

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Нефтегазоразработка и гидропневмоавтоматика»

Ю. А. Андреев

ЛОПАСТНЫЕ МАШИНЫ И ПЕРЕДАЧИ

ПРАКТИКУМ

**по одноименной дисциплине
для студентов специальности
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
дневной формы обучения**

Гомель 2020

УДК 621.22(075.8)
ББК 31.56я73
А65

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 12 от 24.06.2019 г.)*

Рецензент: гл. конструктор ОАО «ГСКТБ ГА» *А. А. Гинзбург*

Андреев, Ю. А.
А65 Лопастные машины и передачи : практикум по одной дисциплине для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. формы обучения / Ю. А. Андреев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2020. – 90 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит необходимые теоретические сведения, примеры решения задач, контрольные задания для закрепления и проверки знаний по основным разделам курса «Лопастные машины и передачи». Даны справочный материал, методические рекомендации к проведению расчетов.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной формы обучения.

УДК 621.22(075.8)
ББК 31.56я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2020

Введение

Основное назначение практикума — помочь студентам получить навыки применения теоретических знаний по дисциплине «Лопастные машины и передачи» для решения конкретных практических задач. При решении задач студент приобретает следующие навыки:

- проведения гидравлических расчетов гидросистем и определения основных параметров лопастных насосов по условиям эксплуатации;
- использования характеристик насосов;
- расчета полного и частных КПД для расчетного режима и прогнозной характеристики насоса;
- обоснования выбора насоса, оптимизированного по инвестиционным и эксплуатационным затратам при работе в данной гидросистеме;
- использования изученных методик при проектировании насоса;
- профилирования элементов проточной части лопастных насосов;
- проектирования лопастных машин с использованием справочных материалов и технической информации.

Практикум содержит задачи по следующим разделам курса:

1) Определения и основные параметры лопастных насосов.

2) Кинематика потока жидкости в центробежном насосе. Построение треугольников скоростей. Основное уравнение лопастных насосов.

3) Подобие лопастных насосов. Характеристики насосов и насосных устройств.

4) Допускаемая высота всасывания центробежного насоса. Кавитация.

Студент выполняет практические работы коллективно или индивидуально на занятии, для закрепления теоретических знаний и навыков самостоятельного решения типовых задач.

При самостоятельной работе с заданиями рекомендуется выполнить следующие указания:

– Приступая к решению задачи, необходимо отчетливо представить исходные условия и цепь решения.

– Следует наметить четкую последовательность действий, составить уравнения, выражающие связь между величинами, найти необходимые формулы.

– Соблюдать размерности всех входящих в формулы величин. Недостаточное внимание к размерностям является частой причиной ошибок.

– Использовать в расчетах Международную систему единиц (СИ).

– При выполнении ряда задач следует пользоваться справочными материалами.

Некоторые задачи заимствованы из следующих источников:

1) Сборник задач по машиностроительной гидравлике / под ред. И. И. Куколевского – М. : Машиностроение. 1972;

2) Задачник по гидравлике и гидропневмоприводу / Ю. А. Беленков [и др.] / под ред. Ю. А. Беленкова. – М. : Экзамен, 2009. – 286 с.

3) Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу : учеб. пособие для машино-строит. специальностей вузов / Б. Б. Некрасов [и др.] ; под. ред. Б. Б. Некрасова – М. : Высш. шк., 1989. –192 с.: ил.

4) Вакина В. В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В. В. Вакина, И. Д. Денисенко, А. Л. Столяров – К. : Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 208 с.

5) Гидравлика и гидропривод в примерах и задачах : учеб. пособие / Г. Я. Суров [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – Архангельск : Север. (Арктич.) федер. ун-т, 2010. – 338 с.

1. Определения и основные параметры лопастных насосов

К гидравлическим лопастным машинам относятся лопастные насосы, гидротурбины, гидродинамические передачи.

Лопастной насос – это гидромашина, в которой осуществляется преобразование механической энергии в гидравлическую за счет силового взаимодействия между потоком жидкости и лопастями рабочего колеса [1-4].

Гидравлическая турбина – это гидромашина, в которой энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию, т.е. во вращательную энергию на валу рабочего колеса.

Гидродинамической передачей называется гидравлическая передача, состоящая из нескольких лопастных колес с общей рабочей полостью, в которой крутящий момент передается за счет изменения момента количества движения рабочей жидкости.

Центробежные насосы по классификации относятся к лопастным динамическим насосам.

У динамических насосов рабочая камера, в которой происходят преобразование энергии в гидравлическую, постоянно свободно соединяется со входом из насоса (рис. 1.1). Поэтому, если наливать жидкость в верхний патрубок неработающего, отдельно стоящего насоса, то она практически беспрепятственно будет вытекать из нижнего.

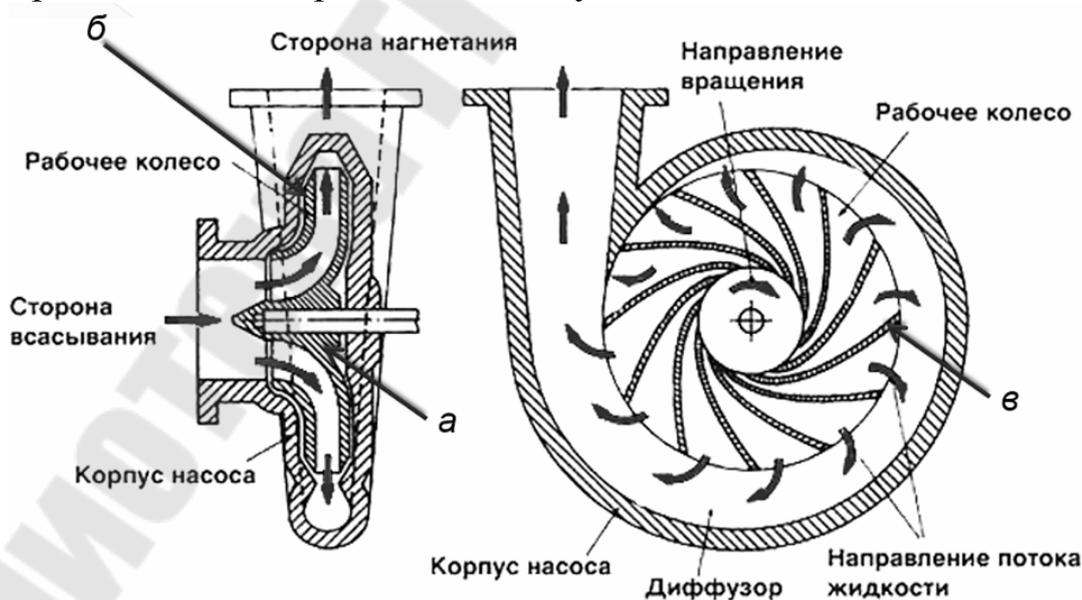


Рис. 1.1. Схема центробежного насоса

Название центробежный указывает направление, по которому перемещается жидкость в рабочем органе насоса: по радиусу от оси насоса («бежит от центра»).

Центробежный насос состоит из рабочего колеса с криволинейными лопастями $\mathbf{в}$ и камеры, в которой располагается рабочее колесо.

Действие центробежного насоса основано на придании жидкости, поступающей в замкнутый корпус спиралевидной формы, динамического воздействия через вращающиеся лопасти ротора (рабочего колеса и вала). Эти лопасти имеют сложную форму с изгибом в сторону, противоположную направлению вращения колеса (как правило). Они закреплены между двумя дисками ведущем $\mathbf{а}$ и ведомым $\mathbf{б}$, закрепленными на валу, и сообщают энергию жидкости, заполняющей пространство между ними.

Возникающая при этом центробежная сила переносит ее из центральной части корпуса, расположенной в районе оси вращения рабочего колеса к его периферии, и дальше – в отводящую трубу. В результате действия центробежной силы в центре корпуса создается разреженная область пониженного гидравлического давления, которая заполняется новой партией жидкости из подающего патрубка. Необходимый напор в трубопроводе создается разницей давлений: атмосферного и внутреннего, в центральной части рабочего колеса. Работа насоса возможна только при полном заполнении корпуса водой, в «сухом» состоянии колесо будет вращаться, но необходимой разницы давления не возникнет и перемещения жидкости из подающего трубопровода не будет.

Параметры, характеризующие работу гидродинамических машин, делятся на внутренние и внешние [2], [5].

Внешние характеризуют энергетическое состояние вала – это параметры машины:

- 1) n – обороты вала машины об/с;
- 2) M – крутящий момент на валу, Н·м;
- 3) N – мощность на валу насоса – это энергия, подводимая к нему от двигателя за единицу времени:

$$N = M \cdot \omega \text{ Вт,}$$

где ω – угловая скорость рабочего колеса, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \text{с}^{-1}$.

Внутренние характеризуют энергетику потока:

- 1) Q – расход или подача – это количество жидкости, проходящий через выходной патрубок в единицу времени. Единицы измерения: м³/с, л/с, м³/ч.

Идеальная подача жидкой среды определяется геометрическими размерами и частотой вращения рабочего колеса, а также конструктивными факторами:

$$Q_{\text{и}} = k \cdot R_2 \cdot n,$$

где k – конструктивный параметр;

R_2 – радиус рабочего колеса на выходе потока жидкой среды;

n – частота вращения рабочего колеса.

Подачу насоса, как правило, задают по расходу, необходимому в гидравлической системе, которую питает насос или рассчитывают исходя их скоростей движения жидкости по трубопроводам системы по уравнению:

$$Q = v \cdot S,$$

где S – площадь сечения.

2) H – напор – это энергия, сообщаемая насосом единице веса жидкости или это разность удельных энергий, которой обладает жидкость между входом и выходом насоса:

$$H = e_{\text{вых}} - e_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}}{\rho \cdot g} + (z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}}) + \frac{\alpha_{\text{вых}} \cdot v_{\text{вых}}^2 - \alpha_{\text{вх}} \cdot v_{\text{вх}}^2}{2 \cdot g}$$

М,

где $e_{\text{вх}}$ и $e_{\text{вых}}$ – удельная энергия потока жидкости на входе в рабочее колесо и на выходе из него;

v – средняя скорость потока в сечении,

p – давление;

z – энергия положения (потенциальная энергия);

α – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей жидкости по сечению.

3) $N_{\text{п}}$ – полезная мощность насоса (или мощность потока) – это энергия, приобретенная за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос:

$$N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q, \text{ Вт},$$

где ρ – плотность жидкости.

4) Мощность насоса больше полезной мощности $N_{\text{п}}$ на величину потерь в насосе, которые оцениваются КПД насоса

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{мех}},$$

где $\eta_{\text{г}}$, $\eta_{\text{об}}$, $\eta_{\text{мех}}$ – гидравлический, объемный и механический КПД, характеризующие соответствующие потери.

Напор также можно определить по параметрам насосной установки (гидросистемы).

Для работы насоса или компрессора требуется источник механической энергии. В большинстве случаев таким источником является электродвигатель, в котором механическая энергия получается за счет затрат электрической.

Под **насосной установкой** понимается насосный агрегат (насос и электродвигатель), смонтированный вместе с комплектующим оборудованием по определенной схеме. Типичная схема насосной установки для перекачивания жидкости из одной емкости в другую представлена на рис. 1.2 [1], [4], [5].

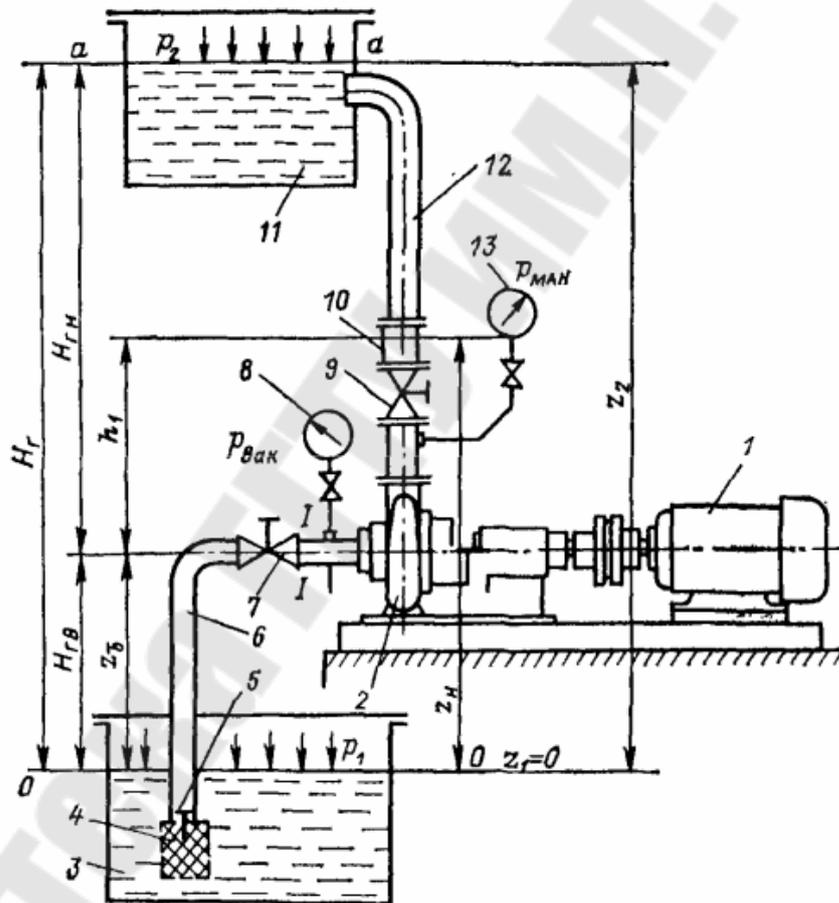


Рис. 1.2. Насосная установка

Данная насосная установка предназначена для перекачивания жидкости из бака 3 в бак 11, находящуюся на более высоком уровне (H_r , м). Главным элементом насосной установки является агрегат, состоящий из электродвигателя 1 и насоса 2. К входу насоса монтируется всасывающий трубопровод 6, а к выходу – напорный трубопровод 12. Для предотвращения попадания твердых частиц в насос из бака 3, на входе в трубопровод 6 устанавливается фильтр 4. Так же на входе

устанавливается всасывающий клапан 5. Насосная установка снабжена приборами для измерения давления на входе и выходе из насоса - вакуумметром 8 и манометром 13. Для изменения расхода в нагнетательном трубопроводе 12 устанавливают вентиль 9. Для предотвращения обратного хода жидкости из бака 11 в емкость 3 на всасывающем трубопроводе 6 устанавливают задвижку 7, которую закрывают при ремонте или остановке насоса, а на нагнетании устанавливают обратный клапан 10

Значение напора насоса чаще определяется по показаниям приборов для измерения давления, установленных на входе и выходе насоса (рис. 1.2) и рассчитывается по формуле:

$$H = h_1 + \frac{p_{\text{ман}} - p_{\text{вак}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{н}}^2 - v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g},$$

где $p_{\text{ман}}$ и $p_{\text{вак}}$ – избыточное (манометрическое) давление и вакуум (разрежение), измеренные приборами;

$v_{\text{н}}$ и $v_{\text{вс}}$ – скорость жидкости на выходе (нагнетании) и на входе (всасывании) в насос;

h_1 – расстояние по вертикали между точкой подключения вакуумметра и манометра.

Если диаметры труб на входе и выходе насоса одинаковые, то скорости на всасывании и нагнетании будут равны друг другу. Кроме того, в большинстве случаев, разность уровней h_1 пренебрежимо мала. В этих случаях напор насоса можно рассчитать по формуле:

$$H = \frac{p_{\text{ман}} - p_{\text{вак}}}{\rho \cdot g} = \frac{p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}}{\rho \cdot g},$$

где $p_{\text{ман}}$ и $p_{\text{вак}}$ – давления на выходе и на входе в насос.

Кроме того, при расчете напора насоса можно исходить из параметров системы на которую работает насос. В этом случае напор определяется по формуле:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{г}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \Delta h_{\text{п.вс}} + \Delta h_{\text{п.н}},$$

где $H_{\text{г}}$ – геометрический напор насосной установки (рис.1.2) – высота на которую необходимо поднять жидкость (разность уровней жидкости в заборном и нагнетательном баках);

p_1 и p_2 – давления в заборном и нагнетательном баках, если баки открытые – то давление на поверхности жидкости в них равно атмосферному значению;

$\Delta h_{\text{п.вс}}$, $\Delta h_{\text{п.н}}$ – суммарные гидравлические потери во всасывающем и напорном трубопроводах, которые определяются по общей формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta h_{\text{п}} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \text{ м}$$

где l – длина советующего трубопровода, м;

d – внутренний диаметр советующего трубопровода, м;

$\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений для советующего трубопровода, определяется в зависимости от схемы установки и задания по справочникам.

λ – коэффициент гидравлического трения, зависит от режима движения жидкости и определяется по следующим формулам:

1) при ламинарном режиме движения жидкости (формула Пуазейля):

$$\text{Re} < 2320; \lambda = \frac{64}{\text{Re}};$$

2) при турбулентном режиме движения жидкости выделяют следующие области:

– область гидравлически гладких труб (формула Блазиуса):

$$2320 < \text{Re} < \frac{10 \cdot d}{K_{\text{э}}}; \lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}};$$

– доквадратичная область сопротивления (формула Альтшуля):

$$\frac{10 \cdot d}{K_{\text{э}}} < \text{Re} < \frac{500 \cdot d}{K_{\text{э}}}; \lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{K_{\text{э}}}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25};$$

– квадратичная область сопротивления (формула Никурадзе):

$$\text{Re} > \frac{500 \cdot d}{K_{\text{э}}}; \lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{d}{2 \cdot K_{\text{э}}} \right)^2}.$$

где $K_{\text{э}}$ – абсолютная величина эквивалентной шероховатости трубы;
 Re – число Рейнольдса, определяющее режим движения жидкости:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu},$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

Примеры решения задач

П.1.1. При испытании насоса на воде измерены: вакуум на входе в насос $p_{\text{вак}} = 20 \text{ кПа} = 20 \cdot 10^3 \text{ Па}$, избыточное давление на выходе из насоса $p_{\text{ман}} = 600 \text{ кПа} = 600 \cdot 10^3 \text{ Па}$, момент на валу $M = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частота вращения $n = 1500 \text{ об/мин}$, расстояние по вертикали между точкой подключения вакуумметра и центром манометра $\Delta Z = 0,7 \text{ м}$ (рис. 1.3), подача насоса $Q = 10 \text{ л/с} = 0,01 \text{ м}^3/\text{с}$.

Определить КПД насоса, если диаметры всасывающего и напорного трубопроводов равны $d_{\text{вс}} = 100 \text{ мм} = 0,1 \text{ м}$, $d_{\text{н}} = 70 \text{ мм} = 0,07 \text{ м}$.

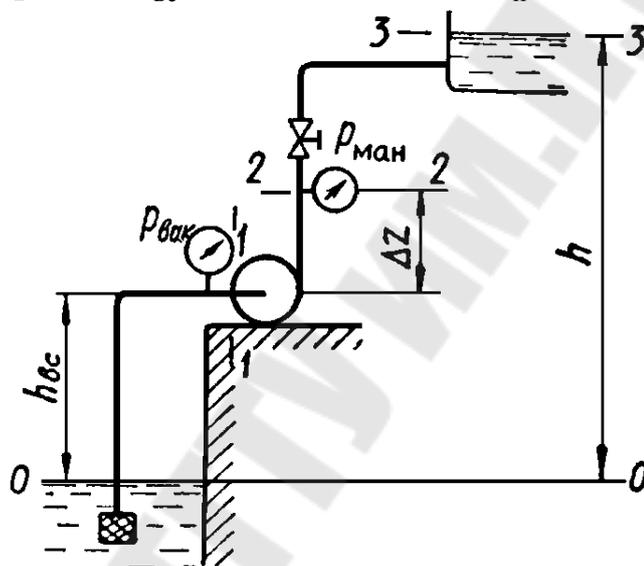


Рис. 1.3. Насосная установка к задачам 1.4 и 1.5

Решение

КПД насоса определяется по формуле:

$$\eta = \frac{N_{\text{П}}}{N} \cdot 100\%.$$

Полезная мощность насоса (мощность потока жидкости) определяется по формуле:

$$N_{\text{П}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H, \text{ Вт.}$$

Напор насоса в данном случае определяется по формуле:

$$H = \Delta Z + \frac{p_{\text{ман}} - p_{\text{вак}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{н}}^2 - v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g}.$$

Скорости течения воды во всасывающем и нагнетательном трубопроводах определяются по формулам:

$$v_{\text{вс}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{\text{вс}}^2} = \frac{4 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 0,1^2} = 1,27 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{н}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{\text{н}}^2} = \frac{4 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 0,07^2} = 2,6 \text{ м/с}.$$

Таким образом, напор насоса (с учетом того, что вакуум – это отрицательное избыточное давление) будет равен:

$$H = \frac{600 \cdot 10^3 + 20 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} + 0,7 + \frac{2,6^2 - 1,27^2}{2 \cdot 9,81} = 64,3 \text{ м}.$$

Полезная мощность равна:

$$N_{\text{п}} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,01 \cdot 64,3 = 6300 \text{ Вт} = 6,3 \text{ кВт}.$$

Мощность насоса определяется по формуле:

$$N = M \cdot \omega = M \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = 50 \cdot \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 7500 \text{ Вт}.$$

Следовательно, КПД насоса равен:

$$\eta = \frac{6300}{7500} \cdot 100\% = 84\%.$$

П.1.2. Центробежный насос перекачивает воду из колодца с уровнем воды на 2,5 м ниже центра насоса в бак с уровнем воды на 10 м выше центра насоса. Определить напор, создаваемый насосом, если диаметры и длины всасывающей и нагнетательной труб соответственно равны $d_{\text{вс}} = 75 \text{ мм}$, $d_{\text{н}} = 50 \text{ мм}$, $l_{\text{вс}} = 10 \text{ м}$, $l_{\text{н}} = 20 \text{ м}$, коэффициент сопротивления сетки на всасывающей трубе $\zeta_{\text{вс}} = 4$, коэффициент сопротивления вентиля на нагнетательной трубе $\zeta_{\text{н}} = 5$, коэффициент гидравлического трения труб $\lambda_{\text{вс}} = \lambda_{\text{н}} = 0,025$, подача насоса $Q = 2,8 \text{ л/с}$, избыточное давление в напорном баке $p_2 = 10 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Решение.

Напор, создаваемый насосом, определяется по формуле:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{г}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \Delta h_{\text{п.вс}} + \Delta h_{\text{п.н}}.$$

Скорости движения воды во всасывающей и нагнетательной трубах определяются по формулам:

$$v_{\text{вс}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{\text{вс}}^2} = \frac{4 \cdot 0,0028}{3,14 \cdot 0,075^2} = 0,63 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{н}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{\text{н}}^2} = \frac{4 \cdot 0,0028}{3,14 \cdot 0,05^2} = 1,43 \text{ м/с}.$$

Потери напора в трубопроводах определяются по формуле:

$$\Delta h_{\text{п}} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}; \text{ м}$$

– для всасывающего трубопровода равны:

$$\Delta h_{\text{п.вс}} = \left(0,025 \cdot \frac{10}{0,075} + 4 \right) \cdot \frac{0,63^2}{2 \cdot 9,81} = 0,15 \text{ м};$$

– для напорного трубопровода равны:

$$\Delta h_{\text{п.вс}} = \left(0,025 \cdot \frac{20}{0,05} + 5 \right) \cdot \frac{1,43^2}{2 \cdot 9,81} = 1,6 \text{ м}.$$

Следовательно, напор, создаваемый насосом равен:

$$H = 2,5 + 10 + \frac{10 \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81} + 0,15 + 1,6 = 116,2 \text{ м}.$$

Задачи для самостоятельного решения

1.1. Всасывающий трубопровод насоса имеет длину $l = 5$ м и диаметр $d = 32$ мм, высота всасывания $h = 0,8$ м (рис. 1.4, а). Определить давление в конце трубопровода (перед насосом), если расход масла $Q = 50$ л/мин, коэффициенты сопротивления колена $\zeta_{\text{к}} = 0,3$, вентиля $\zeta_{\text{в}} = 4,5$, фильтра $\zeta_{\text{ф}} = 10$. Плотность масла $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$. Кинематическая вязкость масла $\nu = 10$ сСт.

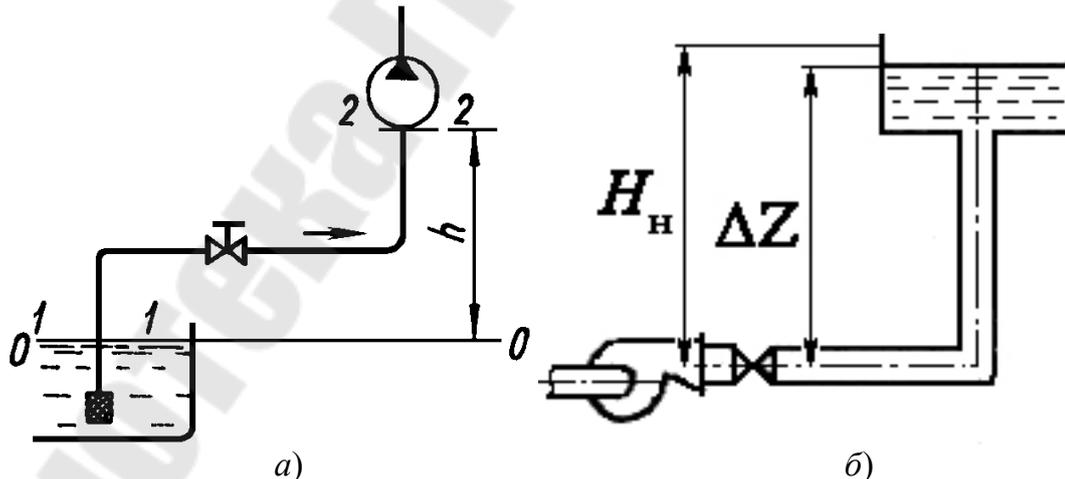


Рис. 1.4. Насосные установки к задаче 1.1 (а), и к задаче 1.8 (б)

1.2. Определить мощность насоса для условий: подача $Q = 20$ л/с чистой воды, напор $H = 45$ м, $\eta = 75$ %.

1.3. Определить мощность насоса, перекачивающего пульпу; плотность пульпы $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$, подача $Q = 1100$ л/с, напор $H = 60$ м, $\eta = 70$ %.

1.4. Насос подает воду ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$) по трубопроводу диаметром $d = 150 \text{ мм}$ на высоту $h = 30 \text{ м}$ (рис. 1.3). Определить КПД насоса, если потребляемая им мощность $N = 9 \text{ кВт}$, полный коэффициент сопротивления трубопровода $\left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta\right) = 30$, а подача насоса $Q = 72 \text{ м}^3/\text{ч}$.

1.5. Центробежный насос подает воду ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$) с расходом $Q = 50 \text{ л/с}$ на высоту $h = 22 \text{ м}$ (высота всасывания $h_{\text{вс}} = 5 \text{ м}$). Коэффициенты гидравлического трения всасывающей и нагнетательной труб $\lambda_{\text{вс}} = \lambda_{\text{н}} = 0,03$, суммарные коэффициенты местных сопротивлений для всасывающей и нагнетательной труб $\zeta_{\text{вс}} = 10$, $\zeta_{\text{н}} = 16$, длины и диаметры обоих трубопроводов $l_{\text{вс}} = 30 \text{ м}$, $l_{\text{н}} = 50 \text{ м}$, $d_{\text{вс}} = 0,2 \text{ м}$, $d_{\text{н}} = 0,16 \text{ м}$.

Рассчитать вакуум и напор, развиваемые насосом (рис. 1.3).

1.6. Определить полезную и полную мощность насоса (КПД принять равным 0,85), если известны подача Q и напор H насоса (таблица 1.1).

Таблица 1.1.

Исходные данные к задаче 1.6

№ варианта	$H, \text{ м}$	$Q, \text{ л/с}$	№ варианта	$H, \text{ м}$	$Q, \text{ л/с}$	№ варианта	$H, \text{ м}$	$Q, \text{ л/с}$	№ варианта	$H, \text{ м}$	$Q, \text{ л/с}$
1	50	1,5	10	95	2,4	19	140	4,3	28	185	6,3
2	55	1,6	11	100	2,5	20	145	4,4	29	190	6,4
3	60	1,7	12	105	2,6	21	150	4,5	30	195	6,5
4	65	1,8	13	100	2,7	22	155	4,6	31	200	6,6
5	70	1,9	14	115	2,8	23	160	4,7	32	191	6,7
6	75	2,0	15	120	2,9	24	165	4,8	33	181	6,8
7	80	2,1	16	125	4,0	25	170	4,9	34	171	6,9
8	85	2,2	17	130	4,1	26	175	6,1	35	161	8,0
9	90	2,3	18	135	4,2	27	180	6,2	36	151	8,1

1.7. Полезная мощность центробежного насоса 15 кВт. Чему равна подача насоса, если напор составляет 50 м, а перекачиваемая среда – глицерин?

