

Министерство образования Республики Беларусь

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

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

**Ю. А. Андреев**

## **ЛОПАСТНЫЕ МАШИНЫ И ПЕРЕДАЧИ**

### **ПРАКТИКУМ**

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

**Электронный аналог печатного издания**

**Гомель 2008**

УДК 621.22(075.8)  
ББК 31.56я73  
А65

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом  
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 2 от 27.11.2006 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Металлорежущие станки и инструменты» ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук, доц. *М. И. Михайлов*

**Андреев, Ю. А.**

А65      Лопастные машины и передачи : практикум по одной дисциплине для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / Ю. А. Андреев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2008. – 61 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: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-694-7.

Содержит краткий теоретический материал, необходимый для выполнения практических заданий, описание методики инженерного расчета лопастных машин, порядок выполнения расчета. Приведены исходные данные к вариантам задач, соответствующих рабочей программе дисциплины.

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

УДК 621.22(075.8)  
ББК 31.56 я73

ISBN 978-985-420-694-7

© Андреев Ю. А., 2008  
© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2008

# 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОСТЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ПОСТОЯННОГО СЕЧЕНИЯ

**Простым** называется трубопровод постоянного или переменного сечения, который не имеет ответвлений и в котором расход жидкости постоянный по длине (рис. 1.1).

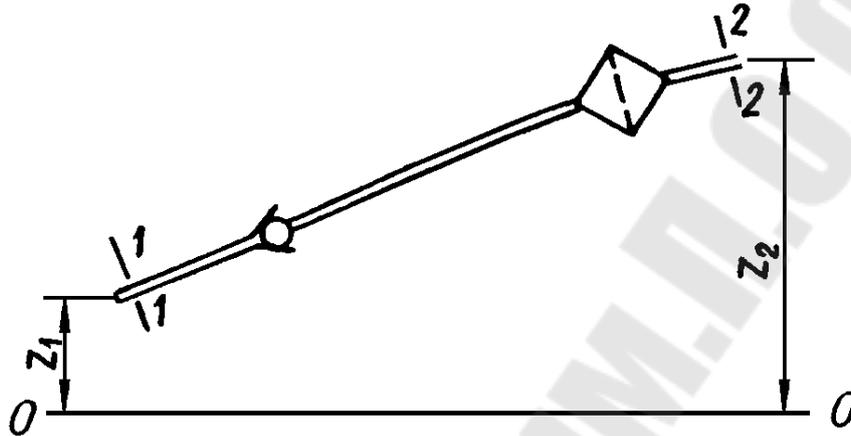


Рис. 1.1. Простой трубопровод

Исходными для гидравлического расчета трубопровода являются:

1) уравнение Бернулли, из которого вследствие постоянства скоростей по длине можно выразить напор:

$$H = \left( \frac{p_1}{\rho \cdot g} + Z_1 \right) - \left( \frac{p_2}{\rho \cdot g} + Z_2 \right) = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (1.1)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  – давление в первом и во втором сечениях;

$\rho$  – плотность жидкой среды;

$g$  – ускорение свободного падения;

$Z_1$  и  $Z_2$  – высота центра сечения над плоскостью  $O-O$ ;

$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси);

$l$  и  $d$  – длина и диаметр трубопровода;

$\zeta$  – коэффициент местного сопротивления;

$v$  – средняя скорость в сечении;

2) уравнение неразрывности:

$$Q = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 = \dots = v_n \cdot S_n = \text{const}, \quad (1.2)$$

где  $S$  – площадь сечения;

3) уравнение для определения потерь напора на трение по длине (формула Дарси-Вейсбаха):

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}; \quad (1.3)$$

4) уравнение для определения потерь напора на местных сопротивлениях (формула Вейсбаха):

$$h_{\text{мс}} = \sum \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}. \quad (1.4)$$

### Задача 1.1

Всасывающий трубопровод насоса имеет длину  $l = 5$  м и диаметр  $d = 32$  мм, высота всасывания  $h = 0,8$  м (рис. 1.2, а). Определить давление в конце трубопровода (перед насосом), если расход масла  $Q = 50$  л/мин, коэффициенты сопротивления колена  $\zeta_k = 0,3$ , вентиля  $\zeta_v = 4,5$ , фильтра  $\zeta_f = 10$ . Плотность масла  $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>. Кинематическая вязкость масла  $\nu = 10$  сСт.

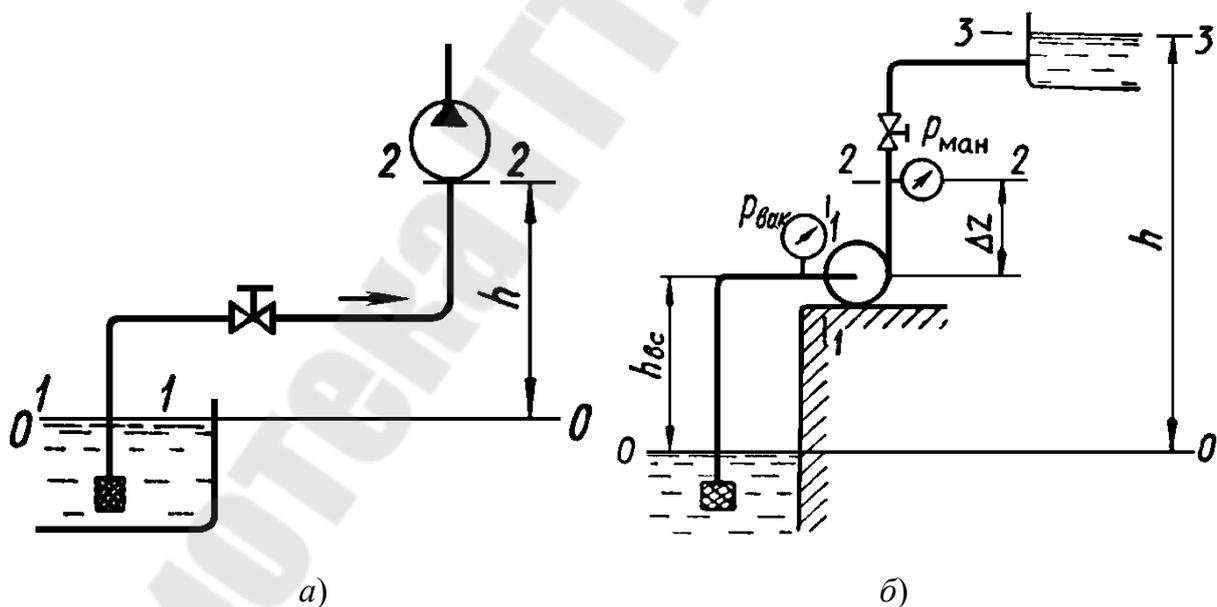


Рис. 1.2. Насосные установки:  
 а – к задаче 1.1; б – к задачам 2.3, 2.4, 2.5

## 2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИНАХ

### 2.1. Основные определения

**Гидравлическими машинами** называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос) либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочему органу для полезного использования (гидравлический двигатель). Часто в это понятие включают гидропередачи (гидроприводы).

**Гидропривод** – совокупность насосов и гидродвигателей, соединенных между собой определенным образом в рамках единой системы, служащей для передачи и преобразования энергии с помощью жидкой среды.

Общий анализ условий работы насосов показывает, что в них должен осуществляться обмен энергией между жидкостью и каким либо движущимся рабочим органом, к которому подводится энергия. Видов, типов и конструкций насосов существует огромное количество, но все они могут быть разделены по принципу действия на два вида: объемные и динамические.

**Объемные гидромашины** (к которым относятся поршневые, шестеренные, радиально- и аксиально-поршневые и т. д.) работают за счет изменения объема рабочих камер, периодически соединяющихся с входным и выходным патрубками.

В **динамических** насосах жидкость движется под силовым воздействием в камере, имеющей постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. К динамическим относится большая группа лопастных насосов, вихревые, струйные и другие типы насосов.

Для рабочего процесса динамических гидромашин характерными являются большие скорости движения их рабочих органов (а значит, и жидкой среды). В то же время в объемных гидромашинах большие скорости рабочих органов (и жидкой среды) не обязательны, так как главную роль в их рабочем процессе играет давление жидкой среды.

**Лопастной насос** – это устройство, в котором осуществляется преобразование механической энергии в гидравлическую за счет динамического взаимодействия между потоком жидкости и лопастями рабочего колеса.

По направлению движения жидкой среды различают динамические насосы: центробежные и осевые.

**Центробежным** называют лопастной насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии. К **осевым** относят лопастные насосы, в которых жидкая среда перемещается через рабочее колесо в направлении его оси.

## 2.2. Основные технические показатели гидромашин

**Объемная подача** насоса  $Q$  – отношение объема жидкости, проходящей через напорный патрубок к промежутку времени, за которое происходит перемещение этого объема жидкости.

**Идеальная подача** насоса  $Q_n$  – представляет собой сумму подачи и объемных потерь насоса.

**Рабочий объем** насоса  $V_o$  (для объемных насосов) – это разность наибольшего и наименьшего значений замкнутого объема за оборот или двойной ход рабочего органа насоса.

**Напор**  $H$  представляет собой разность энергий единицы веса жидкости в сечении потока после насоса и перед ним.

При решении практических задач (см. рис. 1.2, б) напор насоса часто определяют по выражению

$$H = (Z_1 - Z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot g} = \Delta Z + \frac{p_{\text{ман}} - p_{\text{вак}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot g},$$

где  $Z_1$  и  $Z_2$  – высота центра тяжести сечения у входа и выхода из насоса;

$p_1$  и  $p_2$  – давление на входе и на выходе из насоса;

$v_1$  и  $v_2$  – скорость жидкости на входе и на выходе из насоса;

$p_{\text{ман}}$  и  $p_{\text{вак}}$  – давление на выходе и вакуум на входе в насос;

$\Delta Z$  – расстояние по вертикали между точкой подключения вакуумметра и центром манометра.

**Давление** насоса  $p$  – это величина, определяемая зависимостью

$$p = p_1 - p_2 + \rho \cdot g \cdot (Z_1 - Z_2) + \frac{\rho}{2} \cdot (v_1^2 - v_2^2).$$

Идеальная подача жидкой среды определяется геометрическими размерами и частотой вращения (скоростью движения) рабочих органов, а также конструктивными факторами. Для динамических насосов:

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

где  $k$  – конструктивный параметр;

$R_2$  – радиус рабочего колеса на выходе потока жидкой среды;

$n$  – частота вращения рабочего колеса.

**Полезная мощность** насоса  $N_{\text{п}}$  – это энергия, приобретенная за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос:

$$N_{\text{п}} = \rho \cdot Q = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H. \quad (2.1)$$

**Мощностью**  $N$ , потребляемой насосом называется энергия, подводимая к нему от двигателя за единицу времени:

$$N = M \cdot \omega,$$

где  $M$  – крутящий момент на валу насоса;

$\omega$  – угловая скорость вращения вала,  $\omega = \pi \cdot n / 30$ .

Мощность, потребляемая насосом  $N$ , больше полезной мощности  $N_{\text{п}}$  вследствие потерь внутри насоса. Эффективность конструкции определяется **КПД** насоса – отношением полезной мощности к мощности насоса:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{M \cdot \omega}. \quad (2.2)$$

Потери мощности в гидромашинах принято подразделять на три вида и оценивать соответствующим КПД. Различают:

– **гидравлический КПД**  $\eta_{\text{г}}$ , являющийся отношением полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе;

– **механический КПД**  $\eta_{\text{м}}$  – это величина, выражающая относительную долю механических потерь в насосе;

– **объемный КПД**  $\eta_{\text{о}}$  – отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками.

КПД гидромашин представляет собой произведение трех вышеуказанных КПД:

$$\eta = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{о}} \cdot \eta_{\text{м}}. \quad (2.3)$$

### Задача 2.1

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

### Задача 2.2

Определить мощность насоса, перекачивающего пульпу; плотность пульпы  $\rho = 1200$  кг/м<sup>3</sup>, подача  $Q = 1100$  л/с, напор  $H = 60$  м,  $\eta = 70$  %.

### Задача 2.3

Насос подает воду ( $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>) по трубопроводу диаметром  $d = 150$  мм на высоту  $h = 30$  м (см. рис. 1.2, б). Определить КПД насоса, если потребляемая им мощность  $N = 9$  кВт, полный коэффициент сопротивления трубопровода  $\left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta\right) = 30$ , а подача насоса  $Q = 72$  м<sup>3</sup>/ч.

### Задача 2.4

При испытании насоса на воде измерены: вакуум на входе в насос  $p_{\text{вак}} = 20$  кПа, избыточное давление на выходе из насоса  $p_{\text{ман}} = 600$  кПа, момент на валу  $M = 50$  Н·м, частота вращения  $n = 1500$  об/мин, расстояние по вертикали между точкой подключения вакуумметра и центром манометра  $\Delta Z = 0,7$  м (см. рис. 1.2, б), подача насоса  $Q = 10$  л/с.

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

### Задача 2.5

Центробежный насос подает воду ( $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>) с расходом  $Q = 50$  л/с на высоту  $h = 22$  м (высота всасывания  $h_{\text{вс}} = 5$  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  $l_{\text{вс}} = 30$  м,  $l_{\text{н}} = 50$  м,  $d_{\text{вс}} = 0,2$  м,  $d_{\text{н}} = 0,16$  м.

Рассчитать вакуум и напор, развиваемые насосом (см. рис. 1.2, б).

### 3. ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

#### 3.1. Принцип действия и рабочая характеристика центробежного насоса

Основной частью лопастного насоса является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями. Энергия от рабочего колеса передается жидкости путем динамического взаимодействия лопастей колеса с обтекающей их жидкостью. К лопастным насосам относятся центробежные и осевые насосы.

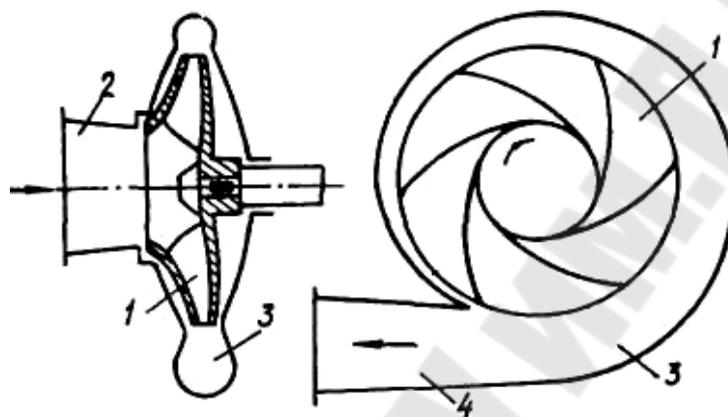


Рис. 3.1. Простейшая схема одноступенчатого центробежного насоса

На рис. 3.1 изображена простейшая схема одноступенчатого центробежного насоса консольного типа. Проточная часть насоса состоит из трех основных элементов: рабочего колеса 1, подвода 2 и спирального отвода 3. По подводу жидкость поступает в рабочее колесо из всасывающего трубопровода.

Рабочее колесо состоит из двух дисков, между которыми находятся лопасти, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. При вращении колеса жидкость непрерывно отбрасывается под действием центробежной силы в спиральный отвод с увеличенной скоростью и повышенным давлением.

Спиральный отвод имеет улиткообразную форму и предназначен для улавливания выходящей из колеса жидкости и частичного преобразования ее кинетической энергии в энергию давления. Дальнейшее преобразование кинетической энергии происходит в диффузоре 4, который устанавливается на отводе.

