

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ТУЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт горного дела и строительства
Кафедра «Аэрология, охрана труда и окружающей среды»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К КОНТРОЛЬНО-РАСЧЕТНОМУ ЗАДАНИЮ №1
(4 СЕМЕСТР)

по дисциплине

ГИДРАВЛИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА

Уровень профессионального образования: высшее образование – бакалавриат
Направление (*специальность*) подготовки: 20.03.01 Техносферная безопасность
Профиль (*специализация*) подготовки: Инженерная защита окружающей среды
Квалификация (*степень*) выпускника: бакалавр

Форма обучения: очно-заочная

Тула 2016 г.

Методические указания к контрольно-расчетному заданию № 1 учебной дисциплины (модуля) «Гидравлика и теплотехника» разработаны профессором Л.Э. Шейнкманом и обсуждены на заседании кафедры «Аэрология, охрана труда и окружающей среды» института горного дела и строительства (протокол заседания кафедры №__1__ от «__31__» __августа__ 2016 г.).

Разработчик(и) методических указаний дисциплины (модуля) _____

Расчет центробежного насоса

Центробежный насос — насос, в котором движение жидкости и необходимый напор создаются за счёт центробежной силы, возникающей при воздействии лопаток рабочего колеса на жидкость.

Центробежный насос относится к лопастным насосам, в которых жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

Центробежные насосы являются одной из самых распространенных разновидностей динамических гидравлических машин. Они широко применяются: в системах водоснабжения, водоотведения, в теплоэнергетике, в химической промышленности, в атомной промышленности, в авиационной и ракетной технике и др.

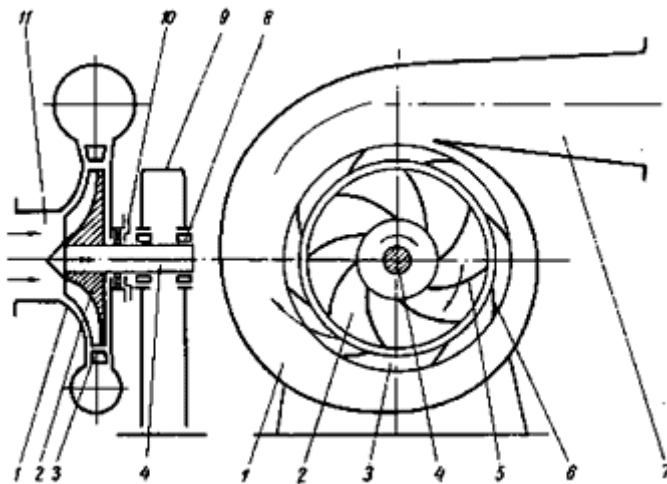


Рис. 1 Принципиальная схема центробежного насоса:

1 - рабочая камера; 2 - рабочее колесо; 3 - направляющий аппарат; 4 - вал; 5 - лопатка рабочего колеса; 6 - лопатка направляющего аппарата; 7 - агнетательный патрубок; 8 - подшипник; 9 - корпус насоса (опорная стойка); 10 - гидравлическое торцовое уплотнение вала (сальник); 11 - всасывающий патрубок.

На рабочем колесе имеются лопатки (лопасти), которые имеют сложную форму. Жидкость подходит к рабочему колесу вдоль оси его вращения, затем направляется в межлопаточный канал и попадает в отвод. Отвод предназначен для сбора жидкости, выходящей из рабочего колеса, и преобразования кинетической энергии потока жидкости в потенциальную энергию, в частности в энергию давления. Указанное выше преобразование энергии должно происходить с минимальными гидравлическими потерями, что достигается специальной формой отвода.

Корпус насоса предназначен для соединения всех элементов насоса в энергетическую гидравлическую машину. Лопастный насос осуществляет преобразование энергий за счет динамического взаимодействия между потоком жидкой среды и лопастями вращающегося рабочего колеса, которое является их

рабочим органом. При вращении рабочего колеса жидкая среда, находящаяся в межлопаточном канале, лопатками отбрасывается к периферии, выходит в отвод и далее в напорный трубопровод.

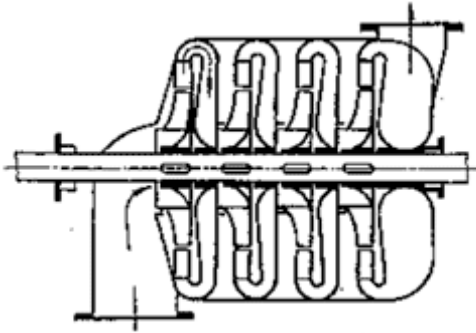


Рис. 2 *Схема многоступенчатого центробежного насоса*

В центральной части насоса, т. е. на входе жидкости в рабочее колесо насоса, возникает разрежение, и жидкая среда под действием давления в расходной емкости направляется от источников водоснабжения по всасывающему трубопроводу в насос.

Частоту вращения рабочего колеса насоса обозначают через n (об/мин), а угловую скорость - через ω .