1.8. Какой напор $H_{\text{н}}$ должен создавать насос (рис. 1.4, б), чтобы наполнить водой бак емкостью $W = 3 \text{ м}^3$ за 10 минут?

Труба стальная диаметром $d = 40$ мм и длиной $l = 20$ м; температура воды 12 °С. Плотность воды $\rho = 1000$ кг/м³. Кинематическая вязкость воды $\nu = 1,2$ сСт.

1.9. Определить мощность на валу центробежного насоса, если подача насоса $Q = 7$ л/с, высота подъема $H_c = 25$ м, полные потери напора $\Delta h_n = 5$ м, относительная плотность перекачиваемой жидкости $\delta = 1,05$.

1.10. Показание вакуумметра, установленного на всасывающем патрубке диаметром $d_{вс} = 60$ мм, $p_{вак} = 0,4 \cdot 10^5$ Па, а показание манометра, установленного на нагнетательном патрубке диаметром $d_n = 50$ мм, $p_{ман} = 5,8 \cdot 10^5$ Па, причем ось нагнетательного патрубка располагается на $z_n = 0,6$ м ниже центра манометра и на $z_{вс} = 0,4$ м выше оси всасывающего патрубка. Определить КПД центробежного насоса, если бак вместимостью $2,4$ м³ заполняется при работе насоса за 9 мин, а мощность потребляемая электродвигателем $N_{эд} = 5,0$ кВт при КПД электродвигателя $\eta_{эд} = 0,93$.

1.11. Центробежный насос с подачей $Q = 0,020$ м³/с перекачивает воду с температурой $t = 50$ °С. Манометр на нагнетательном патрубке показывает $p_{ман} = 1,72$ МПа, вакуумметр на всасывающем патрубке показывает $p_{вак} = 0,2 \cdot 10^5$ Па. Вертикальное расстояние между манометром и точкой подсоединения вакуумметра $h = 0,9$ м. Электродвигатель на одном валу с насосом потребляет мощность $N_{эд} = 54$ кВт. Определить КПД насоса, если КПД электродвигателя $\eta_{эд} = 0,94$.

1.12. Определить мощность на валу центробежного насоса с подачей $Q = 0,015$ м³/с, если показания манометра на нагнетательном патрубке $p_{ман} = 0,30$ МПа, показания вакуумметра на всасывающем патрубке $p_{вак} = 0,3 \cdot 10^5$ Па, а вертикальное расстояние между манометром и точкой присоединения вакуумметра равно $0,5$ м. КПД насоса $\eta_n = 0,65$.

1.13. При испытании насоса получены следующие данные: избыточное давление на выходе из насоса $p_{ман} = 0,35$ МПа, вакуум перед насосом $h_{вак} = 294$ мм рт. ст., подача $Q = 6,5$ л/с, крутящий момент на валу насоса $M = 41$ Н · м; частота вращения вала насоса $n = 800$ об/мин. Определить полезную мощность насоса, потребляемую мощность и КПД насоса. Диаметры всасывающего и напорного трубопроводов считать одинаковыми.

1.14. Центробежный насос с подачей $Q = 0,028$ м³/с подает воду по трубопроводу диаметром $d = 150$ мм на высоту $H_c = 35$ м. Опреде-

лить полный КПД насоса, если мощность, потребляемая насосом $N = 15$ кВт, а суммарный коэффициент сопротивления (с учетом трения) $\sum \zeta = 10$.

1.15. Центробежный насос подает воду на высоту $H_r = 25$ м. Определить мощность, потребляемую из электросети электродвигателем, непосредственно соединенным с насосом, при условии подача насоса $Q = 1$ л/с. потери напора в трубопроводе $\Delta h_{\text{п}} = 6$ м; КПД насоса и электродвигателя соответственно равны $\eta_{\text{н}} = 0,7$ и $\eta_{\text{эд}} = 0,95$.

1.16. Центробежный насос подаст воду по трубопроводу диаметром $d = 100$ мм и длиной $l = 85$ м с коэффициентом гидравлического трения $\lambda = 0,03$ и суммарным коэффициентом местных сопротивлений $\sum \zeta = 28$. Определить подачу насоса и полезную мощность, если напор, создаваемый насосом, $H = 35$ м при гидростатическом напоре $H_c = 16$ м.

1.17. Центробежный насос с подачей $Q = 0,6$ м³/с перекачивает воду по горизонтальному трубопроводу длиной $l = 6$ км и диаметром $d = 500$ мм. Определить мощность насоса, учитывая только потери трения по длине ($\lambda = 0,014$).

1.18. При перекачке нефти ($\rho = 860$ кг/м³, $\nu = 0,1$ см²/с) в количестве $Q = 56$ л/с на расстояние $l = 16$ км при высоте подъема $H_c = 30$ м можно использовать стальные трубы диаметром $d_{\text{н1}} = 150$ мм или $d_{\text{н2}} = 200$ мм. Определить мощность насосов, необходимую для перекачки нефти в этих случаях.

1.19. Чему равен напор центробежного насоса, если геометрическая высота всасывания насоса $h_{\text{вс}} = 6,5$ м, высота нагнетания $h_{\text{н}} = 80$ м, потери напора на линии всасывания $\Delta h_{\text{п.вс}} = 1,0$ м, а на линии нагнетания – $\Delta h_{\text{п.н}} = 2,6$ м?

1.20. Напор центробежного насоса 180 м. Определить высоту нагнетания, если высота всасывания 3,6 м, потери напора на линии всасывания 0,6 м, на линии нагнетания – 1,9 м.

1.21. На линии всасывания насоса установлен вакуумметр, а на линии нагнетания – манометр. Определить напор, создаваемый насосом, если стрелка вакуумметра показывает на отметку $h_{\text{вак}}$, а манометра – $h_{\text{ман}}$. Учесть, что скорости потока на входе в насос $v_{\text{вс}}$, а на выходе – $v_{\text{н}}$ (таблица 1.2). Чему равно создаваемое при этом насосом давление?

Таблица 1.2.

Исходные данные к задаче 1.21

№ варианта	$h_{\text{вак}}, \text{ м}$	$h_{\text{ман}}, \text{ м}$	$v_{\text{вс}}, \text{ м/с}$	$v_{\text{н}}, \text{ м/с}$	№ варианта	$h_{\text{вак}}, \text{ м}$	$h_{\text{ман}}, \text{ м}$	$v_{\text{вс}}, \text{ м/с}$	$v_{\text{н}}, \text{ м/с}$
1	0,05	50	2,0	3,0	19	0,21	86	2,6	4,8
2	0,06	52	2,1	3,1	20	0,20	88	2,7	4,9
3	0,07	54	2,2	3,2	21	0,19	90	2,8	5,0
4	0,08	56	2,3	3,3	22	0,18	92	2,9	5,1
5	0,09	58	2,4	3,4	23	0,17	94	3,0	5,2
6	0,1	60	2,5	3,5	24	0,16	96	3,1	5,3
7	0,11	62	2,6	3,6	25	0,15	98	2,0	5,4
8	0,12	64	2,7	3,7	26	0,14	100	2,1	5,5
9	0,13	66	2,8	3,8	27	0,13	102	2,2	5,6
10	0,14	68	2,9	3,9	28	0,12	104	2,3	5,7
11	0,15	70	3,0	4,0	29	0,11	106	2,4	5,8
12	0,16	72	3,1	4,1	30	0,10	108	2,5	5,9
13	0,17	74	2,0	4,2	31	0,09	110	2,6	6,0
14	0,18	76	2,1	4,3	32	0,08	112	2,7	6,1
15	0,19	78	2,2	4,4	33	0,07	114	2,8	6,2
16	0,2	80	2,3	4,5	34	0,06	116	2,9	6,3
17	0,21	82	2,4	4,6	35	0,05	118	3,0	6,4
18	0,22	84	2,5	4,7	36	0,04	120	3,1	6,5

1.22. Манометр 10, установленный на нагнетательном патрубке 3 насоса 4, показывает $p_{\text{ман}} = 15$ атм. Показание вакуумметра 9, установленного на всасывающем патрубке 5 $p_{\text{вак}} = 0,2$ атм. Определить напор насоса, если: диаметры всасывающей и нагнетательной труб насоса одинаковы, температура перекачиваемой воды $T = 30^\circ\text{C}$ ($\rho = 995,7 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 0,805 \text{ сСт}$). Вертикальное расстояние между точкой подключения вакуумметра и манометра $h_0 = 1,5 \text{ м}$ (рис. 1.5, а).

1.23. Центробежный насос должен обеспечить расход $Q = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ и давление на выходе $p_2 = 4,7 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$. Всасывающая труба имеет диаметр $d = 0,3 \text{ м}$ и длину $L = 24 \text{ м}$, а также фильтр на входе, имеющий местный коэффициент сопротивления $\zeta_{\text{ф}} = 5$. Всасывание воды осуществляется из открытого резервуара. Коэффициент потерь на трение $\lambda = 0,02$, коэффициент местных сопротивлений $\zeta_{\text{к}} = 0,2$. Определить высоту всасывания $H_{\text{вс}}$.

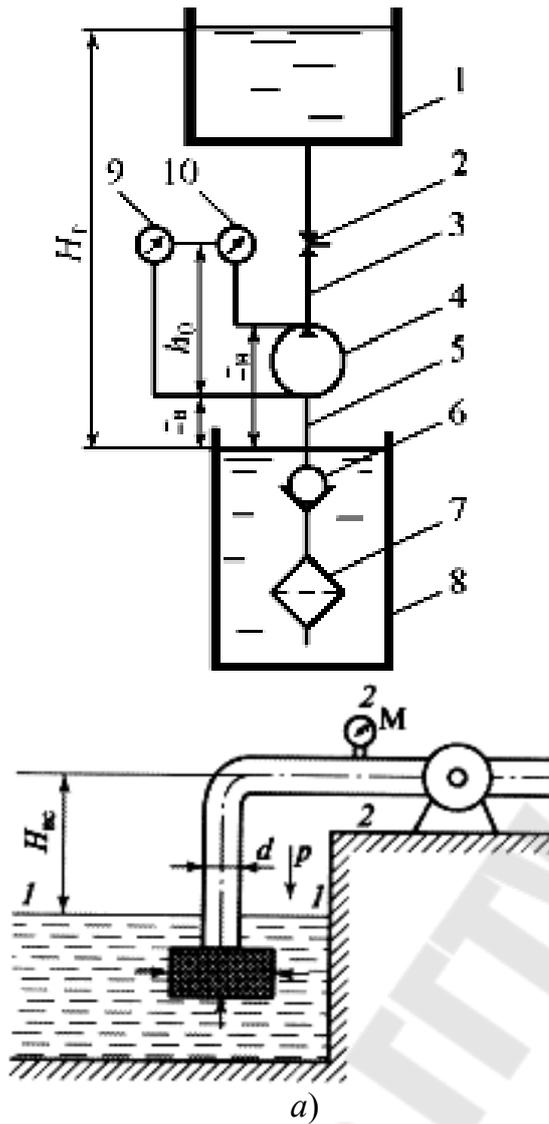


Рис. 1.5. Насосные установки к задаче 1.22 (а), и к задаче 1.23 (б)

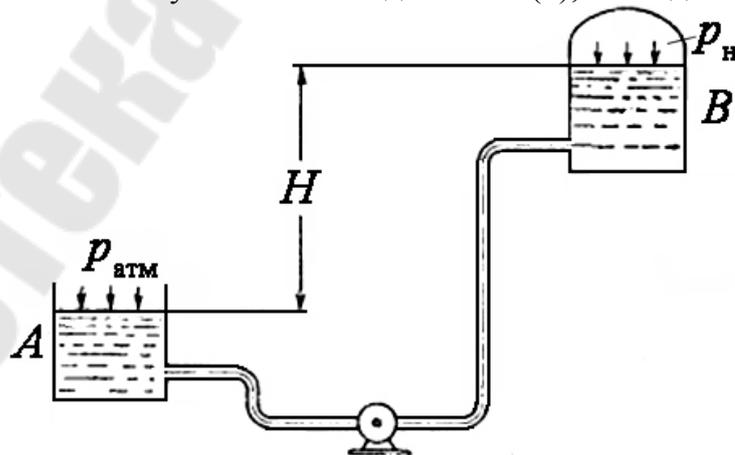


Рис. 1.6. Насосная установка к задаче 1.24

1.24. Определить мощность, необходимую для работы центробежного насоса (рис. 1.6). Насос перекачивает жидкость удельного веса $\gamma = 9000 \text{ Н/м}^3$ из открытого резервуара *A* в напорный резервуар *B*,

разность уровней в которых $H_r = 20$ м. В резервуаре B поддерживается избыточное давление $p_n = 1,2$ атм. Производительность насоса $Q = 50$ л/с, его коэффициент полезного действия $\eta_n = 0,8$, потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах $\Delta h_n = 8$ м.

1.25. Имеется центробежный насос (рис. 1.7, а) производительностью $Q = 9000$ л/с, в состав которого входят всасывающий и нагнетательный трубопроводы. На входе во всасывающий трубопровод диаметром $d_1 = 30$ см давление составляет $p_1 = 200$ мм рт. ст., в нагнетательном трубопроводе диаметром $d_2 = 20$ см, находящемся на высоте $Z = 1,22$ м над осью всасывающего трубопровода, давление $p_2 = 7$ Н/см². Определить гидравлическую мощность насоса.

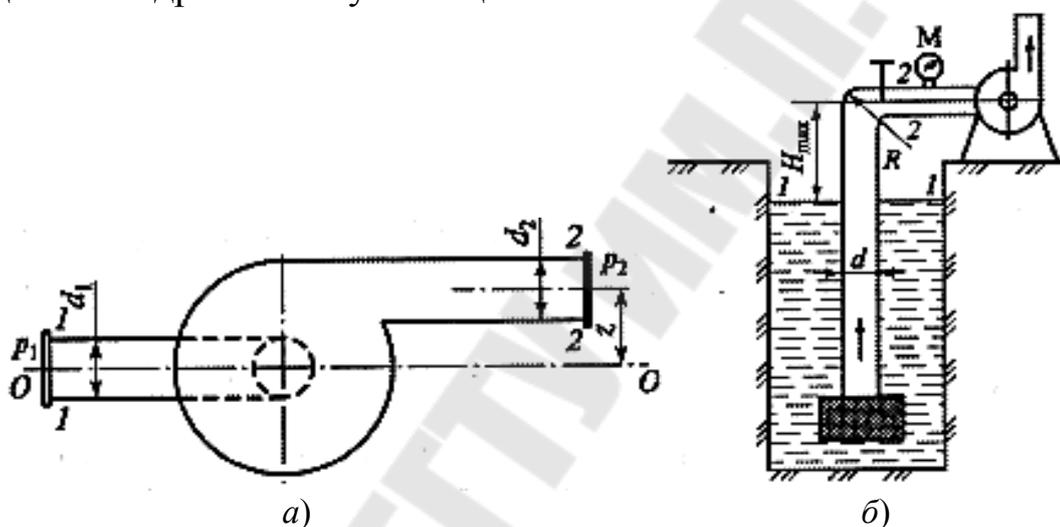


Рис. 1.7. Насосные установки к задаче 1.25 (а), и к задаче 1.26 (б)

1.26. Насос (рис. 1.7, б) забирает из водоема воду температурой 20 °С ($\nu = 1,01$ сСт) в количестве $Q = 50$ л/с. Определить максимальную высоту расположения вала насоса над поверхностью воды H_{max} , если давление перед насосом $p_2 = 0,3$ атм. На всасывающей чугунной трубе диаметром $d = 0,25$ м и длиной $l = 50$ м имеются заборная сетка ($\zeta_\phi = 5$), плавный поворот радиусом $R = 0,5$ м ($\zeta_k = 2,72$) и регулирующая задвижка, открытая на 45% площади проходного сечения ($\zeta_3 = 5$).

1.27. По трубопроводу диаметром $d = 50$ мм насос перекачивает воду на высоту $H = 10$ м (рис. 1.8, а). Коэффициент сопротивления вентиля $\zeta = 8$. За какое время насос наполнит резервуар емкостью $W = 40$ м³, если манометр, установленный на выходе из насоса, показывает избыточное давление $p_m = 250$ кПа. Сопротивлением трубопровода пренебречь.

1.28. Вода, перекачивается насосом из открытого бака A (рис. 1.8, б) в расположенный ниже резервуар B , где поддерживается постоянное давление $p_B = 0,18$ МПа (абс.) по трубопроводу общей длиной $l = 225$ м и диаметром $d = 250$ мм. Разность уровней воды в баках $h = 3$ м. Определить потребный напор, создаваемый насосом для подачи в бак B расхода воды $Q = 98$ л/с. Принять суммарный коэффициент местных сопротивлений $\zeta = 6,5$. Эквивалентная шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,15$ мм. Жидкость – вода с плотностью $\rho = 1000$ кг/м³ и вязкостью $\nu = 0,01$ Ст. Атмосферное давление $p_a = 0,1$ МПа.

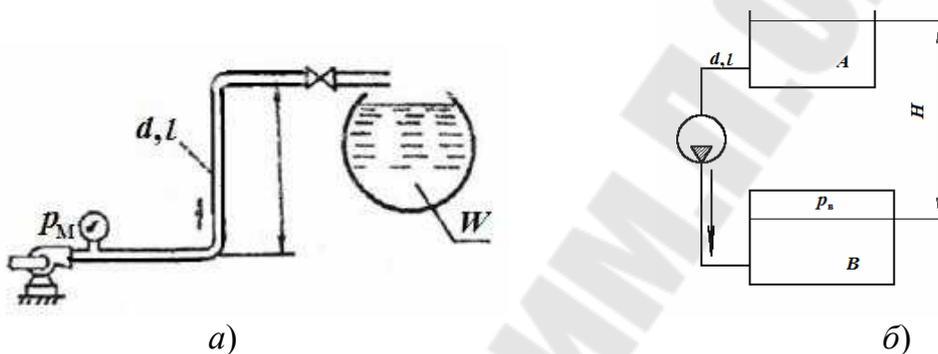


Рис. 1.8. Насосные установки к задачам 1.27 (а) и 1.28 (б)

1.29. Насос нагнетает воду в напорный бак, где установились постоянный уровень на высоте $H = 3,5$ м и постоянное давление $p_2 = 0,2$ МПа (рис. 1.9, а). Манометр, установленный на выходе из насоса на трубе диаметром $d_1 = 80$ мм, показывает $p_1 = 0,3$ МПа. Определить расход жидкости Q , если диаметр искривленной трубы, подводящей жидкость к баку, равен $d_2 = 65$ мм; коэффициент сопротивления этой трубы принят равным $\zeta = 0,2$.

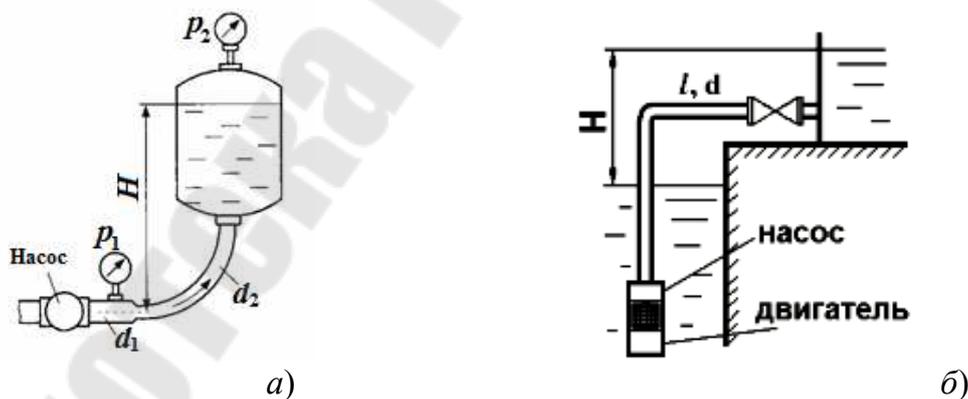


Рис. 1.9. Насосные установки к задачам 1.29 (а) и 1.30 (б)

1.30. Погружной насос (рис.1.9, б), потребляющий мощность $N_{дв} = 37$ кВт при КПД=80%, откачивает воду из шахты по трубопроводу диаметром $d = 150$ мм и длиной $l = 12$ м, поднимая ее на высоту $H = 100$ м. Определить подачу насоса, принимая коэффициент сопротивления трения трубопровода $\lambda = 0,03$ и суммарный коэффициент местных сопротивлений $\Sigma\zeta = 12$.

2. Кинематика потока жидкости в центробежном насосе. Построение треугольников скоростей. Основное уравнение лопастных насосов

В рабочем колесе насоса частицы жидкости движутся относительно рабочего колеса и, кроме того, они вместе с ним совершают переносное движение. Сумма относительного и переносного движений дает абсолютное движение жидкости, т. е. движение ее относительно неподвижного корпуса насоса. Скорость переносного движения \vec{u} перпендикулярна к радиусу колеса, скорость относительного движения \vec{w} при бесконечном количестве лопастей направлена по касательной к профилю лопасти (рис. 2.1) [1]–[5].

Абсолютная скорость \vec{v} равна геометрической сумме составляющих скоростей:

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}.$$

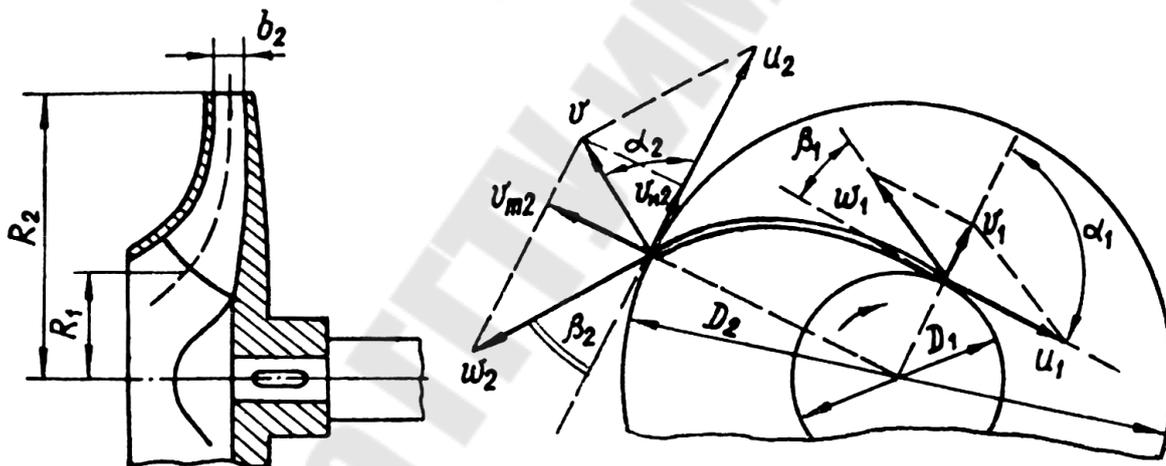


Рис. 2.1. Треугольники скоростей на входе и на выходе из рабочего колеса

Угол между векторами скоростей \vec{v} и \vec{u} обозначим через α , а между касательной к лопасти и касательной к окружности – через β . Величины, относящиеся к входу на лопатку, будем отмечать индексом 1, к выходу – индексом 2.

Разложим абсолютную скорость v на две взаимно перпендикулярные составляющие: v_u – окружную составляющую абсолютной скорости и v_m – меридианальную скорость – проекцию абсолютной скорости на меридианальную плоскость, проходящую через ось колеса и рассматриваемую точку.

Вектор меридианальной скорости направлен вдоль радиуса рабочего колеса и определяется по формуле:

$$v_M = v \cdot \sin \alpha.$$

Вектор окружной составляющей v_u абсолютной скорости лежит на векторе окружной скорости и определяется по формуле:

$$v_u = v \cdot \cos \alpha = u - w \cdot \cos \beta,$$

где β – рабочий угол лопастей, вершина которого определяет их очертание.

В зависимости от величины рабочих углов β лопасти могут быть трех типов (рис. 2.2):

- отогнутые назад $\beta_2 < 90^\circ$ (рис. 2.2, а);
- радиальные $\beta_2 = 90^\circ$ (рис. 2.2, б);
- загнутые вперед $\beta_2 > 90^\circ$ (рис. 2.2, в).

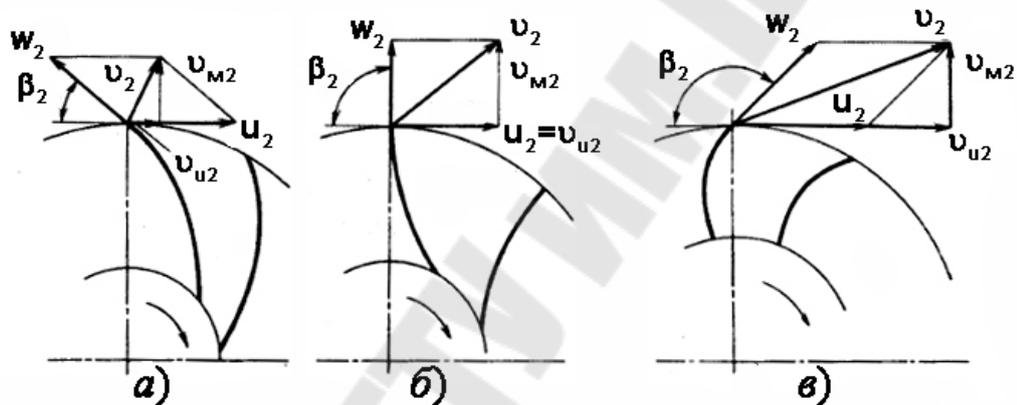


Рис. 2.2. Зависимость величины и направления скоростей от угла наклона лопасти на выходе из рабочего колеса

В современных насосах в основном применяются лопатки, отогнутые назад, со следующими значениями рабочих углов: $\beta_1 = 20 - 30^\circ$; $\beta_2 = 16 - 40^\circ$.

Угол α на входе в рабочее колесо определяет условие входа жидкости в колесо. Обычно $\alpha_{1,т.} = 90^\circ$ (т.е. при радиальном входе жидкости на рабочее колесо). Иначе происходит закручивание потока при входе, на которое расходуется часть сообщаемой колесу энергии. Небольшая закрутка потока жидкости на входе в рабочее колесо появляется, например, при полуспиральном подводе потока, когда он подкручивается для лучшего обтекания проходного вала ротора насоса.

Принимая распределение меридианальных скоростей по ширине рабочего колеса равномерным, можно записать выражение для расхода жидкости, протекающей через рабочее колесо:

$$Q = v_M \cdot S \cdot K \cdot \eta_0 = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot b \cdot K \cdot \eta_0 \cdot v_M,$$

где $S = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot b$ – площадь нормального сечения меридионального потока; b – ширина рабочего колеса (рис. 2.1); η_0 – объемный КПД;

K – коэффициент стеснения, определяемый по эмпирической формуле:

$$K = 1 - \frac{z \cdot \delta}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot \sin \beta},$$

z – количество лопастей;

δ – толщина лопасти.

У наиболее распространенных насосов величина коэффициента стеснения на входе в рабочее колесо K_1 колеблется от 0,75 (малые колеса) до 0,88 (большие колеса); на выходе из рабочего колеса K_2 – от 0,9 (малые насосы) до 0,95 (большие насосы).

Т.о., зная площадь на входе и выходе из рабочего колеса и подачу насоса можно определить меридиональную скорость на входе и на выходе по формулам:

$$v_{m1} = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot \eta_0 \cdot b_1 \cdot K_1}; \quad v_{m2} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot \eta_0 \cdot b_2 \cdot K_2}.$$

Окружная составляющая абсолютной скорости на входе определяется конструкцией подвода и практически не зависит от конструкции рабочего колеса. Большинство конструкций подвода не закручивают поток (радиальной вход на рабочее колесо), т.е. $v_{u1} = 0$ и в этом случае абсолютная скорость на входе а рабочее колесо будет совпадать с меридиональной $v_1 = v_{m1}$.