Движение частиц жидкости в рабочем колесе является сложным. Оно состоит из переносного движения (вращение вместе с рабочим

колесом) и относительного движения вдоль лопастей. Скорость переносного движения  $u$  перпендикулярна к радиусу колеса, скорость относительного движения  $w$  при бесконечном количестве лопастей направлена по касательной к профилю лопасти.

Абсолютная скорость  $v$  равна геометрической сумме составляющих скоростей (рис. 3.2):

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

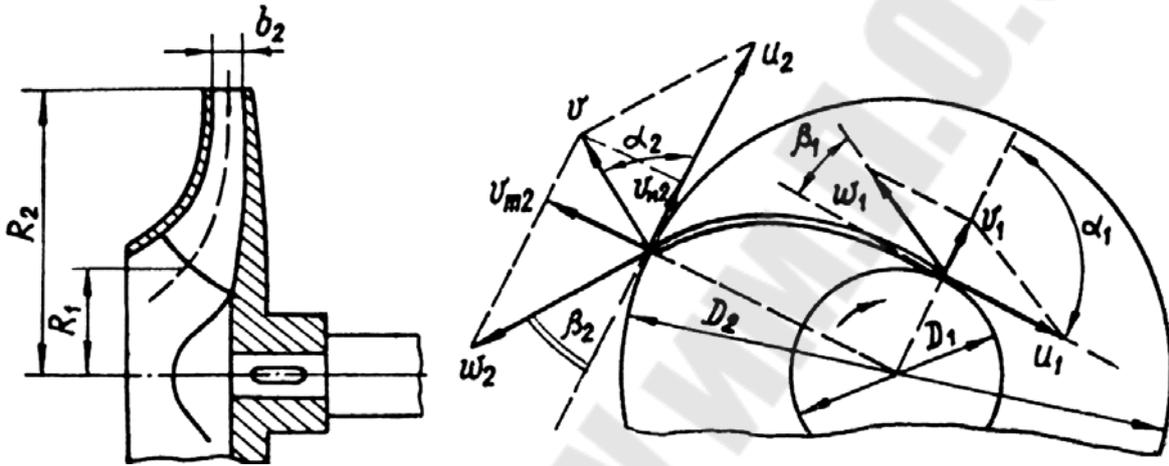


Рис. 3.2. Треугольники скоростей на входе и на выходе из рабочего колеса

Угол между векторами скоростей  $\vec{v}$  и  $\vec{u}$  обозначим через  $\alpha$ , а между касательной к лопасти и касательной к окружности – через  $\beta$ . 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  $v_m$  – меридиональную скорость – проекцию абсолютной скорости на меридиональную плоскость, проходящую через ось колеса и рассматриваемую точку.

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

$$Q = v_{m2} \cdot S_2 \cdot \psi_2 \cdot \eta_0 = 2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b_2 \cdot \psi_2 \cdot \eta_0 \cdot v_{m2}, \quad (3.1)$$

где  $S_2 = 2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b_2$  – площадь нормального сечения меридионального потока;

$b_2$  – ширина рабочего колеса на выходе (рис. 3.2);

$\eta_0$  – объемный КПД;

$\psi_2$  – коэффициент стеснения на выходе из рабочего колеса, определяемый по эмпирической формуле:

$$\psi_2 = 1 - \frac{z \cdot \delta}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}, \quad (3.2)$$

где  $z$  – количество лопастей;

$\delta$  – толщина лопасти.

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, получаем следующую формулу:

$$H_{\text{т.о.}} = \frac{v_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 - v_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} = \frac{v_{u2} \cdot u_2 - v_{u1} \cdot u_1}{g}. \quad (3.3)$$

Уравнение (3.3) – это формула для определения теоретического напора насоса с бесконечным числом бесконечно тонких лопастей при постоянной частоте вращения. Подводящие устройства многих конструкций, например, прямоосный конфузор, не закручивают поток ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ). В этом случае теоретический напор будет находиться по формуле

$$H_{\text{т.о.}} = \frac{v_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} = \frac{v_{u2} \cdot u_2}{g}. \quad (3.4)$$

Действительный напор насоса определяется с учетом конечного числа лопастей и потерь напора:

$$H = \frac{v_{u2} \cdot u_2}{g} \cdot \eta_r \cdot k_z, \quad (3.5)$$

где  $\eta_r$  – гидравлический КПД насоса;

$k_z$  – безразмерный коэффициент влияния конечного числа лопаток, определяемый по формуле

$$k_z = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \varphi}{z \cdot [1 - (R_1/R_2)^2]}}, \quad (3.6)$$

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

$z$  – количество лопастей.

**Рабочими характеристиками** насоса называются зависимости напора, мощности, КПД и допускаемой вакуумметрической высоты всасывания от подачи при постоянной частоте вращения рабочего колеса (рис. 3.3). Характеристики насоса могут быть получены лишь опытным путем.

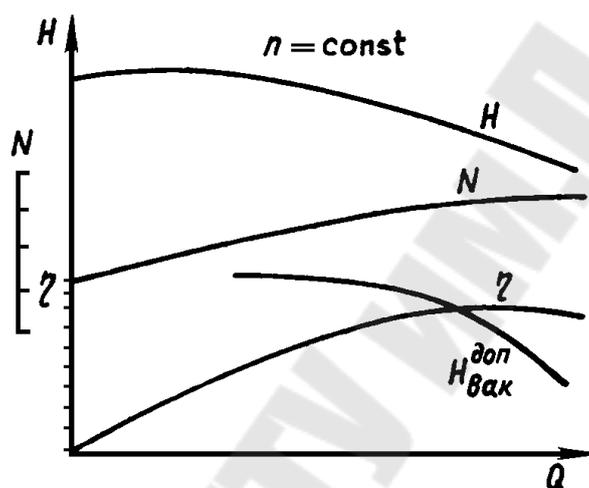


Рис. 3.3. Рабочие характеристики центробежного насоса

### Задача 3.1.1

Определить давление центробежного насоса системы охлаждения двигателя, при подаче  $Q = 12$  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. 3.2). Объемный КПД насоса  $\eta_o = 0,9$ , гидравлический –  $\eta_r = 0,85$ . Считать, что поток воды подводится к лопастям радиально  $\alpha_1 = 90^\circ$ .

### Задача 3.1.2

Рабочее колесо центробежного насоса, вращающееся с частотой  $n = 1450$  об/мин, имеет следующие размеры (рис. 3.2): диаметр внешней окружности  $D_2 = 150$  мм, средний диаметр окружности, на которой расположены входные кромки лопастей,  $D_1 = 50$  мм, ширина ка-

нала 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.

### 3.2. Математическое моделирование лопастных насосов. Обточка рабочих колес

Теоретические решения многих вопросов, связанных с движением вязких жидкостей в проточной части насосов, еще не найдены. При конструировании и изготовлении новых образцов насосов неясные вопросы отрабатываются на модели. Полученные на модели зависимости переносятся затем на натурную машину по законам гидродинамического подобия. На основании этих законов производится также пересчет характеристик насоса на другие частоты вращения.

Исходя из общих законов гидродинамического подобия, гидромашины можно считать **подобными**, если будет соблюдаться геометрическое, кинематическое и динамическое подобие (рис. 3.4). Центробежные насосы обычно работают при больших значениях чисел Рейнольдса, т. е. в области автомодельности, когда для гидродинамического подобия достаточно лишь геометрического и кинематического подобия.

**Кинематическое подобие** выражается в подобии параллелограммов скоростей в любых сходственных точках натуре и модели (рис. 3.4), из которого следует, что

$$\frac{v_{2H}}{v_{2M}} = \frac{w_{2H}}{w_{2M}} = \frac{v_{M2H}}{v_{M2M}} = \frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{\pi \cdot D_H \cdot n_H / 60}{\pi \cdot D_M \cdot n_M / 60} = \frac{D_H}{D_M} \cdot \frac{n_H}{n_M} = K_L \cdot \frac{n_H}{n_M} = \text{const}, \quad (3.7)$$

где  $K_L = D_H / D_M$  – **масштаб геометрического подобия** – число, показывающее, во сколько раз геометрические размеры в натуре отличаются от соответствующих размеров в модели;

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

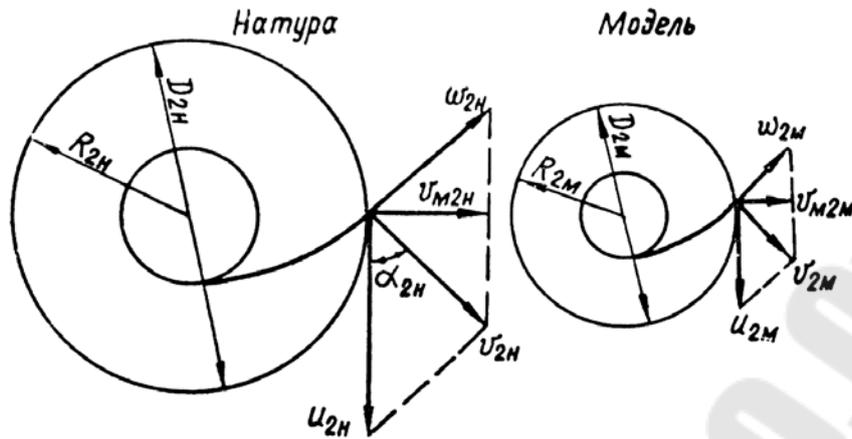


Рис. 3.4. Подобие параллелограммов скоростей

Найдем отношения подач, напоров и мощностей подобных насосов, принимая во внимание то, что объемные, гидравлические и полные КПД в натуре и модели примерно одинаковы ( $\eta_{ГН} = \eta_{ГМ}$ ,  $\eta_H = \eta_M$ ), и используя формулы (3.1), (3.4) и (3.7):

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{v_{M2H} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_{2H} \cdot b_{2H} \cdot \psi_{2H} \cdot \eta_{OH}}{v_{M2M} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_{2M} \cdot b_{2M} \cdot \psi_{2M} \cdot \eta_{OM}} = K_L^3 \cdot \frac{n_H}{n_M}, \quad (3.8)$$

так как коэффициенты стеснения  $\psi_{2H}$  и  $\psi_{2M}$  для геометрически подобных насосов одинаковы;

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{\frac{v_{u2H} \cdot u_{2H} \cdot \eta_{ГН} \cdot k_{ZH}}{g}}{\frac{v_{u2M} \cdot u_{2M} \cdot \eta_{ГМ} \cdot k_{ZM}}{g}} = K_L^2 \cdot \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2, \quad (3.9)$$

так как для подобных насосов коэффициенты  $k_{ZH}$  и  $k_{ZM}$  одинаковы;

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{\frac{\rho_H \cdot g \cdot Q_H \cdot H_H}{\eta_H}}{\frac{\rho_M \cdot g \cdot Q_M \cdot H_M}{\eta_M}} = \frac{\rho_H}{\rho_M} \cdot K_L^5 \cdot \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^3. \quad (3.10)$$

Для двух одинаковых насосов ( $K_L = 1$ ), работающих с различной частотой вращения и перекачивающих одинаковую жидкость, законы подобия (3.8)–(3.10) принимают вид:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3. \quad (3.11)$$

Зависимости (3.11) обычно называют законами пропорциональности центробежных насосов. По ним производится пересчет рабочих характеристик насоса на другую частоту вращения.

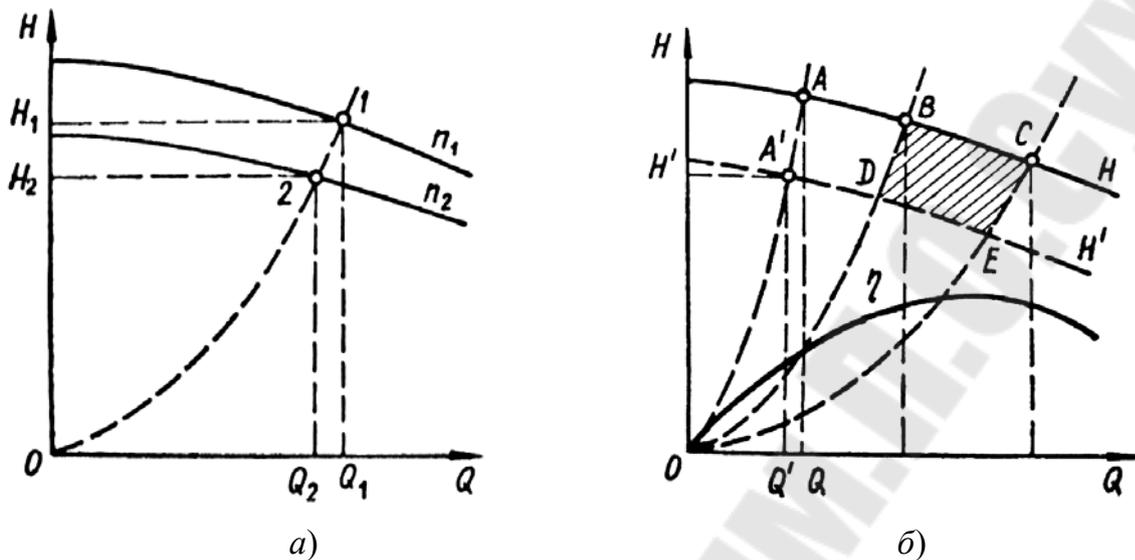


Рис. 3.5. Характеристики насоса:

*a* – напорные характеристики при частотах вращения  $n_1$  и  $n_2$ ;

*б* – характеристики насоса при обточке рабочего колеса

Пусть заданы характеристики насоса при частотах вращения  $n_1$  и  $n_2$  (рис. 3.5, *a*). Покажем, что подобные режимы, определяемые точками 1 и 2, лежат на квадратичной параболе, проходящей через начало

координат. Для этого подставим в отношения напоров  $\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$

значение  $\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2}$ . В результате получаем:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2} \Rightarrow \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \dots = \frac{H_n}{Q_n^2} \Rightarrow H = k \cdot Q^2.$$

Это и есть уравнение параболы подобных режимов (штриховая линия на рис. 3.5, *a*). Законы пропорциональности (3.11) справедливы только для точек, лежащих на этой кривой.

Критерием подобия центробежных насосов является **коэффициент быстроходности** – это число оборотов эталонного насоса данного типа, который при работе на воде развивает напор 1 м, обеспечивая подачу 75 л/с:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (3.12)$$

Он вычисляется для оптимального режима работы насоса ( $\eta = \eta_{\max}$ ).

Коэффициент быстроходности характеризует способность насоса создавать напор («напороспособность») и обеспечивать подачу («подачеспособность»). Чем больше  $n_s$ , тем меньше «напороспособность» и больше «подачеспособность» насоса (см. рис. 3.15).

Если двигатель насоса нерегулируемый, а от насоса требуется получить режим работы, соответствующий точке  $A'$  с координатами  $Q'$  и  $H'$ , которая не лежит на характеристике насоса (рис. 3.5, б), то применяют обточку рабочего колеса по наружному диаметру. При этом кривая  $H = f(Q)$  опускается вниз и при некотором значении диаметра  $D'$  пройдет через заданную режимную точку  $A'$ .

Для расчета характеристики насоса, получающейся после обточки рабочего колеса, применяются эмпирические формулы:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D'}{D}; \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D'}{D}\right)^2, \quad (3.13)$$

где  $D$ ,  $Q$  и  $H$  – соответственно наружный диаметр, подача и напор насоса с необточенным рабочим колесом;  $D'$ ,  $Q'$  и  $H'$  – наружный диаметр, подача и напор насоса с обточенным рабочим колесом.