Связь между ω и n определяется выражением

$$\omega = \pi n / 30$$

В настоящее время промышленностью выпускается большое количество различных типов центробежных насосов, которые можно классифицировать по следующим признакам:

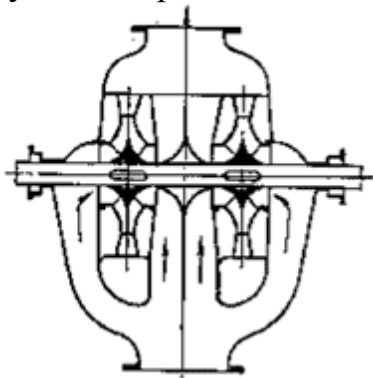


Рис. 3 *Схема двухпоточного центробежного насоса*

- по числу ступеней (колес): одноступенчатые (рис. 1), двухступенчатые, многоступенчатые (рис. 2);
- по числу потоков: однопоточные, двухпоточные (рис. 3), многопоточные;
- по условиям подвода жидкости к рабочему колесу: одностороннего входа (рис. 1), двустороннего входа (рис. 4);

- по условиям отвода жидкости из рабочего колеса: со спиральным отводом (рис. 1), с кольцевым отводом, с направляющим аппаратом; по конструкции рабочего колеса: с закрытым рабочим колесом, с открытым рабочим колесом (рис. 5);
- по способу привода: с приводом через соединительную муфту, с приводом через редуктор и др.;
- по расположению вала: горизонтальные, вертикальные;
- с мокрым ротором, с сухим ротором.

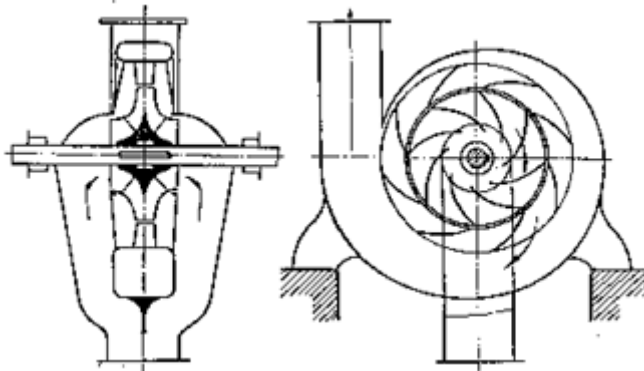


Рис. 4. Схема центробежного насоса с двусторонним входом

Насос с сухим ротором - это насос, в котором ротор электродвигателя не соприкасается с перекачиваемой жидкой средой. Насосы с большой подачей жидкости Q , как правило, изготавливаются с сухим ротором.

Насос с мокрым ротором - это насос, в котором ротор двигателя непосредственно работает в жидкой среде. Статор двигателя (находящийся под напряжением) отделен от ротора гильзой (толщиной 0,1 - 0,3 мм), изготовленной, например, из немагнитизирующей нержавеющей стали. Смазка подшипников ротора осуществляется жидкой средой, которая и выполняет функцию охлаждения ротора. Вал насоса обычно располагается горизонтально.

Преимущества центробежных насосов по сравнению с насосами других типов:

- пологие характеристики $H = f(Q)$ и $\eta = \eta(Q)$, в результате чего высокие значения напоров H и высокие значения КПД сохраняются в широком диапазоне подач Q ;
- большая частота вращения, что позволяет в качестве привода для насосов использовать электродвигатели и турбины;
- плавная форма изменения мощности N , что позволяет выполнить пуск насоса при закрытой выходной задвижке (или при закрытом обратном клапане);
- устойчивость в работе насосов и расширение технических показателей H и Q при последовательном и параллельном соединении насосов при работе на один трубопровод;
- плавное протекание переходных процессов при изменении режима работы гидросистемы;
- расположение насоса выше уровня жидкости в расходной емкости;

- изменение показателей насосов H , Q , η за счет различных факторов: обточки диаметра рабочего колеса, изменения частоты вращения, изменения частоты электроснабжения и др.;
- невысокая стоимость насоса из-за использования в конструкции насоса сравнительно дешевых конструкционных материалов: сталь, чугун, полимерные материалы;
- простота технического обслуживания и эксплуатации;
- высокая надежность в работе;
- большие подачи жидкости Q ;
- равномерный с малыми пульсациями давления поток жидкости;
- возможность успешной работы на "загрязненных" жидкостях.

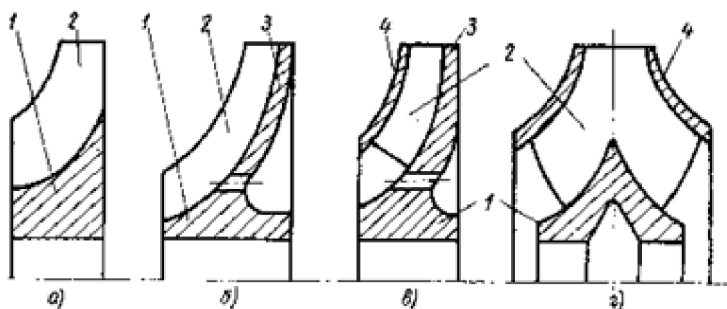


Рис. 5 Схемы различных рабочих колес:

а - открытого типа; б - полузакрытого типа; в - закрытого типа;

г - рабочее колесо закрытого типа с двусторонним входом;

1 - втулка; 2 - лопатка; 3 - несущий диск; 4 - покрывающий диск

Но центробежные насосы обладают и рядом недостатков:

- требуют заливки перед пуском;
- имеют склонность к кавитации;
- имеют пониженное значение КПД при перекачивании вязких жидкостей;
- имеют небольшое значение КПД при малой подаче жидкости Q и большое значение напора H и др.

Центробежные насосы целесообразно использовать в области больших подач жидкости Q и низких и средних напоров жидкости H .