Окружные скорости рабочего колеса определяются по формулам:

$$u_1 = \omega \cdot R_1, \quad u_2 = \omega \cdot R_2,$$

где ω – угловая скорость рабочего колеса;

R_1 и R_2 – радиусы, на котором расположены центры входной и выходной кромки колеса (рис. 2.1).

Рабочий угол β_1 , под которым поток жидкости входит в межлопастные каналы рабочего колеса в общем случае определяется по формуле:

$$\beta_1 = \arctg \frac{v_{m1}}{u_1}.$$

Зная величины v_{m1} , и u_1 можно построить треугольник скоростей на входе (рис. 2.3) в рабочее колесо и, следовательно, графически определить угол β_1 и сравнить его с расчетным значением.

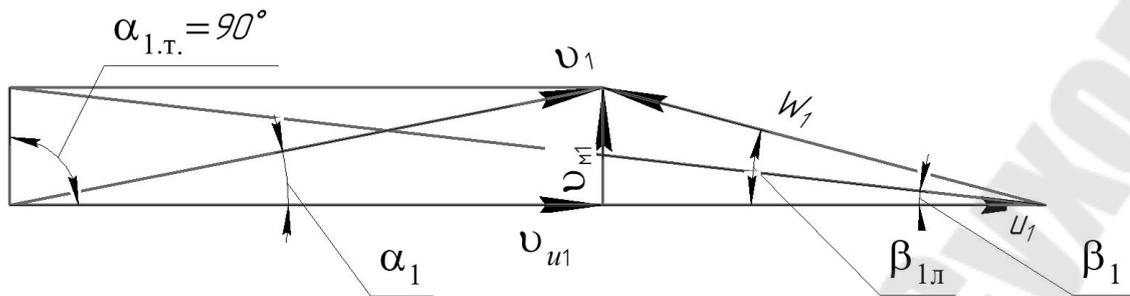


Рис. 2.3. Треугольник скоростей на входе в рабочее колесо

Угол наклона лопасти на входе в рабочее колесо (который должен находиться в пределах $15...30^\circ$) отличается от угла, под которым жидкость входит в межлопастные каналы на величину угла атаки $\delta = 5...10^\circ$, т.к. это увеличивает КПД насоса:

$$\beta_{1л} = \beta_1 + \delta.$$

Т.о. из треугольника скоростей на входе в рабочее колесо можно графически определить величины относительной w_1 и абсолютной u_1 скоростей, реальный угол α_1 (рис. 2.3).

Относительная скорость при бесконечном числе лопастей направлена по касательной к выходному элементу лопасти, т.е. под углом $\beta_{2л}$ к скорости u_2 .

Угол лопасти на выходе из рабочего колеса при стабильной характеристике напора должен лежать в пределах $\beta_{2л} = 18...20^\circ$.

Зная величины u_{m2} , u_2 и задавшись рабочим углом на выходе $\beta_{2л}$ строится треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса (рис. 2.4) откуда определим величины относительной скорости w_2 , окружной составляющей u_{u2} абсолютной скорости u_2 и угла α_2 .

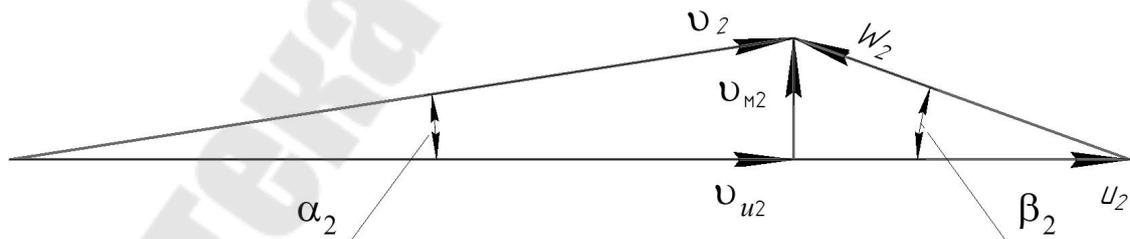


Рис. 2.4. Треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса

При решении задач с построением треугольников скоростей можно использовать следующие теоремы [6]:

1) Теорема косинусов. Квадрат стороны треугольника равен сумме квадратов двух других сторон минус удвоенное произведение этих сторон на косинус угла между ними, то есть для плоского треугольника (рис. 2.5) со сторонами a , b и c и углом α , противолежащим стороне a , справедливо соотношение:

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos \alpha.$$

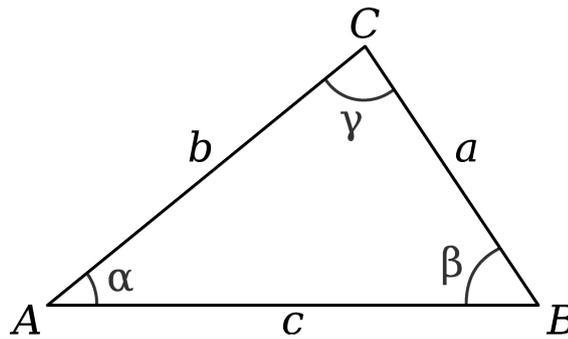


Рис. 2.5. Плоский треугольник

2) Теорема синусов. Стороны треугольника пропорциональны синусам противолежащих углов:

$$\frac{a}{\sin \alpha} = \frac{b}{\sin \beta} = \frac{c}{\sin \gamma}.$$

Если пренебречь силами трения, то можно получить зависимости, называемые **основными уравнениями лопастного насоса**. Эти уравнения отражают зависимость теоретического давления или напора от основных параметров рабочего колеса.

Используя теорему об изменении момента количества движения можно получить уравнение центробежного насоса, делая следующие допущения:

- рабочее колесо имеет бесконечно большое число лопастей, толщина которых равна бесконечно малой величине;
- потери мощности в насосе отсутствуют.

Следовательно, теоретический напор лопастного насоса при бесконечном числе бесконечно тонких лопастей при постоянной частоте вращения определяется по формуле:

$$H_{\text{т.о.}} = \frac{v_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 - v_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} = \frac{v_{u2} \cdot u_2 - v_{u1} \cdot u_1}{g}.$$

Это уравнение справедливо только вдоль линии тока.

Если подводящее устройство не закручивает поток ($\alpha_1 = 90^\circ$), то теоретический напор будет находиться по формуле:

$$H_{\text{т.о.}} = \frac{v_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} = \frac{v_{u2} \cdot u_2}{g}.$$

Действительный напор, развиваемый насосом, меньше теоретического, так как реальные условия работы насоса отличаются от идеальных. Напор, развиваемый насосом, уменьшается главным образом из-за того, что при конечном числе лопастей рабочего колеса не все частицы жидкости отклоняются равномерно, вследствие чего уменьшается абсолютная скорость. Кроме того, часть энергии расходуется

на преодоление гидравлических сопротивлений. Влияние конечного числа лопастей учитывают введением поправочного коэффициента K_z (характеризующего уменьшение окружной составляющей скорости v_{u2}), уменьшение давления вследствие гидравлических потерь – введением гидравлического коэффициента полезного действия η_r .

Т.о. действительный напор насоса определяется по формуле:

$$H = \frac{u_2 \cdot v_{u2}}{g} \cdot K_z \cdot \eta_r.$$

Безразмерный коэффициент K_z влияния конечного числа лопаток, определяется по формуле:

$$K_z = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \varphi}{z \cdot [1 - (R_1/R_2)^2]}}$$

где φ – коэффициент, учитывающий влияние направляющего аппарата ($\varphi = 0,8 \dots 1,0$ – при наличии направляющего аппарата; $\varphi = 1,0 \dots 1,3$ – при его отсутствии);

z – количество лопастей.

Экспериментально для центробежного насоса было установлено, что:

$$v_{u2} \approx \frac{u_2}{2}.$$

Следовательно, действительный напор центробежного насоса можно определить по формуле:

$$H = \frac{u_2^2}{2g} \cdot K_z \cdot \eta_r.$$

Пример решения задачи

Определить давление центробежного насоса системы охлаждения двигателя, при котором его подача $Q = 12$ л/с, если диаметр рабочего колеса $D_2 = 180$ мм, частота вращения $n = 3200$ об/мин, ширина канала рабочего колеса на выходе $b_2 = 10$ мм, средний диаметр окружности, на которой расположены входные кромки лопастей, $D_1 = 60$ мм, количество лопастей $z = 8$, их толщина $\delta = 4$ мм, выходной угол лопастей $\beta_2 = 25^\circ$ (рис. 2.1). Объемный КПД насоса

$\eta_0 = 0,9$, гидравлический – $\eta_r = 0,85$. Считать, что поток воды подводится к лопастям радиально $\alpha_1 = 90^\circ$.

Решение.

Давление, развиваемое насосом, определяется как избыточное по формуле:

$$p = \rho \cdot g \cdot H, \text{ Па,}$$

где $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды;

H – действительный напор центробежного насоса, который определяется по формуле:

$$H = K_z \cdot \eta_r \cdot \frac{v_{u2} \cdot u_2}{g} \text{ м.}$$

Безразмерный коэффициент K_z влияния конечного числа лопаток, определяется по формуле:

$$K_z = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \varphi}{z \cdot [1 - (R_1/R_2)^2]}}$$

Т.к. в условии задачи ничего не сказано о наличии или отсутствии направляющего аппарата, то примем коэффициент, учитывающий влияние направляющего аппарата равным $\varphi = 1,0$.

$$K_z = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot 1,0}{8 \cdot [1 - (60/180)^2]}} = 0,78.$$

Окружная скорость на выходе определяется по формуле:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot R_2 \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 0,09 \cdot 3200}{30} = 30,1 \text{ м/с.}$$

Проекцию абсолютной скорости на окружную скорость можно определить из треугольника скоростей (рис. 2.4):

$$v_{u2} = u_2 - v_{m2} \cdot \text{ctg}\beta_2, \text{ м/с.}$$

Определяем меридиональную составляющую абсолютной скорости на выходе:

$$v_{m2} = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b_2 \cdot K_2 \cdot \eta_0}, \text{ м/с,}$$

где K_2 – коэффициент стеснения потока жидкости лопастями, определяется по формуле:

$$K_2 = 1 - \frac{z \cdot \delta}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin\beta_2} = 1 - \frac{8 \cdot 4}{2 \cdot 3,14 \cdot 90 \cdot \sin 25^\circ} = 0,875.$$

Следовательно:

$$\begin{aligned}v_{m2} &= \frac{0,0012}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,09 \cdot 0,01 \cdot 0,875 \cdot 0,9} = 2,7 \text{ м/с}; \\v_{u2} &= 30,1 - 2,7 \cdot \operatorname{ctg} 25^\circ = 24,3 \text{ м/с}; \\H &= 0,78 \cdot 0,85 \cdot \frac{24,3 \cdot 30,1}{9,81} = 49,4 \text{ м}; \\p &= 1000 \cdot 9,81 \cdot 49,4 = 484614 \text{ Па}.\end{aligned}$$

Задачи для самостоятельного решения

2.1. Рабочее колесо центробежного насоса, вращающееся с частотой $n = 1450$ об/мин, имеет следующие размеры (рис. 2.1): диаметр внешней окружности $D_2 = 150$ мм, средний диаметр окружности, на которой расположены входные кромки лопастей, $D_1 = 50$ мм, ширина канала рабочего колеса на входе $b_1 = 15$ мм, на выходе – $b_2 = 12$ мм, входной угол лопастей $\beta_1 = 60^\circ$, выходной угол $\beta_2 = 20^\circ$. Количество лопастей $z = 6$, их толщина $\delta = 4$ мм, объемный КПД насоса $\eta_o = 0,95$, гидравлический – $\eta_r = 0,90$, коэффициент влияния числа лопастей $k_z = 0,78$.

При какой подаче абсолютная скорость жидкости на входе в рабочее колесо будет направлена по радиусу? Каким будет при этом напор насоса? Считать, что скорость относительного движения направлена по касательной к лопасти.

2.2. Рабочее колесо центробежного насоса, вращающегося с частотой $n = 930$ об/мин, имеет диаметр входа $D_1 = 0,16$ м, диаметр выхода $D_2 = 0,27$ м. Вектор абсолютной скорости на входе $v_1 = 2,4$ м/с, составляет с касательной к окружности угол $\alpha_1 = 50^\circ$, абсолютная скорость на выходе $v_2 = 15$ м/с, угол $\alpha_2 = 28^\circ$. Определить, как изменится теоретический напор, если вход воды на лопатку выполнить радиальным.

2.3. Частота вращения рабочего колеса центробежного насоса консольного типа равна $n = 1460$ об/мин, диаметр входа $D_1 = 0,18$ м, выхода $D_2 = 0,32$ м, число лопаток $z = 15$, гидравлический КПД – $\eta_r = 0,68$. Проточная часть рабочего колеса спроектирована так, что углы входа и выхода с лопатки равны $\beta_1 = 26^\circ$ и $\beta_2 = 28^\circ$, а относительная скорость от входа к выходу сохраняется постоянной и равна окружной скорости на входе. Определить действительный напор.

2.4. Определить напор одноступенчатого центробежного насоса. Дано число оборотов рабочего колеса $n = 1250$ об/мин., диаметр входа $D_1 = 200$ мм, диаметр выхода $D_2 = 400$ мм, угол $\alpha_2 = 120^\circ$, $\beta_2 = 320^\circ$, гидравлический КПД $\eta_r = 0,88$, абсолютная скорость на входе $v_1 = 2,5$ м/с. Направление лопаток на входе радиальное.

2.5. Определить число оборотов шестиступенчатого центробежного насоса, если напор, создаваемый им равен $H=240$ м, диаметр входа $D_1 = 190$ мм, диаметр выхода $D_2 = 380$ мм, угол, угол $\beta_2 = 280^\circ$, гидравлический КПД $\eta_r = 0,9$, число лопаток рабочего колеса $z = 9$.

2.6. Определить теоретический напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса при частоте вращения $n = 1000$ об/мин. если внутренний и внешний диаметры колеса соответственно $D_1 = 130$ мм, $D_2 = 300$ мм, а углы входа и выхода воды с лопатки составляют $\beta_1 = 30^\circ$ и $\beta_2 = 50^\circ$. Относительные скорости воды на входе и выходе считать одинаковыми. подвод воды без закрутки, т.е. $\alpha_1 = 90^\circ$.

2.7. Рабочее колесо насоса, имеющее внутренний диаметр $D_1 = 80$ мм и внешний диаметр $D_2 = 148$ мм, вращается с частотой $n = 2900$ об/мин. Вода входит на лопатку под углом к касательной $\alpha_1 = 60^\circ$ со скоростью $v_1 = 2,5$ м/с (рис. 2.1), а выходит с нее под углом к касательной $\alpha_2 = 20^\circ$ и скоростью 16 м/с. Определить, как изменится теоретический напор при устройстве радиального входа воды на лопатку. Построить параллелограммы (треугольники) скоростей.

2.8. Определить действительный напор, создаваемый центробежным насосом при частоте вращения $n = 1450$ об/мин, если диаметры рабочего колеса $D_1 = 170$ мм, $D_2 = 375$ мм, гидравлический коэффициент полезного действия $\eta_r = 0,85$, а коэффициент, учитывающий конечное число лопаток. $K_z = 0,80$. Построить параллелограммы скоростей при условии, что вода входит в рабочее колесо в радиальном направлении, а углы входа и выхода с лопатки $\beta_1 = 25^\circ$ и $\beta_2 = 40^\circ$. Относительные скорости на входе и выходе одинаковые.

2.9. Центробежный насос имеет рабочее колесо с семью радиальными лопатками ($\beta_2 = 90^\circ$). При какой частоте вращения вала насоса напор насоса будет $H = 20$ м, если диаметр окружности входа рабочего колеса $D_1 = 100$ мм, а диаметр наружной окружности $D_2 = 200$ мм. Гидравлический КПД насоса $\eta_r = 0,7$.

2.10. Подача центробежного насоса $Q = 5$ л/с; частота вращения $n = 5000$ об/мин; средний диаметр окружности, на которой расположены входные кромки лопаток, $D_1 = 60$ мм; ширина лопатки на входе

$b_1 = 20$ мм. Рабочее колесо радиальное. Определить угол лопатки на входе β_1 , соответствующий безотрывному входу потока в межлопаточные каналы. Толщиной лопаток пренебречь. Считать, что жидкость подводится к колесу без закрутки ($\alpha_1 = 90^\circ$).

2.11. Центробежный насос системы охлаждения двигателя имеет рабочее колесо диаметром $D_2 = 150$ мм и ширину выходной части $b_2 = 12$ мм. Угол между касательной к лопатке и касательной к окружности колеса $\beta_2 = 30^\circ$. Определить напор, создаваемый насосом, при подаче $Q = 25$ л/с, частоте вращения $n = 3000$ об/мин, приняв коэффициент влияния числа лопаток $K_z = 0,75$ и гидравлический КПД $\eta_r = 0,85$.

Указание. По расходу Q , диаметру D и ширине b определить радиальную проекцию абсолютной скорости выхода жидкости из колеса v_{m2} , построить параллелограмм скоростей и из него определить тангенциальную составляющую той же скорости v_{u2} при $z \rightarrow \infty$, а затем и действительный напор при заданном числе лопаток.

2.12. При каком значении угла β_2 наклона лопаток рабочего колеса на выходе величины подач, соответствующие максимальному гидравлическому КПД и номинальным гидравлическим потерям, совпадают?

2.13. На рисунке 2.6 изображено рабочее колесо одноступенчатого центробежного насоса со всеми размерами и необходимыми углами. Требуется определить нормальную подачу насоса (нормальной подачей для центробежного насоса называется подача при безотрывном обтекании потоком входной части лопатки колеса, когда относительная скорость входа направлена по касательной к лопатке) и соответствующий ей действительный напор, который создает насос с данным колесом при частоте вращения $n = 1450$ об/мин.

Имеем: радиус окружности входных кромок лопаток $R_1 = 75$ мм; радиус колеса $R_2 = 150$ мм; ширина колеса на выходе $b_2 = 12$ мм; ширина колеса на входе $b_1 = 24$ мм; число лопаток $z = 7$; толщина лопаток $\delta = 3$ мм.

Углы между касательными к лопатке и окружности колеса: на входе $\beta_1 = 15^\circ$; на выходе $\beta_2 = 30^\circ$.

Гидравлический КПД насоса принять $\eta_r = 0,85$.

Считать, что перед входом жидкости в колесо поток не имеет «закрутки», т. е. жидкость растекается по межлопаточным каналам радиально ($\alpha_1 = 90^\circ$).

Указание. Рекомендуется следующий порядок расчета:

- 1) из треугольника скоростей на входе при безотрывном обтекании лопатки найти абсолютную скорость входа v_1 ;
- 2) определить площадь входа с учетом стеснения лопатками, считая последние срезанными под углом β_1 ;
- 3) найти нормальную подачу насоса Q_n ;
- 4) определить окружную скорость колеса и радиальную составляющую абсолютной скорости на выходе (с учетом стеснения лопатками) и построить параллелограмм скоростей на выходе;
- 5) подсчитать теоретический напор при бесконечном числе лопаток;
- 6) определить действительный напор при нормальной подаче.

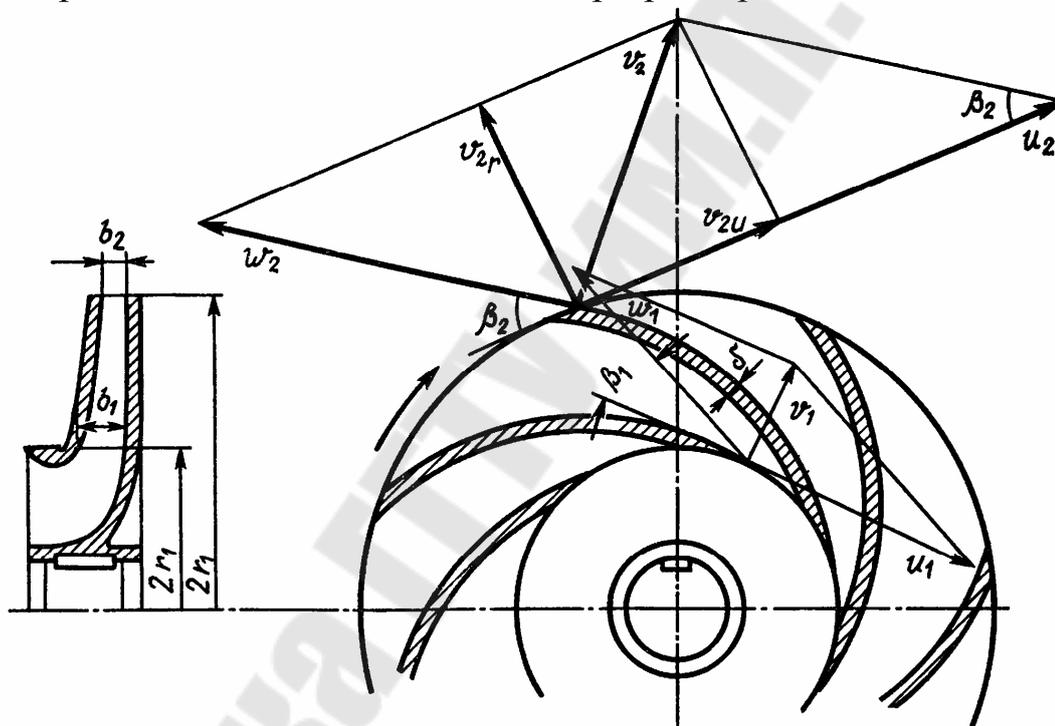


Рис. 2.6. Рисунок к задаче 2.13

2.14. Произвести расчет геометрических параметров рабочего колеса центробежного насоса: при известных значениях подачи Q , напора H , частоты вращения рабочего колеса n и общего $\eta_{\text{общ}}$ КПД (таблица 2.1).

Таблица 2.1

Исходные данные к задаче 2.14

№ п.п.	Подача Q , м ³ /с	Напор H , м	Частота вращения n , об/мин	КПД $\eta_{\text{общ}}$	№ п.п.	Подача Q , м ³ /с	Напор, H , м	Частота вращения n , об/мин	КПД $\eta_{\text{общ}}$
1	80	60	1100	0,6	29	120	60	1500	0,72
2	110	55	1350	0,63	30	120	45	1200	0,63
3	100	55	1350	0,63	31	85	55	1300	0,64

Окончание табл. 2.1

№ п.п.	Подача Q , м ³ /с	Напор H , м	Частота вращения n , об/мин	КПД $\eta_{\text{общ.}}$	№ п.п.	Подача Q , м ³ /с	Напор, H , м	Частота вращения n , об/мин	КПД $\eta_{\text{общ.}}$
4	90	40	1450	0,69	32	90	50	1250	0,7
5	90	55	1400	0,7	33	65	50	1500	0,72
6	75	35	1500	0,72	34	80	50	1300	0,6
7	85	45	1450	0,67	35	105	45	1400	0,71
8	100	50	1400	0,65	36	100	40	1450	0,73
9	80	45	1500	0,7	37	90	45	1450	0,74
10	90	60	1400	0,7	38	75	65	1400	0,7
11	100	55	1350	0,68	39	70	35	1500	0,72
12	70	70	1450	0,71	40	45	50	1250	0,76
13	70	45	1400	0,64	41	85	50	1450	0,67
14	95	80	1200	0,65	42	40	30	1350	0,68
15	45	25	2900	0,72	43	100	60	1400	0,65
16	110	50	1300	0,65	44	65	55	1500	0,72
17	110	50	1300	0,75	45	70	65	2000	0,68
18	80	60	1500	0,69	46	50	65	1500	0,67
19	120	85	1500	0,76	47	90	60	2900	0,67
20	100	70	1400	0,71	48	95	95	1400	0,6
21	80	30	1350	0,64	49	45	90	2500	0,64
22	80	40	2000	0,74	50	50	45	1500	0,64
23	75	60	1100	0,6	51	95	100	1500	0,68
24	45	80	1500	0,7	52	75	55	2000	0,68
25	110	60	1350	0,63	53	45	35	2900	0,62
26	145	70	1950	0,71	54	90	30	2900	0,78
27	105	55	1350	0,63	55	90	35	1500	0,7
28	95	40	1450	0,69	56	75	40	2200	0,64

Насос перекачивает воду с плотностью $\rho = 1000$ кг/м³ и кинематической вязкостью $\nu = 1$ сСт.

Расчет необходимо производить в следующем порядке [7].

1) Определение геометрических параметров на входе в рабочее колесо.

Определить коэффициент быстроходности – критерий подобия однотипных насосов:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q/H^{3/4}}, \text{ об/мин,}$$

где n – заданное число оборотов рабочего колеса, об/мин;

Q – заданная подача насоса, м³/с;

H – заданный напор насоса, м.

В зависимости от величины коэффициента быстроходности определяют тип центробежного насоса (таблица 3.1).

Определить приведенный диаметр на входе $D_{1пр}$ в рабочее колесо по эмпирической формуле:

$$D_{1пр} = (3,5 \dots 7) \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \text{ мм.}$$

Определить гидравлический КПД по формуле Ломакина:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2},$$

где $D_{1пр}$ – расчетный приведенный диаметр на входе в рабочее колесо, мм.

Определить объемный КПД по формуле:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}.$$

Определить мощность на входе в рабочее колесо по формуле:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}, \text{ Вт,}$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Определить крутящий момент на валу насоса:

$$M = \frac{N}{\omega}, \text{ Н·м,}$$

где $\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$ – угловая скорость вращения рабочего колеса, с^{-1} .

Определить диаметр вала по формуле:

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \cdot [\tau]}}, \text{ м,}$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение; для валов из сталей 40, 45, Ст 6 принимают пониженное значение 15...20 МПа.

Полученный результат расчета диаметра вала d_v округляют до ближайшего большего значения из стандартного ряда: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130 и далее через 10 мм.

Определить диаметр и длину втулки (ступицы) рабочего колеса по формулам:

$$d_{\text{BT}} = (1,2 \dots 1,25) \cdot d_{\text{B}}, \text{ м}; \quad l_{\text{BT}} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{\text{BT}}, \text{ м}.$$

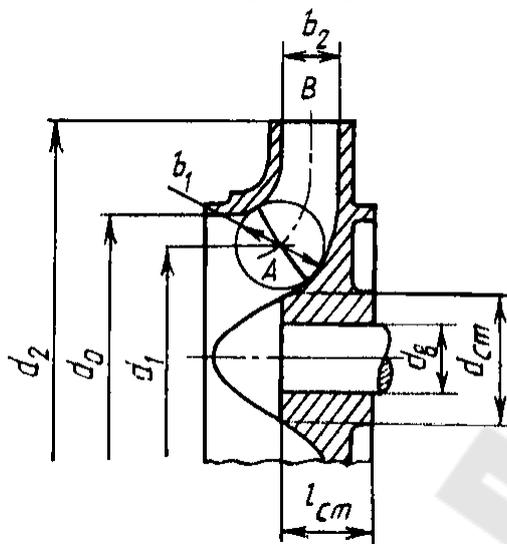


Рис. 2.7. Меридианальное сечение рабочего колеса

Определить расход через колесо Q' по формуле:

$$Q' = Q / \eta_0.$$

На входе рабочая жидкость движется с абсолютной скоростью v'_0 , которая определяется по эмпирической формуле:

$$v'_0 = \alpha_0 \cdot \sqrt[3]{Q' \cdot n^2},$$

где $\alpha_0 = 0,06$ – эмпирический коэффициент.

Определить диаметр входной воронки рабочего колеса (рис. 2.7) по формуле:

$$D'_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot v'_0} + d_{\text{BT}}^2}, \text{ м}.$$

Полученные значения D'_0 необходимо округлить до ближайшего большего стандартного значения, м.

Уточнить величину абсолютной скорости v_0 на входе по формуле:

$$v_0 = \frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot (D_0^2 - d_{\text{BT}}^2)}, \text{ м/с}.$$

Определить диаметр входа в рабочее колесо (рис. 2.7). В общем случае этот диаметр определяется по формуле, в зависимости от типа насоса (таблица 3.1):

- для тихоходных центробежных насосов $D_1 = 1,0D_0$, м;
- для нормальных центробежных насосов $D_1 = 0,9D_0$, м;
- для быстроходных центробежных насосов $D_1 = 0,8D_0$, м.