Из уравнений (3.13) следует, что

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^2 \Rightarrow \frac{H'}{Q'^2} = \frac{H}{Q^2} = k = \text{const} \Rightarrow H = k \cdot Q^2.$$

Следовательно, режимы  $A$  и  $A'$ , удовлетворяющие уравнениям (3.13), лежат на квадратичной параболе, которую называют параболой обточек.

Допустимая величина обточки рабочего колеса выбирается в зависимости от коэффициента быстроходности насоса:

Таблица 3.1

$n_s$ , об/мин	60	120	200	300	350	350
$\frac{D - D'}{D}$	0,20	0,15	0,11	0,09	0,07	0,00

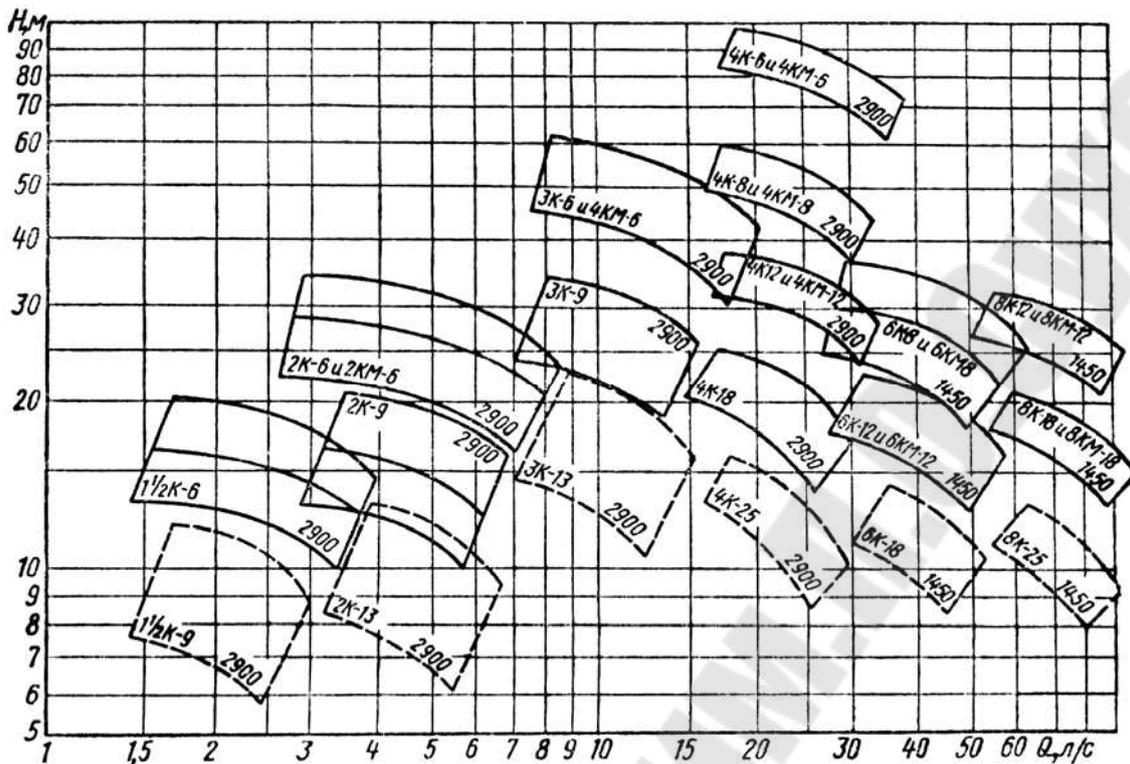


Рис. 3.6. Сводный график полей консольных насосов

Насос целесообразно эксплуатировать только в области высоких КПД (участок  $BC$  на рис. 3.5, б). Криволинейный четырехугольник  $BCED$ , ограниченный характеристиками насоса с необточенным рабочим колесом (кривая  $H = f(Q)$ ) и с максимально обточенным рабочим колесом (кривая  $H' = f(Q)$ ) и параболой обточек, проходящими через точки  $B$  и  $C$ , называют рабочим полем насоса. Режимы, лежащие в пределах этого четырехугольника, являются рабочими.

Для выбора центробежного насоса по заданным значениям напора  $H$  и подачи  $Q$  используется сводный график рабочих полей насосов (рис. 3.6).

### Задача 3.2.1

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.

### Задача 3.2.2

Характеристика центробежного насоса К20/18 представлена данными:

Таблица 3.2

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

При какой обточке рабочего колеса насос будет создавать напор  $H' = 15,4$  м при подаче  $Q' = 5$  л/с?

### 3.3. Работа центробежного насоса на трубопровод

Пусть насос подает жидкость по трубопроводу заданных геометрических размеров на высоту  $h_T$  из приемного резервуара в напорный, давления на поверхности жидкости соответственно равны  $p_1$  и  $p_2$  (рис. 3.7).

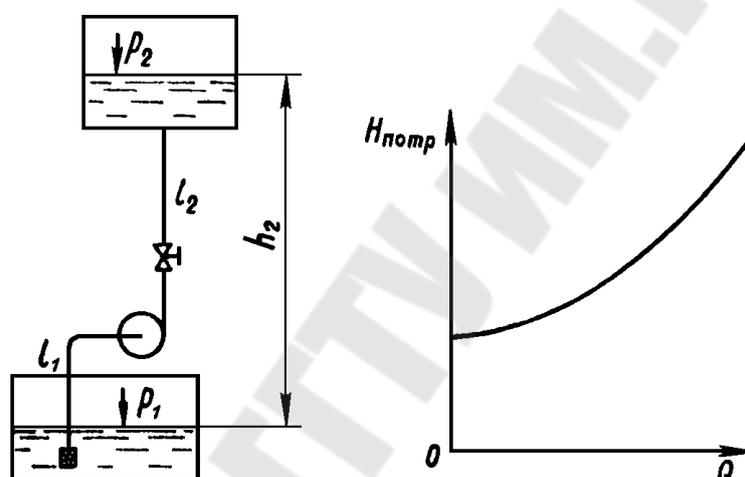


Рис. 3.7. Насосная установка и его характеристика

Напор насоса должен быть достаточным для подъема жидкости на высоту  $h_T$ , преодоления разности давлений в резервуарах и всех гидравлических сопротивлений, которые, как известно, зависят от скорости движения жидкости, а следовательно, и от расхода:

$$H_{\text{потр}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + h_T + \Delta h_w; \quad (3.14)$$

$$\Delta h_w = \left( \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} + \sum \zeta_1 \right) \cdot \frac{4 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot d_1^4} + \left( \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} + \sum \zeta_2 \right) \cdot \frac{4 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot d_2^4} = f(Q).$$

Зависимость потребного напора от расхода ( $H_{\text{потр}} = f(Q)$ ) называется **характеристикой насосной установки** (рис. 3.7), или характеристикой сети, на которую работает насос.

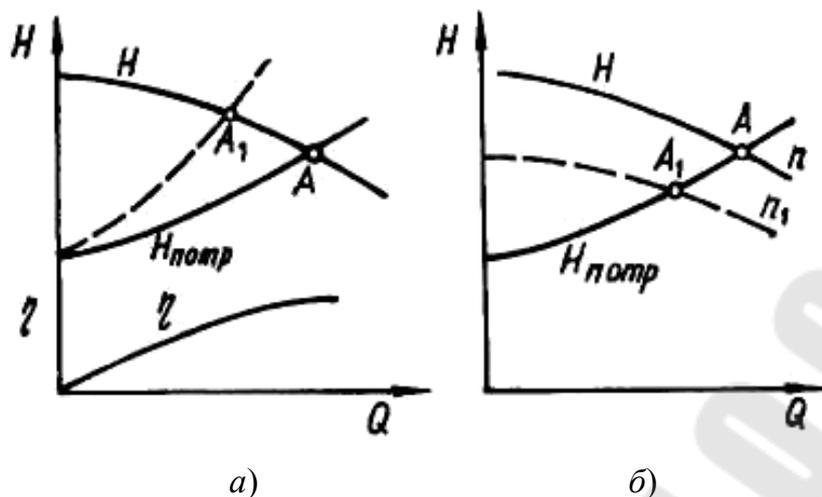


Рис. 3.8. Изменение характеристик при регулировании

Пусть заданы рабочая характеристика насоса (см. рис. 3.3) и характеристика насосной установки (рис. 3.7) и требуется определить режим работы насоса на заданный трубопровод. С этой целью на одном и том же чертеже в одном и том же масштабе строят характеристику насоса и характеристику сети. Точка  $A$  их пересечения и определяет режим работы насоса на заданный трубопровод (рис. 3.8). По рабочей точке  $A$  определяют подачу  $Q$ , напор  $H$  и КПД насоса  $\eta$ , а затем вычисляют потребляемую мощность  $N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q / \eta$ .

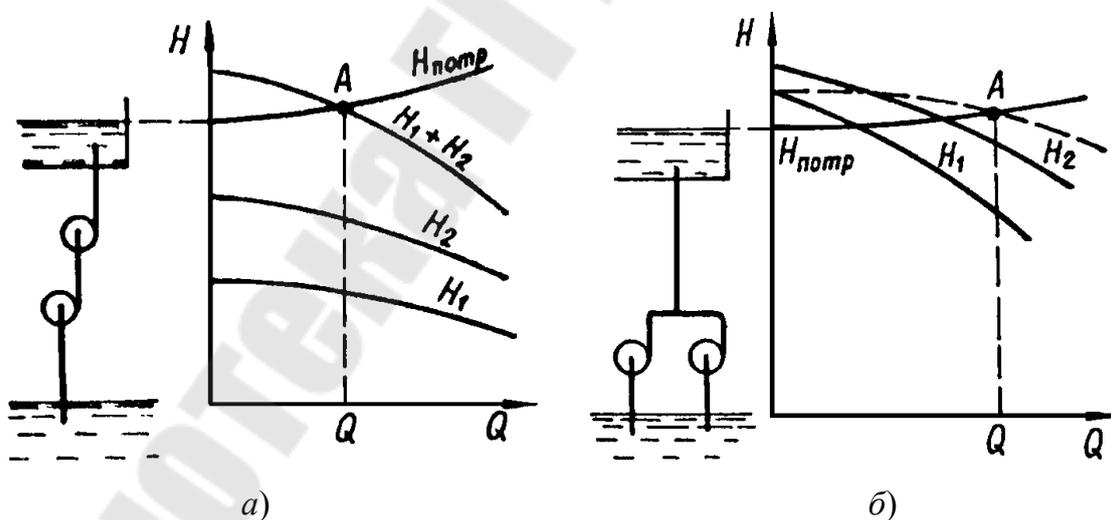


Рис. 3.9. Соединение насосов :  
а – последовательное; б – параллельное

Чтобы изменить режим работы насоса, необходимо изменить характеристику насосной установки (кривую  $H_{\text{потр}} = f(Q)$ ) или характеристику насоса (кривую  $H = f(Q)$ ). На первую можно воздейство-

вать при помощи регулирующей задвижки – регулирование дросселированием. Если задвижку прикрыть, то сопротивление трубопровода увеличится, и рабочая точка  $A$  сместится влево (рис. 3.8,  $a$ ). Этот способ регулирования весьма прост, но не экономичен. На характеристику насоса можно воздействовать, изменяя частоту вращения вала насоса. Например, при уменьшении частоты вращения характеристика насоса опустится вниз (рис. 3.8,  $b$ ), рабочая точка  $A$  сместится влево. Способ экономичен, но необходим привод с переменной частотой вращения.

Для увеличения напора применяют последовательное соединение насосов (рис. 3.9,  $a$ ). Суммарная характеристика двух насосов в этом случае строится путем сложения ординат кривых  $H_1 = f(Q)$  и  $H_2 = f(Q)$  при одном и том же значении подачи.

Для увеличения расхода применяют параллельное соединение насосов (рис. 3.9,  $b$ ). Суммарная характеристика двух насосов строится сложением абсцисс кривых  $H_1 = f(Q)$  и  $H_2 = f(Q)$  при одном и том же значении напора.

### Задача 3.3.1

Задание на подбор центробежного насоса: насос перекачивает жидкость с температурой  $t$  °С из резервуара  $A$  в резервуар  $B$  на высоту  $(Z_2 - Z_1)$  м, в количестве  $Q_p$  л/с по трубопроводу диаметром  $d$  мм. Избыточное давление в резервуаре  $A$  равно  $p_A$  атм., а в резервуаре  $B$  равно  $p_B$  атм. Длина всасывающей линии  $l_{вс}$  м; длина нагнетательной линии  $l_n$  км.

Для заданных условий необходимо:

- 1) определить потребный напор насоса  $H_{потр} = f(Q)$ ;
- 2) подобрать центробежный насос по сводным графикам полей  $Q - H$  лопастных насосов и уточнить выбор его по каталогу;
- 3) построить характеристику сети;
- 4) определить рабочую точку насоса и проверить правильность выбора насоса на данную сеть по коэффициенту полезного действия насоса;
- 5) построить суммарные характеристики двух насосов выбранного типа, установленных последовательно и параллельно; ответить на вопрос, исходя из построенных графиков: какое соединение необходимо применить для увеличения напора или расхода?

Исходные данные к задаче включают схему установки (блок-схема) и численные значения (номер варианта).

Исходные данные (задача 3.3.1)

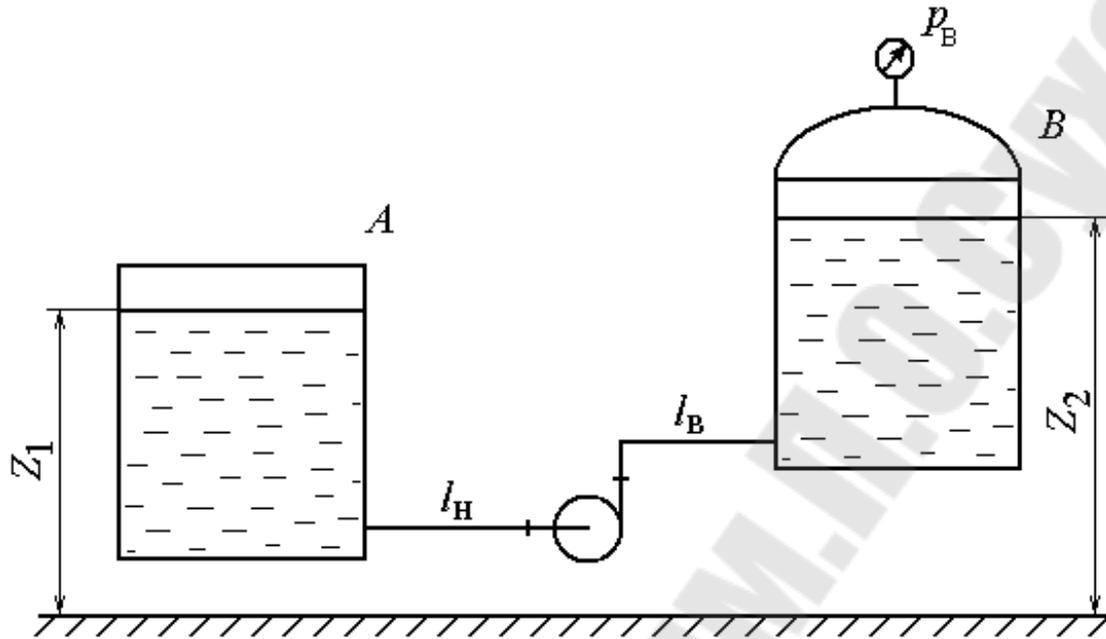


Рис. 3.10. Блок-схема

Таблица 3.3

Вариант	$t$ , °С	$Q_p$ , л/с	Вид жидкости	$l_H$ , км	$L_{BC}$ , м	$Z_1$ , м	$Z_2$ , м	$p_A$ , атм	$p_B$ , атм
1	30	12	ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО	0,24	60	10	50	0	3,9
2	30	13		0,2	50	15	55	0	2,9
3	25	12		0,26	40	13	33	0	2,3
4	30	12		0,15	50	23	33	0	1,3
5	25	13		0,11	10	14	24	0	0,78
6	20	25		1,45	50	25	100	0	4,7
7	20	25		0,66	40	20	60	0	3,3
8	25	26		0,48	20	10	25	0	1,5
9	25	25	ВОДА	0,46	40	10	20	0	1,4
10	25	26		0,35	50	30	45	0	0,74
11	25	25		0,42	30	16	20	0	0,59
12	25	40		0,97	30	10	20	0	0,8
13	25	45		0,36	40	10	22	0	0,6
14	25	80		1,15	50	12	24	0	1,0

