	1183	1163	1143	1123	1103
Октан	734	718	702	686	669	653	635	617
Олеум, 20 %	—	1922	1896	1870	1844	1818	1792	1766
Пропиловый спирт	—	819	804	788	770	752	733	711
Серная кислота, 98 %	—	1857	1837	1817	1798	1779	1761	1742
» 92 %	1866	1845	1824	1803	1783	1765	1744	1723
» 75 %	1709	1689	1669	1650	1632	1614	1597	1580
» 60 %	1532	1515	1498	1482	1466	1450	1434	1418
Сероуглерод	1323	1293	1263	1233	1200	1165	1125	1082
Соляная кислота, 30 %	1173	1161	1149	1138	1126	1115	1103	1090
Толуол	902	884	866	847	828	808	788	766
Уксусная кислота, 100 %	—	1072	1048	1027	1004	981	958	922
» 50 %	—	1074	1058	1042	1026	1010	994	978
Фенол (расплавленный)	—	—	1075	1058	1040	1022	1003	987
Хлорбензол	1150	1128	1107	1085	1065	1041	1021	995
Хлороформ	1863	1526	1489	1450	1411	1380	1326	1280
Четыреххлористый углерод	1670	1633	1594	1556	1517	1471	1434	1390
Этилацетат	947	924	901	876	851	825	797	768
Этиловый спирт, 100 %	823	806	789	772	754	735	716	693
» 80 %	—	857	843	828	813	797	783	768
» 60 %	—	904	891	878	864	849	835	820
» 40 %	—	947	935	923	910	897	885	872
» 20 %	—	977	969	957	946	934	922	910

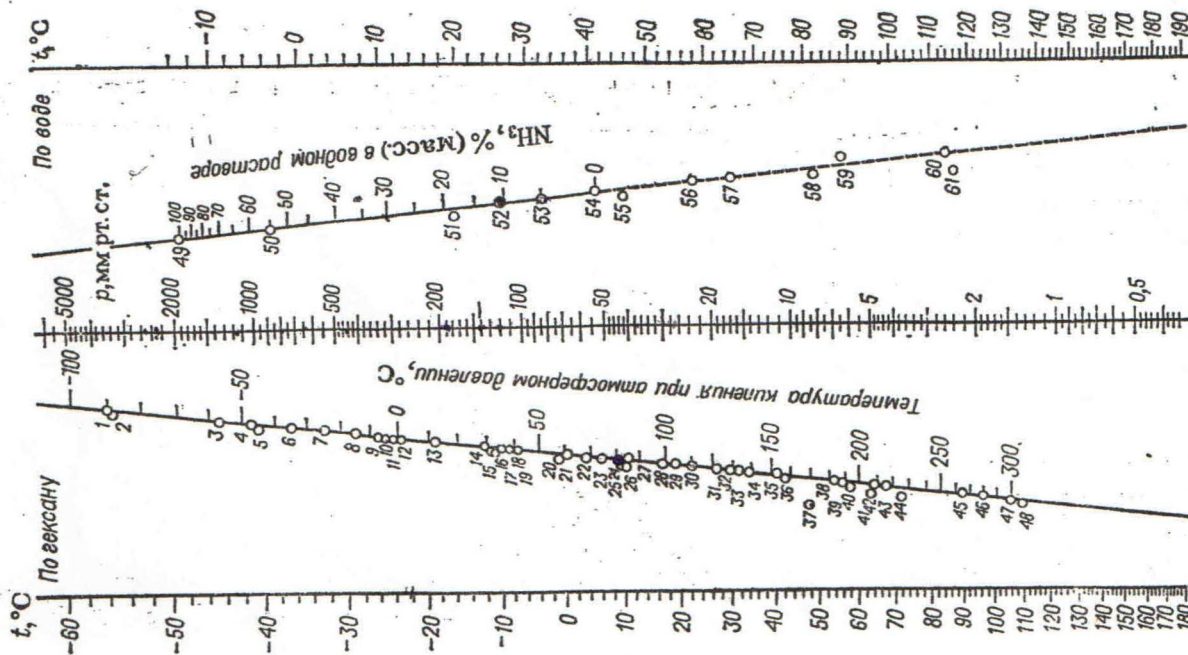


Рис. XIV. Номограмма для определения давления насыщенного пара и температуры кипения некоторых жидкостей.

Вещество	Номер точки	Вещество	Номер точки	Вещество	Номер точки
Аллен	6	1,2-Дихлорэтан	26	Пропилен	4
Аммиак	49	Диэтиловый эфир	14	Пропиленовая кислота	56
Анилин	40	Изопрен	39	ртуть	
Ацетилен	2	Ацетилен	44	Тетралин	61
Бензол	51	М-Крезол	41	Толуол	42
Бромбензол	34	п-Крезол	34	Уксусная кислота	30
Бромистый этил	28	о-Крезол	57	Фторбензол	55
Бромнафталин	46	о-Масляная кислота		Хлорбензол	27
1,3-Бутадиен	10	Метиламин	50	Хлористый винил	33
В-Бутилен	11	Метиламиноспирт	8	Метилэтил метил	7
В-Бутилен	9	Метилформиат	62	» метил	19
В-Бутилен	12	Метилформиат	16	» этил	13
В-Бутилен	63	Нафталин	43	Хлороформ	21
Валериановый спирт	64	α-Нафталин	47	Четыреххлористый	23
Валериановый спирт	22	β-Нафталин	48	углерод	
Гексан	28	Нитробензол	37	Этан	1
Гептан	60	Октан	31	Этилацетат	25
Глицерин	38	Пентан	32	Этилэтилколь	29
Декан	36	Пропан	17	Этиловый спирт	53
Декан	29		6	Этилформиат	20
Диоксан	45				
Дифенил					

Пересчет в СИ: 1 мм рт. ст. = 133,3 Па.