Определить окружную скорость потока жидкости на входе в рабочее колесо:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot n \cdot D_1}{60}, \text{ м/с.}$$

Меридиональная скорость на входе в рабочее колесо равна абсолютной скорости на входе при условии, что поток входит в межлопастные каналы без закрутки:

$$v_{m1} = v_0, \text{ м/с.}$$

Определить ширину рабочего канала на входе по формуле:

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_1 \cdot v_{m1} \cdot K_1}, \text{ м.}$$

На входе в рабочее колесо при реальном движении лопасти рабочего колеса стесняют поток жидкости, поэтому задаются коэффициентом стеснения на входе колеса. В промышленных центробежных насосах коэффициент стеснения на входе в первом приближении принимается $K_1 = 0,75 \dots 0,83$.

Определить угол, под которым поток жидкости входит в межлопастные каналы рабочего колеса по формуле:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{v_{m1}}{u_1}; \beta_1 = \operatorname{arctg} \beta_1.$$

Угол наклона лопасти на входе в рабочее колесо отличается от угла, под которым жидкость входит в межлопастные каналы на величину угла атаки $\delta = 5 \dots 10^\circ$, который должен находиться в пределах $15 \dots 30^\circ$:

$$\beta_{1л} = \beta_1 + \delta.$$

Для проверки предыдущих расчетов необходимо построить треугольник скоростей на входе (рис.2.3), принимая, что поток входит радиально в рабочую полость, т.е. угол $\alpha_1 = 90^\circ$ (для того чтобы обеспечить безударный вход жидкости на рабочее колесо).

2) Определение геометрических параметров рабочего колеса на выходе.

Определить теоретический напор рабочего колеса по формуле:

$$H_T = \frac{H}{K_z \cdot \eta_r}, \text{ м,}$$

где $K_z \approx 0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения относительной скорости между лопастями.

Задаемся углом лопасти на выходе из рабочего колеса. Чтобы получить стабильную характеристику напора, его выбирают в пределах $\beta_{2л} = 18 \dots 20^\circ$.

Определить окружную скорость потока на выходе по формуле:

$$u_2 = \frac{v_{m2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{2л}}{2} + \sqrt{\left(\frac{v_{m2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{2л}}{2} \right)^2 + H_T \cdot g}, \text{ м/с.}$$

где v_{m2} – меридиональная скорость на выходе из рабочего колеса:

$$v_{m2} = v_{m1}, \text{ м/с.}$$

Определить выходной диаметр рабочего колеса:

$$D_2 = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot n}, \text{ м.}$$

Определить ширину межлопастного канала по формуле:

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot v_{m2} \cdot K_2}, \text{ м,}$$

где $K_2 = 0,9 \dots 0,95$ – коэффициент стеснения на выходе из рабочего колеса.

Найти число лопастей по эмпирической формуле:

$$z = 6,5 \cdot \frac{m+1}{m-1} \cdot \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2},$$

где $m = D_2 / D_1$.

Полученное значение z округляем до ближайшего целого значения.

По округленному числу лопастей необходимо уточнить угол лопасти на выходе из рабочего колеса по формуле:

$$\beta_{2л} = 2 \cdot \arcsin \frac{z \cdot (m-1)}{6,5 \cdot (m+1)} - \beta_{1л}.$$

По расчетному углу лопасти на выходе из рабочего колеса $\beta_{2л}$ уточнить значения следующих величин u_2 , D_2 , b_2 .

Для проверки расчетов необходимо построить треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса и определить из него величины относительной w_2 и абсолютной v_2 скоростей на выходе (рис.2.4).

2.15. Рабочее колесо центробежного насоса имеет входной и выходной радиусы $R_1 = 100$ мм, $R_2 = 200$ мм, ширину на входе $b_1 = 100$ мм и на выходе $b_2 = 50$ мм и выходной угол лопастей $\beta_{2л} = 20^\circ$ (рис.2.1).

Исходя из схемы бесконечного числа лопаток, определить момент M действия потока на колесо и напор H при числе оборотов $n = 2135$ об/мин и расходе воды $Q = 240$ л/с.

Перед входом на колесо вращение потока отсутствует.

2.16. Рассчитать рабочее колесо центробежного насоса для подачи воды с расходом $Q = 170$ м³/ч под избыточным давлением $p_2 = 250$ кПа при давлении на входе $p_1 = 10$ кПа. Частота вращения ротора насоса $n = 1500$ об/мин.

3. Подобие лопастных насосов. Характеристики насосов и насосных устройств

3.1. Подобие лопастных насосов

При конструировании и изготовлении новых образцов насосов используется теория подобия [2, 5].

Исходя из общих законов гидродинамического подобия, гидромашину можно считать **подобными**, если будет соблюдаться геометрическое, кинематическое и динамическое подобие. Центробежные насосы обычно работают при больших значениях чисел Рейнольдса, т.е. в области автомодельности, когда для гидродинамического подобия достаточно лишь геометрического и кинематического подобия.

Геометрическое подобие рабочих колес, которое предполагает пропорциональность всех сходственных размеров проточных частей (R, D, b), равенство рабочих углов β , при одинаковом количестве рабочих лопастей z , натуре и модели. Кроме того, должны быть подобны шероховатости поверхностей стенок, зазоров в щелевых уплотнениях и толщин лопаток рабочего колеса.

Это подобие описывается соотношением:

$$\frac{R_H}{R_M} = \frac{D_H}{D_M} = \frac{b_H}{b_M} = \dots = \delta = const,$$

где δ – линейный масштаб подобия.

Равенство рабочих углов β натуре и модели на входе и выходе из рабочего колеса имеет вид:

$$\beta_{л.1H} = \beta_{л.1M}, \beta_{л.2H} = \beta_{л.2M}.$$

Кинематическое подобие выражается в подобии параллелограммов скоростей в любых сходственных точках натуре и модели (рис. 6), из которого следует, что:

$$\frac{v_{2H}}{v_{2M}} = \frac{w_{2H}}{w_{2M}} = \frac{v_{M2H}}{v_{M2M}} = \frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{\pi \cdot D_H \cdot n_H / 60}{\pi \cdot D_M \cdot n_M / 60} = \frac{D_H}{D_M} \cdot \frac{n_H}{n_M} = \delta \cdot \frac{n_H}{n_M} = const,$$

где n_H и n_M – соответственно частота вращения рабочего колеса натуре и модели.

Динамическое подобие лопастных насосов определяется критерием Рейнольдса, т.к. в подобных насосах числа Рейнольдса равны:

$$Re_H = Re_M.$$

Математические выражения условий подобия насосов используются для получения следующих формул, которые позволяют определить подачу, напор и мощность на валу насоса, который подобен уже

известному насосу – модели. При моделировании принимаются объемные, гидравлические и полные КПД натуры и модели одинаковыми:

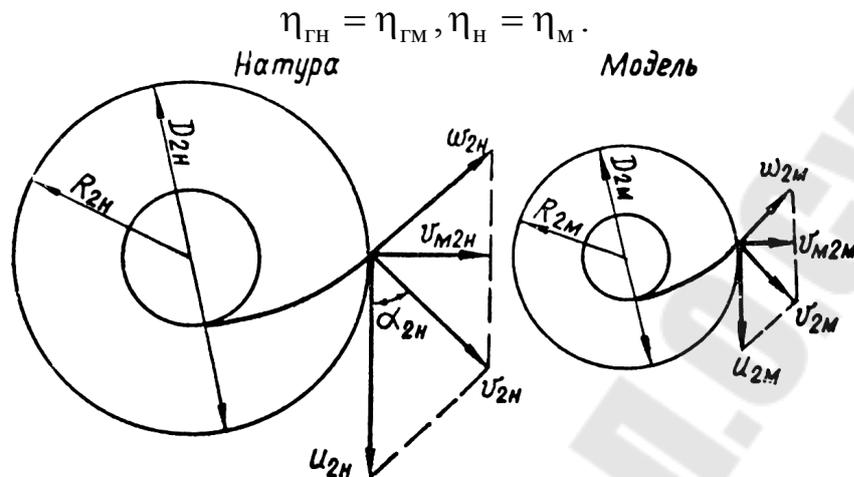


Рис. 3.1. Подобие параллелограммов скоростей

Подобие расходов. Связь между производительностью и числом оборотов натурального и модельного колес определяется соотношением:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{v_{M2H} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_{2H} \cdot b_{2H} \cdot \psi_{2H} \cdot \eta_{OH}}{v_{M2M} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_{2M} \cdot b_{2M} \cdot \psi_{2M} \cdot \eta_{OM}} = \left(\frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^3 \cdot \frac{n_H}{n_M} = \delta^3 \cdot \frac{n_H}{n_M}.$$

Подобие напора. Связь между напором и числом оборотов для натурального и модельного колес определяется соотношением:

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{\frac{v_{u2H} \cdot u_{2H}}{g} \cdot \eta_{ГН} \cdot k_{ZH}}{\frac{v_{u2M} \cdot u_{2M}}{g} \cdot \eta_{ГМ} \cdot k_{ZM}} = \left(\frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^2 \cdot \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2 = \delta^2 \cdot \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2.$$

Подобие мощности. Связь между мощностью и числом оборотов для натурального и модельного колес определяется соотношением:

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{\frac{\rho_H \cdot g \cdot Q_H \cdot H_H}{\eta_M}}{\frac{\rho_M \cdot g \cdot Q_M \cdot H_M}{\eta_M}} = \frac{\rho_H}{\rho_M} \cdot \left(\frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^5 \cdot \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \cdot \frac{\eta_M}{\eta_H} = \frac{\rho_H}{\rho_M} \cdot \delta^5 \cdot \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \cdot \frac{\eta_M}{\eta_H}.$$

3.2. Коэффициент быстроходности лопастных насосов

Обобщенным критерием оценки различных рабочих колес гидродинамических насосов является коэффициент быстроходности насоса n_s , различный для разных режимов работы насоса [2]– [5].

Коэффициентом быстроходности принято называть частоту вращения рабочего колеса, геометрически подобного рассматриваемому колесу насоса, который при подаче жидкости $Q = 75$ л/с обеспечивает напор $H = 1$ м. Определяется по формуле:

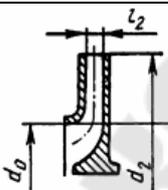
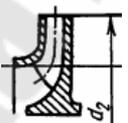
$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \text{ об/мин.}$$

Для насосов с двухсторонним входом жидкости в рабочее колесо в формулу подставляют $0,5Q$.

Коэффициент быстроходности может служить важной характеристикой для сравнения и классификации гидродинамических насосов, выполненных для различных напоров и различной производительности. Все насосы в зависимости от их быстроходности разделяются по величине коэффициента быстроходности (таблица 3.1).

Таблица 3.1

Параметры и профили межлопастного канала насосов

Параметры рабочих колес	Насосы				
	Центробежные			Диагональные	Осевые
	тихоходные	нормальные	быстроходные		
Коэффициент быстроходности, n_s , об/мин	40-80	80-150	150-300	300 -600	600 -1200
Сеченое рабочего колеса					
Соотношение размеров d_2/d_0	$\approx 2,5$	≈ 2	$\approx 1,5$	$\approx 1,2$	$\approx 0,8$

3.3. Характеристика центробежного насоса

Рабочими характеристиками насоса называются зависимости напора, мощности, КПД и допускаемой вакуумметрической высоты всасывания от подачи при постоянной частоте вращения рабочего колеса (рис. 3.2). Характеристики насоса могут быть получены лишь опытным путем [1-5].

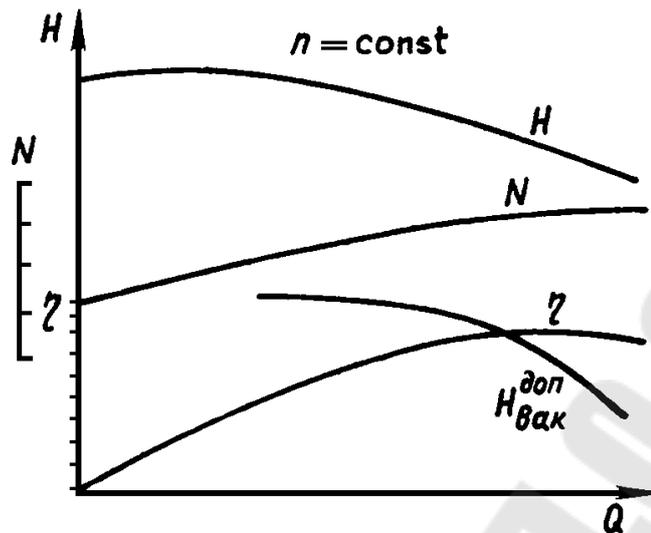


Рис. 3.2. Рабочая характеристика центробежного насоса

На рис. 3.3 представлена схема насосной установки. Причем, внешний вид установки (рис. 3.3, а) и схема установки (рис. 3.3, б) в условных обозначениях по ГОСТу имеют различное изображение.

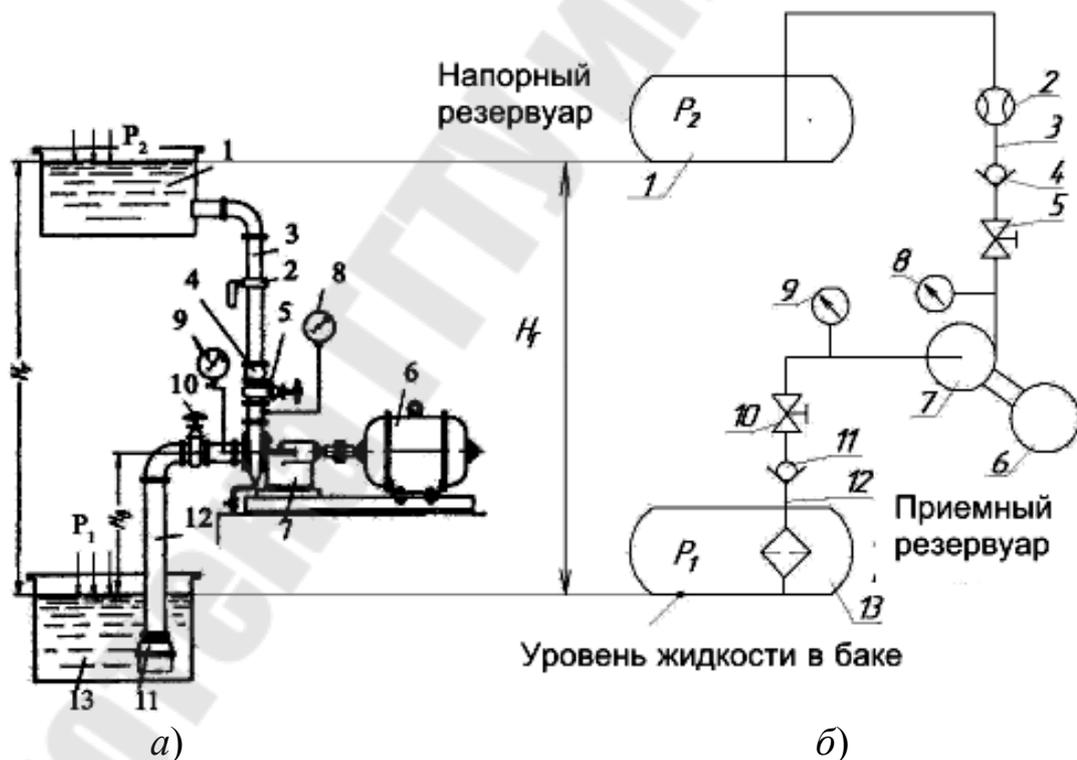


Рис. 3.3. Схема установки гидродинамического насоса: а) внешний вид установки; б) схема установки в условных обозначениях

К насосу 7, приводимому в движение электродвигателем 6, жидкость поступает из резервуара 13 (приемный резервуар) по всасывающему трубопроводу 12.

Насос нагнетает жидкость в резервуар 1, расположенный выше самого насоса (напорный резервуар) по напорному трубопроводу 3.

На напорном трубопроводе имеется кран 5 (изменяется подача насоса). Также может быть установлен обратный клапан 4, который будет препятствовать стеканию жидкости из верхнего (напорного) резервуара при остановке насоса.

Кран 10 перекрывает трубопровод, всасывающий при остановке или ремонте насоса, если в нижнем (приемном) резервуаре давление выше атмосферного. В начале всасывающего трубопровода имеется фильтр грубой очистки, предохраняющий насос от попадания твердых тел. Обратный клапан 11 дает возможность залить насос и всасывающий трубопровод перед пуском жидкостью (гидродинамические насосы не являются самовсасывающими в основном). Работа насоса контролируется манометром 8, вакуумметром 9, а также расходомером 2.

Уровни свободной поверхности в напорном и приемном резервуарах называются напорным и приемным уровнями; разность этих уровней – **геометрическим напором** H_{Γ} насосной установки.

Для того чтобы перемещать жидкость по трубопроводам установки из приемного резервуара в напорный, необходимо затрачивать энергию на подъем жидкости на высоту H_{Γ} , на преодоление разности давлений $p_2 - p_1$ в резервуарах и на преодоление суммарных гидравлических потерь Δh_{Π} всасывающего и напорного трубопроводов. Т.о. энергия необходимая для перемещения единицы веса жидкости из приемного резервуара в напорный по трубопроводам установки или **потребный напор установки** определяется по формуле:

$$H_{\text{потр}} = H_{\Gamma} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \Delta h_{\Pi} = H_{\text{ст}} + \Delta h_{\Pi},$$

где $H_{\text{ст}}$ – статический напор установки, постоянный для данных условий.

Характеристикой насосной установки называется зависимость потребного напора от расхода жидкости (рис. 3.4). Геометрический напор и разность давлений от расхода не зависят, следовательно, статический напор также не зависит от расхода. При турбулентном режиме гидравлические потери пропорциональны расходу во второй степени:

$$\Delta h_{\Pi} = k \cdot Q^2,$$

где k – сопротивление трубопровода насосной установки.

Следовательно, $H_{\text{потр}}$ можно найти по формуле:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + k \cdot Q^2.$$

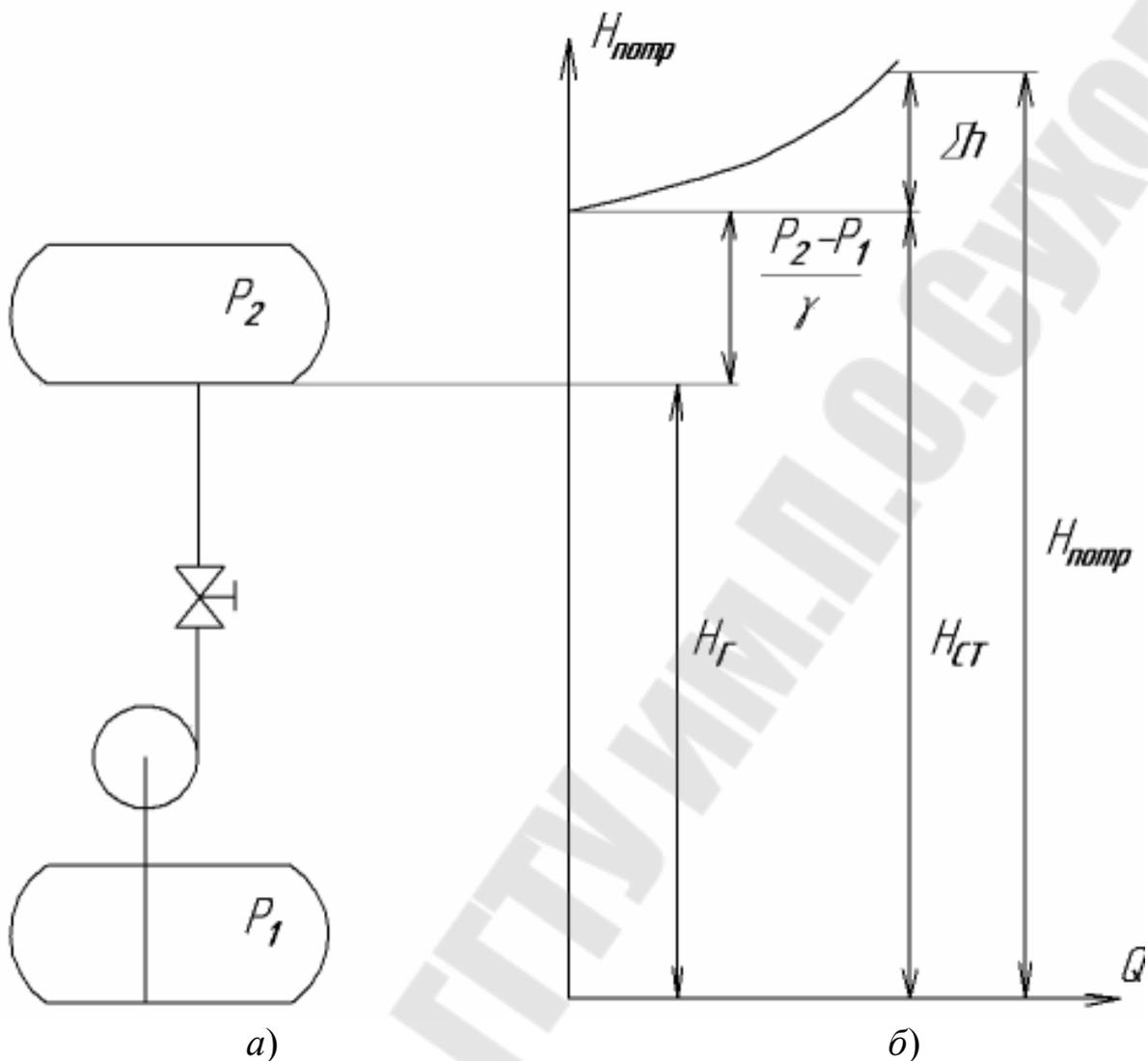


Рис. 3.4. Схема установки (а) и ее характеристика (б)

3.4. Работа насоса на сеть

Насос данной установки работает на таком режиме, при котором $H_{\text{потр}} = H_{\text{насоса}}$, т.е. при котором энергия, потребляемая при движении жидкости по трубопроводам установки ($H_{\text{потр}}$) равен энергии, сообщаемой жидкости насосом ($H_{\text{насоса}}$) [1]–[5].

Для определения режима работы насоса следует на одном и том же графике в одинаковых масштабах нанести характеристику насоса и насосной установки, как показано на рис. 3.5. Равенство напора насоса и потребного напора установки получается для режима, определенного точкой «Р» (рис. 3.5). Это точка пересечения характеристик, ко-

торая называется **рабочей** или режимной **точкой** с координатами: потребный напор – H_p и фактическая подача Q_p .

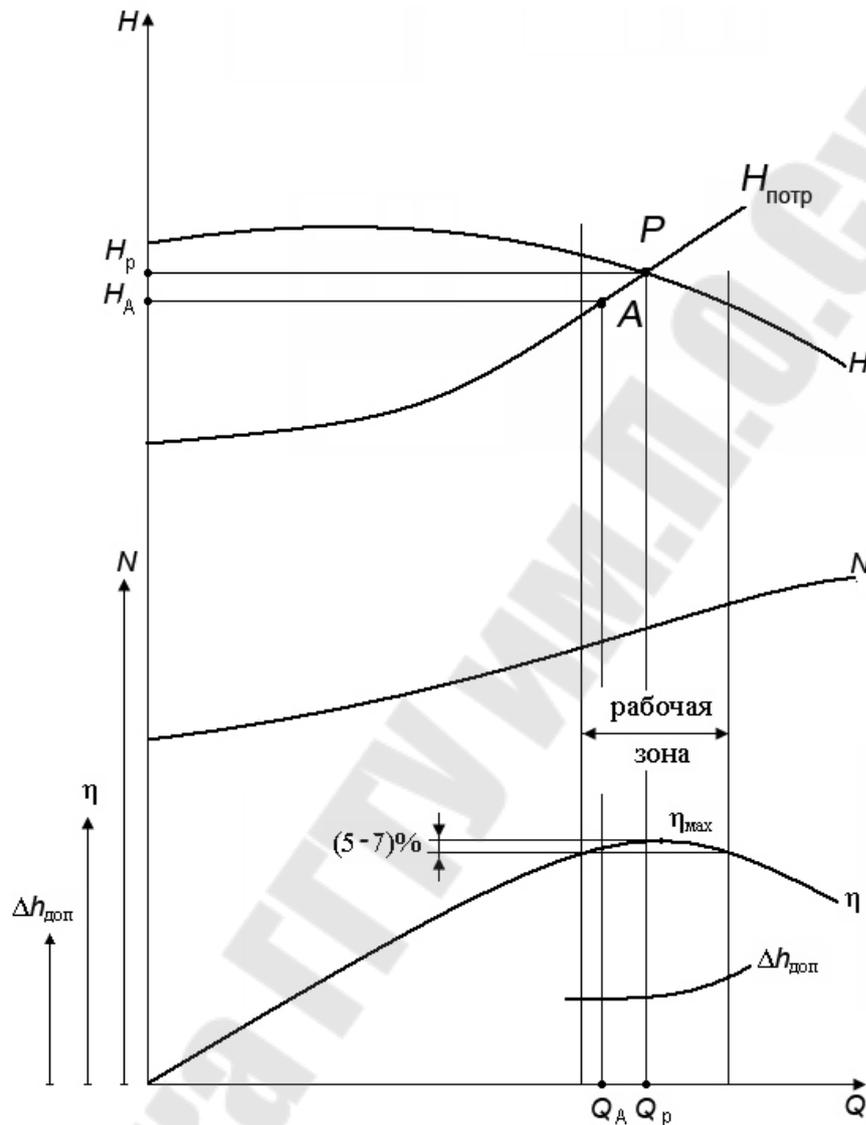


Рис. 3.5. Определение режима работы на сеть

Точка «Р» должна находиться в зоне оптимального КПД (рабочая зона), которая определяется по характеристике КПД. Т.е. КПД в этой зоне не должен отличаться от максимального больше чем на 5–7 %.

3.5. Регулирование подачи лопастного насоса

Если расчетная точка A не совпадает с точкой пересечения характеристик насоса и трубопровода, точкой P (рис. 3.5), то работу насоса регулируют. Методы регулирования могут быть различными:

- воздействие на установку (дросселирование);
- воздействие на привод (изменение частоты вращения вала насоса);

– воздействие на насос (изменение размеров рабочих колес: сменные роторы, обточка колес) и др.

Регулирование задвижкой или дросселированием – один из наиболее широко используемых способов регулирования подачи лопастных насосов, осуществляется введением дополнительного переменного гидравлического сопротивления в напорную линию трубопровода. За счет этого изменяют характеристику сети (рис. 3.6), которая будет определяться формулой:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + K_{\text{тр}} \cdot Q^2 + K_{\text{завд}} \cdot Q^2,$$

где $K_{\text{тр}}$ – коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах;

$K_{\text{завд}}$ – коэффициент сопротивления дросселя.

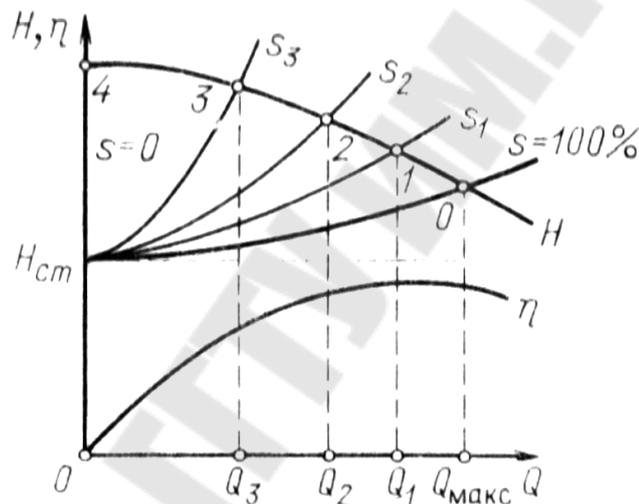


Рис. 3.6. Характеристики при дросселировании

Величина $K_{\text{завд}}$ будет переменной и меняющей крутизну характеристики $H_{\text{потр}}$, зависящей от степени открытия дросселя. Коэффициент $K_{\text{завд}}$ растет с уменьшением открытия. Изменяя открытие задвижки, можно плавно регулировать расход в диапазоне от $Q_{\text{макс}}$ до нуля.

Регулирование изменением частоты вращения насоса. Если при некоторой расчетной частоте вращения n_0 характеристика насоса H_{n0} , подача $Q_{\text{макс}}$, то уменьшение частоты вращения до $0,9 \cdot n_0$, $0,8 \cdot n_0$ и т. д. приведет к снижению характеристик согласно формул подобия:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_{2.1}}{D_{2.2}}\right)^2; \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \left(\frac{D_{2.1}}{D_{2.2}}\right)^3$$

и уменьшению подачи (рис. 3.7). В результате плавное изменение частоты вращения позволяет плавно изменять расход $Q = f(n)$ в широком диапазоне.