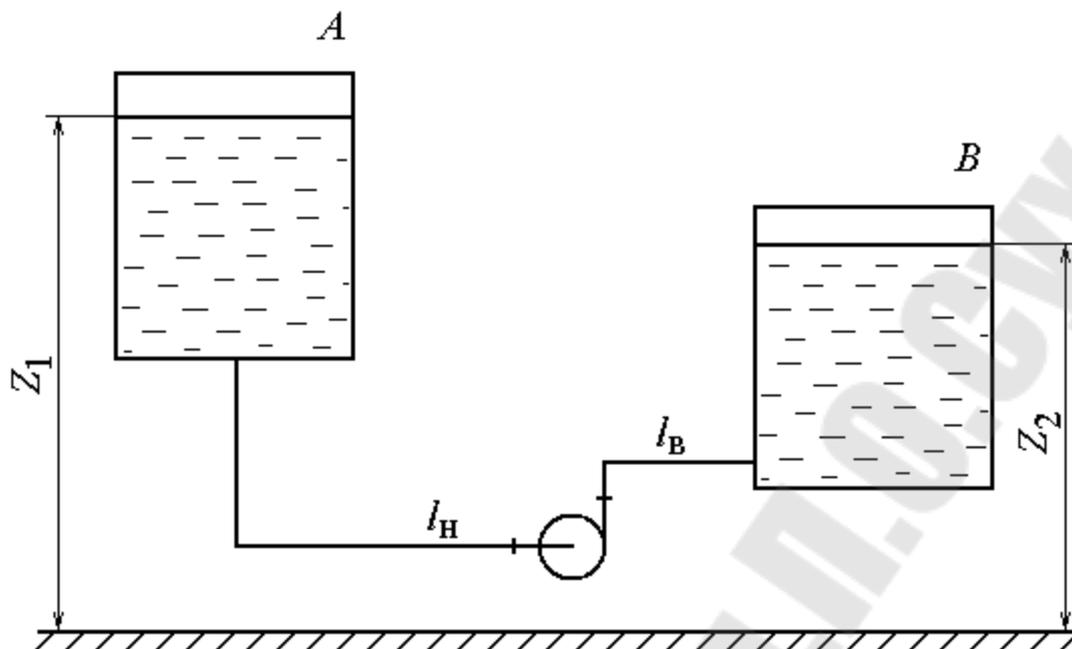


Рис. 3.11. Блок-схема

Таблица 3.4

Вариант	$t$ , °C	$Q_p$ , л/с	Вид жидкости	$l_H$ , км	$L_{BC}$ , м	$Z_1$ , м	$Z_2$ , м	$p_A$ , атм	$p_B$ , атм
1	18	13	КЕРОСИН	1,98	20	8,2	5	0	0
2	18	12		1,77	30	13,6	4	0	0
3	18	12		0,98	20	10	2	0	0
4	18	12		0,72	30	13	5	0	0
5	18	25		11,98	20	26,6	4	0	0
6	18	25		4,89	10	8,2	5	0	0
7	18	26		2,49	10	10,5	3	0	0
8	18	25		2,48	20	15	3	0	0
9	50	26	ВОДА	1,18	20	10,4	3	0	0
10	50	40		3,99	10	15,8	4	0	0
11	50	45		2,37	30	9,1	4	0	0
12	50	75		3,19	20	15,4	6	0	0
13	50	85		5,99	10	10,4	4	0	0
14	50	75		6,97	30	20	8	0	0

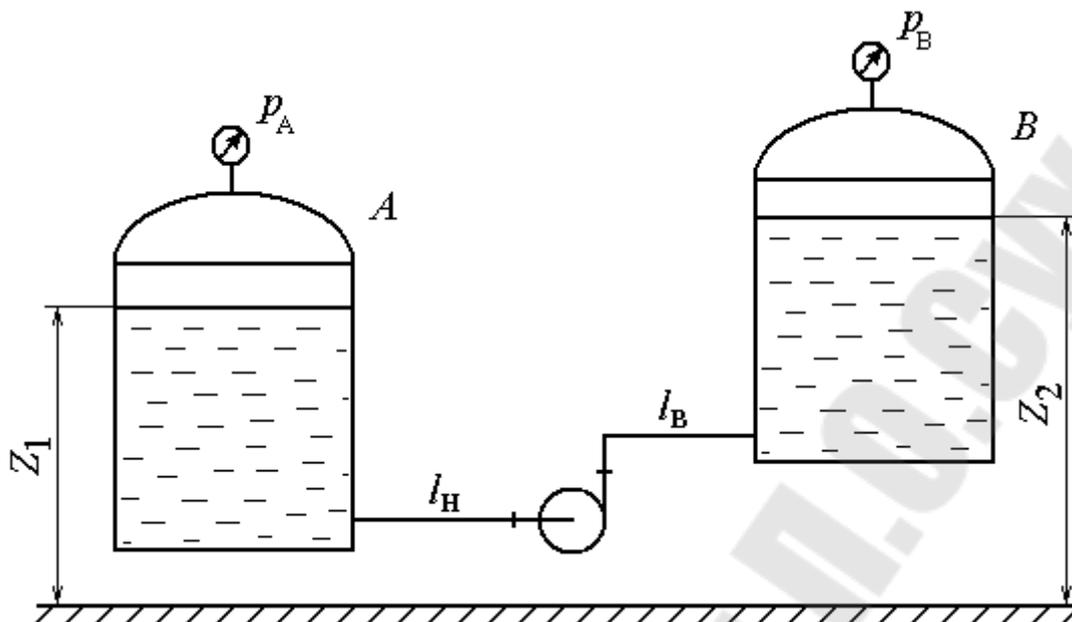


Рис. 3.12. Блок-схема

Таблица 3.5

Вариант	$t$ , °C	$Q_p$ , л/с	Вид жидкости	$l_H$ , км	$L_{BC}$ , м	$Z_1$ , м	$Z_2$ , м	$p_A$ , атм	$p_B$ , атм
1	18	12	МАСЛО И-20	0,24	60	10	50	0	5,9
2	18	13		0,2	50	12	52	0	4,9
3	18	12		0,27	30	13	33	0	4,8
4	18	12		0,15	50	18	28	0	2,8
5	18	12		0,14	10	10	20,5	0	2
6	18	25		1,47	30	25	100	0	6
7	18	25		0,68	20	20	60	0	4,5
8	18	26		0,49	10	30	60	0	2
9	30	25	ВОДА	0,48	20	10	20	0	2,8
10	30	26		0,39	10	10	26	0	0,44
11	30	40		0,99	10	15	25	0	2
12	30	45		0,89	100	7,5	15	0	2
13	30	75		0,78	20	12	22	0	2,5
14	30	80		1,18	20	10	22	0	2,5

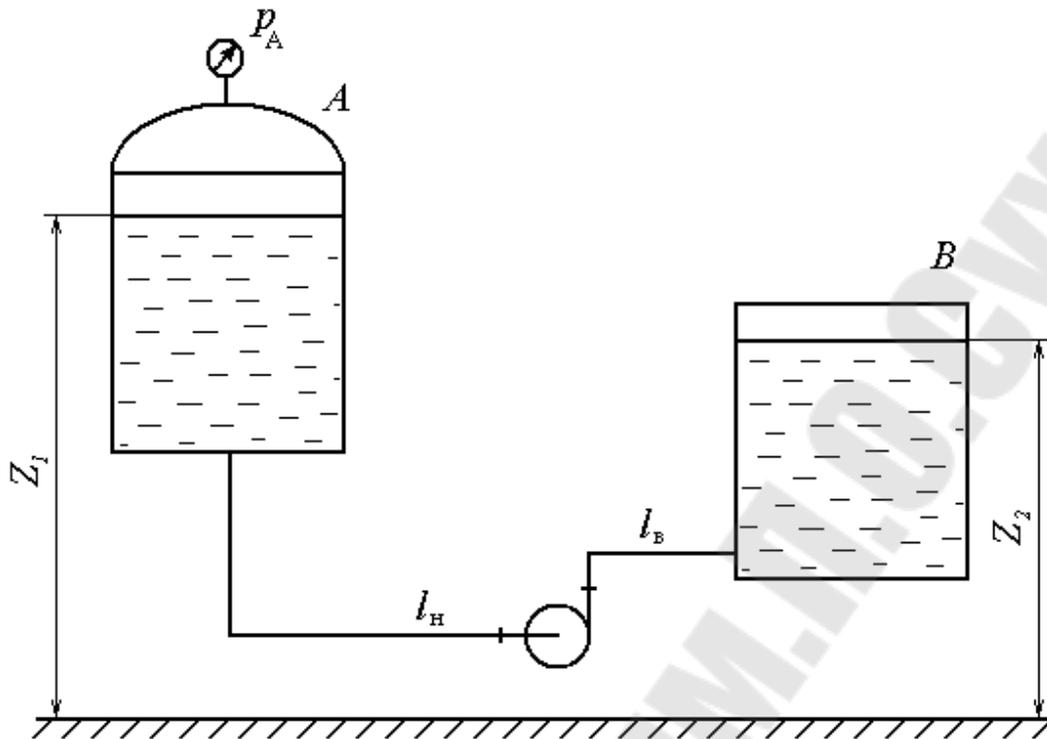


Рис. 3.13. Блок-схема

Таблица 3.6

Вариант	$t$ , °C	$Q_p$ , л/с	Вид жидкости	$l_H$ , км	$L_{BC}$ , м	$Z_1$ , м	$Z_2$ , м	$p_A$ , атм	$p_B$ , атм
1	18	12	ВОДА	2,95	50	17	10	0,9	0
2	18	12		2,45	50	20	10	1,4	0
3	18	12		1,96	40	35	15	2,7	0
4	18	12		1,48	20	35	15	1,7	0
5	18	26		7,96	40	40	10	3,9	0
6	18	25		6,97	30	40	20	2,1	0
7	18	26		4,98	20	30	10	3,5	0
8	18	26		3,98	20	33	13	2,7	0
9	50	25	МАСЛО И-20	4,42	30	34	14	4,2	0
10	50	40		4,97	30	14	4	1,2	0
11	50	45		3,98	20	23	13	1,4	0
12	50	85		9,97	30	25	10	1,5	0
13	50	75		3,97	30	19	7	0,7	0
14	50	75		9,96	40	12	2	3,8	0

### Порядок выполнения расчетов (задача 3.1.1)

Сведения о физических свойствах перекачиваемой жидкости (плотность  $\rho$ , удельный вес  $\gamma$ , кинематический коэффициент вязкости  $\nu$ ) при заданной температуре (Приложения 3–7); коэффициенты местных сопротивлений  $\zeta$  (Приложение 12); в зависимости от материала трубы и ее состояния находится абсолютная величина эквивалентной шероховатости  $\Delta_s$  ( $K_s$ ) (Приложение 10).

Расчитать, затем выбрать по каталогам внутренний диаметр трубопровода. Диаметр труб определяется заданным расходом  $Q_p$  и допустимыми скоростями движения жидкости по трубопроводу ( $v_{\text{доп}} = 1,5 - 2,5$  м/с) [9, с. 3]:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot v_{\text{доп}}}}, \text{ м.}$$

Расчетный внутренний диаметр  $d$  округляется до ближайшего большего значения стандартного условного прохода  $d_y$  (Приложение 11) и, в зависимости от типа перекачиваемой жидкости, выбираем тип трубы и записываем соответствующее ему значение расчетного внутреннего диаметра  $d_p$ .

Определить скорость движения жидкости по трубопроводу при расчетном значении подачи  $Q_p$  и принятом расчетном внутреннем диаметре  $d_p$ :

$$v = \frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot d_p^2}, \text{ м/с.}$$

Определить режим движения жидкости по трубопроводу при расчетном значении подачи  $Q_p$ . Критерием для определения режима движения жидкости является число Рейнольдса:

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

где  $v$  – уточненная средняя скорость движения жидкости, м/с;

$d_p$  – принятый расчетный внутренний диаметр, м;

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости заданной жидкости, м<sup>2</sup>/с.

Затем необходимо определить потребный напор насоса  $H_{\text{потр}}$  при расчетном значении подачи  $Q_p$ :

$$H_{\text{потр}} = (Z_2 - Z_1) + \frac{p_B - p_A}{\rho \cdot g} + \Delta h_w,$$

где  $Z_1$  и  $Z_2$  – высота центра тяжести сечения входа и выхода из насоса, м;  
 $p_B$  и  $p_A$  – давление на выходе и на входе в насос, Па;  
 $\Delta h_w$  – суммарные потери напора, м:

$$\Delta h_w = \left( \lambda \cdot \frac{l_H + l_{\text{вс}}} {d_p} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v^2} {2 \cdot g},$$

где  $l_H$  и  $l_{\text{вс}}$  – длина нагнетательного и всасывающего трубопровода, м;  
 $\sum \zeta$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений (Приложение 12):

$$\sum \zeta = \zeta_{\text{в}} + \zeta_{\text{к}} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}},$$

где  $\zeta_{\text{в}}$  – вентиль;

$\zeta_{\text{к}}$  – резкий поворот на  $90^\circ$  (в зависимости от заданной схемы одно или два колена);

$\zeta_{\text{вх}}$  – вход во всасывающую трубу с острыми кромками;

$\zeta_{\text{вых}}$  – выход в резервуар большого размера;

$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения, зависит от режима движения жидкости:

1) при ламинарном режиме движения жидкости:

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

2) при турбулентном режиме движения жидкости выделяют следующие области:

– область гидравлически гладких труб:

$$2320 < \text{Re} < \frac{10 \cdot d_p} {K_9}; \quad \lambda = \frac{0,3164} {\text{Re}^{0,25}};$$

– доквадратичная область сопротивления:

$$\frac{10 \cdot d_p} {K_9} < \text{Re} < \frac{500 \cdot d_p} {K_9}; \quad \lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{K_9} {d_p} + \frac{68} {\text{Re}} \right)^{0,25};$$

– квадратичная область сопротивления:

$$\text{Re} > \frac{500 \cdot d_p}{K_3}; \quad \lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{d_p}{2 \cdot K_3}\right)^2}.$$

Используя сводные графики полей  $Q-H$  лопастных насосов, приводимые в справочной литературе [1], [6], [7], выполняют предварительный подбор насоса. Затем необходимо перерисовать все характеристики насоса выбранного типоразмера.

Окончательная проверка правильности выбора насоса производится при нахождении рабочего режима (рабочей точки). Определение рабочей точки производится совмещением на одном графике в одинаковом масштабе рабочей характеристики самого насоса с характеристикой насосной установки (характеристикой сети).