Основные зависимости и расчётные формулы

1. Полный напор, развиваемый насосом (рис. 2.1), определяется уравнением

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_r + h_{II}. \quad (2.1)$$

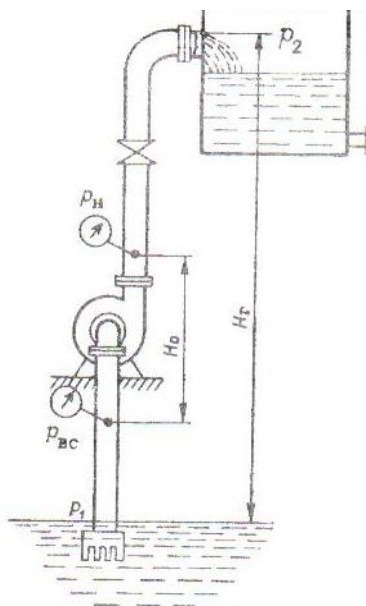


Рис. 2.1. Схема установки центробежного насоса.

Здесь H - полный напор, развиваемый насосом, в метрах столба перекачиваемой жидкости; p_2 и p_1 - давления в пространстве нагнетания и в пространстве всасывания, Па; ρ - плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; H_g - геометрическая высота подъема жидкости, м; h_{Π} - напор, затрачиваемый на создание скорости и на преодоление трения и всех местных сопротивлений во всасывающей и нагнетательной линиях, м; $g = 9,81$ м/с² - ускорение свободного падения.

Этот же полный напор H может быть рассчитан и по другому уравнению:

$$H = \frac{p_H - p_{BC}}{\rho g} + H_0 + \frac{\omega_u^2 - \omega_{BC}^2}{2} \quad (2.2)$$

где p_H - давление в нагнетательном трубопроводе на выходе жидкости из насоса, Па;

p_{BC} - давление во всасывающем трубопроводе на входе жидкости в насос, Па; H_0 - вертикальное расстояние между точками измерения давлений p_H и p_{BC} , м; ω_u - скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе, м/с; ω_{BC} - скорость жидкости во всасывающем трубопроводе, м/с.

Если скорости ω_u и ω_{BC} близки и расстояние H_0 мало, то уравнение (2.2) упрощается:

$$H \approx \frac{p_H - p_{BC}}{\rho g} \quad (2.2a)$$

Формулы (2.1) и (2.2) получаются из уравнения Бернулли, составленного для соответствующих сечений потока. Формула (2.2) применяется при испытании действующих насосов, а формула (2.1) - при проектировании насосных установок.

2. Мощность N (в кВт), потребляемая двигателем насоса:

$$N = \frac{Q \rho g H}{1000 \eta} \quad (2.3)$$

Здесь Q - объемная производительность (подача) насоса*, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ - плотность, перекачиваемой жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; $g = 9.81 \text{ м}/\text{с}^2$ - ускорение свободного падения; H - полный напор, развиваемый насосом, в метрах столба перекачиваемой жидкости; η - общий к. п. д. насосной установки, представляющий собой произведение к. п. д. насоса η_H , к. п. д. передачи η_P и к. п. д. двигателя η_D :

$$\eta = \eta_H \eta_P \eta_D. \quad (2.4)$$

С запасом на возможные перегрузки двигатель к насосу устанавливается несколько большей мощности $N_{\text{уст}}$, чем потребляемая мощность:

$$N_{\text{уст}} = \beta N.$$

Таблица 2.1

N , кВт	β	N , кВт	β
< 1 1—5	2—1,5 1,5—1,2	5—50 > 50	1,2—1,15 1,1

Таблица 2.2

Температура, °С	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Давление насыщенного пара h_f , М вод. ст. кПа . . .	0,09 0,88	0,12 1,18	0,24 2,36	0,43 4,22	0,75 7,36	1,25 12,26	2,02 19,82	3,17 31,1	4,82 47,3	7,14 70,04	10,33 101,3

Коэффициент запаса мощности β берется в зависимости от величины N (табл. 2.1).

3. Теоретическая высота всасывания поршневого насоса H_{BC} (в м) определяется выражением (рис. 2.2):

$$H_{BC} \leq A - h_t - \sum h, (2.5)$$

где A - атмосферное давление; h_t - давление насыщенного пара всасываемой жидкости при температуре перекачивания t ; $\sum h$ - потери высоты всасывания, включающие затрату энергии на сообщение скорости потоку жидкости и преодоление инерции столба жидкости во всасывающем трубопроводе, а также на преодоление трения и местных сопротивлений во всасывающей линии; с увеличением частоты вращения (числа оборотов) насоса $\sum h$ возрастает.

Все величины: A , h_t , $\sum h$ - выражены в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Атмосферное давление A зависит от высоты места установки насоса над уровнем моря (табл. XIX).

Давление насыщенного пара всасываемой жидкости h_t определяется ее температурой. Для воды зависимость величины h_t от температуры представлена в табл. 2.2.

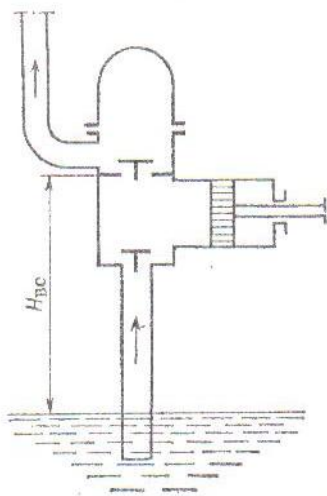


Рис. 2.2. Схема поршневого насоса.