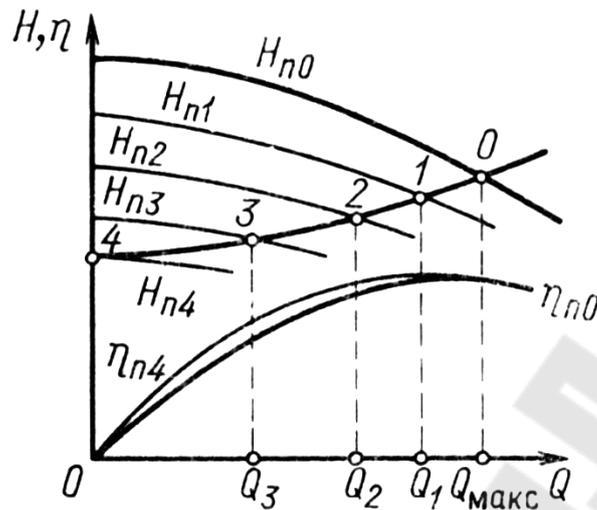


Рис. 3.7. Характеристики регулирования подачи изменением частоты вращения насоса

Регулирование подачи насоса путем изменения диаметра (обточки) рабочего колеса находит все большее применение. Оно простое и достаточно экономичное. Несмотря на то, что при обточке рабочего колеса на выходе геометрическое подобие нарушается, существуют режимы, для которых остаются справедливыми формулы, аналогичные формулам подобия:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_{2.2}}{D_{2.1}} \text{ и } \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_{2.2}}{D_{2.1}} \right)^2.$$

Точка 1 на рис. 3.8. соответствует режимной точке А. Точка 2 находится как пересечение напорной характеристики насоса с параболой обточки:

$$H_{об} = CQ^2,$$

где $C = \frac{H}{Q^2}$ – коэффициент.

Определив коэффициент C , по параметрам режимной точки 1, строят параболу обточки, получая при этом на пересечении с характеристикой насоса точку 2 с параметрами, удовлетворяющими формулам подобия.

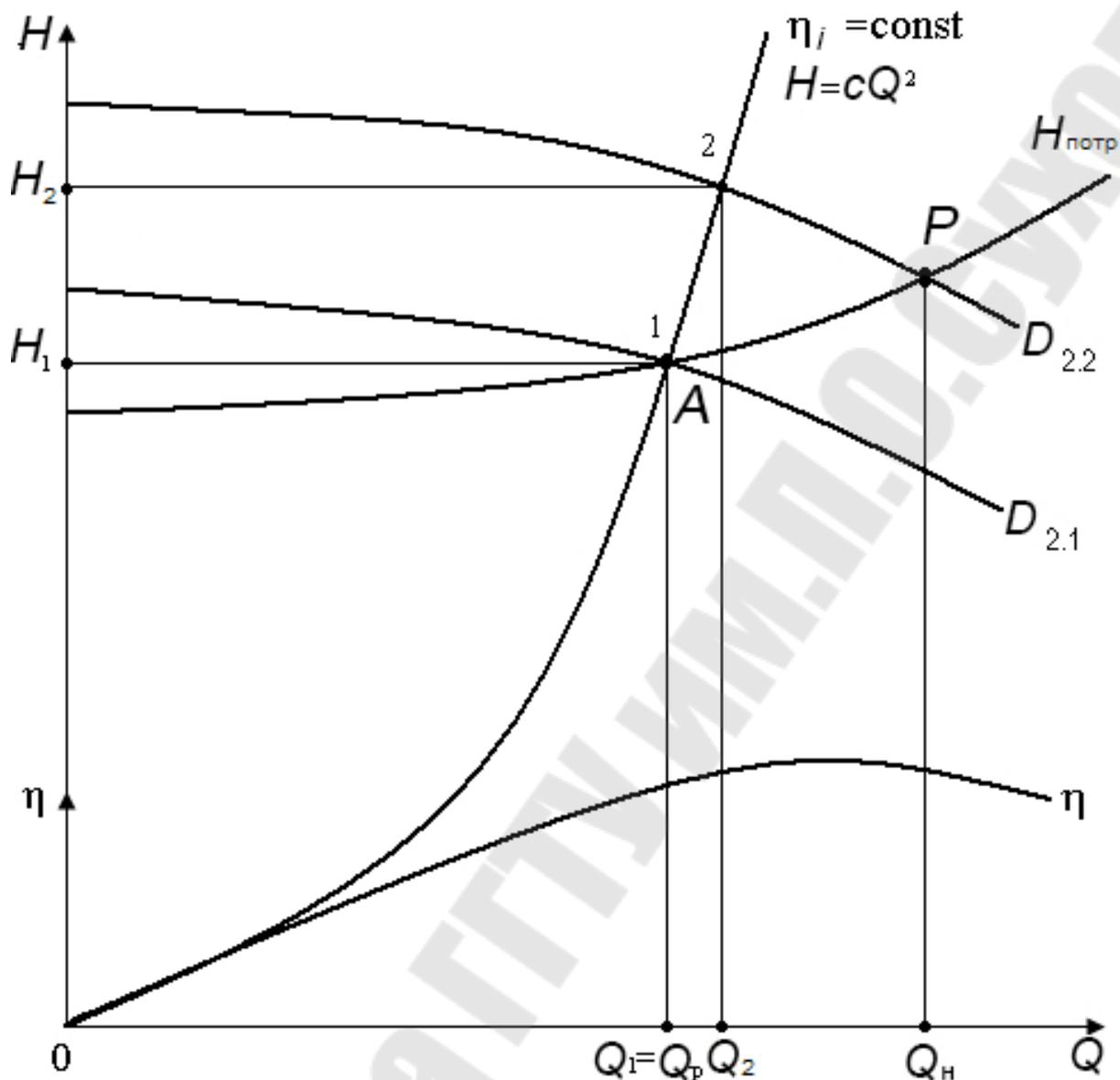


Рис. 3.8. Регулирование насоса методом обточки рабочего колеса

При пересчете характеристики насоса на другой диаметр следует придерживаться следующего порядка:

1) Определить по построенным характеристиками насоса и установки координаты точек A и P .

2) По координатам точки A (Q_1, H_1) определить коэффициент C .

3) Задаваясь рядом значений подачи от 0 до Q_n , построить параболу обточек $H = CQ^2$.

4) Определить координаты точки 2 (рис. 3.8) и по формулам подобия, зная Q_1, H_1 и Q_2, H_2 , определить диаметр обточенного рабочего колеса $D_{2.1}$ (исходный диаметр $D_{2.2}$ указывается в технических характеристиках насоса) по формуле:

$$D_{2.1} = \frac{Q_1 \cdot D_{2.2}}{Q_2}.$$

5) Используя формулы подобия и полученный диаметр обточенного рабочего колеса, определить коэффициенты изменения подачи и напора насоса:

$$a = \frac{D_{2.1}}{D_{2.2}} \text{ и } b = \left(\frac{D_{2.1}}{D_{2.2}} \right)^2.$$

6) Задаваясь значениями подачи, определить по исходной напорной характеристике насоса значения напора и, используя полученные коэффициенты, определить значения подачи и напора при обточенном рабочем колесе по формулам:

$$Q_1 = Q_2 \cdot a \text{ и } H_1 = H_2 \cdot b.$$

3.6. Совместная работа насосов на трубопровод

Для выбора центробежного насоса по заданным значениям напора H и подачи Q используется сводный график рабочих полей насосов (рис. 3.9).

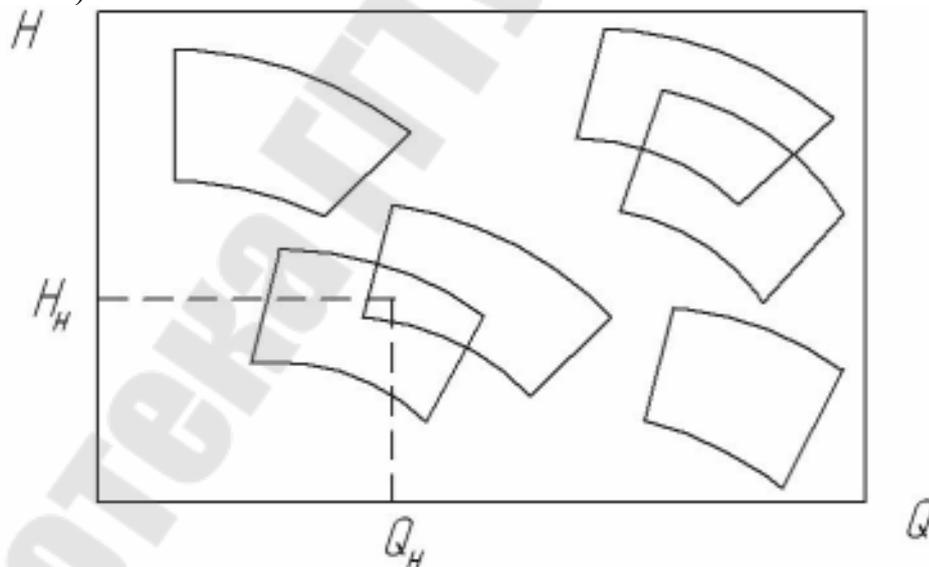


Рис. 3.9. Сводный график полей консольных насосов

В тех случаях, когда при установке одного насоса требуемую подачу жидкости достичь не удается, используют несколько параллельно соединенных насосов (рис. 3.10, а). Насосы в данном соединении должны иметь близкие характеристики по напору, и каждый насос должен иметь отдельный всасывающий трубопровод. В против-

ном случае высоконапорный насос будет «забивать» низконапорный, и система будет работать неэффективно.

Параллельное соединение насосов целесообразно использовать тогда, когда потери напора в системе небольшие. В этом случае характеристика системы будет пологой.

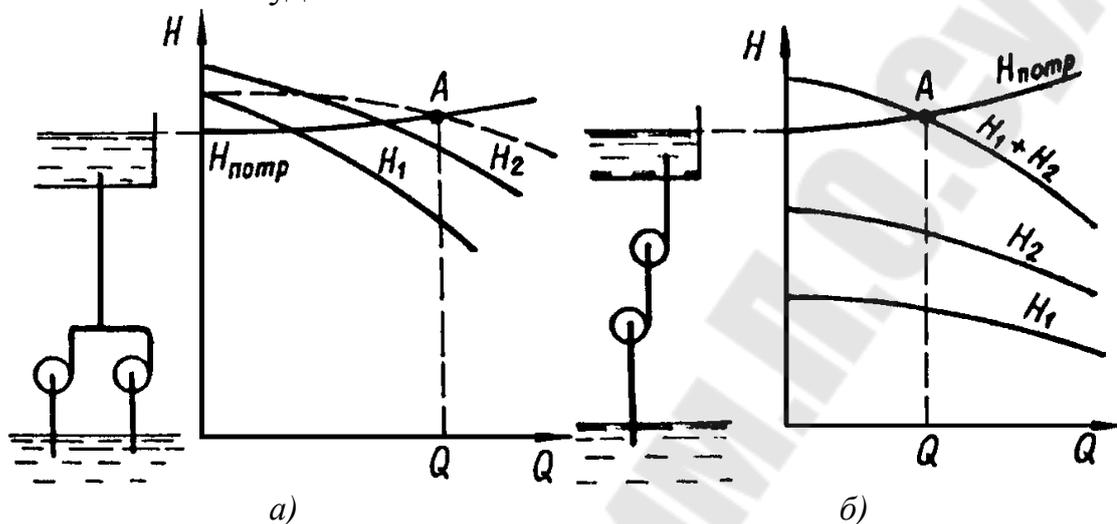


Рис. 3.10. Последовательное (а) и параллельное (б) соединение насосов

В тех случаях, когда в системе имеются большие гидравлические потери, установка параллельно соединенных насосов является нецелесообразной. Увеличение подачи жидкости в такой системе будет приводить к еще большим гидравлическим потерям, что резко снизит подачу, приходящуюся на отдельно взятый насос, и суммарный расход жидкости увеличится незначительно.

Последовательное соединение насосов (рис. 3.10, б) используют в тех случаях, когда напор, развиваемый одним насосом, недостаточен для прокачки жидкости через систему. В таких соединениях расход жидкости в любом сечении трубопроводов одинаков, а напор равен сумме напоров соединенных насосов.

По принципу последовательного соединения работают многоступенчатые насосы. Они позволяют перекачивать жидкости на большие высоты или преодолевать большие разности давлений между приемной и питающей емкостями.

Пример решения задачи

Центробежный насос с заданной при $n = 1600$ об/мин характеристикой (рис. 3.11) перекачивает воду из резервуара с отметкой $z_1 = 3,0$ м в резервуар с отметкой $z_2 = 7,0$ м по трубам с параметрами: $l_1 = 15$ м, $d_1 = 100$ мм, $\sum \zeta_1 = 2$, $\lambda_1 = 0,025$ и $l_2 = 30,6$ м, $d_2 = 70$ мм, $\sum \zeta_2 = 18$, $\lambda_2 = 0,027$. В нижнем резервуаре вакуумметрическое давление $p_{0В} = 0,05 \cdot 10^5$ Па, а в верхнем резервуаре избыточное давление $p_{0И} = 0,15 \cdot 10^5$ Па.

Определить:

- 1) подачу, напор насоса и потребляемую им мощность при $n = 1600$ об/мин;
- 2) частоту вращения насоса, необходимую для обеспечения подачи $Q = 6$ л/с.

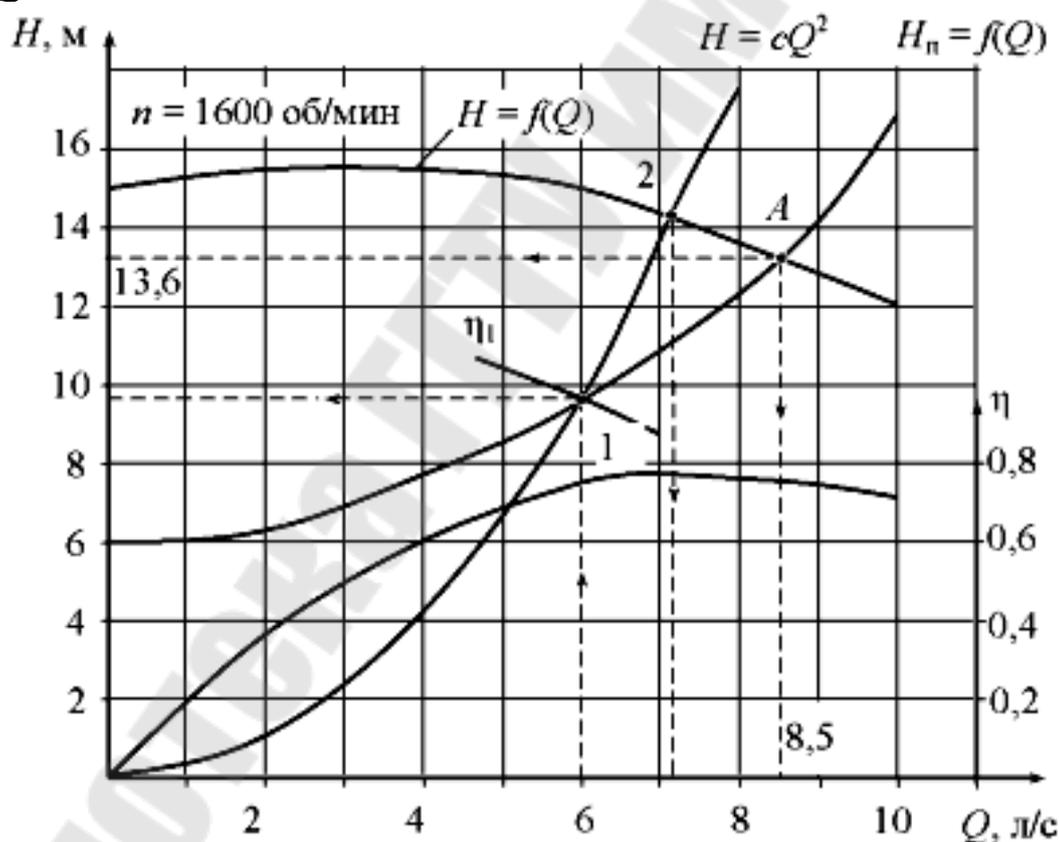


Рис. 3.11. Характеристики насоса и сети

Решение.

Гидростатический напор насосной установки:

$$H_c = H_\Gamma + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} = 7 - 3 + \frac{(0,15 + 0,05) \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81} \approx 6 \text{ м.}$$

Потери напора во всасывающей трубе:

$$\Delta h_{\text{вс}} = \left(\lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} + \sum \zeta_1 \right) \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \left(0,025 \cdot \frac{15}{0,1} + 2 \right) \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \right)^2} = 4756 \cdot Q^2.$$

Потери напора в напорной трубе:

$$\Delta h_{\text{н}} = \left(\lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} + \sum \zeta_2 \right) \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g};$$

$$\Delta h_{\text{н}} = \left(0,027 \cdot \frac{30,6}{0,07} + 18 \right) \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \right)^2} = 102666 \cdot Q^2.$$

Характеристика насосной установки в этом случае определяется по формуле:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{с}} + \Delta h_{\text{вс}} + \Delta h_{\text{н}};$$

$$H_{\text{потр}} = 6 + (4756 + 102666) \cdot Q^2 = 6 + 107422 \cdot Q^2.$$

Задавая значения подачи от 0 до 10 л/с, рассчитаем потребный напор, заполняя таблицу 3.2

Таблица 3.2

Расчет потребного напора

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,002	0,004	0,006	0,008	0,01
$H_{\text{потр}}, \text{ м}$	6	6,43	7,72	9,87	12,88	16,74

По полученным данным строим характеристику насосной установки и находим рабочую точку A , координаты которой $H = 13,6 \text{ м}$, $Q = 8,5 \text{ л/с}$, $\eta = 0,75$.

Потребляемая мощность насоса:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0085 \cdot 13,6}{0,75} = 1510 \text{ Вт}.$$

На характеристике насосной установки отмечаем точку 1 при $Q_1 = 6 \text{ л/с}$, для этой точки напор равен $H = 9,87 \text{ м}$. Через эту точку строим параболу подобных режимов, которая строится по формуле:

$$H_{\text{об}} = C \cdot Q^2.$$

Коэффициент при обточке рабочего колеса:

$$C = \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{9,87}{0,006^2} = 274167.$$

Строим параболу обточек, результаты расчетов - в виде таблице 3.3.

Таблица 3.3

Результаты расчетов параболы обточек

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,002	0,004	0,006	0,008	0,01
$H_{об}, \text{ м}$	0	1,1	4,39	9,87	17,55	27,42

При пересечении параболы подобных режимов с характеристикой насоса при $n = 1600$ об/мин находим точку 2, для которой расход $Q_2 = 7,2$ л/с. Точки 1 и 2 режимные, для них справедливо соотношение

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Искомая частота вращения вала насоса, обеспечивающая подачу насоса $Q_1 = 6$ л/с.

$$n_1 = n_2 \cdot \frac{Q_1}{Q_2} = 1600 \cdot \frac{6}{7,2} = 1330 \text{ об/мин}.$$

Задачи для самостоятельного решения

3.1. Имеются два трубопровода диаметром $d_1 = 100$ мм и $d_2 = 50$ мм. Кинематическая вязкость жидкостей, протекающих по трубопроводам равна $\nu_1 = 23$ сСт и $\nu_2 = 9$ сСт. Скорость жидкости в трубопроводе большего диаметра составляет $v_1 = 7$ м/с. При какой скорости в малом трубопроводе потоки будут подобны?

3.2. Диаметр рабочего колеса центробежного насоса К90/20 равен $D = 148$ мм, частота вращения $n = 2900$ об/мин. Определить диаметр D_1 рабочего колеса нового насоса, подобного заданному, создающего при оптимальном режиме напор $H_1 = 7,5$ м и подачу $Q_1 = 18$ л/с. Рассчитать рабочую характеристику нового насоса.

3.3. Характеристика центробежного насоса К20/18 представлена в таблице 3.4.

Таблица 3.4

Характеристика насоса К20/18

$Q, \text{ л/с}$	3,0	5,5	6,1
$H, \text{ м}$	21,0	18,5	17,5

При какой обточке рабочего колеса насос будет создавать напор $H_1 = 15,4$ м при подаче $Q_1 = 5$ л/с.

3.4. Центробежный насос с рабочим колесом, диаметр которого $D_2 = 60$ мм, имеет следующие параметры: $H_1 = 8$ м; $Q_1 = 6$ л/с; $n_1 = 3000$ об/мин. Для системы охлаждения двигателя необходимо иметь насос, обеспечивающий на подобном режиме работы подачу $Q_2 = 9$ л/с при $n_2 = 4000$ об/мин. Как надо изменить диаметр рабочего колеса указанного выше насоса, чтобы обеспечить требуемые параметры. Каков при этом будет напор насоса H_2 ?

3.5. Центробежный насос с рабочим колесом, диаметр которого $D_1 = 250$ мм, при частоте вращения $n_1 = 1800$ об/мин создает напор $H_1 = 12$ м и подает $Q_1 = 6,4$ л/с. Требуется определить частоту вращения n_2 и диаметр D_2 колеса насоса, который при подобном режиме работы создает напор $H_2 = 18$ м и обеспечивает подачу $Q_2 = 10$ л/с.

3.6. Центробежный насос с рабочим колесом диаметром $D_1 = 460$ мм при частоте вращения $n_1 = 1450$ об/мин обеспечивает подачу $Q_1 = 1300$ м³/час при напоре $H_1 = 48,0$ м, потребляя при этом мощность $N_1 = 212,6$ кВт. Определить подачу Q_2 , напор H_2 и мощность N_2 при частоте вращения $n_2 = 960$ об/мин для того же режима работы однотипного насоса, геометрически подобного данному, имеющего рабочее колесо диаметром $D_2 = 432$ мм.

3.7. Центробежный насос, перекачивающий воду, при частоте вращения $n_1 = 1450$ об/мин развивает подачу $Q_1 = 60$ л/с и напор $H_1 = 24,0$ м. Требуется определить подачу Q_2 , напор H_2 и мощность N_2 для того же насоса при числе оборотов $n_2 = 960$ об/мин, если КПД насоса $\eta_1 = \eta_2 = 80$ %.

3.8. Центробежный насос системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания работает с подачей $Q = 6$ л/с и с напором $H = 7$ м при частоте вращения $n = 70$ с⁻¹. Определить потребляемую насосом мощность при увеличении частоты вращения до $n_2 = 120$ с⁻¹, если КПД насоса $\eta = 0,7$, а охлаждающая жидкость – тосол Д-40, относительная плотность которой $\delta = 1,08$.

3.9. Определить новое число оборотов n_1 рабочего колеса насоса Д2500-62 (частота вращения $n = 980$ об/мин, диаметр рабочего колеса $D = 700$ мм), при котором его характеристика пройдет через заданную точку A с координатами $Q_A = 720$ л/с, $H_A = 70$ м. Построить новые характеристики насоса при числе оборотов n_1 .

3.10. Центробежный насос системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания работал с подачей $Q = 8$ л/с и с частотой вращения $n = 250$ с⁻¹. После модернизации системы охлаждения двигателя диаметр рабочего колеса увеличили в 1,3 раза. Определить

напор нового насоса, если его подача и частота вращения остались не измененными. Принять, что характеристика исходного насоса описывается уравнением:

$$H_n = H_0 + k_1 \cdot Q - k_2 \cdot Q^2,$$

где $H_0 = 4$ м; $k_1 = 0,2 \cdot 10^3$ с/м²; $k_2 = 0,06 \cdot 10^6$ с²/м⁵.

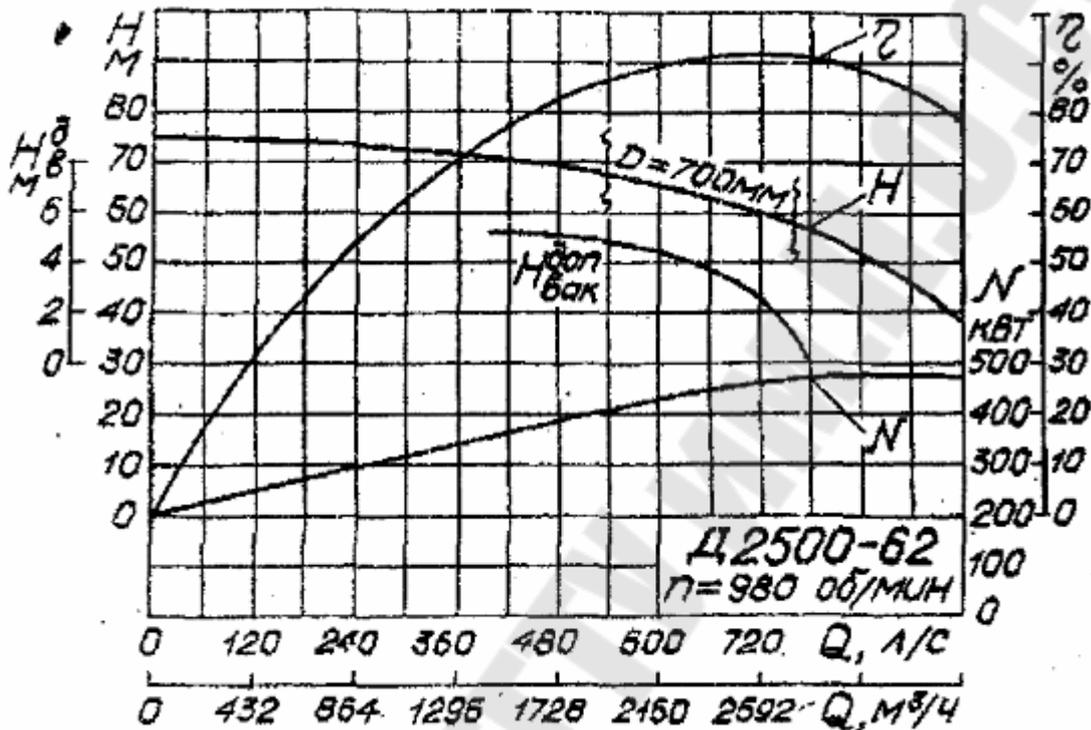


Рис. 3.12. Характеристика насоса Д2500-62

3.11. Подача центробежного насоса, характеристика которого при $\omega = 250$ с⁻¹ описывается уравнением $H_n = H_0 + k_1 \cdot Q - k_2 \cdot Q^2$, при работе на заданный трубопровод составляет $Q = 5$ л/с. Определить, с какой скоростью должно вращаться колесо насоса для создания напора, в два раза большего при той же подаче, если $H_0 = 4$ м; $k_1 = 0,2 \cdot 10^3$ с/м²; $k_2 = 0,06 \cdot 10^6$ с²/м⁵.

3.12. Насос К290/30 при частоте вращения $n = 1450$ об/мин и напоре $H = 26,0$ м имеет подачу $Q = 250$ м³/час. Определить коэффициент быстроходности и тип центробежного насоса.

3.13. Определить как изменяется объемный КПД лопастных насосов при изменении коэффициента быстроходности от 60 до 200 об/мин. Построить зависимость $\eta_o = f(n_s)$.

3.14. Определить производительность и напор насоса (рабочую точку) при подаче воды в открытый резервуар из колодца на высоту H по трубопроводу диаметром d , длиной L (таблицы 3.5 и 3.6) с коэффи-

коэффициентом гидравлического трения $\lambda = 0,03$, и суммарным коэффициентом местных сопротивлений $\sum \zeta = 1,2$. Как изменится подача и напор насоса, если частота вращения рабочего колеса уменьшится на 10 %?

Таблица 3.5

Характеристика насоса

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

Таблица 3.6

Исходные данные к задаче 3.13

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
H , м	30	45	6	30	30	60	60	6	15	15
d , мм	200	100	250	100	50	80	100	200	70	300
L , м	6	25	40	15	60	7	36	8	12	280
Q_0 , м ³ /с	0,7	0,1	0,3	0,1	0,01	0,1	0,1	0,3	0,03	0,3
H_0 , м	100	150	20	100	100	200	200	20	50	50

3.15. Центробежный насос, характеристика которого описывается уравнением $H_n = H_0 - k_1 \cdot Q^2$, нагнетает жидкость в трубопровод, потребный напор для которого пропорционален квадрату расхода: $H_{\text{потр}} = k_2 \cdot Q^2$.