Характеристика сети представляет график зависимости потребного напора от расхода жидкости в трубопроводе  $H_{\text{потр}} = f(Q)$  при изменении расхода от  $Q = 0$  до  $Q_{\text{max}}$ . За  $Q_{\text{max}}$  следует принимать увеличенный на 10–15 л/с заданный по условию задачи расход  $Q_p$ . Выбрать в зависимости от  $Q_{\text{max}}$  значение шага  $\Delta Q$ , чтобы при расчете получить около 10–11 точек.

Рабочая точка, являющаяся точкой пересечения основной характеристики насоса  $H = f(Q)$  и характеристики сети  $H_{\text{потр}} = f(Q)$ , которая должна находиться в рабочей части характеристики насоса.

Границей рабочей части характеристики  $H = f(Q)$  принято считать режимы, в которых КПД насоса меньше максимального на 3–5 %.

После нахождения рабочей точки необходимо построить суммарные графики соединения двух выбранных насосов последовательно и параллельно. Найти точки пересечения этих графиков с характеристикой сети и графически ответить на вопрос: какое соединение насосов необходимо использовать для увеличения напора и подачи установки?

### Задача 3.2.2

Центробежный насос поднимает воду на высоту  $h_r = 6$  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.

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 эквивалентными длинами, включенными в заданные длины 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
$\eta$	0	0,48	0,68	0,77	0,83	0,81	0,74

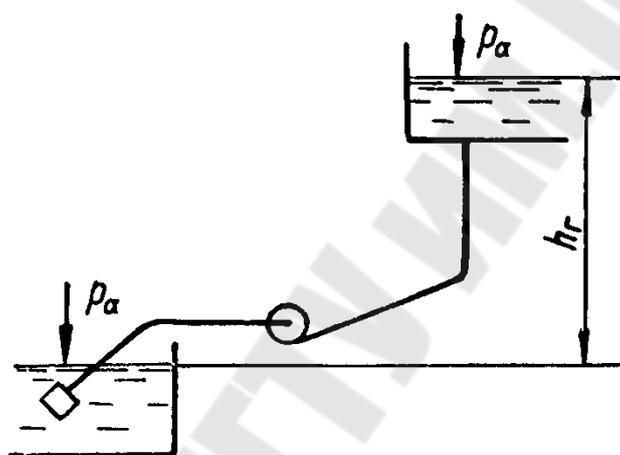


Рис. 3.14. Насосная установка к задаче 3.3.2

### Задача 3.3.3

Центробежный насос (рис. 3.14) перекачивает воду на высоту  $h_r = 11$  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 3.8

Характеристика насоса при  $n_1 = 1600$  об/мин

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

### Задача 3.3.4

Задание на расчет рабочего колеса центробежного насоса: при известных значениях подачи  $Q$ , напора  $H$ , вида перекачиваемой жидкости, числа оборотов вращения рабочего колеса  $n$  и общего  $\eta_{\text{общ}}$  КПД необходимо произвести расчет геометрии рабочего колеса на входе и на выходе из насоса. По рассчитанным параметрам необходимо произвести профилирование лопасти рабочего колеса.

### Исходные данные (задача 3.3.4)

Таблица 3.9

№ п/п	Подача $Q$ , л/с	Напор $H$ , м	Число оборотов $n$ , об/мин	КПД $\eta_{\text{общ}}$	№ п/п	Подача $Q$ , л/с	Напор $H$ , м	Число оборотов $n$ , об/мин	КПД $\eta_{\text{общ}}$
1	80	60	1100	0,6	27	110	50	1300	0,75
2	110	55	1350	0,63	28	80	60	1500	0,69
3	100	55	1350	0,63	29	120	85	1500	0,76
4	90	40	1450	0,69	30	100	70	1400	0,71
5	90	55	1400	0,7	31	80	30	1350	0,64
6	75	35	1500	0,72	32	80	40	2000	0,74
7	85	45	1450	0,67	33	75	60	1100	0,6
8	100	50	1400	0,65	34	45	80	1500	0,7
9	80	45	1500	0,7	35	110	60	1350	0,63
10	90	60	1400	0,7	36	145	70	1950	0,71
11	120	60	1500	0,72	37	105	55	1350	0,63
12	120	45	1200	0,63	38	95	40	1450	0,69
13	85	55	1300	0,64	39	95	55	1400	0,7
14	90	50	1250	0,7	40	90	65	1100	0,6
15	65	50	1500	0,72	41	70	35	1500	0,72
16	80	50	1300	0,6	42	45	50	1250	0,76
17	105	45	1400	0,71	43	85	50	1450	0,67
18	100	40	1450	0,73	44	40	30	1350	0,68
19	90	45	1450	0,74	45	100	60	1400	0,65
20	75	65	1400	0,7	46	65	55	1500	0,72
21	100	55	1350	0,68	47	70	65	2000	0,68
22	70	70	1450	0,71	48	50	65	1500	0,67
23	70	45	1400	0,64	49	90	60	2900	0,67
24	95	80	1200	0,65	50	95	95	1400	0,6
25	45	25	2900	0,72	51	45	90	2500	0,64
26	110	50	1300	0,65	52	50	45	1500	0,64

Окончание табл. 3.9

№ п/п	Подача $Q$ , л/с	Напор $H$ , м	Число оборотов $n$ , об/мин	КПД $\eta_{\text{общ}}$	№ п/п	Подача $Q$ , л/с	Напор $H$ , м	Число оборотов $n$ , об/мин	КПД $\eta_{\text{общ}}$
53	95	100	1500	0,68	57	90	35	1500	0,7
54	75	55	2000	0,68	58	75	40	2200	0,64
55	45	35	2900	0,62	59	120	60	1200	0,7
56	90	30	2900	0,78	60	110	60	1350	0,63

Насос перекачивает воду с плотностью  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  и кинематической вязкостью  $\nu = 1 \text{ сСт}$ .

### Порядок выполнения расчетов (задача 3.3.4)

#### Определение геометрических параметров на входе в рабочее колесо

1. 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, м<sup>3</sup>/с;

$H$  – заданный напор насоса, м.

Таблица 3.10

#### Зависимость геометрических параметров от коэффициента быстроходности

$n_s$	35–70	80–120	150–250	300–500	700–1000
$d_2/d_0$	3–2,4	2,4–1,8	1,8–1,3	1,3–1,1	1

В зависимости от величины коэффициента быстроходности определяют тип центробежного насоса и вид проточной части рабочего колеса (рис. 3.15).

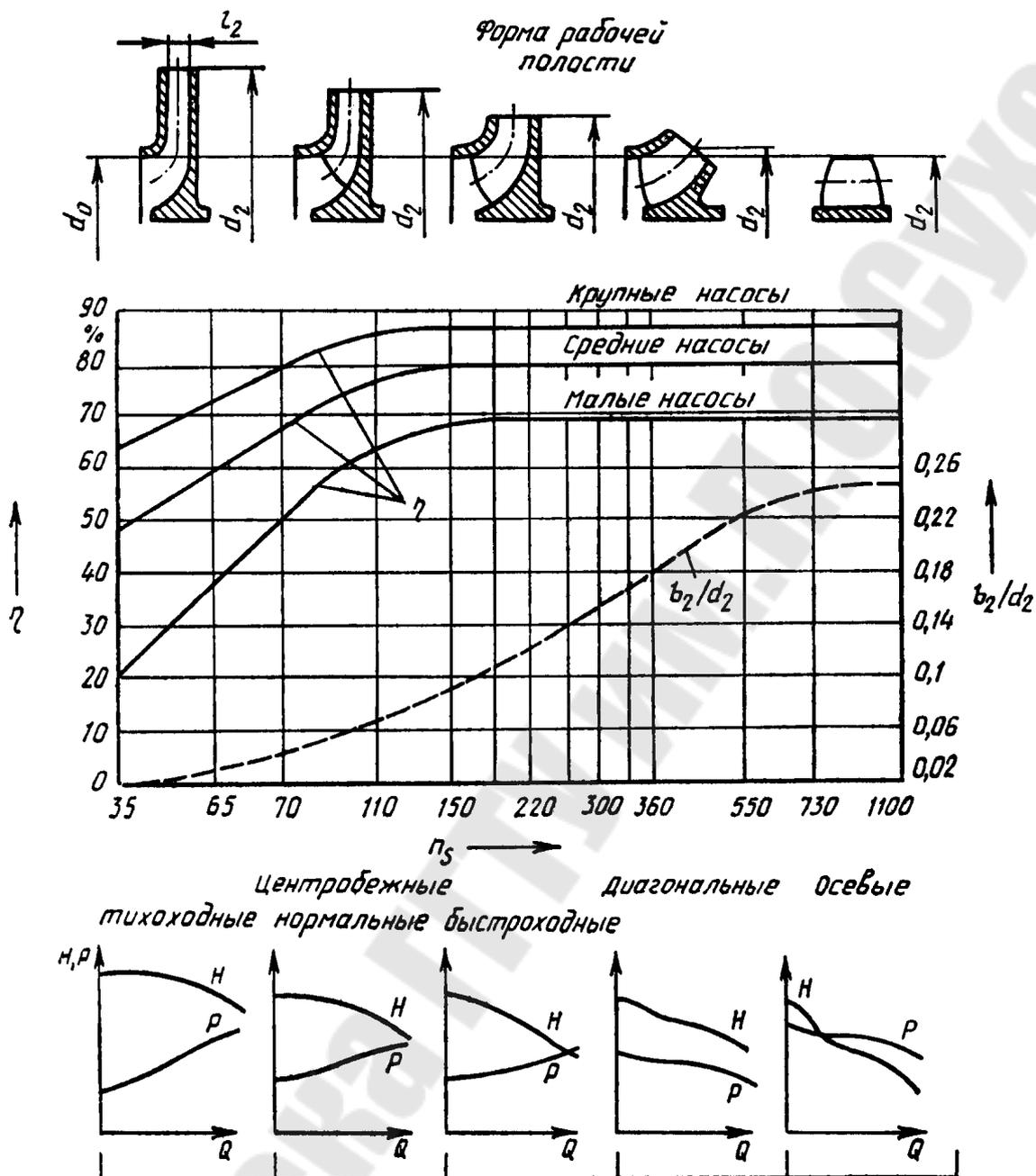


Рис. 3.15. Изменение параметров и классификация лопастных насосов в зависимости от коэффициента быстроходности

2. Определить приведенный диаметр на входе  $D_{1пр}$  в рабочее колесо. В виду отсутствия данных на входе используем эмпирическую формулу:

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

3. Определить гидравлический, объемный и механический КПД, используя эмпирические формулы.

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

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

где  $n_s$  – расчетный коэффициент быстроходности, об/мин.

Определить механический КПД насоса, исходя из заданного общего КПД и расчетных гидравлического и объемного КПД:

$$\eta_{мех} = \frac{\eta}{\eta_o \cdot \eta_r}.$$

4. Определить мощность на входе в рабочее колесо, исходя из заданных параметров напора и расхода проектируемого насоса, 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.

5. Определить крутящий момент на валу насоса:

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

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

6. Определить диаметр вала из расчета на чистое кручение по пониженному допускаемому напряжению без учета влияния изгиба:

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

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

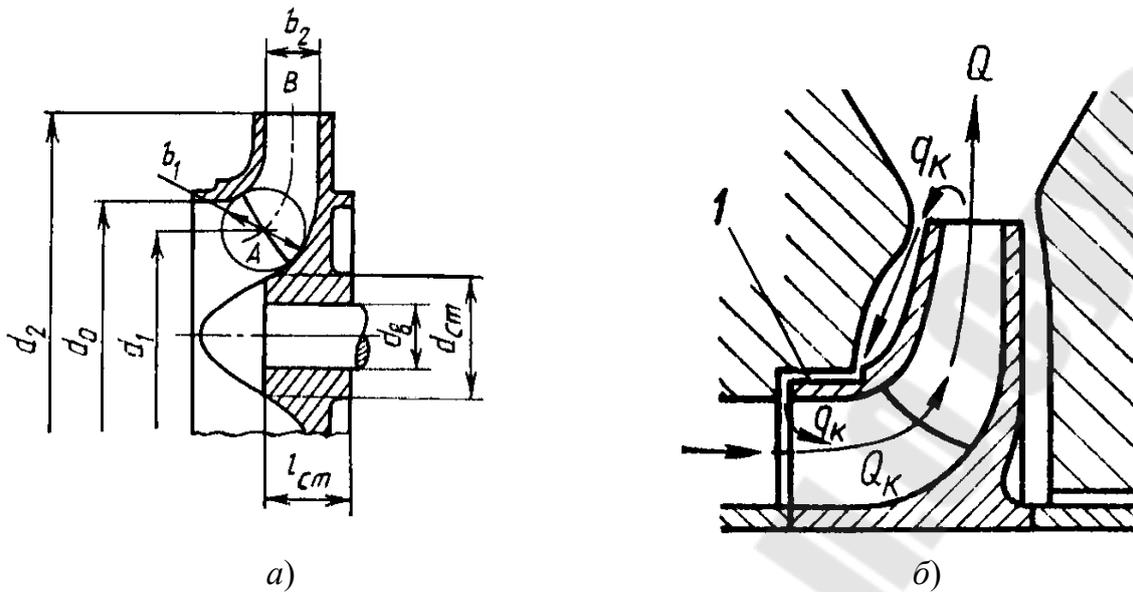


Рис. 3.16. Меридиональное сечение рабочего колеса:  
 а – проставление размеров;  
 б – утечки в уплотнения рабочего колеса

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.

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

$$d_{\text{вт}} = (1,2 \dots 1,25) \cdot d_v, \text{ м};$$

$$l_{\text{вт}} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{\text{вт}}, \text{ м}.$$

8. Подача насоса на выходе  $Q$  отличается от расхода через колесо  $Q'$  на величину утечек  $q_k$  (рис. 3.16, б), которые учитываются объемным КПД, следовательно, можно определить расход через колесо  $Q'$  по формуле

$$Q' = Q / \eta_o.$$

На входе рабочая жидкость движется с абсолютной скоростью  $v'_0$ , которая зависит от заданного числа оборотов  $n$  (об/мин) и подачи через колесо  $Q'$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), и определяется по эмпирической формуле:

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

где  $\alpha_0 = 0,06 - 0,08$  – эмпирический коэффициент, принимается  $\alpha_0 = 0,06$ .

9. Определить диаметр входной воронки рабочего колеса (рис. 3.16, а) по формуле

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

Полученные значения  $D'_0$  необходимо округлить до ближайшего большего стандартного значения, чтобы получить  $D_0$ , м.

Затем необходимо уточнить величину абсолютной скорости  $v_0$  на входе по формуле

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

10. Определить диаметр входа рабочего колеса (рис. 3.16, а). В общем случае этот диаметр определяется по формуле, в зависимости от типа насоса (рис. 3.15):

$$D_1 = (0,8 \dots 1,1) \cdot D_0, \text{ м.}$$

11. Определить окружную скорость потока жидкости на входе в рабочее колесо:

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

12. Определить меридиональную скорость на входе в рабочее колесо, которая равна абсолютной скорости на входе при условии, что поток входит в межлопастные каналы без закрутки:

$$v_{m1} = v_0, \text{ м/с.}$$

13. Ширину рабочего канала на входе определяем 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  $K_1 = 0,75 - 0,83$ .