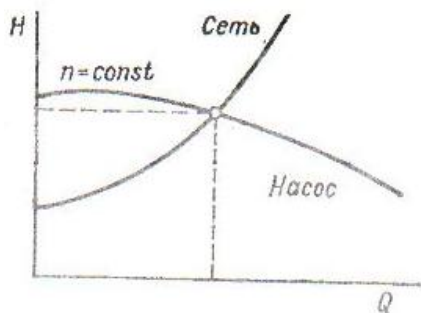


Рис. 2.3. Характеристики центробежного насоса (при $n = \text{const}$) и сети

4. Производительность поршневого насоса Q (в $\text{м}^3/\text{с}$):

а) простого действия и дифференциального

$$Q = \eta_g \frac{F_{sn}}{60}; \quad (2.6)$$

б) двойного действия

$$Q = \eta_g \frac{(2F - f)sn}{60}. \quad (2.7)$$

Здесь η_g - коэффициент подачи, величина которого в среднем составляет 0,8-0,9; F - рабочая площадь (площадь поперечного сечения) поршня (плунжера), м^2 ; f - площадь поперечного сечения штока; м^2 ; s - ход поршня, м ; n - частота вращения, т. е. число двойных ходов поршня в 1 мин.

5. Напор и производительность центробежного насоса при данной частоте вращения зависят друг от друга. Если на график этой зависимости, называемый характеристикой насоса, нанести кривую характеристики сети (рис. 2.3), то пересечение обеих кривых даст так называемую рабочую точку, определяющую напор и производительность насоса при работе его на данную сеть.

К.п.д. центробежного насоса меняется при изменении напора и производительности.

При изменении в небольших пределах частоты вращения n центробежного насоса изменения его подачи Q , напора H и потребляемой мощности N определяются следующими соотношениями:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (2.8)$$

Высота всасывания центробежного насоса H_{BC} (в м) рассчитывается по формуле:

$$H_{BC} \leq A - h_t - h_{П,BC} - h_{КАВ},$$

где A - атмосферное давление; h_t - давление насыщенного пара всасываемой жидкости; $h_{П,BC}$ - гидравлическое сопротивление всасывающей линии, включая затрату энергии на сообщение скорости потоку жидкости; $h_{КАВ}$ - кавитационная поправка (уменьшение высоты всасывания во избежание кавитации), зависящая от производительности насоса Q (в $\text{м}^3/\text{с}$) и частоты вращения n (в об/мин); $h_{КАВ} =$

$$0,00125 (Qn^2)^{0,67}.$$

Все величины: A , h_t , h_{KAB} , $h_{П,BC}$ - выражены в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Пример расчёта центробежного насоса

Центробежный насос необходимо установить на высоте 5 м над уровнем открытого водоема для перекачки 45 м³/ч воды в реактор, работающий под избыточным давлением 0,1 МПа. Геометрическая высота подъема воды 20 м. Температура воды 20°С. На линии нагнетания ($L_n = 35$ м) расположены 2 отвода под углом 90° и 5 отводов под углом 110°, а также 2 нормальных вентиля и 1 вентиль прямооточный. На линии всасывания ($L_{вс} = 15$ м) установлено 2 прямооточных вентиля и 3 отвода под углом 90° (в обоих случаях отношение радиуса изгиба к внутреннему диаметру трубопровода равно 4). Следует выбрать насос (по напору и мощности).

РЕШЕНИЕ:

1. Выбор диаметра трубопровода проведем, приняв скорость воды по всасывающей и нагнетательной линиях одинаковой и равной 1,5 м/с;

$$d = \sqrt{V / (0,785\omega)} = \sqrt{45 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 1,5)} = 0,103 \text{ м.}$$

Выбираем стальной трубопровод с незначительной коррозией.

2. Расчет потерь на трение и местные сопротивления. Определим режим течения воды:

$$Re = \omega d \rho / \mu = 1,5 \cdot 0,103 \cdot 998 / (1,005 \cdot 10^{-3}) = 153420.$$

Режим турбулентный.

Среднее значение абсолютной шероховатости стенок труб $e = 0,2$ мм (табл. XII). Относительная шероховатость $d / e = 103 / 0,2 = 515$. По графику рис.1.5 находим значение коэффициента трения $\lambda = 0,0235$.