Определить подачу насоса и его напор, если $H_0 = 5$ м, $k_1 = k_2 = 0,05 \cdot 10^6 \text{ с}^2/\text{м}^5$. Какими будут подача насоса и напор, если частота его вращения увеличится вдвое и вдвое возрастет сопротивление трубопровода, т. е. $k_2' = 0,1 \cdot 10^6 \text{ с}^2/\text{м}^5$?

3.16. Центробежный насос с деланной характеристикой (рис. 3.13) перекачивает воду по трубопроводу диаметром $d = 150$ мм и приведенной длиной $L = 500$ м.

Определить мощность на валу насоса, если геометрическая высота подъема жидкости $H_r = 25$ м, а свободный напор на выходе $H_{\text{св}} = 20$ м. Коэффициент гидравлического трения трубопровода $\lambda = 0,025$.

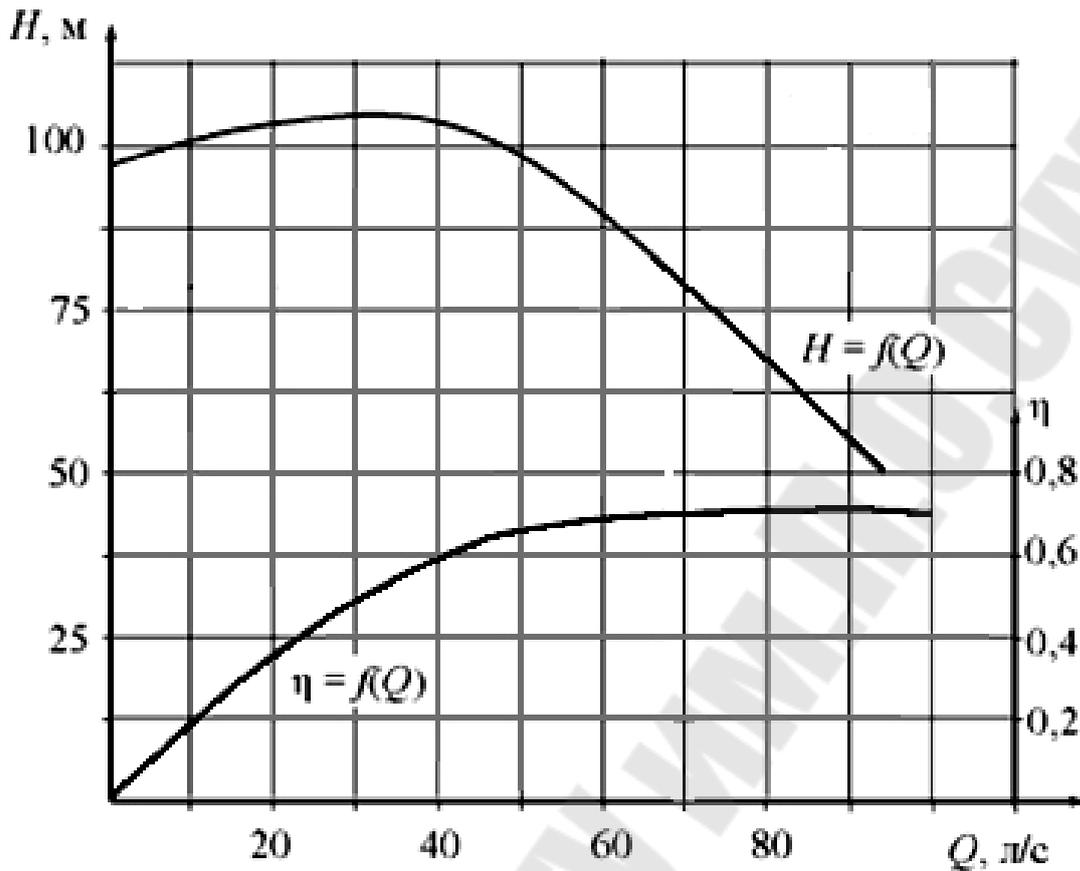


Рис. 3.13. Характеристика насоса к задаче 3.16

3.17. Центробежный насос поднимает воду на высоту $h_T = 6$ м по трубам $l_1 = 20$ м, $d_1 = 0,2$ м ($\lambda_1 = 0,02$) и $l_2 = 100$ м, $d_2 = 0,15$ м ($\lambda_2 = 0,025$) (рис. 3.14).

Определить подачу насоса при $n_1 = 900$ об/мин. (таблица 3.7 а)

Сравнить величины мощности, потребляемой насосом при уменьшении его подачи на 25 % дросселированием задвижкой или изменением частоты вращения, если $p_1 = p_2 = p_a$. Местные сопротивления учтены в заданных длинах труб.

Таблица 3.7

Характеристика насоса при $n_1 = 900$ об/мин

Q , л/с	0	10	20	30	40	50	60
H , м	12,6	13,3	13,6	13,4	12,7	11,5	9,6
η	0	0,48	0,68	0,77	0,83	0,81	0,74

3.18. Центробежный насос (рис. 3.14) перекачивает воду на высоту $h_T = 11$ м по трубопроводам $l_1 = 10$ м, $d_1 = 100$ мм ($\lambda_1 = 0,025$;

$\sum \zeta = 2$) и $l_2 = 30$ м, $d_2 = 75$ мм ($\lambda_2 = 0,027$; $\sum \zeta = 12$). Определить подачу, напор и потребляемую мощность при $n_1 = 1600$ об/мин. При какой частоте вращения n_2 его подача увеличится на 50 %? (таблица 3.7, б)

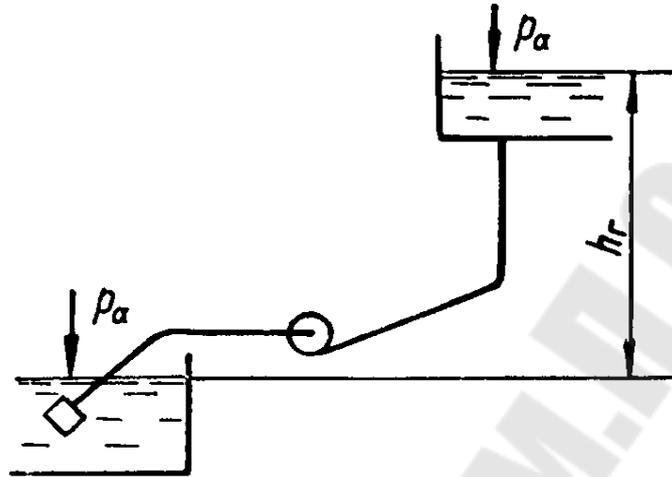


Рис. 3.14. Схема к задачам 3.17 и 3.18

Таблица 3.7,б

Характеристика насоса при $n_1 = 1600$ об/мин

Q , л/с	0	4	8	12
H , м	15	15,5	14,0	10,3
η	0	0,64	0,75	0,57

3.19. Подобрать насос для подачи воды ($\rho = 1000$ кг/м³, $\nu = 0,01$ см²/с) с расходом $Q = 17,5$ л/с на высоту $h = 6$ м, если длина всасывающего трубопровода $l_B = 12$ м, длина нагнетательного трубопровода $l_H = 400$ м. Сумма коэффициентов местных сопротивлений на всасывающей линии $\sum \zeta_B = 8$, на нагнетательной $\sum \zeta_H = 47$, шероховатость труб $\Delta = 0,2$ мм.

3.20. Два центробежных насоса К20/30 работают параллельно и подают жидкость на высоту $h_T = 15$ м по трубопроводу длиной $l = 150$ м и диаметром $d = 100$ мм.

Определить расход подаваемой жидкости, если коэффициент потерь на трение трубопровода $\lambda = 0,035$, а суммарный коэффициент местных сопротивлений $\sum \zeta = 28$.

Как изменится расход жидкости при уменьшении частоты вращения одного из насосов на 10 %?

3.21. Определить подачу и напор 3-х параллельно работающих центробежных насосов Д2500-45 (рис. 3.15) (с частотой вращения $n =$

730 об./мин и диаметром рабочего колеса $D = 755$ мм) на трубопровод, диаметром 0,5 м длиной 1000 м. Отметка уровня воды в источнике питания насоса 20,0 м. Отметка уровня воды в напорном бассейне 50,00 м.

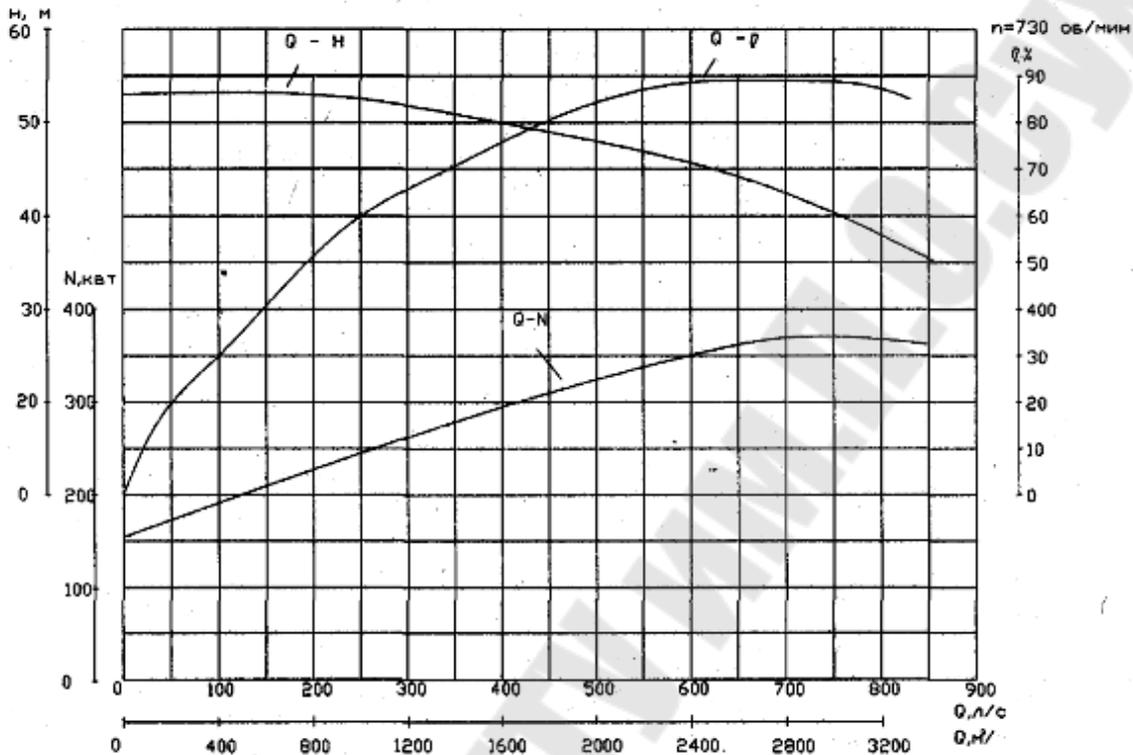


Рис. 3.15. Характеристика насоса Д2500-45

3.22. Два одинаковых насоса работают параллельно и подают воду в открытый резервуар из колодца на высоту H по трубопроводу диаметром d , длиной L (таблицы 3.8 и 3.9) с коэффициентом гидравлического трения $\lambda = 0,03$ и суммарным коэффициентом местных сопротивлений $\sum \zeta = 30$.

Определить рабочую точку (подачу и напор) при совместной работе насосов на сеть.

Таблица 3.8

Характеристика насоса

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

Таблица 3.9

Исходные данные к задаче 3.22

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
H , м	24	30	45	40	60	30	25	40	50	60
d , мм	310	185	180	180	200	170	1330	170	190	250
L , м	320	190	185	190	210	175	125	175	200	260
Q_0 , м ³ /с	0,05	0,06	0,07	0,065	0,10	0,05	0,025	0,06	0,08	0,15
H_0 , м	80	100	150	130	200	100	80	140	160	200

3.23. Два одинаковых насоса работают последовательно и подают воду в открытый резервуар из колодца на высоту H .

Определить рабочую точку (напор и подачу) при совместной работе насосов на сеть, если коэффициент сопротивления сети (системы) $\sum \zeta = 1200$, а диаметр трубопровода d . Данные, необходимые для построения характеристики таблица 3.8, 3.10).

Таблица 3.10

Исходные данные к задаче 3.23

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
H , м	60	24	30	45	40	60	30	25	40	50
d , мм	260	320	195	190	190	210	180	135	180	200
Q_0 , м ³ /с	0,15	0,05	0,06	0,07	0,065	0,10	0,05	0,025	0,06	0,08
H_0 , м	200	80	100	150	130	200	100	80	140	160

3.24. Вода перекачивается насосом из бака A , где поддерживается постоянный вакуум $p_{\text{вак}} = 75$ кПа (рис. 3.16), в расположенный ниже открытый резервуар B по трубопроводу длиной $l = 10$ м и диаметром $d = 50$ мм. Из резервуара B вода возвращается в бак A по такому же трубопроводу.

Определить, какие напоры должны создавать насосы 1 и 2 , чтобы в системе циркулировал расход $Q = 6$ л/с, если перепад уровней $h = 5$ м. Коэффициент трения $\lambda = 0,03$, суммарный коэффициент местных сопротивлений $\sum \zeta = 6,5$. При каком вакууме $p_{\text{вак1}}$ насосы будут создавать одинаковые напоры?

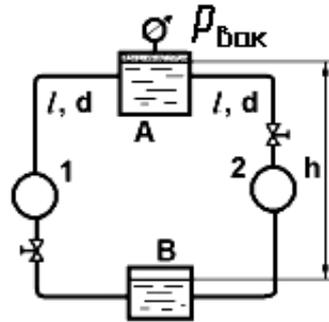


Рис. 3.17. Схема к задачам 3.24

3.25. Определить суммарную мощность двух насосов марки 4К-18 (рис. 3.18), работающих параллельно на один трубопровод, если расход воды в трубопроводе $Q = 18$ л/с.

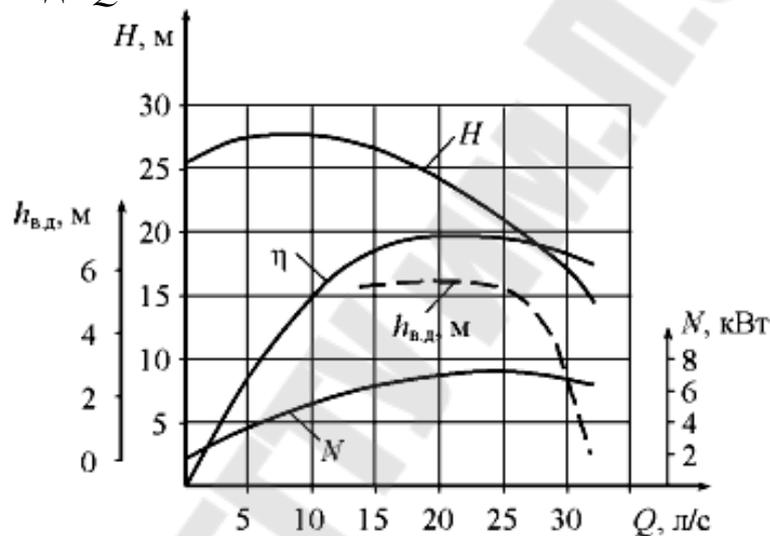


Рис. 3.18. Характеристика насоса 4К-18 к задачам 3.25, 3.26

3.26. Определить суммарную мощность двух центробежных насосов марки 4К-18 (рис. 3.18), работающих последовательно на один трубопровод, если расход воды в трубопроводе $Q = 25$ л/с.

3.27. Выполнить упрощенный гидравлический расчет разомкнутой (тупиковой) сети сельхозводоснабжения, которая предназначена для населенного пункта с производственно-хозяйственным комплексом.

На основании генерального плана хозяйства составлена схема водопроводной сети (см. на рис. 3.19 схему, соответствующую номеру варианта в таблице 3.11). Известны условные геодезические отметки ∇_i узловых точек, длина участков трубопровода между ними, путевой расход $Q_{\text{п}}$ и расходы Q_i в узловых точках, соответствующие общему максимальному расходу водопроводной сети, необходимый свободный напор $[H_{\text{св}}]$.

Таблица 3.11

Исходные данные для задачи 3.27

Вариант	1	2	3	4	5
Рисунок	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>
Расход, л/с					
Q_5	2,5	3,4	5,4	2,6	5,5
Q_6	2,8	3,9	4,7	2,3	5,0
Q_7	2,2	3,0	6,0	2,1	---
Q_{Π}	4,0	4,5	6,1	4,2	8,1
Необходимый свободный напор $[H_{св}]$, м	10	12	14	10	12
Длина всасывающего трубопровода L_{1-2} , м	12	18	21	9	14
Длина участка напорного трубопровода L , м	440	360	320	220	270
Материал напорных труб	Полиэтилен	Чугун	Сталь	Полиэтилен	Сталь

Определить:

- 1) расчетные расходы и выбрать диаметры труб для всех участков трубопровода;
- 2) вычислить напоры в узловых точках;
- 3) построить график пьезометрических напоров;
- 4) определить основные параметры водонапорной башни (минимальный напор, регулирующий и полный объемы бака), работающей совместно с насосной станцией в автоматическом циклическом режиме;
- 5) выбрать соответствующий типоразмер насосного агрегата.

Указание. Рекомендуется следующий порядок расчета.

- 1) Определяется расчетный расход на каждом участке сети последовательно по формуле:

$$Q_{pi} = Q_T + 0,55 \cdot Q_{\Pi},$$

где Q_T – транзитный расход пропускаемый дальше рассматриваемого участка трубопровода;

Q_{Π} – путевой расход на этом участке;

0,55 – коэффициент хода, определяющий в среднем долю путевого расхода, участвующего совместно с транзитным расходом в создании потерь напора на рассматриваемом участке.

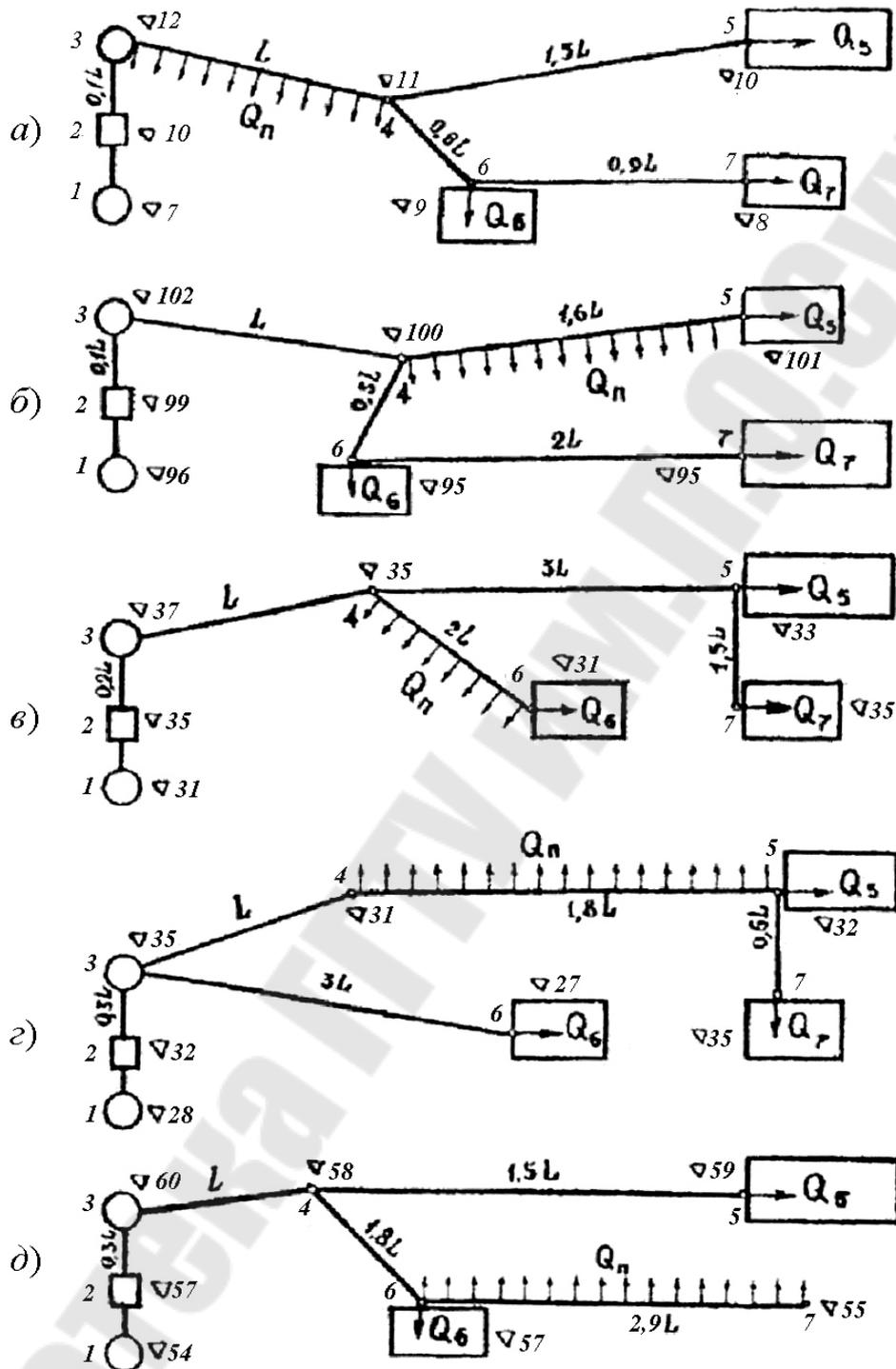


Рис.3.19. Схемы к гидравлическому расчету разомкнутой сети сельхозводоснабжения: 1 – резервуар чистой воды; 2 – насосная станция; 3 – водонапорная башня; 4...7 – производственно-хозяйственные объекты

2) Определить оптимальные диаметры трубопроводов в зависимости от расчетных расходов на каждом участке (приложение Ж).

3) По известным значениям расхода и диаметра определяется средняя скорость потока на каждом участке по формуле:

$$v_i = \frac{4 \cdot Q_{pi}}{\pi \cdot d_i^2} \text{ м/с.}$$

4) Затем по приложению Ж находятся соответствующие величины удельных сопротивлений $A_{кв}$ в трубах и поправочные коэффициенты θ на степень турбулентности потока в зависимости от скорости v движения воды, которые подставляются в уравнение для вычисления потерь напора.

5) Определить потери напора по формуле:

$$\Delta h_{п.i} = A_{кв.i} \cdot Q_{pi}^2 \cdot l_i \cdot \Theta_i,$$

где l_i – длина i -ого участка трубопровода.

6) Определение свободных напоров в узловых точках. **Свободным** называется пьезометрический напор, отсчитываемый от геодезической отметки ∇ поверхности земли.

Расчет выполняется из условия, что свободный напор в любом узле, где имеется отбор воды, должен быть не меньше некоторой минимальной величины $[H_{св}]$, называемой необходимым напором – это наименьший напор, при котором обеспечивается нормальная работа технических устройств водопотребителей.

В конечных точках системы принимаются свободные напоры равными заданному $[H_{св}]$.

Последовательно вычислить свободные напоры во всех узлах, составляя уравнения для соседних узлов и двигаясь навстречу потоку.

Например, если в узле 7 (рис. 3.19, а) принять $H_{св7} = [H_{св}]$, то в узлах 6 и 4 свободные напоры вычисляются по следующим формулам:

$$H_{св6} = [H_{св}] + \nabla_7 - \nabla_6 + h_{6-7},$$

$$H_{св4} = [H_{св}] + \nabla_6 - \nabla_4 + h_{4-6},$$

где h_{6-7} ; h_{4-6} – потери напора соответственно на участках 6–7 и 4–6.

Аналогично определяются свободные напоры в других узлах.

7) Выявляется диктующая точка (в которой свободной напор наименьший) и главное направление (от начала сети до диктующей точки), а так же отвод от главного направления.

Если в диктующей точке не выполняется условие $H_{св.д} > [H_{св}]$, то необходимо добавить к ней напор до $[H_{св}]$, соответственно повысить напоры в остальных точках на величину этой добавки. Если окажется при этом, что свободный напор в конечной точке отвода значительно превышает $[H_{св}]$, то целесообразно погасить это превышение, подобрав меньшие диаметры труб на участках отвода.

8) Определить часовую подачу насоса. При автоматической циклической работе насосной станции с водонапорной башней часовая подача насоса принимается равной максимальному часовому расходу системы или несколько большей (до 20%):

$$Q_H = (1,0 \dots 1,2) \cdot 3,6 \cdot \Sigma Q_i,$$

где ΣQ_i – суммарный расход потребителей, л/с.

9) Определить регулирующий объем бака водонапорной башни по формуле:

$$W_p = Q_H / 4 \cdot z_{\max},$$

где z_{\max} – максимально допустимое число циклов, т.е. включений насосного агрегата в час (2...6).

10) Определить высоту водонапорной башни H_6 по свободному напору в точке ее установки (узел 3).

11) Определить напор насоса H_H нужно учесть кроме высоты водонапорной башни разность отметок ($\nabla_3 - \nabla_1$) и сопротивления трубопровода 2–3 и 1–2 по формуле:

$$H_H = H_6 + \Delta h_{п.3-2} + \Delta h_{п.2-1} + \nabla_3 - \nabla_1,$$

где $\Delta h_{п.2-1}$ – потери на всасывающем трубопроводе, определяются по формуле

$$\Delta h_{п.2-1} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \cdot \frac{v_{2-1}^2}{2 \cdot g} \text{ м},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси), $l = \nabla_2 - \nabla_1$ – длина трубопровода, $\Sigma \zeta$ – сумма коэффициентов всех местных сопротивлений по трубопроводу. Принимаем, что в типовой насосной установке на всасывающем трубопроводе существуют следующие местные сопротивления [8] (приложение Г):

– вход в трубу, снабженный приемной сеткой и клапаном $\zeta_{вх} = 5$,

– резкий поворот на 90° $\zeta_k = 1,1$.

d – диаметр трубопровода по рекомендуемая средняя скорость на всасывании [9] $v_{вс} = 0,6 \dots 1,0$ м/с.

Далее необходимо округлить расчетное значение диаметра до ближайшего стандартного большего (приложение В) и уточнить скорость во всасывающем трубопроводе; определить режим движения жидкости и коэффициент гидравлического трения.

13) По полученным значениям Q_n и H_n подбирается в каталоге или другой справочной литературе [10] соответствующий типоразмер насосного агрегата (приложение Е).

4. Допускаемая высота всасывания центробежного насоса. Кавитация

Жидкость по всасывающему трубопроводу к рабочему колесу насоса перемещается под действием силы (сила равна произведению давления на внутреннюю площадь сечения трубопровода), возникающей из-за разности давлений в приемном резервуаре и давлении в потоке у входа в колесо. Вращающееся рабочее колесо раскручивает жидкость, которая под действием центробежных сил перемещается в напорный трубопровод. В результате, поскольку жидкость уходит из колеса, давление на входе в колесо понижается [1]– [7].

Если давление во входной части насоса понизится до некоторого критического значения (для дегазированных жидкостей до давления насыщенных паров), возникает **кавитация** – нарушение сплошности потока вследствие выделения паров и растворенных газов (т.е. это кипение жидкостей при нормальных температурах из-за пониженного давления). Кавитация сопровождается характерным шумом, вибрацией насосной установки, падением напора, подачи, мощности и КПД.