14. Угол, под которым поток жидкости входит в межлопастные каналы рабочего колеса, определяется по формуле

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{v_{M1}}{u_1}; \quad \beta_1 = \operatorname{arctg}\beta_1.$$

Угол наклона лопасти на входе в рабочее колесо отличается от угла, под которым жидкость входит в межлопастные каналы на величину угла атаки  $\delta = 5 - 10^\circ$ , который должен находиться в пределах  $15 - 30^\circ$ . В противном случае, нужно заново пересчитать диаметр  $D_1$ , выбрав другой коэффициент или изменить угол атаки:

$$\beta_{1,л} = \beta_1 + \delta.$$

Для проверки предыдущих расчетов необходимо построить треугольник скоростей на входе, 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).

Треугольник скоростей на входе в рабочее колесо строится следующим образом:

а) величины окружной и меридиональной скоростей откладываются в одном масштабе (рис. 3.17, а);

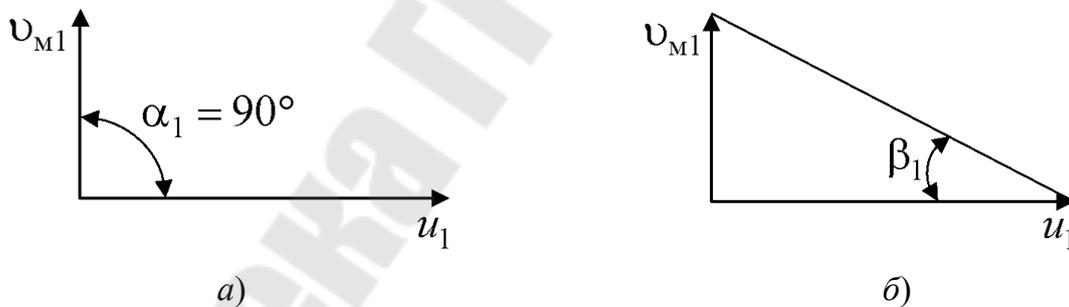


Рис. 3.17. Этапы построения треугольника скоростей на входе в рабочее колесо

б) затем необходимо соединить концы стрелок скоростей, из полученного треугольника определяется угол, под которым поток жидкости входит в межлопастные каналы рабочего колеса  $\beta_1$  (рис. 3.17, б);

в) затем необходимо увеличить угол  $\beta_1$  на величину угла атаки  $\delta$  и определить величины относительной  $w_1$  и абсолютной  $v_1$  скорости (рис. 3.18).

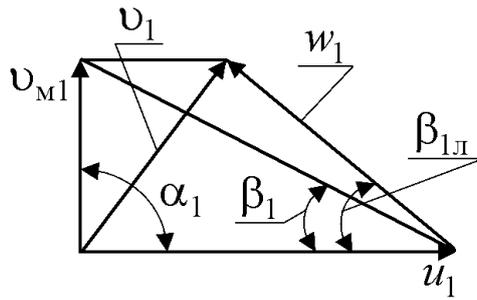


Рис. 3.18. Треугольник скоростей на входе в рабочее колесо

### Определение параметров рабочего колеса на выходе

1. В межлопастных каналах рабочего колеса теряется часть энергии потока жидкости за счет трения и вихреобразования, это гидравлические потери насоса, которые определяются потерями напора. Следовательно, теоретический напор рабочего колеса определяется 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.

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

3. В первом приближении окружная скорость потока на выходе определяется по формуле

$$u_2 = \frac{v_{M2} \cdot \text{ctg} \beta_{2л}}{2} + \sqrt{\left( \frac{v_{M2} \cdot \text{ctg} \beta_{2л}}{2} \right)^2 + H_T \cdot g}, \text{ м/с.}$$

Если исходить из условия, что площади живых сечений на входе в рабочее колесо и выходе из него равны (к чему обычно стремятся), то меридианальная скорость на выходе из рабочего колеса в первом приближении равна:

$$v_{M2} = v_{M1}, \text{ м/с.}$$

4. Определив окружную скорость на выходе из рабочего колеса, можно определить выходной диаметр рабочего колеса:

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

5. Определить ширину межлопастного канала по формуле

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

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

6. 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. В насосах со стабильной напорной характеристикой при перекачивании чистой жидкости  $z = 6-7$ . В насосах для перекачивания взвесей оптимальное число лопастей  $z = 2$ .

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

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

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

9. 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.

После нахождения основных геометрических параметров рабочей полости насоса приступают к профилированию меридионального сечения проточной части рабочего колеса, т. е. необходимо спроектировать лопасть, основываясь на использовании метода численного интегрирования, который позволяет спроектировать оптимальную конструкцию лопастей, т. е. плавный переход потока по рабочему колесу.

### *Профилирование лопасти рабочего колеса*

Профилирование лопастей насоса представляет продолжение геометрического расчета его рабочей части в поперечном сечении. Наиболее распространенным методом профилирования цилиндрических лопастей является метод профилирования по точкам. Данный метод делится на два этапа. На первом находится очертание средней линии лопасти, на втором очерчивают линии поверхностей лопасти в плоскости профиля.

Методика профилирования цилиндрических лопастей по точкам следующая:

– разбиваем область между входным и выходным радиусами рабочего колеса на  $k$  частей и находим изменение радиуса:

$$\Delta R = \frac{R_2 - R_1}{k}, \text{ м};$$

– задаемся изменением угла лопасти по ее длине от входной до выходной кромок в зависимости от изменения радиуса колеса. Строят график этой зависимости в масштабе как показано на рис. 3.19, а. В насосах с лопастями, загнутыми назад по отношению к вращению рабочего колеса, рекомендуется задавать изменение угла лопасти по линейному закону;

– задаемся изменением меридиональной скорости по длине от входной до выходной кромок (с поправкой на стеснение потока лопастями) в зависимости от изменения радиуса колеса (строим график аналогично построению зависимости угла лопасти от изменения радиуса рис. 3.19, а)  $v'_{mi} = v_{mi} \cdot K_i$ ;

– находим угол охвата лопасти  $\theta$ , заполняя таблицу 3.10.

Таблица 3.10

### Профилирование лопасти

$\Delta R$ , м	$R_i$ , м	$v'_{mi}$ , м/с	$b_i$ , м	$\beta_{il}$ , град	$\text{tg}\beta_{il}$	$B_i$	A	$\Delta\theta$	$\theta$
0	$R_1$	$v'_{m1}$	$b_1$	$\beta_{1л}$			–	–	
	$R_2$	$v'_{m2}$	$b_2$	$\beta_{2л}$					

Расчеты для заполнения табл. 3.10 необходимо производить, используя следующие формулы:

$$b_i = \frac{Q'}{2 \cdot \pi \cdot R_i \cdot v'_{mi}} - \text{ширина рабочего канала};$$

$$B = \frac{1}{R_i \cdot \operatorname{tg} \beta_{in}};$$

$$A = \frac{B_i + B_{i+1}}{2};$$

$$\Delta \theta = A \cdot \Delta R;$$

$$\theta = \sum \Delta \theta.$$

После расчета и заполнения табл. 3.10 необходимо построить среднюю линию лопасти как показано на рис. 3.19, б.

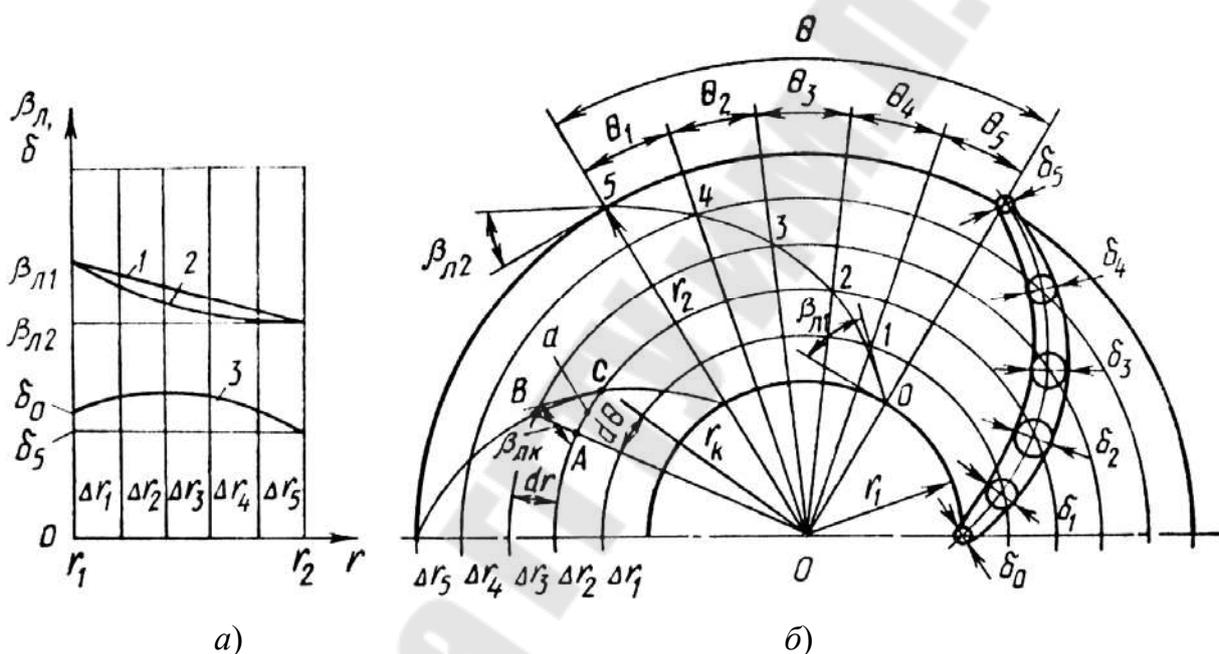


Рис. 3.19. Построение средней линии лопасти: а – зависимость угла лопасти от изменения радиуса рабочего колеса; б – построение средней линии лопасти

### Задача 3.3.5

Подобрать насос для подачи воды ( $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ,  $\nu = 0,01 \text{ см}^2/\text{с}$ ) с расходом  $Q = 17,5 \text{ л/с}$  на высоту  $h = 6 \text{ м}$ , если длина всасывающего трубопровода  $l_{\text{в}} = 12 \text{ м}$ , длина нагнетательного трубопровода  $l_{\text{н}} = 400 \text{ м}$ . Сумма коэффициентов местных сопротивлений на всасывающей линии  $\sum \zeta_{\text{в}} = 8$ , на нагнетательной  $\sum \zeta_{\text{н}} = 47$ , шероховатость труб  $\Delta = 0,2 \text{ мм}$ .

### Задача 3.3.6

Два центробежных насоса К20/30 работают параллельно и подают жидкость на высоту  $h_r = 15$  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 %?

### Задача 3.3.7

Из резервуара с постоянным уровнем вода подается центробежным насосом в бак, из которого она забирается в количестве  $q = 3$  л/с. Отверстие заборной трубы находится на высоте  $h = 10$  м над поверхностью воды в резервуаре (рис. 3.20, а). Определить подачу и напор насоса в начальный момент работы насоса, когда уровень воды в баке располагается на высоте  $h$ .

До какого наибольшего уровня может подняться вода в баке? Какими будут в этот момент подача и напор насоса?

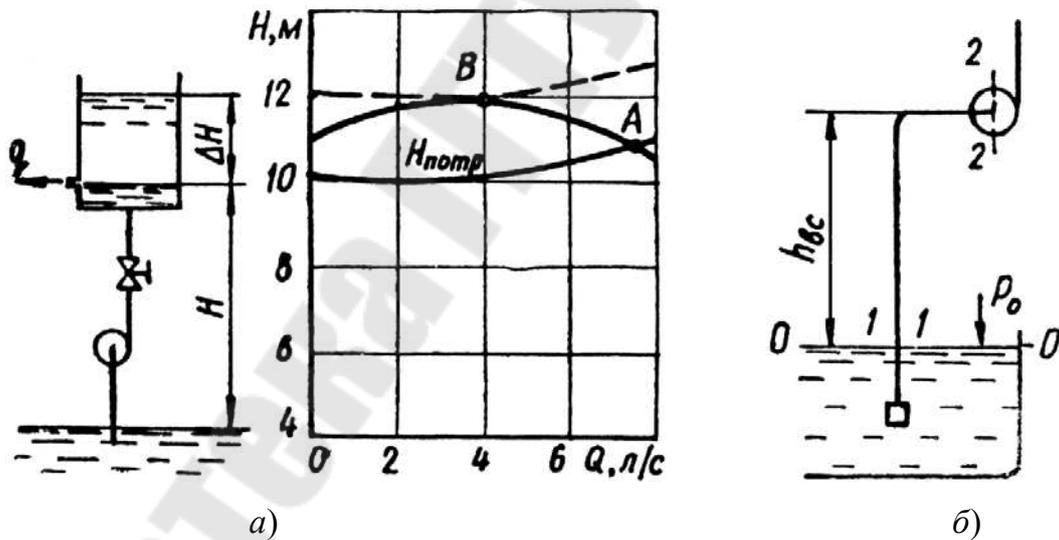


Рис. 3.20. Насосные установки

В табл. 3.11 задана характеристика насоса – зависимость напора от подачи:

Таблица 3.11

$Q$ , л/с	0	2	4	6	8	10
$H$ , м	11,0	11,7	12,0	12,5	10,5	9,0

Суммарный коэффициент сопротивления трубопровода  $\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta = 15,1$ , диаметр трубопровода  $d = 100$  мм.

### 3.4. Допускаемая высота всасывания центробежного насоса

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. Кавитация сопровождается характерным шумом, вибрацией насосной установки, падением напора, подачи, мощности и КПД.

Из уравнения Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости 0–0 (рис. 3.20, б) следует, что давление  $p_2$  у входа в насос и, следовательно, в рабочем колесе насоса тем меньше, чем больше высота всасывания  $h_{\text{вс}}$  и потери напора  $h_{\text{п}}$  в трубопроводе:

$$\frac{p_2}{\rho \cdot g} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} - h_{\text{вс}} - h_{\text{п}} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g}, \quad (3.15)$$

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

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

При большой высоте всасывания давление на входе в насос становится равным давлению насыщенных паров и возникает кавитация. Следовательно, высота всасывания насоса ограничивается кавитацией. Поэтому для обеспечения надежной работы насоса при определении допускаемой высоты всасывания вводится кавитационный запас  $\Delta h$ :

$$h_{\text{вс}} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} - \frac{p_{\text{н.п}}}{\rho \cdot g} - h_{\text{п}} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} - \Delta h, \quad (3.16)$$

где  $p_{\text{н.п}}$  – давление насыщенных паров (Приложение 3);

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

$\Delta h_{\text{кр}}$  – критический кавитационный запас, определяемый по формуле С. С. Руднева:

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \cdot \left( \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3}, \quad (3.17)$$

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

$Q$  – подача, м<sup>3</sup>/с;

$c$  – кавитационный коэффициент быстроходности, для обычных центробежных насосов равный  $c = 800 - 1000$ .

### Задача 3.4.1

Центробежный насос (рабочая характеристика при частоте вращения  $n = 2900$  об/мин представлена на рис. 3.21, а) подает воду с температурой  $20^\circ\text{C}$  по всасывающему трубопроводу ( $l_1 = 15$  м,  $d_1 = 150$  мм,  $\lambda_1 = 0,018$ ,  $\sum \zeta_1 = 6$ ) и напорному трубопроводу ( $l_2 = 15$  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?