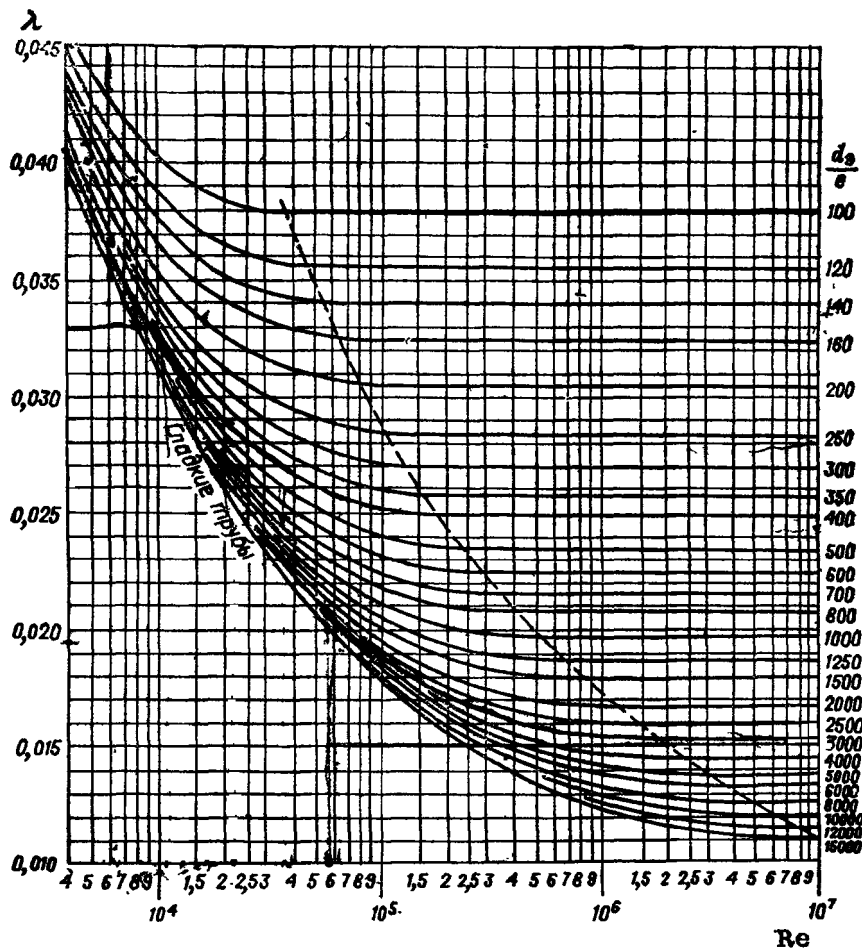


Рис. 1.5. Зависимость коэффициента трения λ , от критерия Re и степени шероховатости d/e (d — эквивалентный диаметр, м; e — средняя высота выступов шероховатости на внутренней поверхности трубы, м).

Сумма коэффициентов местных сопротивлений для всасывающей линии:

$$\sum \xi_{BC} = \xi_1 + 2\xi_2 + 3\xi_3 = 0,5 + 2 \cdot 0,5 + 3 \cdot 0,11 = 1,83,$$

где $\xi_1 = 0,5$ - вход в трубу (с острыми краями); $\xi_2 = 0,5$ - прямооточный вентиль (для $d = 100$ мм и $Re > 3 \cdot 10^5$); $\xi_3 = AB = 1,0 \cdot 0,11 = 0,11$ - отвод под углом 90° (табл. XIII). Тогда

$$\Delta p_{BC} = \left(\lambda \frac{L_{BC}}{d} + \sum \xi_{BC} \right) \frac{\rho \omega^2}{2} = \left(0,0235 \frac{15}{0,103} + 1,83 \right) 998 \cdot 1,5^2 / 2 = 5894 \text{ Па}.$$

Потери напора на всасывающей линии:

$$H_{П.ВС} = \Delta p_{BC} / (\rho g) = 5894 / (998 \cdot 9,81) = 0,60 \text{ м}.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений для нагнетательной линии:

$$\sum \xi_H = \xi_1 + 2\xi_2 + 5\xi_3 + 2\xi_4 + \xi_5 = 1 + 2 \cdot 0,11 + 5 \cdot 0,12 + 2 \cdot 4,1 + 0,5 = 10,52,$$

где $\xi_1 = 1$ - выход из трубы; $\xi_2 = A_2 B_2 = 1,0 \cdot 0,11 = 0,11$ - отвод под углом 90° ; $\xi_3 = A_3 B_3 = 1,13 \cdot 0,11 = 0,12$ - отвод под углом 110° ; $\xi_4 = 4,1$ - нормальный ventиль (при $d = 100$ мм); $\xi_5 = 0,5$ - прямооточный ventиль (при $Re > 3 \cdot 10^5$). Тогда

$$\Delta p_H = \left(0,0235 \frac{35}{0,103} + 10,52 \right) \frac{998 \cdot 1,5^2}{2} = 20777 \text{ Па}.$$

Потери напора на нагнетательной линии: $H_{\Pi} = \Delta p_H / (pg) = 20777 / (998 \cdot 9,81) = 2,12$ м.

Общие потери насоса:

$$H_{\Pi} = H_{BC} + H_H = 0,60 + 2,12 = 2,72 \text{ м.}$$

3. Выбор насоса.

По формуле (2.1) рассчитаем полный напор, развиваемый насосом:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_{\Gamma} + H_{\Pi} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{998 \cdot 9,81} + 20 + 2,72 = 32,93 \text{ м.}$$

Полезная мощность насоса:

$$N = V \rho g H = 45 \cdot 998 \cdot 9,81 \cdot 32,93 / 3600 = 4030 \text{ Вт} = 4,03 \text{ кВт.}$$

Для центробежного насоса средней производительности примем $\eta = \eta_{\Pi} \eta_d \eta_H = 0,6$. Тогда мощность, потребляемая двигателем насоса:

$$N_{ДВ} = 4,03 / 0,6 = 6,7 \text{ кВт.}$$

По табл. 2.5 устанавливаем, что по заданным производительности и напору следует выбрать центробежный насос марки Х45/54, для которого при оптимальных условиях работы производительность $Q = 1,25 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$, напор $H = 42$ м, к. п. д. насоса $\eta_H = 0,6$. Насос снабжен двигателем АО2-62-2 номинальной мощностью 17 кВт ($\eta_d = 0,88$, частота вращения вала $n = 48,3$ об/с).

4. Предельная высота всасывания.