Таблица XII

Средние значения шероховатости стенок труб

Группировка	δ, мм
Трубы стальные цельнотянутые и сварные при незначительной коррозии	0,2
Старые заржавленные стальные трубы	0,67 и выше
Трубы из кровельной стали проолифенные	0,125
Чугунные трубы водопроводные, бывшие в эксплуатации	1,4
Алюминиевые технически гладкие трубы	0,015—0,06
Чистые цельнотянутые трубы из латуни, меди и свинца; стальные трубы	0,0015—0,01
Бетонные трубы; хорошая поверхность с затиркой	0,3—0,8
Бетонные трубы; грубая (шероховатая) поверхность	3—9
Нефтепроводы при средних условиях эксплуатации и паропроводы насыщенного пара	0,2
Паропроводы, работающие периодически	0,5
Воздухопроводы сжатого воздуха от компрессора	0,8
Конденсаторопроводы, работающие периодически	1,0

Приложение к 3- контрольной работе и к курсовой работе (рекомендуемое)

Коэффициенты местных сопротивлений и диаметры труб

Задвижка с симметричным

сужением

$$w = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Численные значения коэффициента ζ в формуле (2.2.12.12) приведены

в таблице 2.2.12.11

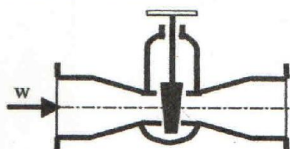


Таблица 2.2.12.11

D	200	250	300	350
D _c /D	0.75	0.80	0.67	0.67
L/D	1.33	1.50	1.68	2.50
ζ	0.19	0.16	0.36	0.30

Клапаны обратный



$$w = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Численные значения коэффициента ζ в приведены в таблице 2.2.12.12

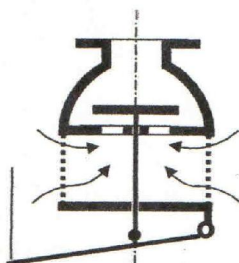
Таблица 2.2.12.12

D, мм	40	70	100	200	300	500	750
ζ	1.3	1.4	1.5	1.9	2.1	2.5	2.9

Клапаны всасывающий с сеткой

$$w = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Численные значения коэффициента ζ в формуле (2.2.12.12) приведены в таблице



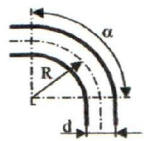
D, мм	40	70	100	200	300	500	750
ζ	12	8.5	7.0	4.7	3.7	2.5	1.6

Трубы

D, мм	δ_{MIN}	D, мм	δ_{MIN}	D, мм	δ_{MIN}
25, 32, 38	2,5	133, 140, 146, 152, 159	5	219	10
45, 52, 57, 60, 68	3	168	7	245	11
76, 82, 89	3,5	189	8	273	11
95, 102, 108, 114, 121, 127	4	194	9	325	12

Отвод

$$\zeta = A \cdot B$$



Численные значения коэффициентов А и В приведены соответственно в таблицах 2.2.12.5 и 2.2.12.6

Таблица 2.2.12.5

α, град	20	30	45	60	90	110	130	150	180
A	0.31	0.43	0.60	0.78	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40

Таблица 2.2.12.6

R/d	1.0	2.0	4.0	6.0	15	30	50
B	0.21	0.15	0.11	0.09	0.06	0.04	0.03

Вентиль (

$$\text{При } w = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

численные значения коэффициента ζ в формуле (2.2.12.12) для

полностью открытого вентиля приведены в таблицах 2.2.12.7 и 2.2.12.8

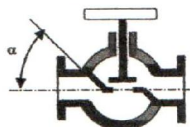


Таблица 2.2.12.7

Делительная стенка под углом 45°

D, мм	13	20	40	80	100	150	200	250	300	350
ζ	10.8	8.0	4.9	4.0	4.1	4.4	4.7	5.1	5.4	5.5

Таблица 2.2.12.8

Делительная стенка под углом 90° к направлению потока

D, мм	13	20	25	30	40	50
ζ	15.9	10.5	9.3	8.6	7.6	6.9

Вентиль прямооточный

$$w = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Численные значения коэффициента ζ в формуле

(2.2.12.12) для полностью открытого вентиля приведены в таблице 2.2.12.9

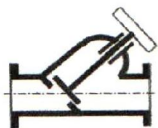


Таблица 2.2.12.9

D, мм	25	38	50	65	75	100	125	150	200	250
ζ	1.04	0.85	0.73	0.65	0.60	0.50	0.46	0.42	0.36	0.32

Кран пробочный

$$w = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Численные значения коэффициента ζ в формуле (2.2.12.12)

для полностью открытого крана приведены в таблице 2.2.12.10



Таблица

D, мм	13	19, 25, 32, 38, 50, 65, 75, 100, 125, 200, 250
ζ	4	2

2.2.12.10