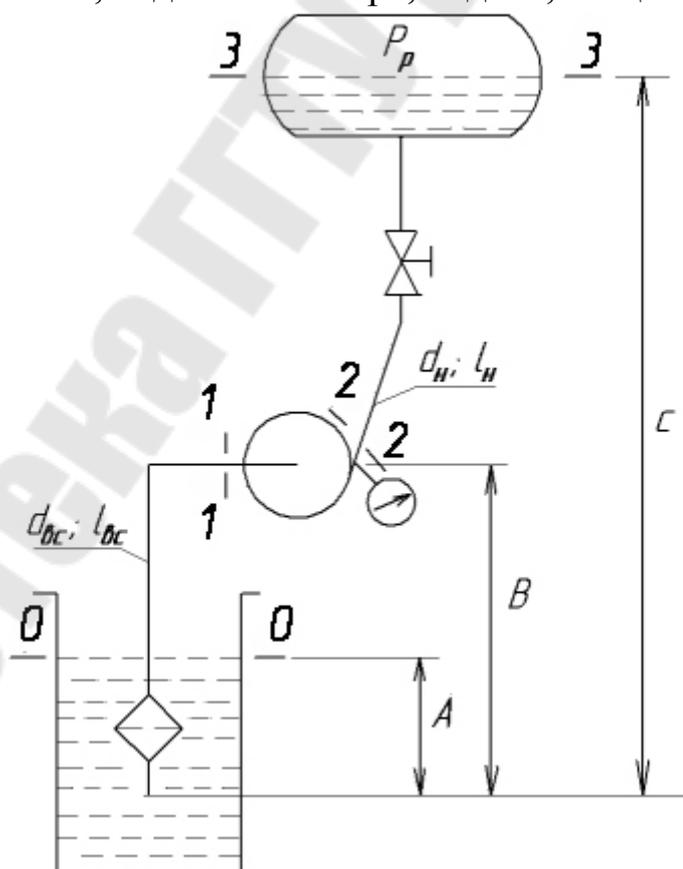


Рис. 4.1. Насосная установка

Из уравнения Бернулли для сечений 0–0 и 1–1 относительно плоскости 0–0 (рис. 4.1) следует, что давление p_1 у входа в насос и, следовательно, в рабочем колесе насоса тем меньше, чем больше высота всасывания $H_{\text{вс}} = B - A$ и потери напора $\Delta h_{\text{п.вс}}$ в трубопроводе:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} - h_{\text{вс}} - \Delta h_{\text{п.вс}} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g},$$

где p_0 – абсолютное давление в приемном резервуаре (чаще всего p_0 равно атмосферному давлению p_a);

$v_{\text{вс}}$ – скорость во всасывающем трубопроводе.

Нормальная работа насоса возможна лишь в том случае, когда давление в любой точке перекачиваемого потока выше давления насыщенных паров жидкости $p_{\text{н.п}}$ при данной температуре. В случае, когда давление жидкости становится равным давлению насыщенных паров $p_{\text{н.п}}$ жидкость закипает и возникает кавитация.

Для обеспечения надежной работы насоса давление на всасывании (допускаемая высота всасывания) должно быть гарантированно больше давления насыщенных паров, поэтому высота всасывания уменьшается на величину допустимого кавитационного запаса $\Delta h^{\text{доп}}$:

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{p_0 - p_{\text{н.п}}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} - \Delta h_{\text{п.вс}} - \Delta h^{\text{доп}},$$

где $p_{\text{н.п}}$ – давление насыщенных паров (приложение Б);

$\Delta h^{\text{доп}} = (1,1 \dots 1,3) \cdot \Delta h_{\text{кр}}$ – допустимый кавитационный запас;

$\Delta h_{\text{кр}}$ – критический кавитационный запас, который при возникновении кавитации и снижении напора на 2–3 % (первый критический режим), определяемый по формуле С.С. Руднева:

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3},$$

где n – частота вращения вала насоса, об/мин;

Q – подача, м³/с;

c – кавитационный коэффициент быстроходности, зависящий от конструктивных особенностей насосов:

— $c < 600 \dots 700$ – для насосов с малой противокавитационной стойкостью;

— $c = 800 \dots 1000$ – для обычных насосов;

— $c = 1300 \dots 3000$ – для насосов с повышенными кавитационными свойствами.

Библиотека ГГТУ им. П.О.Сухого

Пример решения задачи

Определить допускаемую высоту всасывания центробежного насоса, который при частоте вращения $n = 2900$ об/мин имеет подачу $Q = 17,5$ л/с, если длина всасывающей трубы $l_{\text{вс}} = 12$ м, ее диаметр $d = 120$ мм, сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum \zeta = 8$, шероховатость стенок трубы $\Delta = 0,2$ мм, температура перекачиваемой воды $t = 20$ °С, атмосферное давление $p_a = 100$ кПа, диаметр всасывающего патрубка $d_{\text{вс}} = 120$ мм.

Как изменится допускаемая высота всасывания при увеличении диаметра всасывающего трубопровода до $d_1 = 150$ мм? Кавитационный коэффициент быстроходности в формуле С.С. Руднева принять равным 900.

Решение.

Допускаемая высота всасывания определяется по формуле:

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{p_0 - p_{\text{н.п}}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} - \Delta h_{\text{п.вс}} - \Delta h^{\text{доп}}.$$

Скорость движения жидкости во всасывающем патрубке насоса и во всасывающем трубопроводе первоначально равны (из-за равенства диаметров) и определяются по формуле:

$$v = v_{\text{вс}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,0175}{3,14 \cdot 0,12^2} = 1,55 \text{ м/с.}$$

Режим течения жидкости определяется по числу Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,55 \cdot 0,12}{0,01 \cdot 10^{-4}} = 186000,$$

где $\nu = 0,01$ см²/с – кинематическая вязкость воды при температуре 20 °С.

Потери напора во всасывающей трубе определяются по формуле:

$$\Delta h_{\text{п.вс}} = \left(\lambda \cdot \frac{l_{\text{вс}}}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, определяется в зависимости от того в какой зоне турбулентного режима находится расчетное число Рейнольдса. Определим границы зон:

$$10 \cdot \frac{d}{\Delta} = 10 \cdot \frac{120}{0,2} = 6000; \quad 500 \cdot \frac{d}{\Delta} = 500 \cdot \frac{120}{0,2} = 300000.$$

Т.к. $10 \cdot \frac{d}{\Delta} < \text{Re} < 500 \cdot \frac{d}{\Delta}$, то находим коэффициент гидравлического трения по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,2}{120} + \frac{68}{186000} \right)^{0,25} = 0,0233.$$

Следовательно:

$$\Delta h_{\text{п.вс}} = \left(0,0233 \cdot \frac{12}{0,12} + 8 \right) \cdot \frac{1,55^2}{2 \cdot 9,81} = 1,26 \text{ м.}$$

Критический кавитационный запас определяется по формуле:

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3} = 10 \cdot \left(\frac{2900 \cdot \sqrt{0,0175}}{900} \right)^{4/3} = 3,19 \text{ м;}$$

Допускаемый кавитационный запас определяется по формуле:

$$\Delta h^{\text{доп}} = 1,3 \cdot \Delta h_{\text{кр}} = 1,3 \cdot 3,19 = 4,15 \text{ м.}$$

Давление насыщенных паров при 20 °С $p_{\text{н.п}} = 2,4$ кПа (приложение Б).

Допускаемая высота всасывания равна:

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{100000 - 2400}{1000 \cdot 9,81} - \frac{1,55^2}{2 \cdot 9,81} - 1,26 - 4,15 = 4,43 \text{ м.}$$

Если диаметр трубопровода увеличится до $d_1 = 150$ мм, то потери напора во всасывающем трубопроводе уменьшатся, а допускаемая высота всасывания увеличится в соответствии со следующими величинами:

$$v_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,0175}{3,14 \cdot 0,15^2} = 0,99 \text{ м/с;}$$

$$\text{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{0,99 \cdot 0,15}{0,01 \cdot 10^{-4}} = 148000;$$

$$\lambda_1 = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_1} + \frac{68}{\text{Re}_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,2}{120} + \frac{68}{148000} \right)^{0,25} = 0,0227;$$

$$\Delta h_{\text{п.вс1}} = \left(\lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \left(0,0227 \cdot \frac{12}{0,15} + 8 \right) \cdot \frac{0,99^2}{2 \cdot 9,81} = 0,49 \text{ м;}$$

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{p_a - p_{\text{н.п}}}{\rho \cdot g} - \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - \Delta h_{\text{п.вс1}} - \Delta h;$$

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{100000 - 2400}{1000 \cdot 9,81} - \frac{0,99^2}{2 \cdot 9,81} - 0,49 - 4,15 = 5,27 \text{ м.}$$

Задачи для самостоятельного решения

4.1. Центробежный насос (рабочая характеристика при частоте вращения $n = 2900$ об/мин представлена на рис. 4.2, а) подает воду с температурой 20°C по всасывающему трубопроводу ($l_1 = 15$ м, $d_1 = 150$ мм, $\lambda_1 = 0,018$, $\sum \zeta_1 = 6$) и напорному трубопроводу ($l_2 = 43$ м, $d_2 = 125$ мм, $\lambda_2 = 0,02$, $\sum \zeta_2 = 38$) на высоту $h = 11$ м. Найти допускаемую высоту всасывания, если диаметр всасывающего патрубка $d_{\text{вс}} = 100$ мм.

При какой максимальной подаче насос будет работать в бескавитационном режиме при высоте всасывания $h_{\text{вс}} = 1$ м?

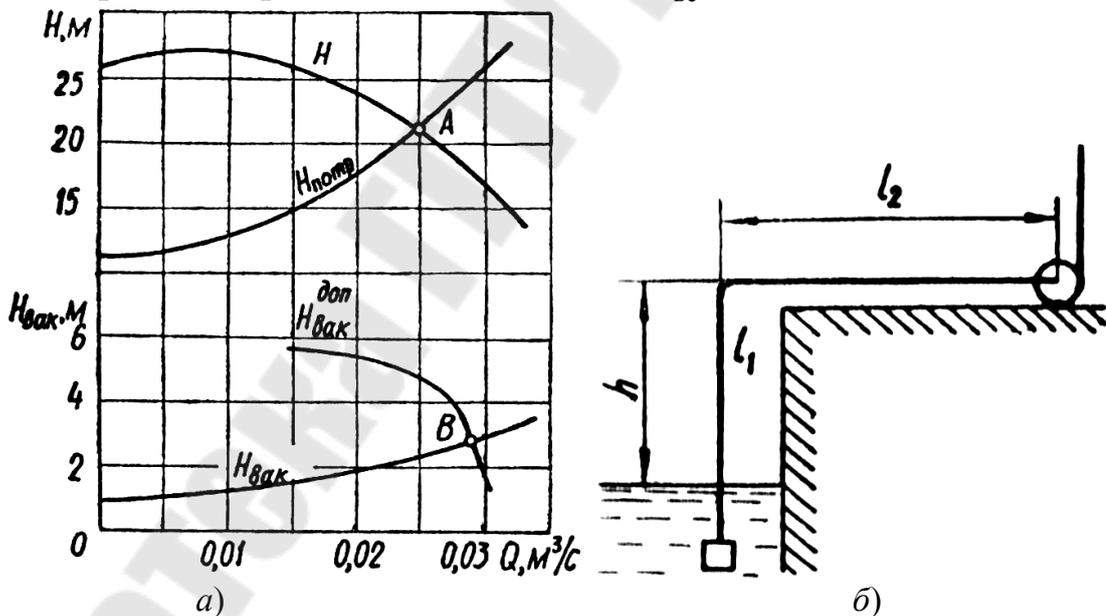


Рис. 4.2. Рабочая характеристика центробежного насоса (а) и насосная установка к задаче 4.1 (б)

4.2. Определить наибольшее допускаемое расстояние l_2 от колодца до центробежного насоса, который при частоте вращения $n = 2900$ об/мин имеет подачу $Q = 8$ л/с, если температура воды $t = 20^\circ\text{C}$, высота всасывания $h = h_{\text{вс}} = 6,9$ м, длина вертикального участка трубопровода $l_1 = 8,2$ м, диаметр трубопровода $d = 100$ мм,

шероховатость $\Delta = 0,2$ мм, коэффициент сопротивления всасывающего клапана $\zeta_1 = 5$, коэффициент сопротивления колена $\zeta_2 = 0,3$ (рис. 4.2, б).

4.3. Рассчитать и построить зависимость допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса, характеристика которого приведена на рис. 3.18, установленного на высоте 1000 м над уровнем моря, где атмосферное давление составляет $p_{\text{атм}} = 90$ кПа.

4.4. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 3.18) работает при высоте всасывания $h_{\text{вс}} = 4$ м. Определить наибольшую подачу насоса, допустимую по условиям всасывания им жидкости, если потери напора во всасывающей трубе $\Delta h_{\text{п.вс}} = 0,8$ м, диаметр всасывающего трубопровода $d_{\text{вс}} = 100$ мм.

Указание. Точка пересечения кривой допустимой вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вс}}^{\text{доп}}$, с кривой, выражающей вакуумметрическую высоту перед насосом в данной установке, при различных Q определяет искомую наибольшую подачу.

4.5. Рассчитать и построить зависимость допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса при частоте вращения рабочего колеса $n = 2500$ об/мин. Характеристика насоса при $n = 2900$ об/мин приведена на рис. 3.18.

4.6. Рассчитать и построить зависимость допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса, характеристика которого приведена на рис. 3.18, при перекачивании воды с температурой $t = 60$ °С. Давление насыщенных паров воды при данной температуре $p_{\text{н.п}} = 0,0202$ МПа.

4.7. Определить высоту установки центробежного насоса относительно поверхности воды открытого в атмосферу расходного бака, если температура перекачиваемой воды $t = 80$ °С, потери напора во всасывающем трубопроводе $\Delta h_{\text{п.вс}} = 1,2$ м, диаметр всасывающего трубопровода $d = 100$ мм, подача насоса $Q = 25$ л/с, давление насыщенных паров воды $p_{\text{н.п}} = 0,0482$ МПа, характеристика центробежного насоса приведена на рис. 3.18.

4.8. Центробежный насос, характеристика которого приведена на рис. 3.18, перекачивает воду при температуре $t = 60$ °С по трубопроводу диаметром $d = 100$ мм. Определить высоту установки насоса относительно поверхности воды в закрытом расходном резервуаре, в котором давление насыщенных паров $p_{\text{н.п}} = 0,0202$ МПа. Потери напора во всасывающем трубопроводе $\Delta h_{\text{п.вс}} = 0,9$ м, а подача насоса $Q = 20$ л/с.

4.9. Определить кавитационный запас центробежного насоса при следующих исходных данных: вакуумметрическое давление во всасывающем патрубке насоса $p_{\text{вак}} = 0,4$ атм, подача насоса $Q = 25$ л/с, диаметр всасывающего патрубка насоса $d = 100$ мм, давление насыщенных паров при температуре воды $t = 25^\circ\text{C}$ $p_{\text{н.п}} = 0,0032$ МПа.

4.10. Определить предельную теоретическую высоту всасывания центробежного насоса с подачей $Q = 17$ л/с без учета запаса на кавитацию при температуре воды $t = 80^\circ\text{C}$ и барометрическом давлении $p_{\text{атм}} = 760$ мм рт. ст. Диаметр всасывающего трубопровода $d = 100$ мм, а суммарный коэффициент сопротивления всасывающего трубопровода $\Delta\zeta = 8,5$.

4.11. Центробежный насос с подачей $Q = 28$ л/с и напором $H = 70$ м установлен на высоте 1000 м над уровнем моря. Определить предельную высоту всасывания при температуре воды $t = 50^\circ\text{C}$, обеспечивающую отсутствие кавитации, если диаметр всасывающего трубопровода $d = 125$ мм, его длина $l = 10$ м, а эквивалентная длина местных сопротивлений $l_{\text{э}} = 13,5$ м. Коэффициент трения принять равным $\lambda = 0,028$.

4.12. Компенсационный бачок системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания расположен на 0,5 м выше оси вращения вала насоса и соединен с атмосферой. Определить кавитационный запас и разность между ним и критическим кавитационным запасом при температуре воды $t = 80^\circ\text{C}$ ($p_{\text{н.п}} = 45$ кПа), если кавитационный коэффициент быстроходности, по формуле Руднева, $c = 1200$; расход $Q = 5$ л/с; $n = 6000$ об/мин; $p_{\text{атм}} = 740$ мм рт. ст. Диаметр входного трубопровода $d = 40$ мм.

4.13. Определить разность между кавитационным запасом и критическим кавитационным запасом для центробежного насоса предыдущей задачи при движении по шоссе (высота над уровнем моря $H = 4200$ м, атмосферное давление $p_{\text{атм}} = 740$ мм рт. ст.).

4.14. Определить максимальный расход воды Q , который можно допустить во всасывающем трубопроводе насоса из условия отсутствия кавитации перед входом в насос (рис. 4.3), если высота всасывания $h = 4$ м, размеры трубопровода: $l = 6$ м; $d = 24$ мм; предельное давление бензина принять $p_{\text{в}} = 40$ кПа. Режим течения считать турбулентным. Коэффициент сопротивления приемного фильтра $\zeta_{\text{ф}} = 2$; коэффициент сопротивления трения $\lambda_{\text{т}} = 0,03$; $p_{\text{атм}} = 750$ мм. рт. ст.

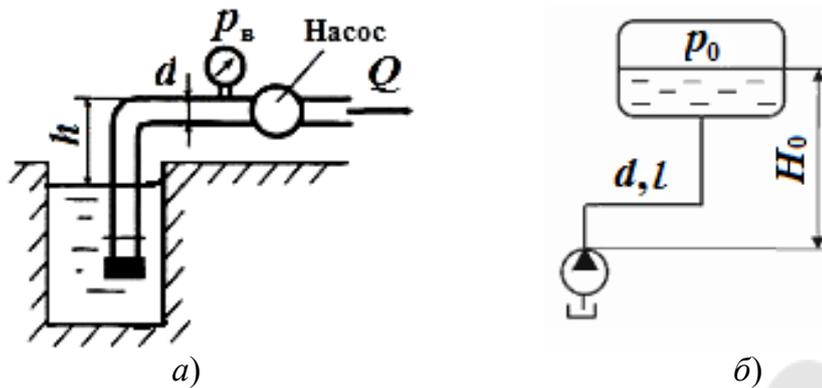


Рис. 4.3. Насосные установки к задачам 4.14 (а) и 4.15 (б)

4.15. Определить предельную высоту всасывания масла насосом при подаче $Q = 0,4$ л/с из условия бескавитационной работы насоса, считая, что абсолютное давление перед входом в насосе должно быть $p \geq 30$ кПа. Длина и диаметр всасывающего трубопровода: $l = 2$ м; $d = 20$ мм. Плотность масла $\rho = 900$ кг/м³, вязкость $\nu = 2$ Ст. Атмосферное давление 750 мм.рт.ст. Сопротивлением входного фильтра пренебречь.

4.16. Центробежный насос ($Q = 75$ м³/ч) подает из резервуара, абсолютное давление на поверхности которого 1 МПа, воду, нагретую до температуры $t = 60^\circ\text{C}$ (рис. 4.4). Диаметр всасывающего трубопровода $d = 50$ мм, длина $l = 8$ м. На трубопроводе установлены задвижка, коэффициент сопротивления которой $\zeta_3 = 2$, и всасывающий клапан с сеткой $\zeta_{\text{кл}} = 4,8$. Коэффициент трения $\lambda = 0,04$. Рассчитать предельное значение высоты всасывания $H_{\text{вс}}^{\text{доп}}$, при которой обеспечивается бескавитационный режим работы насоса.

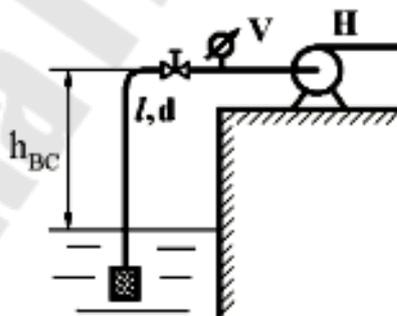


Рис. 4.4. Насосная установка к задаче 4.16

4.17. Вычислить геометрическую высоту всасывания центробежного насоса, подача которого 10 л/с. Диаметр всасывающего трубопровода 80 мм. Кавитационный запас принять равным 2 м. Температура транспортируемой воды 10°C ; 30°C (при расчетах считать что трубы до данного момента не эксплуатировались, а ось всасывающего стального трубопровода совпадает с осью насоса).

Приложение А.

Таблица П.1

Преобразование единиц

<i>Расход (подача), объемный расход (объемная подача)</i>			
м ³ /с	м ³ /ч	л/с	галл./мин
1	3600	1000	158,52
$0,277778 \cdot 10^{-3}$	1	0,277778	4,4
10^{-3}	3,6	1	15,852
0,000063	0,2271	0,063	1
<i>Массовый расход</i>			
кг/с		кг/ч	
1		3600	
$0,277778 \cdot 10^{-3}$		1	
<i>Скорость</i>			
м/с	км/ч	фут/с	
1	3600	3,28	
$0,277778 \cdot 10^{-3}$	1	0,9119	
0,3048	1,097	1	
<i>Частота вращения</i>			
об./мин	с ⁻¹	рад/с	
1	$16,67 \cdot 10^{-3}$	0,105	
60	1	6,28	
9,55	0,1592	1	
<i>Давление</i>			
кПа	бар	м вод.с.	
1	0,01	0,102	
100	1	10,197	
9,807	$98,07 \cdot 10^{-3}$	1	
<i>Температура</i>			
К		°С	
1		$t(^{\circ}\text{C}) = T - 273,15\text{K}$	
$T(\text{кельвин}) = 273,1541 + t$		1	
<i>Работа, энергия</i>			
Дж		кВт·ч	
1		$0,277778 \cdot 10^{-6}$	
$3,6 \cdot 10^6$		1	
<i>Кинематическая вязкость</i>		<i>Динамическая вязкость</i>	
м ² /с	сСт	Па·с	сП
1	10^6	1	10^3
10^{-6}	1	10^{-3}	1

Приложение Б

Таблица П.2

Физические константы воды

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$\rho_{\sigma},$ МПа	$\nu \cdot 10^{-6},$ м ² /с	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$\rho_{\sigma},$ МПа	$\nu \cdot 10^{-6},$ м ² /с
1	1000,0	0,00066	1,7890	130	935,1	0,27009	0,2180
5	1000,0	0,00087	1,5150	135	931,1	0,31289	0,2120
10	1000,0	0,00123	1,3060	140	926,3	0,36130	0,2060
15	999,1	0,00171	1,1420	145	921,7	0,41550	0,2020
20	998,2	0,00233	1,0060	150	917,2	0,47660	0,1980
25	997,1	0,00317	0,8965	155	912,4	0,54330	0,1940
30	995,7	0,00495	0,8048	160	907,6	0,61790	0,1900
35	994,1	0,00562	0,7246	165	902,5	0,70070	0,1850
40	992,2	0,00737	0,6583	170	897,3	0,79210	0,1810
45	990,0	0,00952	0,6015	175	892,9	0,89240	0,1770
50	988,1	0,01233	0,5561	180	886,6	1,00250	0,1730
55	985,7	0,01574	0,5139	185	881,8	1,12290	0,1700
60	983,2	0,01990	0,4779	190	875,0	1,25480	0,1660
65	980,6	0,02560	0,4445	195	870,3	1,39820	0,1640
70	977,8	0,03115	0,4154	200	862,8	1,55430	0,1600
75	974,9	0,03854	0,3891	210	850,0	1,90720	0,1540
80	971,8	0,04733	0,3658	220	837,0	2,31910	0,1490
85	968,7	0,05779	0,3446	230	823,0	2,79680	0,1450
90	965,3	0,07008	0,3258	240	809,0	3,34630	0,1410
95	961,9	0,08451	0,3099	250	794,0	3,97520	0,1370
100	958,4	0,10130	0,2942	260	779,0	4,69120	0,1350
105	955,1	0,12077	0,2790	270	765,0	5,50100	0,1330
110	951,0	0,14324	0,2550	280	750,0	6,41370	0,1310
115	947,0	0,10903	0,2440	290	720,0	7,43920	0,1290
120	943,5	0,19850	0,2350	300	700,0	8,59120	0,1280
125	939,0	0,23206	0,2260	310	680,0	9,87660	0,1280

Таблица П.3

Зависимость давления насыщенных паров от температуры для
некоторых жидкостей

Жидкость	$p_{\text{н.п}}, \text{кПа, при температуре, } ^\circ\text{C}$					
	20	40	60	80	100	120
Вода	2,4	7,5	20,2	48,2	103	199
Бензин Б-70	16,3	83,2	55,8	103	—	—
Керосин Т-1	3,94	5,75	7,47	12,1	20,3	35
Спирт	8	20	49,3	—	—	—
Масла:						
индустриальное И-20	—	—	0,14	0,30	0,40	0,60
индустриальное И-50	—	—	—	—	0,14	0,30
АМГ-10	—	—	0,40	0,80	1,80	3,10

Таблица П.4

**Характеристики некоторых жидкостей при давлении 0,1
МПа**

Жидкость	Температура t , °С	Плотность ρ , кг/м ³	Удельный вес γ , Н/м ³	Относительная плотность δ
1	2	3	4	5
Аммиак	–34	684	6710	0,684
Анилин	15	1004	9849	1,004
Ацетон	20	792	7770	0,792
Бензин:				
– авиационный	20	739–780	7250–7652	0,739–0,780
– автомобильный	20	712–761	6980–7470	0,712–0,761
Глицерин (безводный)	20	1260	12360	1,26
Вода:				
– дистиллированная	20	998,2	9790	0,998
– морская	20	1020–1030	10006–10104	1,02–1,03
Керосин (ГОСТ 4753–68)	20	790–860	7770–8240	0,79–0,86
Мазут	15	890–940	8731–9221	0,89–0,94
Дизельное топливо	20	831–861	8150–8450	0,831–0,861
Масло:				
– автотракторное	20	925–930	9070–9120	0,925–0,93
– веретенное АУ (ГОСТ 6794–75)	50	888–896	8711–8790	0,888–0,896
– для гидравлических систем АМГ–30 (ГОСТ 6794–75)	50	850	8340	0,85
Масло индустриальное общего назначения без присадок (ГОСТ 20799–75)				
– И–5А	50	890	8731	0,89
– И–8А	50	900	8829	0,90
– И–12А	50	880	8633	0,88
– И–20А	50	885	8682	0,885
– И–25А; И–30А	50	890	8731	0,89
– И–40А	50	895	8780	0,895
– И–50А; И–70А	50	910	8927	0,91
– И–100А	50	920	9025	0,92

Окончание табл. П-4

Масло:				
– касторовое	20	960	9418	0,96
– кокосовое	15	930	9123	0,93
– турбинное 22; 30; 46; (ГОСТ 32–74)	50	900	8829	0,90
Молоко цельное	20	1029	10094	1,029
Нефть натуральная	20	760–900	7456–8829	0,76–0,90
Сероуглерод	20	1260–1290	12360–12650	1,26–1,29
Спирт:				
– метиловый	15	810	7946	0,81
– этиловый безводный	20	789	7740	0,789

Таблица П.5

Кинематическая вязкость некоторых жидкостей

Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^{-4}, \text{м}^2/\text{с}$
1	2	3
Анилин	20	0,0430
Бензин	18	0,0065
Глицерин:		
– 50%-й водный раствор	20	0,0598
– 86%-й водный раствор	20	1,0590
– безводный	20	8,7000
Дизельные топлива (ГОСТ 305–82)	20	0,018–0,060
Керосин	18	0,025
Мазут топочный (ГОСТ 10585–75)	80	0,438–1,18
Масло:		
– авиационное МС, МК, (ГОСТ 21743–76)	100	0,14–0,22
– веретенное АУ (ГОСТ 1642–75)	20	0,49
– промышленное (ГОСТ 20799–75):		
– И–5А	50	0,04–0,05
– И–8А	50	0,06–0,08
– И–12А	50	0,10–0,14
– И–25А	50	0,24–0,27
– И–30А	50	0,28–0,33

Окончание табл. П-5

– И-40А	50	0,35–0,45
– И-70А	50	0,65–0,75
– И-100А	50	0,90–1,18
– касторовое	20	10,02
– турбинное (ГОСТ 32–74; 9972–74):		
– ТП-30	50	0,28–0,32
– ТП-46	50	0,44–0,48
Молоко цельное	20	0,0174
Нефть:		
– легкая	18	0,250
– тяжелая	18	1,400
Сероуглерод	20	0,0029
Спирт этиловый безводный	20	0,0151
Эфир	20	0,0039

Таблица П.6

Кинематическая вязкость некоторых масел при разных температурах

Масло	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^{-4}$, м ² /с, при температуре t , °С					
	100	50	10	0	–5	–10
Автотракторное АК-15	0,50	1,24	40,8	155,2	450,0	1047
Веретенное АУ (ГОСТ 1642–75)	0,036	0,13	0,90	1,80	2,80	4,40
Для гидравлических систем АМГ-10 (ГОСТ 6794–75)	0,047	0,11	0,30	0,44	0,54	0,67
Индустриальное (ГОСТ 20799–75):						
– И-20	0,048	0,18	1,13	2,75	4,20	6,40
– И-45	0,081	0,42	5,01	11,90	19,5	59,9
– И-50 (машинное СУ)	0,085	0,50	8,33	22,9	41,7	83,8
Трансформаторное с присадкой ионол	0,03	0,09	0,50	0,89	1,24	1,77
Турбинное (ГОСТ 32–74; 9972–74):						
– ТП-22	0,06	0,22	2,13	4,76	7,73	9,10
– ТП-22 (из сернистых нефтей)	0,05	0,21	1,72	3,75	5,68	25,3
– ТП-30УТ	0,06	0,42	3,59	8,63	14,4	33,1