Для центробежных насосов запас напора, необходимый для исключения кавитации, рассчитывают по формуле:

$$H_{\text{кав}} = 0,3 (Q n^2)^{2/3} = 0,3 (0,0125 \cdot 48,3^2)^{2/3} = 2,84 \text{ м.}$$

По формуле предельной высоты всасывания (все слагаемые выражены в метрах перекачиваемой жидкости)

$H_{np.вс} \leq A - h_t - H_{вс} - H_{кав}$, где A - атмосферное давление, h_t - давление насыщенного пара при соответствующей температуре,

$$H_{вс} \leq 10,25 - 0,24 - 0,60 - 2,84 = 6,57 \text{ м.}$$

Здесь $A = 10,25$ (табл. XIX), $h_t = 0,24$ м при 20°C (табл. 2.2).

Вывод: расчет показал, что расположение насоса на высоте 5 м над уровнем водоёма вполне допустимо.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 2.5

Марка насоса	Q, м³/с	H, м столба жидкости	n, об/с	η_n	Электродвигатель		
					тип	N _{кВ}	η_d
X2/25	$4,2 \cdot 10^{-4}$	25	50	—	АОЛ-12-2	1,1	—
X8/18	$2,4 \cdot 10^{-3}$	11,3 14,8 18	48,3	0,40	АО2-31-2	3	—
X8/30	$2,4 \cdot 10^{-3}$	17,7 24 30	48,3	0,50	BAO-31-2 АО2-32-2	3 4	0,82 —
X20/18	$5,5 \cdot 10^{-3}$	10,5 13,8 18	48,3	0,60	BAO-32-2 АО2-31-2	4 3	0,83 —
X20/31	$5,5 \cdot 10^{-3}$	18 25 31	48,3	0,55	АО2-41-2 BAO-41-2	5,5 5,5	0,87 0,84
X20/53	$5,5 \cdot 10^{-3}$	34,4 44 53	48,3	0,50	АО2-52-2 BAO-52-2	13 13	0,89 0,87
X45/21	$1,25 \cdot 10^{-2}$	13,5 17,3 21	48,3	0,60	АО2-51-2 BAO-51-2	10 10	0,88 0,87
X45/31	$1,25 \cdot 10^{-2}$	19,8 25 31	48,3	0,60	АО2-52-2 BAO-52-2	13 13	0,89 0,87
X45/54	$1,25 \cdot 10^{-2}$	32,6 42 54	48,3	0,60	АО2-62-2 АО2-71-2 АО2-72-2	17 22 30	0,88 0,88 0,89
X90/19	$2,5 \cdot 10^{-2}$	13 16 19	48,3	0,70	АО2-51-2 АО2-52-2 АО2-62-2	10 13 17	0,88 0,89 0,88
X90/33	$2,5 \cdot 10^{-2}$	25 29,2 33	48,3	0,70	АО2-62-2 АО2-71-2 АО2-72-2	17 22 30	0,88 0,90 0,90
X90/49	$2,5 \cdot 10^{-2}$	31,4 40 49	48,3	0,70	АО2-71-2 АО2-72-2 АО2-81-2	22 30 40	0,88 0,89 —
X90/85	$2,5 \cdot 10^{-2}$	56 70 85	48,3	0,65	АО2-81-2 АО2-82-2 АО2-91-2	40 55 75	— — 0,89
X160/29/2	$4,5 \cdot 10^{-2}$	20 24 29	48,3	0,65	BAO-72-2 АО2-72-2 АО2-81-2	30 30 40	0,89 0,89 —
X160/49/2	$4,5 \cdot 10^{-2}$	33 40,6 49	48,3	0,75	АО2-81-2 АО2-82-2 АО2-91-2	40 55 75	— — 0,89
X160/29	$4,5 \cdot 10^{-2}$	29	24,15	0,60	АО2-81-4	40	—

Примечания. 1. Насосы предназначены для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей без включений (или с твердыми включениями с размером частиц до 0,2 мм при концентрации их до 0,2 %).

2. Каждый насос может быть изготовлен с тремя различными диаметрами колеса, что соответствует трем различным напорам (в области оптимального значения η_n).

Таблица XI

Значение $\sqrt{MT_{кр}}$ для некоторых газов

Газ	M	T _{кр} , К	$\sqrt{MT_{кр}}$
Водяной пар	18	647	108
Воздух	29	132,7	61,9
Диоксида углерода	44	304	115,5
Азот	28	126	59,5
Кислород	32	154	70,2
Водород	2	33	8,13
Оксид углерода	28	134	61,4
Метан	16	190	55,1
Этилен	28	283	89,0
Этан	30	305	95,6
Пропан	44	370	128
Бутан	58	426	157
Пентан	72	470	184
Гексан	86	508	209

Таблица XII

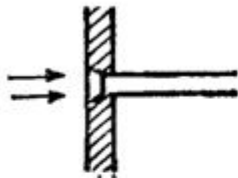
Средние значения шероховатости стенок труб

Грубопроводы	ϵ , 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	1,1
Алюминиевые технически гладкие трубы	0,015—0,03
Чистые цельнотянутые трубы из латуни, меди и свинца; стеклянные 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
Конденсатопроводы, работающие периодически	1,0

Коэффициенты местных сопротивлений

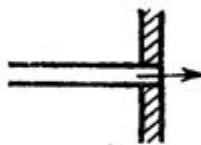
Вид сопротивления	Значение коэффициента местного сопротивления ζ
-------------------	--