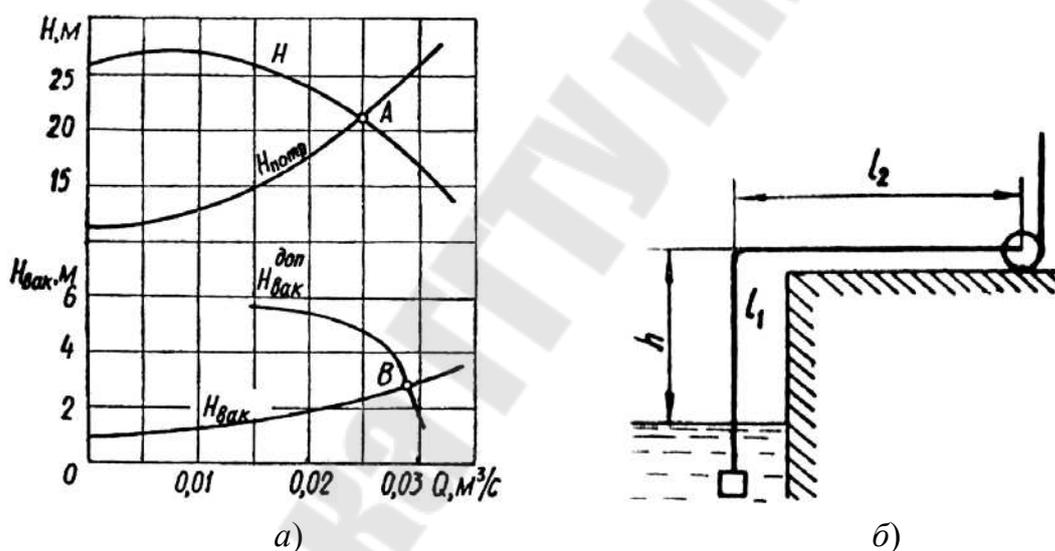


Рис. 3.21. Центробежный насос:

а – рабочая характеристика; б – схема установки к задаче 3.4.3

### Задача 3.4.2

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  $d_{\text{вс}} = 120$  мм, сумма коэффициентов местных сопротивлений  $\sum \zeta = 8$ , шероховатость стенок трубы  $\Delta = 0,2$  мм, температура перекачиваемой воды  $t = 20^\circ\text{C}$ , атмосферное давление  $p_a = 100$  кПа.

Как изменится допускаемая высота всасывания насоса при увеличении диаметра всасывающего трубопровода до  $d_1 = 150$  мм? Кавитационный коэффициент быстроходности  $c = 900$ .

### Задача 3.4.3

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. 3.21, б).

### Задача 3.4.4

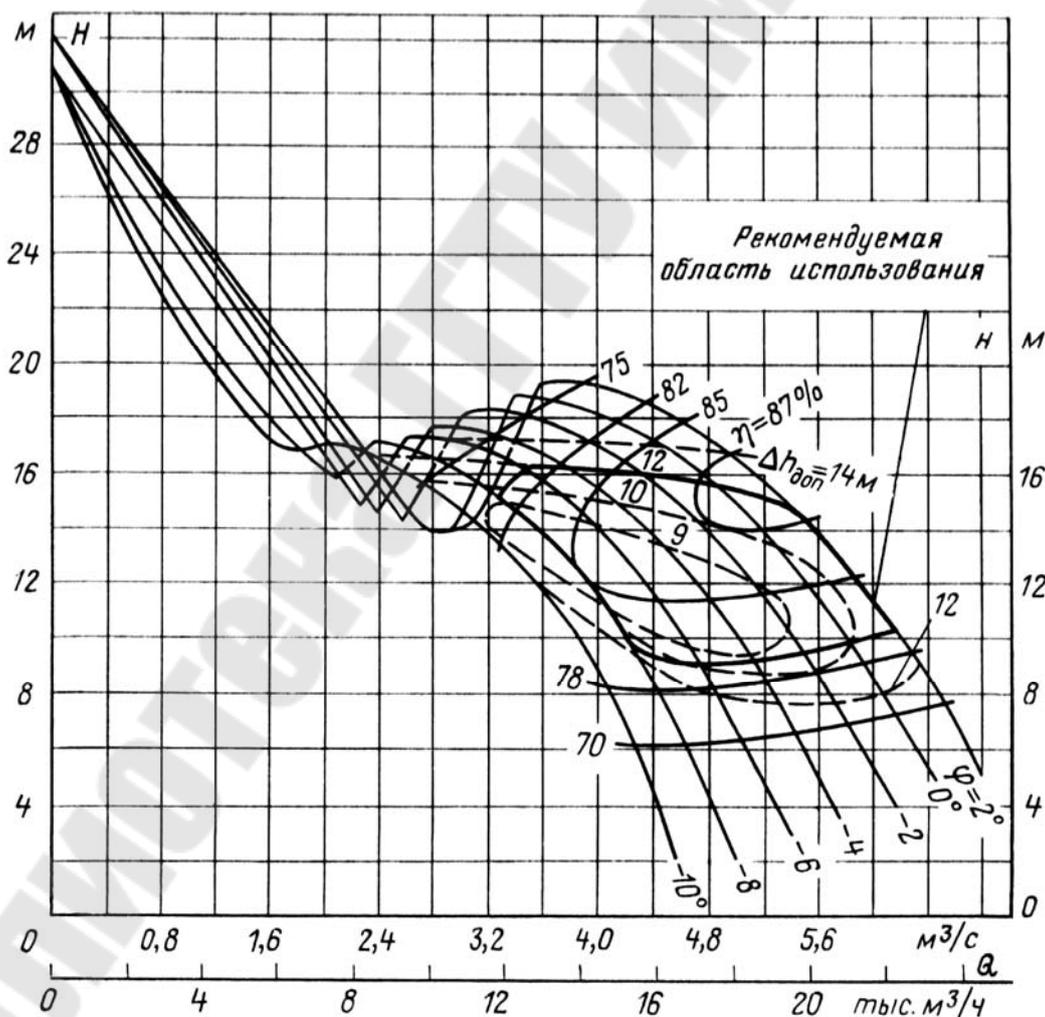


Рис. 3.22. Характеристика осевого насоса типа ОП2-110 ( $n = 485$  об/мин,  $D = 1100$  мм)

Определить допустимую высоту всасывания консольного насоса, для которого согласно характеристике на рис. 3.22 при подаче  $Q = 48$  л/с и  $h_{\text{вс}}^{\text{доп}} = 7$  м. Перекачивается холодная вода и вода с температурой  $t = 70$  °С. Абсолютная отметка нижнего бассейна (НБ)  $\nabla = 0$ .

Подсчитано, что для  $Q = 48$  л/с,  $v_1 = 3,0$  м/с,  $h_{\text{вс}} = 1,5$  м.

#### **Задача 3.4.5**

Определить допустимую высоту всасывания для осевого насоса, для которого согласно характеристике на рис. 24 при подаче  $Q = 5,2$  м<sup>3</sup>/с (вода холодная)  $\Delta h_{\text{доп}} = 12,0$  м. Абсолютная отметка НБ  $+300$  м,  $h_{\text{вс}} = 0,5$  м.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение 1

### Международная система единиц СИ

Таблица П.1.1

Величина	Размерность	Наименование	Обозначение
Длина	$L$	метр	м
Время	$T$	секунда	с
Масса	$M$	килограмм	кг
Угол		радиан	рад
Площадь	$L^2$	квадратный метр	$m^2$
Объем	$L^3$	кубический метр	$m^3$
Скорость	$L \cdot T^{-1}$	метр в секунду	м/с
Ускорение	$L \cdot T^{-2}$	метр на секунду в квадрате	$m/s^2$
Угловая скорость	$T^{-1}$	радиан в секунду	рад/с
Частота вращения	$T^{-1}$	оборот в секунду	об/с
Плотность	$M \cdot L^{-3}$	килограмм на кубический метр	$kg/m^3$
Сила (вес)	$M \cdot L \cdot T^{-2}$	ньютон	Н
Момент силы	$M \cdot L^2 \cdot T^{-2}$	ньютон-метр	Н · м
Давление	$M \cdot L^{-1} \cdot T^{-2}$	паскаль	Па
Модуль упругости	$M \cdot L^{-1} \cdot T^{-2}$	паскаль	Па
Динамическая вязкость	$M \cdot L^{-1} \cdot T^{-1}$	паскаль-секунда	Па · с
Кинематическая вязкость	$L^2 \cdot T^{-1}$	квадратный метр на секунду	$m^2/s$
Объемный расход	$L^3 \cdot T^{-1}$	кубический метр в секунду	$m^3/s$
Массовый расход	$M \cdot T^{-1}$	килограмм в секунду	кг/с
Мощность	$M \cdot L^2 \cdot T^{-3}$	ватт	Вт
Работа, энергия	$M \cdot L^2 \cdot T^{-2}$	джоуль	Дж
Температура	$\theta$	кельвин	К

## Приложение 2

### Единицы, применяемые наравне с единицами СИ и временно допускаемые к применению

Таблица П.2.1

Величина	Наименование	Обозначение	Соотношение с единицей СИ
Сила (вес)	килограмм-сила	кгс	9,806 Н
Давление	килограмм-силы на квадратный сантиметр	кгс/см <sup>2</sup>	98066,5 Па (точно)
	(техническая атмосфера)	(ат)	~10 <sup>5</sup> Па
	миллиметр водного столба	мм вод. ст.	9,806 Па
	миллиметр ртутного столба	мм рт. ст.	133,3 Па
Кинематическая вязкость	стокс	Ст	10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup> /с
Динамическая вязкость	пуаз	П	0,1 Па·с
Объем	литр	л	10 <sup>-3</sup> м <sup>3</sup>
Температура	градус Цельсия	°С	$T = (t \text{ °С} + 273,16) \text{ К}$
Плоский угол	градус	°	$\pi/180$ рад

## Приложение 3

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

Таблица П.3.1

Жидкость	Температура $t$ , °С	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Удельный вес $\gamma$ , Н/м <sup>3</sup>	Относительная плотность $\delta$
Автол 10	20	920	9025	0,92
Алкоголь (безводный)	20	795	7799	0,795
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

Продолжение табл. П.3.1

Жидкость	Температура $t$ , °С	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Удельный вес $\gamma$ , Н/м <sup>3</sup>	Относительная плотность $\delta$
Бензол чистый каменноугольный	20	876–880	8590–8630	0,876–0,88
Битум				
дорожно-сланцевый	20	1000–1100	9810–10790	1,0–1,1
нефтяной	20	960–990	9420–9710	0,96–0,99
Вода				
дистиллированная	20	998,2	9790	0,998
морская	20	1020–1030	10006–10104	1,02–1,03
Глицерин (безводный)	20	1260	12360	1,26
Гудрон	15	930–950	9123–9320	0,93–0,95
Деготь каменноугольный	20	1030	10100	1,03
Дизельное топливо	20	831–861	8150–8450	0,831–0,861
Керосин (ГОСТ 4753-68)	20	790–860	7770–8240	0,79–0,86
Мазут	15	890–940	8731–9221	0,89–0,94
Масло				
автотракторное АК-11	20	925–930	9070–9120	0,925–0,93
вазелиновое	20	860–890	8437–8731	0,86–0,89
велосит Л	20	860–880	8437–8633	0,86–0,88
веретенное АУ (ГОСТ 6794-75)	50	888–896	8711–8790	0,888–0,896
деревянное	15	920	9025	0,92
для гидравлических систем АМГ-30 (ГОСТ 6794-75)	50	850	8340	0,85
Масло промышленное 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

Продолжение табл. П.3.1

Жидкость	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	Удельный вес $\gamma, \text{Н/м}^3$	Относительная плотность $\delta$
И-50А; И-70А	50	910	8927	0,91
И-100А	50	920	9025	0,92
Масло				
касторовое	20	960	9418	0,96
кокосовое	15	930	9123	0,93
креозотовое	20	1040–1100	10200–10800	1,04–1,1
льняное	20	910–940	8930–9220	0,91–0,94
машинное	20	898	8809	0,898
минеральное	20	877–892	8600–8750	0,877–0,892
оливковое	15	920	9025	0,92
парафиновое	18	925	9074	0,925
подсолнечное	20	925	9074	0,925
соляровое	20	885–902	8680–8850	0,885–0,902
сурепное	15	920	9025	0,92
терпентиновое	15	870	8535	0,87
трансформаторное	50	886	8692	0,886
турбинное 22; 30; 46; (ГОСТ 32-74)	50	900	8829	0,90
хлопковое	20	920–930	9025–9123	0,92–0,93
цилиндровое	20	886–916	8692–8986	0,886–0,916
Молоко цельное	20	1029	10094	1,029
Нефть натуральная	20	760–900	7456–8829	0,76–0,90
Патока	0	1450	14224	1,45
Пиво	15	1040	10202	1,04
Ртуть	20	13546	132886	13,546
Серная кислота (87 %)	15	1800	17658	1,8
Сероуглерод	20	1260–1290	12360–12650	1,26–1,29

Окончание табл. П.3.1

Жидкость	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	Удельный вес $\gamma, \text{Н/м}^3$	Относительная плотность $\delta$
Скипидар	18	870	8535	0,87
Смола				
сырая каменноугольная низкотемпературная	20	950–1100	9320–10791	0,95–1,1
флотационная	20	1010–1030	9910–10100	1,01–1,03
Спирт				
метиловый	15	810	7946	0,81
этиловый безводный	20	789	7740	0,789
Хлористый натрий (раствор с 26 % NaCl)	20	1110	10389	1,11
Чугун расплавленный	1200	7000	68670	7,0
Эфир этиловый	20	715–719	7014–7053	0,715–0,719
Яичный белок	20	1038	10183	1,038

## Приложение 4

### Кинематическая вязкость некоторых жидкостей

Таблица П.4.1

Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^{-4}, \text{м}^2/\text{с}$
Анилин	20	0,0430
Бензин	18	0,0065
Бензол	20	0,007
Глицерин:		
50-процентный водный раствор	20	0,0598
86-процентный 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

Окончание табл. П.4.1

Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^{-4}, \text{м}^2/\text{с}$
веретенное АУ (ГОСТ 1642-75)	20	0,49
индустриальное (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
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
цилиндровое		
11 (ГОСТ 380185-75)	100	0,09–0,13
24 (ГОСТ 380185-75)	100	0,20–0,28
38 (ГОСТ 6411-76)	100	0,32–0,50
52 (ГОСТ 6411-76)	100	0,50–0,70
Молоко цельное	20	0,0174
Нефть		
легкая	18	0,250
тяжелая	18	1,400
Патока	18	600
Ртуть	15	0,0011
Сероуглерод	20	0,0029
Скипидар	16	0,0183
Спирт этиловый безводный	20	0,0151
Хлористый натрий (раствор с 26 % NaCl)	20	0,0153
Эфир	20	0,0039

## Приложение 5

### Кинематическая вязкость некоторых масел при разных температурах

Таблица П.5.1

Масло	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^{-4}$ , м <sup>2</sup> /с, при температуре $t$ , °С					
	100	50	10	0	-5	-10
Авиационное (ГОСТ 21743-76):						
ИС-20С	0,21	1,52	30,8	81,6	143,5	258,5
МС-20	0,21	1,51	29,6	85,4	153,6	323,0
МК-22	0,22	1,76	38,8	85,5	294,5	1095
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