Таблица П.7

**Зависимость плотности ρ и кинематического коэффициента
вязкости ν некоторых жидкостей от температуры**

Вид жидкости	ρ , кг/м ³ при $t^{\circ}\text{C}$		ν 10 ⁻⁴ м ² /с при $t^{\circ}\text{C}$			
	20	50	20	40	60	80
Вода	998	–	0,010	0,0065	0,0047	0,0036
Нефть легкая	884	–	0,25	0,15	–	–
Нефть тяжелая	924	–	1,4	1,2	–	–
Бензин	745	–	0,0073	0,0059	0,0049	–
Керосин Т-1	808	–	0,025	0,018	0,012	0,010
Диз. топливо	846	–	0,38	0,12	–	–
Глицерин	1245	–	9,7	8,3	0,88	0,25
Ртуть	13550	–	0,0016	0,0014	0,0010	–
Масла:						
– трансформаторное	884	880	0,28	0,13	0,078	0,048
– АМГ-10	–	850	0,17	0,11	0,085	0,65
– веретенное АУ	–	892	0,48	0,19	0,098	0,059
– промышленное 12	–	883	0,48	0,19	0,098	0,059
– промышленное 20	–	891	0,85	0,33	0,14	0,08
– промышленное 30	–	901	1,8	0,56	0,21	0,11
– промышленное 50	–	910	5,3	1,1	0,38	0,16
– турбинное	–	900	0,97	0,38	0,16	0,088

Приложение В

Таблица П.8

Значения диаметров для водогазопроводных, электросварных и чугунных труб, мм

Трубы стальные							Трубы чугунные напорные, ГОСТ 5525 – 61 и ГОСТ 9583 – 61			
водогазопроводные (газовые), ГОСТ 3262 – 62			электросварные, ГОСТ 10704 – 63				класс ЛА		класс А	
наружный диаметр d_H	внутренний диаметр d	расчетный внутренний диаметр d_p	наружный диаметр d_H	толщина стенки δ	внутренний диаметр при данной толщине стенки d	расчетный внутренний диаметр d_p	внутренний диаметр d	расчетный внутренний диаметр d_p	внутренний диаметр d	расчетный внутренний диаметр d_p
10,2	6,2	5,2	70	2,5	65	64	52,6	51,6	–	–
13,5	9,1	8,1	76	2,5	71	70	–	–	–	–
17,0	12,6	11,6	89	2,5	84	83	–	–	–	–
21,3	15,7	14,7	102	3,0	96	95	83,6	82,6	–	–
26,8	21,2	20,2	121	3,0	115	114	103	102	–	–
33,5	27,1	26,1	140	3,0	134	133	128,2	127,2	–	–
42,3	35,9	34,9	168	4,5	159	158	153,4	152,4	–	–
48,0	41,0	40,0	180	4,5	171	170	–	–	–	–
60,0	53,0	52,0	219	4,5	210	209	203,6	202,6	–	–
75,5	67,5	66,5	273	6,0	261	260	254	253	–	–
88,5	80,5	79,5	325	7,0	311	311	304,4	304,4	–	–
101,3	93,3	92,3	377	7,0	363	363	–	–	352,4	352,4
114,0	105,0	104,0	426	6,0	414	414	–	–	401,4	401,4
140,0	131,0	130,0	480	7,0	466	466	–	–	450,6	450,6
165,0	156,0	155,0	530	7,0	516	516	–	–	500,8	500,8
–	–	–	630	7,0	616	616	–	–	600,2	600,2
–	–	–	720	7,0	706	706	–	–	699,4	699,4
–	–	–	820	8,0	804	804	–	–	799,8	799,8
–	–	–	920	8,0	904	904	–	–	899,2	899,2
–	–	–	1020	8,0	1004	1004	–	–	998,4	998,4
–	–	–	1220	9,0	1202	1202	–	–	1199,2	1199,2
–	–	–	1420	10,0	1400	1400	–	–	–	–
–	–	–	1520	10,0	1500	1500	–	–	–	–
–	–	–	1620	10,0	1600	1600	–	–	–	–

Значения эквивалентной шероховатости труб

Материал труб	$K_s (\Delta)$, мм
Новые тянутые трубы из стекла и цветных материалов	0,005
Новые бесшовные стальные трубы	0,03
Бесшовные стальные трубы после нескольких лет эксплуатации	0,2
Новые стальные сварные трубы	0,05
Стальные сварные трубы с незначительной коррозией после очистки	0,15
Стальные сварные трубы умеренно заржавленные	0,5
Стальные сварные трубы старые заржавленные	1,0
Новые оцинкованные стальные трубы	0,15
Оцинкованные стальные трубы после нескольких лет эксплуатации	0,5
Новые чугунные трубы	0,25
Обыкновенные водопроводные чугунные трубы, бывшие в употреблении	1,0
Новые асбестоцементные трубы	0,085
Асбестоцементные трубы, бывшие в эксплуатации	0,6
Полиэтиленовые трубы с диаметром:	
– до 200 мм	0,01
– больше 200 мм	0,05
Рукава и шланги резиновые	0,03

Приложение Г

Таблица П.10

Ориентировочные значения коэффициентов местных сопротивлений

Местное сопротивление	$\zeta_{\text{мест}}$
Вход в трубу при острых кромках	0,5
Вход в трубу со скругленными кромками	0,05–0,2
Вход в трубу, снабженный приемной сеткой и клапаном	5–10
Внезапное расширение трубы ($d_2 > d_1$)	$(1 - S_1/S_2)^2$
Внезапное сужение трубы ($d_2 < d_1$)	$0,5 \cdot (1 - S_1/S_2)$
Переходный расширяющийся конус ($d_2 \approx 2 \cdot d_1$)	5
Переходный сужающийся конус ($d_2 \approx 0,5 \cdot d_1$)	0,10
Выход из трубы под уровень	1,0
Выход из трубы свободный из прямой трубы	0,04–0,06
Резкий поворот трубы (колесо) на 90°	1,10
Плавный поворот трубы (отвод) на 90°	0,15
Задвижка при полном открытии	0,15
Дисковый затвор при полном открытии	0,10
Вентиль с прямым затвором при полном открытии	5
Обратный клапан шарикового типа	45–62
Расходомер–счетчик	8–12
Теплообменный аппарат	35–100

Приложение Д

Таблица П.11

Характеристика центробежных насосов типа К

Марка насоса	Подача, л/с	Напор, м	КПД	Частота вращения, мин ⁻¹
К 8/18	1,6	20,3	0,440	2900
	3,0	17,4	0,555	
	3,9	14,0	0,530	
К 20/30	2,8	34,5	0,506	2900
	5,5	30,8	0,640	
	8,3	24,0	0,635	
К 20/18	3,0	21,0	0,56	2900
	5,5	18,5	0,68	
	6,1	17,5	0,66	
К 45/55	8,3	62	0,544	2900
	12,5	57	0,635	
	16,7	50	0,663	
	19,5	44,5	0,630	
К 45/30	8,3	34,8	0,620	2900
	12,5	31,0	0,710	
	15,0	27,0	0,715	
К 90/85	18,0	98	0,630	2900
	25	91	0,680	
	32	81	0,685	
	37,5	72,5	0,660	
К 90/55	19,4	59,0	0,655	2900
	25,0	54,9	0,710	
	30,4	47,8	0,690	
	33,4	43,0	0,66	
К 90/35	18	37,7	0,72	2900
	25	34,6	0,780	
	33,3	28,0	0,745	
К 90/20	16,7	25,7	0,760	2900
	22,2	22,8	0,795	
	27,8	18,9	0,770	
К 160/30	30,6	36,5	0,70	1450
	38,8	35,9	0,75	
	47,2	32,5	0,765	
	52,8	31	0,75	
К 160/20	30,6	22,7	0,76	1450
	44,5	20,1	0,81	
	55,6	17,1	0,79	

Приложение Е. Сводные графики полей некоторых центробежных насосов

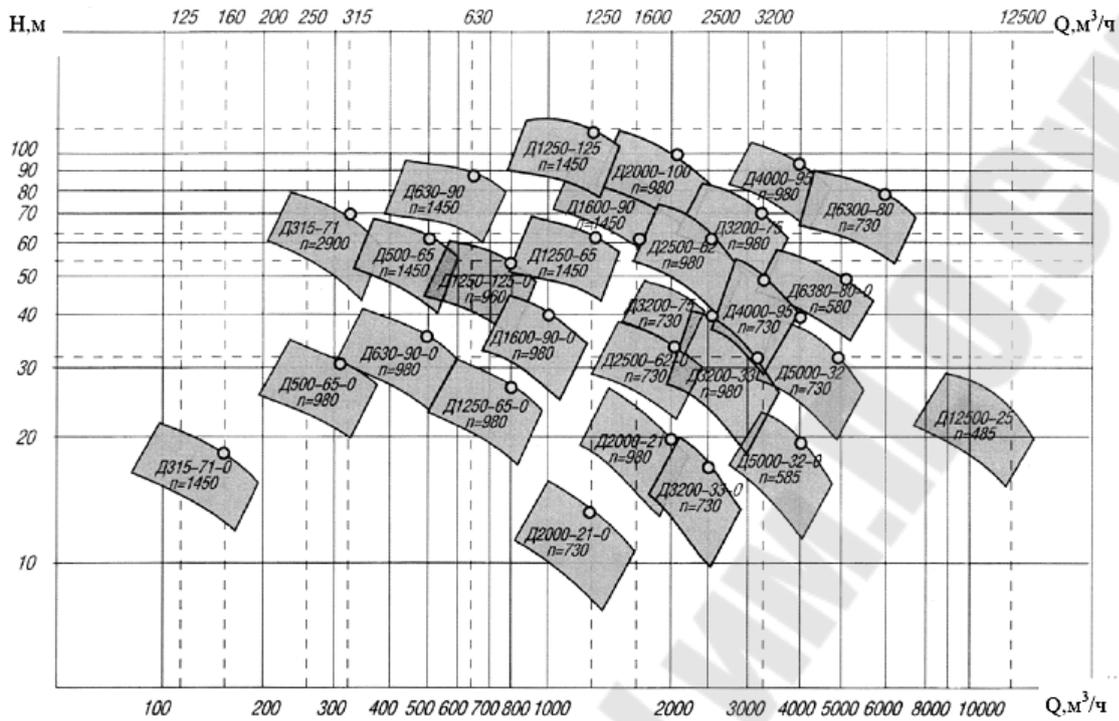


Рис. П.1. Сводный график рабочих полей лопастных насосов типа Д

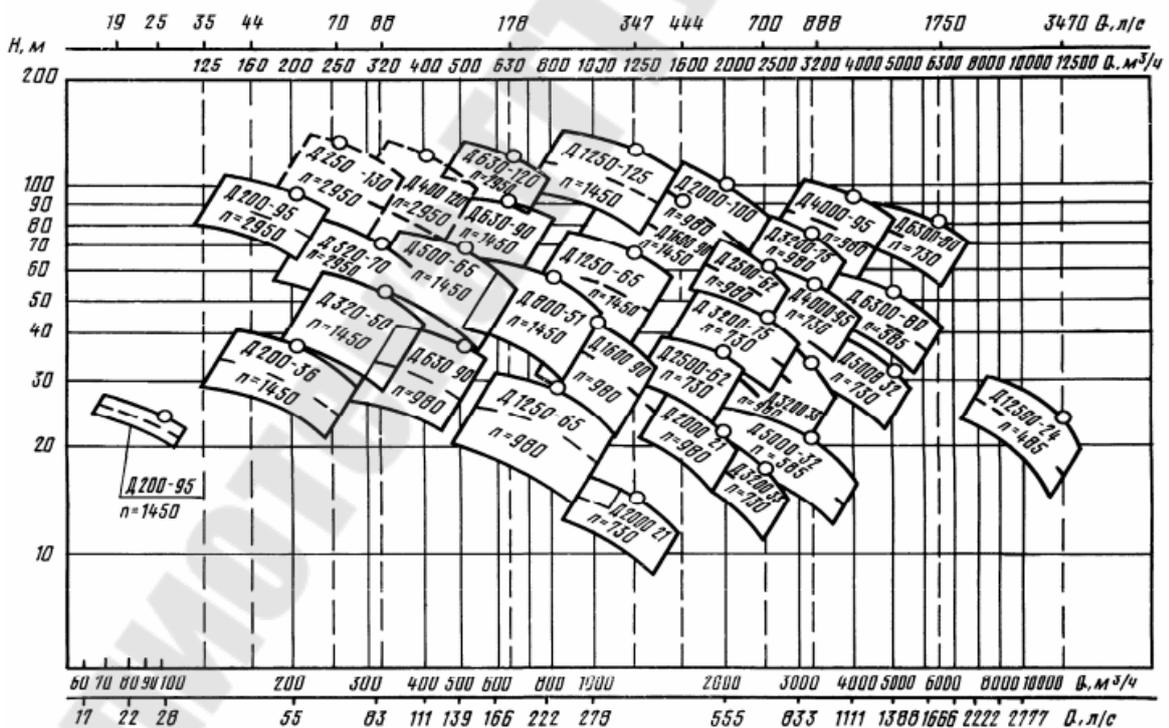


Рис. П.2. Сводный график рабочих полей лопастных насосов типа Д

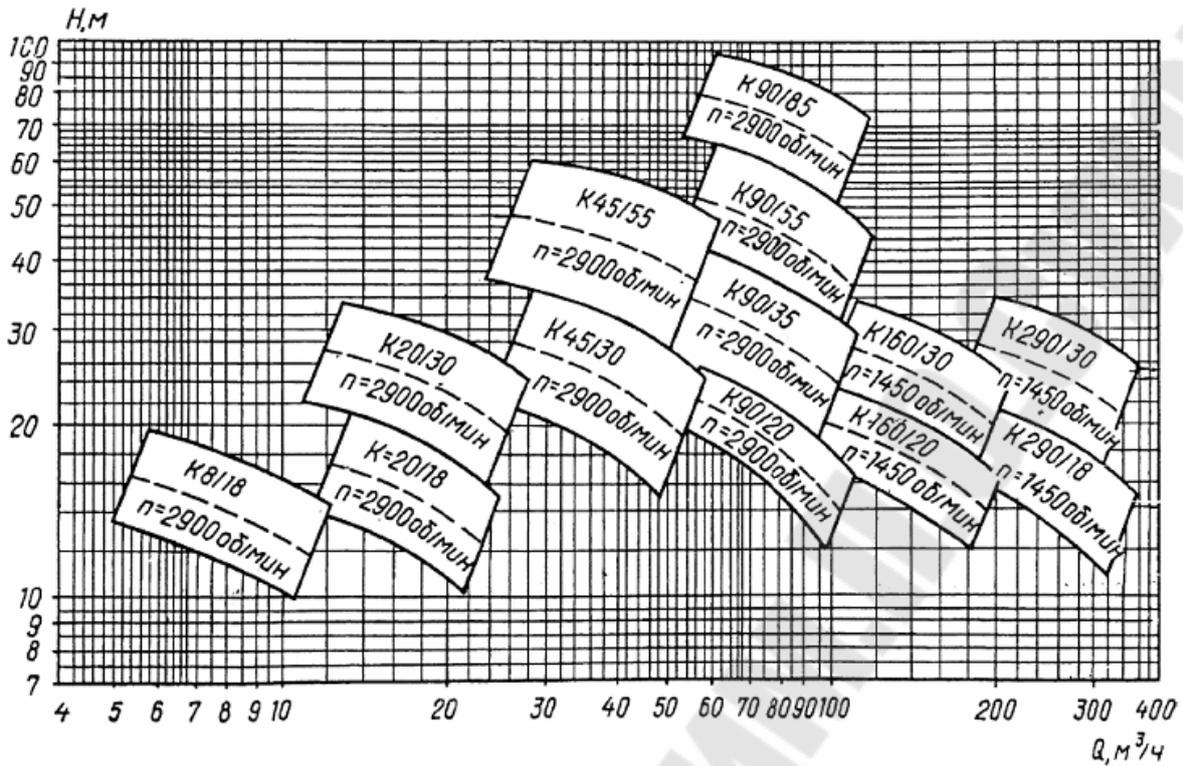


Рис. П.3. Сводный график рабочих полей лопастных насосов типа К

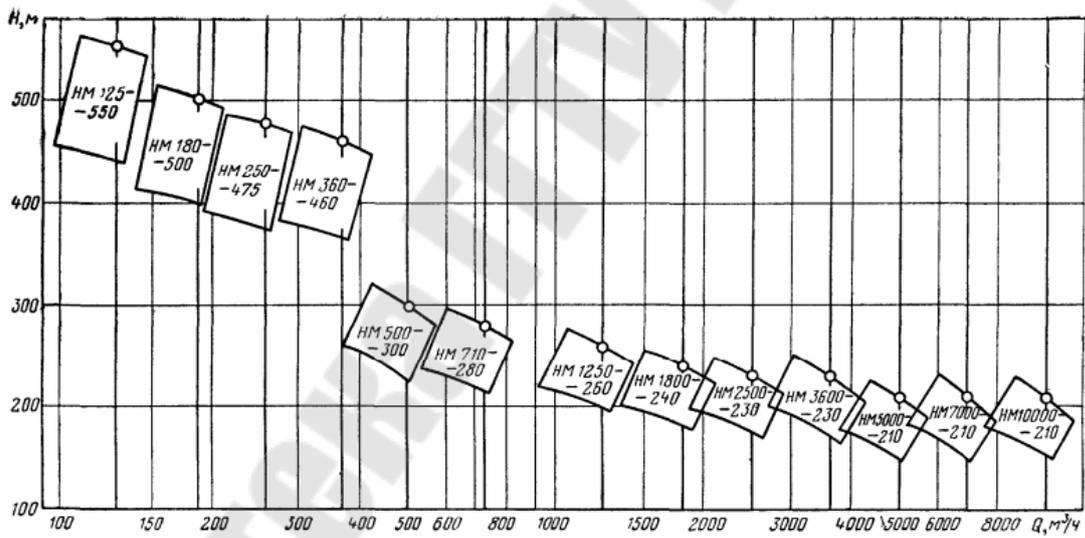


Рис. П.4. Сводный график рабочих полей нефтяных магистральных центробежных насосов

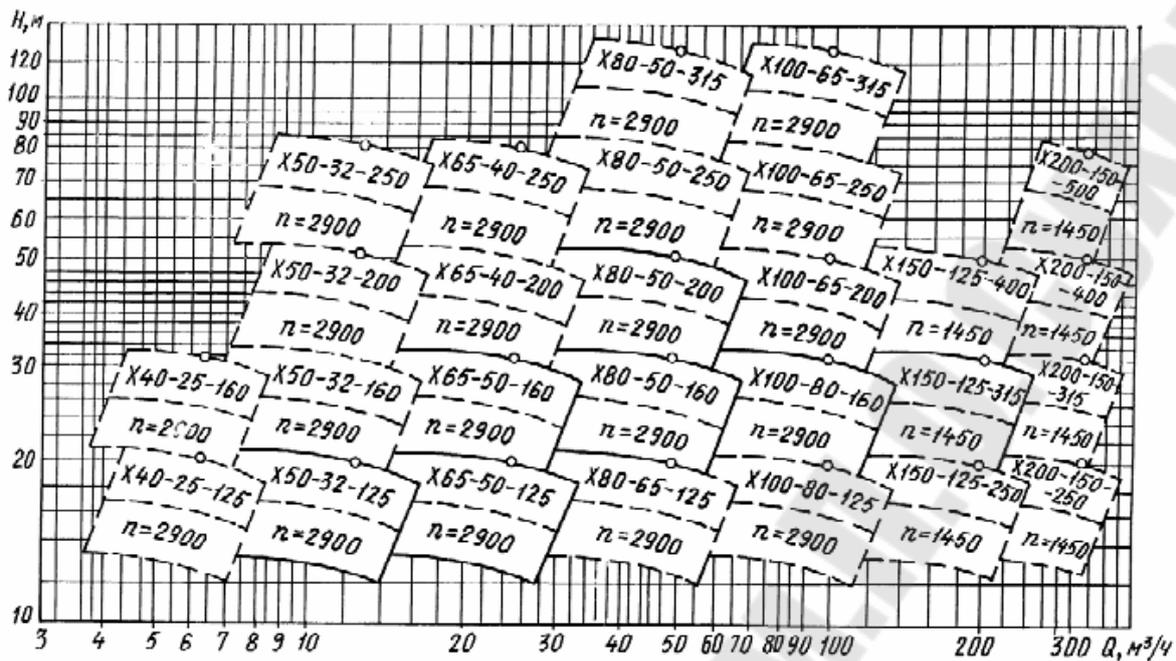


Рис. П.5. Сводный график рабочих полей лопастных насосов типа X

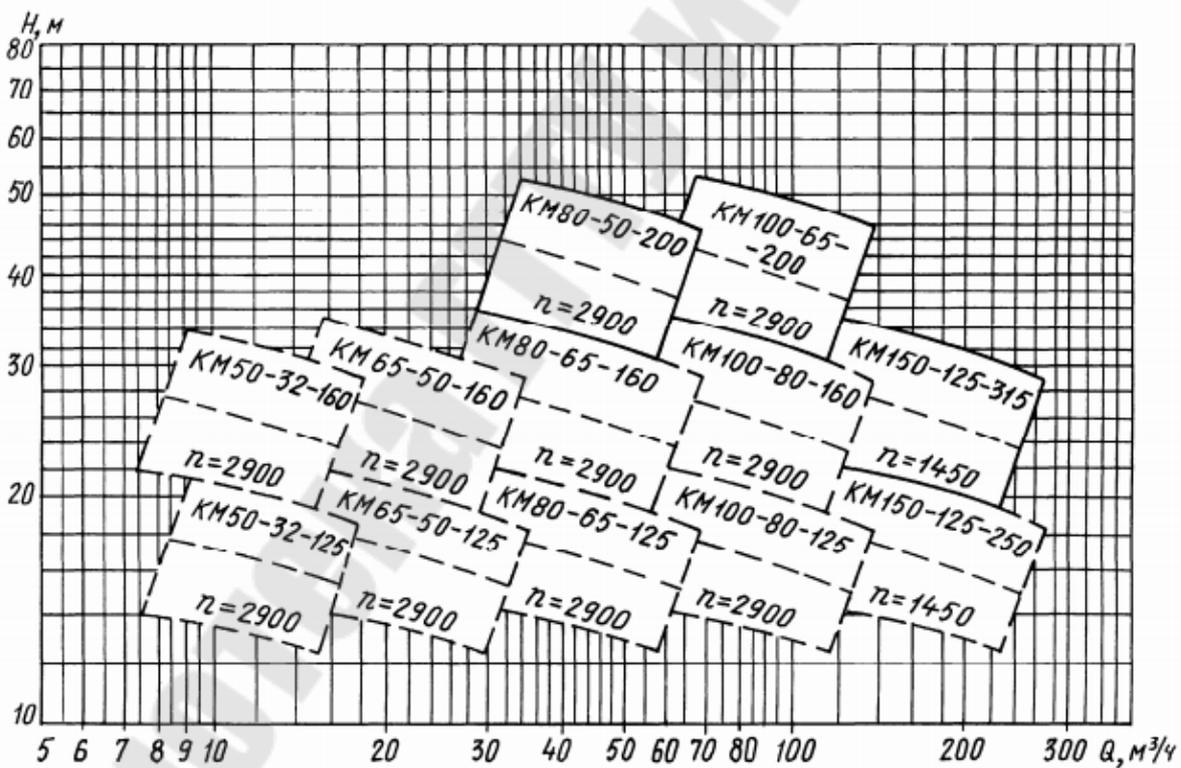


Рис. П.6. Сводный график рабочих полей лопастных насосов типа KM

Приложение Ж

Таблица П.12

Предельные расходы $Q_{пр}$ (л/с) и удельные сопротивления $A_{кв}$ ($с^2/м^6$) в трубах из различных материалов

d, мм	Трубы					
	Стальные электро- сварные (ГОСТ 10704-76)		Чугунные (ГОСТ 9583-75)		Полиэтиленовые (ГОСТ 1899-73)	
	$Q_{пр}$	$A_{кв}$	$Q_{пр}$	$A_{кв}$	$Q_{пр}$	$A_{кв}$
50	2,6	3686	2,0	11540	1,2	6051
60	3,8	2292	---	---	2,0	2431
75	6,0	929	---	---	---	---
80	6,7	454	5,5	953	4,3	927
10	11	173	9,2	312	9	324
125	18	76,4	16	96,7	17	93
150	24	30,7	25	37,1	30	45,9
175	35	20,8	---	---	---	---
200	45	6,96	48	8,09	70	5,07
250	70	2,19	80	2,53	130	1,31
300	100	0,85	125	0,95	240	0,71
350	140	0,373	170	0,437	---	---
400	170	0,186	220	0,219	---	---
450	230	0,099	300	0,199	---	---
500	300	0,058	400	0,0678	---	---

Таблица П.13

**Поправочные коэффициенты θ на степень турбулентности
потока в зависимости от скорости v движения воды**

Трубы	v, м/с									
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2
Стальные и чугунные	1,20	1,11	1,06	1,03	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Полиэтиле- новые	1,23	1,12	1,05	1,0	0,96	0,93	0,90	0,88	0,86	0,84

Литература

1) Щербин, С. А., Семенов, И. А. Щербина, . Н. А. Машины для нагнетания жидкостей и газов: учеб. пособие – Ангарск : Изд-во Ангар. гос. техн. акад., 2009. – 55 с.

2) Трифонова, Г. О., Трифонова, О. И. Гидродинамические машины и передачи : учеб. пособие – М. : МАДИ (ГТУ). 2009. – 72 с.

3) Лопастные насосы : Справочник / В. А. Зимницкий, А [и др.]; под общ. ред. В. А. Зимницкого и В. А. Умова. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.: ил.

4) Михайлов, А. К. Конструкция и расчет центробежных насосов высокого давления / А. К. Михайлов, В. М. Малюшенко – М. : Машиностроение, 1971. – 304 с.

5) Лопастные машины и передач : электрон. курс по одной дисциплине. Составители Ю. А. Андреевец, кафедра «Гидропневмоавтоматика». – Гомель: ГГТУ, 2015. – Режим доступа: (<http://www.edu.gstu.by/course/view.php?id=82>).

6) Цыпкин, Л. Г. Математические формулы. Алгебра. Геометрия. Математический анализ: справочник. / Цыпкин, Л. Г., Цыпкин Г. Г. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. литры, 1985. – 128 с.

7) Кабанов, В. И. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Лопастные машины и гидромеханические передачи: Учебное пособие для вузов. ; под ред. В.В. Гуськова – Минск : Выш. шк., 1989. – 183 с.

8) Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Вильнер, Я. М. [и др.]. – Минск : Выш. шк., 1985. – 382 с.

9) Основы гидравлики и гидропривода : метод. указания / Белорус. сельскохозяйств. академия; сост. : М. А. Жарский, А. В. Поздняков. – Горки, 2004. – 48 с.

10) Андрианов, Д. Н., Шульга, Л. И. Центробежные насосы. Ч. 2: Практ. руководство по курсу «Гидропривод и гидроавтоматика» для студентов машиностроительных специальностей – Гомель : ГГТУ им. П.О.Сухого, 2006. – 48 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Определения и основные параметры лопастных насосов	5
Примеры решения задач	11
Задачи для самостоятельного решения	13
2. Кинематика потока жидкости в центробежном насосе. Построение треугольников скоростей. Основное уравнение лопастных насосов	21
Пример решения задачи	27
Задачи для самостоятельного решения	28
3. Подобие лопастных насосов. Характеристики насосов и насосных устройств	38
3.1. Подобие лопастных насосов	38
3.2. Коэффициент быстроходности лопастных насосов	39
3.3. Характеристика центробежного насоса	40
3.4. Работа насоса на сеть	43
3.5. Регулирование подачи лопастного насоса	44
3.6. Совместная работа насосов на трубопровод	48
Пример решения задачи	50
Задачи для самостоятельного решения	52
4. Допускаемая высота всасывания центробежного насоса. Кавитация	65
Пример решения задачи	67
Задачи для самостоятельного решения	69
Приложения	73
Литература	87
Содержание	88

Андреевца Юлиа Ахатовна

ЛОПАСТНЫЕ МАШИНЫ И ПЕРЕДАЧИ

ПРАКТИКУМ

**по одноименной дисциплине
для студентов специальности**

**1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
дневной формы обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 04.11.20.

Рег. № 70Е.

<http://www.gstu.by>