Вход в трубу



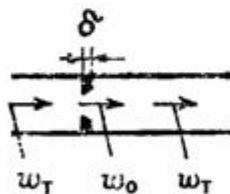
С острыми краями: $\zeta = 0,5$
 С закругленными краями: $\zeta = 0,2$

Выход из трубы



При расчете Δp по формуле (1.49) это сопротивление ζ для выхода из трубы учитывать не надо

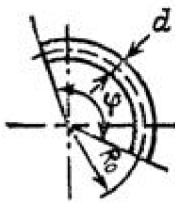
$$\zeta = 1$$

Диафрагма (отверстие)
с острыми краями в пря-
мой трубе

При $\frac{\delta}{d_0} = 0 \div 0,015$ потеря давления $\Delta p = \zeta \frac{\rho w_T^2}{2}$
 Значение ζ определяется по таблице:

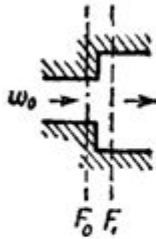
d_0 — диаметр отверстия диафрагмы, м; δ — толщина диафрагмы, м;
 w_0 — средняя скорость потока в отверстии, м/с;
 w_T — средняя скорость потока в трубе, м/с; $m = \left(\frac{d_0}{D}\right)^2$; D — диаметр трубы, м

m	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22
ζ	7000	1670	730	400	245	165	117	86,0	65,5	51,5	40,0
m	0,24	0,26	0,28	0,30	0,34	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
ζ	32,0	26,8	22,3	18,2	13,1	8,25	4,00	2,00	0,97	0,42	0,13

Вид сопротивления	Значение коэффициента местного сопротивления: ζ
Отвод круглого или квадратного сечения	Коэффициент сопротивления $\zeta = AB$ определяется по таблицам:
 d — внутренний диаметр трубопровода, м; R_0 — радиус изгиба трубы, м	Угол φ , градусы
	A
	B
Колено (угольник) 90° стандартный чугунный	Условный проход, мм
	ζ
Вентиль нормальный	Значение ζ при полном открытии вентиля:
	D , мм
	ζ
Вентиль прямооточный	При $Re = \frac{wD}{\nu} \geq 3 \cdot 10^5$ значение ζ определяется по таблице:
	D , мм
	ζ
	При $Re \leq 3 \cdot 10^5$ коэффициент сопротивления $\zeta = \zeta_1 K$. Значение ζ_1 определяется так же, как и при $Re \geq 3 \cdot 10^5$, а значение K приведено в таблице:
	Re
	K
Край пробочный	Условный проход, мм
	ζ
Задвижка	Условный проход, мм
	ζ

Вид сопротивления	Значение коэффициента местного сопротивления ζ
-------------------	--

Внезапное расширение



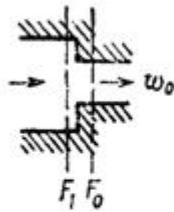
$Re = \frac{w_0 d_0}{\nu}$	F_0/F_1					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
10	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1
100	1,70	1,40	1,20	1,10	0,90	0,80
1 000	2,0	1,60	1,30	1,05	0,90	0,60
3 000	1,00	0,70	0,60	0,40	0,30	0,20
3 500	0,81	0,64	0,50	0,36	0,25	0,16
и более						

F_0 — площадь меньшего поперечного сечения, м²;
 w_0 — скорость потока в меньшем сечении, м/с;
 F_1 — площадь большего поперечного сечения, м²;

$$Re = \frac{w_0 d_0}{\nu};$$

$$\Delta p_{расш} = \zeta (\rho w_0^2 / 2)$$

Внезапное сужение



$Re = \frac{w_0 d_0}{\nu}$	F_0/F_1					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
10	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
100	1,30	1,20	1,10	1,00	0,90	0,80
1 000	0,64	0,50	0,44	0,35	0,30	0,24
10 000	0,5	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
> 10 000	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20

F_0 — площадь меньшего поперечного сечения, м²;
 w_0 — скорость потока в меньшем сечении, м/с;
 F_1 — площадь большего поперечного сечения, м²;

$$Re = \frac{w_0 d_0}{\nu};$$

$$\Delta p_{суж} = \zeta \left(\frac{\rho w_0^2}{2} \right)$$

Таблица XIX

Характеристика скрубберных насадок из колец и кускового материала

Вид насадки	Размеры элемента насадки мм	Число элементов в 1 м ³ объема, за- полненного насадкой	Свободный объем, м ³ /м ³	Удельная поверхность, м ² /м ³	Масса 1 м ³ насадки, кг
Кольца фарфоровые	8×8×1,5	1 465 000	0,64	570	600
» керамические	15×15×2	250 000	0,70	330	690
» »	25×25×3	53 200	0,74	204	532
» »	35×35×4	20 200	0,78	140	505
» »	50×50×5	6 000	0,785	87,5	530
» стальные	35×35×2,5	19 000	0,83	147	—
» »	50×50×1	6 000	0,95	110	430
Гравий круглый	42	14 400	0,388	80,5	—
Андезит кусковой	43,2	12 000	0,565	68	1200
Кокс кусковой	42,6	14 000	0,56	77	455
» »	40,3	15 250	0,545	86	585
» »	28,6	27 700	0,535	110	660
» »	24,4	64 800	0,532	120	600
Катализатор синтеза аммиака в кусочках	6,1	5 200 000	0,465	960	2420
Катализатор конверсии СО в таблетках	$d = 11,5; h = 6$	1 085 000	0,38	460	1100
Катализатор серноокислотный (ванадиевый) в таблетках	$d = 11; h = 6,5$	1 000 000	0,43	415	614

Характеристика хордовых насадок (деревянные рейки)

Сечение рейки	Размеры сечения, мм	Расстояние между рейками, мм	Расстояние между рядами реек, мм	Удельная поверхность, м ² /м ³
Прямоугольное	12,5×100	25,0	20	50
	12,5×100	12,5	20	75
	12,5×100	10,0	20	89
Треугольное	30×30×30	30	12,5	78

Зависимость атмосферного давления от высоты над уровнем моря

Пересчет в СИ: 1 м вод. ст. = 9810 Па.