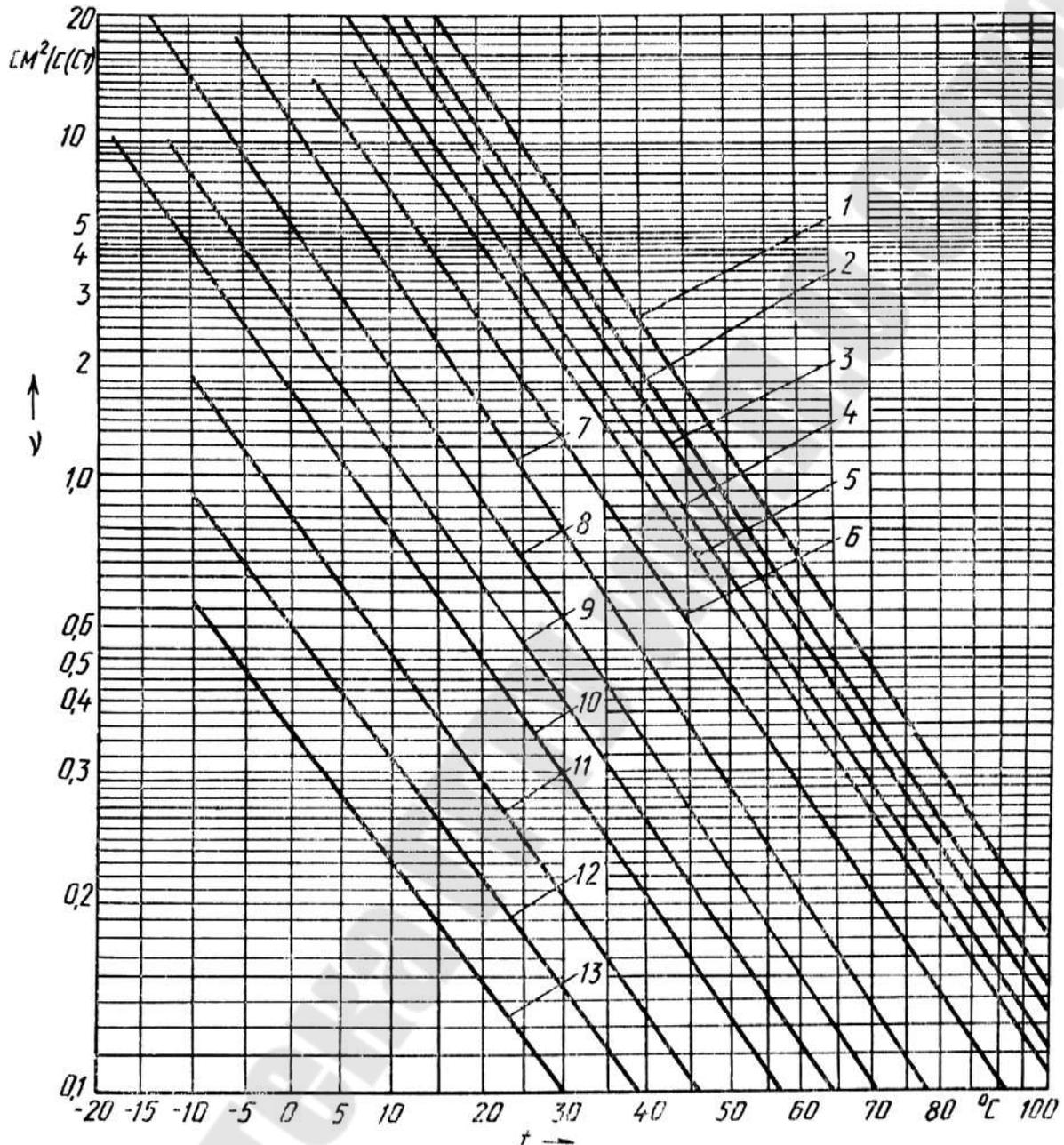


Рис. П.6.1. Зависимость кинематической вязкости жидкости от температуры

Приведенные линии соответствуют следующим маслам:  
 1 – автолу 18; 2 – дизельному Л; 3 – цилиндровому 11; 4 – автолу 10; 5 – моторному Т; 6 – моторному М; 7 – промышленному 30 (машинному Л); 8 – турбинному Л; 9 – сепараторному; 10 – промышленному 12 (веретенному 2); 11 – трансформаторному; 12 – соляровому; 13 – велоситу.

## Приложение 7

### Кинематическая вязкость пресной воды

Таблица П.7.1

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^{-4}, \text{м}^2/\text{с}$						
0	0,0179	7	0,0143	25	0,0090	60	0,0048
1	0,0173	10	0,0131	30	0,0080	70	0,0042
2	0,0167	12	0,0124	35	0,0072	80	0,0037
3	0,0162	15	0,0114	40	0,0065	90	0,0033
4	0,0157	17	0,0109	45	0,0060	100	0,0029
5	0,0152	20	0,0101	50	0,0055		

## Приложение 8

### Динамическая вязкость некоторых масел при различных давлениях

Таблица П.8.1

Масло	$t, ^\circ\text{C}$	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^{-1}, \text{Па} \cdot \text{с}$ , при давлении, МПа					
		0,1	10	20	30	40	50
Автол	37	1,440	1,940	2,450	3,060	3,672	4,896
Машинное	22	2,880	3,416	4,176	5,184	6,822	8,640
Трансформаторное	22	0,346	0,374	0,418	0,489	0,562	0,650

При практических расчетах повышение вязкости минеральных масел в зависимости от давления в диапазоне температур от 20 до 60 °С можно принимать по следующим приближенным данным:

Таблица П.8.2

Давление, МПа	7	15	20	40	60
Повышение вязкости, % исходной при атмосферном давлении	20–25	35–40	50–60	120–160	250–350

## Приложение 9

### Зависимость давления насыщенных паров от температуры для некоторых жидкостей

Таблица П.9.1

Жидкость	$p_{н.п}$ , кПа, при температуре, °С					
	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

## Приложение 10

### Характеристика центробежных насосов типа К

Таблица П.10.1

Марка насоса	Подача, л/с	Напор, м	КПД	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>
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	

Окончание табл. П.10.1

Марка насоса	Подача, л/с	Напор, м	КПД	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>
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	
К 290/30	61,6	32,0	0,80	1450
	77,8	29,1	0,825	
	94,5	25,4	0,790	
К 290/18	61,0	20,7	0,805	1450
	79,1	18,9	0,835	
	100	15,0	0,775	

## Приложение 11

### Значения $K$ , для различных труб

Таблица П.11.1

Вид трубы	Состояние трубы	$K$ , мм
Тянутая из стекла и цветных металлов	Новая, технически гладкая	$\frac{0,001 - 0,01}{0,005}$
Бесшовная стальная	Новая и чистая, тщательно уложенная	$\frac{0,02 - 0,05}{0,030}$
	После нескольких лет эксплуатации	$\frac{0,15 - 0,3}{0,2}$
Стальная сварная	Новая и чистая	$\frac{0,03 - 0,01}{0,05}$
	С незначительной коррозией после очистки	$\frac{0,1 - 0,20}{0,15}$
	Умеренно заржавленная	$\frac{0,30 - 0,70}{0,50}$
	Старая заржавленная	$\frac{0,80 - 1,5}{1,0}$
	Сильно заржавленная или с большими отложениями	$\frac{2,0 - 4,0}{3,0}$
Клепаная стальная	Клепаная вдоль и поперек по одному ряду заклепок; хорошее состояние поверхности	0,30 – 0,40
	С двойной продольной клепкой и простой поперечной клепкой; некорродированная	$\frac{0,60 - 0,70}{0,65}$
	С простой поперечной и двойной продольной клепкой; изнутри просмоленная или покрытая лаком	1,20 – 1,30
	С четырьмя-шестью продольными рядами клепки; длительное время находившаяся в эксплуатации	2,0
	С четырьмя поперечными и шестью продольными рядами клепки	4,0

Вид трубы	Состояние трубы	$K$ , мм
Оцинкованная стальная	Новая и чистая	$\frac{0,10 - 0,20}{0,15}$
	После нескольких лет эксплуатации	$\frac{0,40 - 0,70}{0,50}$
Чугунная	Асфальтированная	$\frac{0,12 - 0,30}{0,18}$
	Новая	$\frac{0,20 - 0,50}{0,30}$
	Бывшая в употреблении	$\frac{0,5 - 1,5}{1,0}$
	Очень старая	До 3,0
Деревянная	Из деревянных клепок, тщательно оструганных	$\frac{0,10 - 0,30}{0,15}$
	Из деревянных клепок обычных	$\frac{0,3 - 1,0}{0,5}$
	Из необструганных досок	$\frac{1,0 - 2,5}{2,0}$
Асбоцементная	Новая	$\frac{0,05 - 0,10}{0,085}$
	Бывшая в эксплуатации	0,60
Бетонная	При хорошей поверхности с затиркой	$\frac{0,3 - 0,80}{0,50}$
	При среднем качестве работ	2,5
	С грубой (шероховатой) поверхностью	3,0 – 9,0
Рукава и шланги резиновые	—	0,03

## Приложение 12

### Значения $d_p$ для стальных и чугунных труб и значения $\lambda$ по формуле Шевелева

Таблица П.12.1

Условный проход $d_y$ , мм	Трубы стальные				Трубы чугунные напорные (по ГОСТ 5525-61 и ГОСТ 9583-75)	
	Водогазопроводные (по ГОСТ 3262-75)		Электросварные (по ГОСТ 10704-76)		Расчетный внутренний диаметр $d_p$ , мм	Коэффициент Дарси $\lambda$
	Расчетный внутренний диаметр $d_p$ , мм	Коэффициент Дарси $\lambda$	Расчетный внутренний диаметр $d_p$ , мм	Коэффициент Дарси $\lambda$		
25	26,1	0,061	—	—	—	—
32	34,9	0,058	—	—	—	—
40	40	0,055	—	—	—	—
50	52	0,051	64	0,048	51,6	0,051
60	—	—	70	0,047	—	—
70	66,5	0,047	—	—	—	—
75	—	—	83	0,044	—	—
80	79,5	0,045	95	0,042	82,6	0,044
90	92,3	0,043	—	—	—	—
100	104	0,041	114	0,040	102	0,041
125	130	0,039	133	0,038	127,2	0,039
150	155	0,037	158	0,036	152,4	0,036
175	—	—	170	0,035	—	—
200	—	—	209	0,034	202,6	0,033
250	—	—	260	0,031	253	0,032
300	—	—	311	0,029	304,4	0,030
350	—	—	363	0,028	352,4	0,029
400	—	—	414	0,027	401,4	0,028
450	—	—	464	0,026	450,6	0,027
500	—	—	516	0,025	500,8	0,026
600	—	—	616	0,024	600,2	0,025
700	—	—	706	0,023	699,4	0,023
800	—	—	804	0,022	799,8	0,022
900	—	—	904	0,022	899,2	0,022
1000	—	—	1004	0,021	998,4	0,021
1200	—	—	1202	0,020	1199,2	0,020
1400	—	—	1400	0,019	—	—
1500	—	—	1500	0,019	—	—
1600	—	—	1600	0,018	—	—

## Приложение 13

### Ориентировочные значения коэффициентов местных сопротивлений

Таблица П.13.1

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
Резкий поворот трубы (колесо) на $90^\circ$	1,10
Плавный поворот трубы (отвод) на $90^\circ$	0,15
Задвижка при полном открытии	0,15
Дисковый затвор при полном открытии	0,10
Вентиль с прямым затвором при полном открытии	5
Предохранительные и обратные клапаны (без учета усилия пружины)	2–3

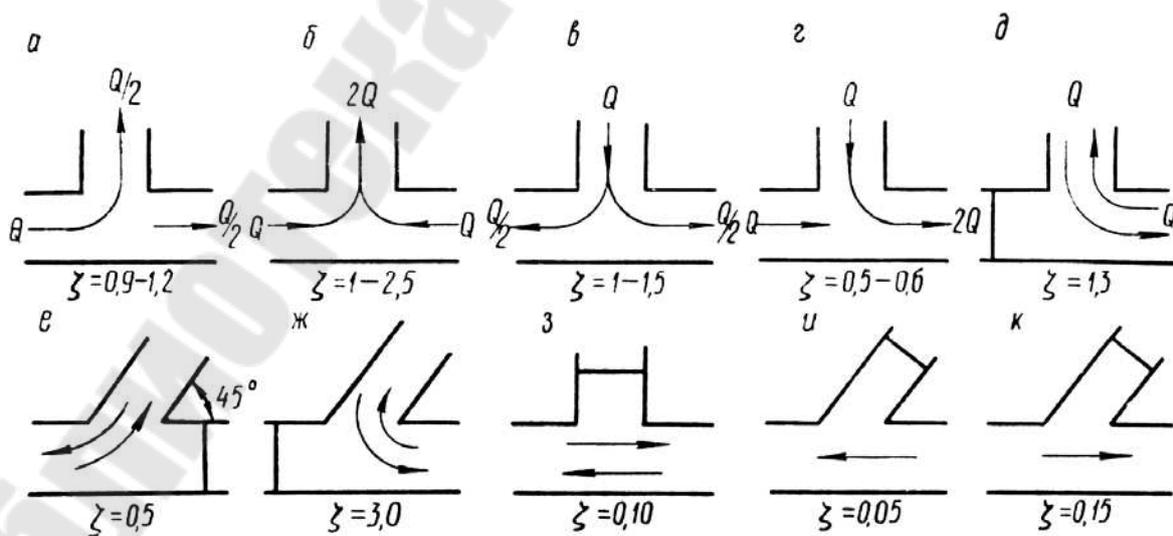


Рис. П.13.1. Тройники с соединением и разделением потоков  
под разными углами

## Литература

1. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Выш. шк., 1985. – 382 с.

2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учеб. для машиностроит. вузов / Т. М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – Москва : Машиностроение, 1982. – 423 с.

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

4. Кривченко, Г. И. Гидравлические машины. Турбины и насосы : учеб. для вузов / Г. И. Кривченко. – 2-е изд., перераб. – Москва : Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.

5. Вакина, В. В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В. В. Вакина, И. Д. Денисенко, А. Л. Столяров. – Киев : Вища шк., 1986. – 208 с.

6. Андрианов, Д. Н. Центробежные насосы : практ. руководство к практ. занятиям по курсу «Гидравлика, гидропривод и гидропневмоавтоматика» для студентов машиностроит. специальностей / Д. Н. Андрианов, Н. В. Андрианов, Л. И. Шульга. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2004. – 59 с.

7. Центробежные насосы : пособие по курсу «Гидропривод и гидроавтоматика» для студентов машиностроит. специальностей / авт.-сост.: Д. Н. Андрианов, Л. И. Шульга. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2006. – 48 с.

8. Практическое руководство к расчетно-графической работе по дисциплине «Лопастные машины» для студентов специальности Т.05.11.00 «Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин» / авт.-сост.: Ю. И. Подсекин, Ю. В. Сериков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2000. – 19 с.

## Содержание

1. Гидравлический расчет простых трубопроводов постоянного сечения .....	3
2. Общие сведения о гидравлических машинах .....	5
2.1. Основные определения .....	5
2.2. Основные технические показатели гидромашин.....	6
3. Лопастные насосы .....	9
3.1. Принцип действия и рабочая характеристика центробежного насоса .....	9
3.2. Математическое моделирование лопастных насосов. Обточка рабочих колес .....	13
3.3. Работа центробежного насоса на трубопровод.....	18
3.4. Допускаемая высота всасывания центробежного насоса .....	41
Приложения .....	45
Литература .....	60

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

**Андреевца Юлия Ахатовна**

## **ЛОПАСТНЫЕ МАШИНЫ И ПЕРЕДАЧИ**

### **Практикум**

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

**Электронный аналог печатного издания**

Редактор

*С. Н. Санько*

Компьютерная верстка

*Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 26.05.08.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Цифровая печать. Усл. печ. л. 3,72. Уч.-изд. л. 3,61.

Изд. № 186.

E-mail: [ic@gstu.gomel.by](mailto:ic@gstu.gomel.by)

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:

Издательский центр учреждения образования

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

ЛИ № 02330/0131916 от 30.04.2004 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.