Высота над уровнем моря, м	-600	0	+100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500
Атмосферное давление А, м вод. ст.	11,3	10,3	10,2	10,1	10,0	9,8	9,7	9,6	9,5	9,4	9,3	9,2	8,6

Расчетное задание: выбрать центробежный насос (по напору и мощности), который необходимо установить на высоте H_{BC} (м) над уровнем открытого водоема для перекачки V (м³/ч) воды в реактор, работающий под избыточным давлением 0,1 МПа. Геометрическая высота подъема воды H_I (м). Температура воды T (°C). На линии нагнетания длиной L_H (м) расположены n_1 отводов под углом 90° и n_2 отводов под углом 110°, а также m_1 нормальных вентиля и m_2 прямооточных вентиля. На линии всасывания длиной $L_{вс}$ (м) установлено t_1 прямооточных вентиля и t_2 отвода под углом 90° (в обоих случаях отношение радиуса изгиба к внутреннему диаметру трубопровода равно 4).

В таблице приведены данные по вариантам.

Варианты заданий/показатели	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Скорость воды во всасывающей и нагнетательной линиях (м/с)	2,0	1,5	1,8	2,5	2,5	1,0	1,5	3,0	2,5	1,5
Высота установки H_{BC} (м) над уровнем открытого водоема	5.0	6.5	5,5	8,5	7,5	7.0	6,0	4,5	8.0	5,5
Объем перекачиваемой в реактор воды V (м ³ /ч)	50,0	35.0	45.0	60.0	50.0	25.0	35.0	40.0	45.0	50.0
Геометрическая высота подъема воды H_I (м)	20.0	25.0	30.0	15.0	20.5	30.0	20.5	30.0	25.5	20.5
Длина линии нагнетания L_H (м)	25.0	30.0	35.0	40.0	50.0	35,0	40.0	25.0	20.0	40.0
количество отводов под углом 90° - n_1	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2
количество отводов под углом 110° - n_2	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3
количество нормальных вентилях - m_1	2	1	2	1	2	1	2	3	3	2
количество прямооточных вентилях - m_2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
Длина линии всасывания $L_{вс}$ (м)	15	20	18	15	17	20	25	20	25	20
Количество прямооточных вентилях - t_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
количество отводов под углом 90° - t_2	2	3	2	3	2	3	2	3	4	5
Температура воды T (°C).	15	20	25	25	30	20	15	25	15	20

Учебно-методическое обеспечение дисциплины (модуля)

9.1 Основная литература

1. Кудинов В.А. Гидравлика: учебник и практикум для академического бакалавриата/ Кудинов В.А. - 4-е изд., пер. и доп. - М.: Издательство Юрайт, 2014. – 386 с. - <http://biblio-online.ru/>
2. Гусев А.А. Гидравлика: теория и практика / Гусев А.А. - 2-е изд., испр. и доп. - М.: Издательство Юрайт, 2014. – 285 с. - <http://biblio-online.ru/>
3. Штеренлихт Д.В. Гидравлика: учебник для вузов/Д.В. Штеренлихт. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: КолосС, 2008. -656 с.
4. Лапшев Н.Н. Гидравлика: учебник для вузов/ Н.Н. Лапшев. – 4-е изд., стер. – М.: Академия, 2012. – 280 с: ил.
5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы в примерах решения задач: учебное пособие для вузов/ Т.В. Артемьева (и др.); под ред. С.П.Стенина. – 2-е изд., стер. - М.: Академия, 2013. – 204 с: ил.

9.2 Дополнительная литература

- Касаткин А.Г.. Основные процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / А.Г. Касаткин. - 11-е Изд., стер. – М.: Альянс, 2004. – 753 с.
- [Павлов, К.Ф.](#) Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учеб.пособие для вузов / К.Ф.Павлов,П.Г.Романков,А.А.Носков;под ред.П.Г.Романкова .— 12-е изд.,стер. — М., 2005 .— 576с.
- Теплотехника: учебник для вузов/В.Н. Луканин и др.; под ред В.Н.Луканина. – 5-е изд.,стер. – М.: Высш.шк., 2006. – 671 с.
- Айнштейн В. Г. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: учебник: [в 2 кн]/ [в 1 кн]/ Под общ. ред. В. Г. Айнштейна. – М.: Логос; Высш. школа, 2003. – 912 с.
- [Дытнерский, Ю.И.](#) Процессы и аппараты химической технологии : Учебник для вузов:В 2 кн. Ч.1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты / Ю.И.Дытнерский .— 3-е изд. — М. : Химия, 2007 .— 400с.
- Земцов В.М. Гидравлика: учебн.пособие для вузов/В.М. Земцов; под ред. Ю.В.Брянской. – М.:АСВ,2007. – 352 с.