



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
САМАРСКОЙ ОБЛАСТИ**

*государственное бюджетное профессиональное образовательное  
учреждение Самарской области «Отраденский нефтяной техникум»*

***МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ***

к выполнению расчетов режимов работы оборудования

**ПМ.01 Обслуживание и эксплуатация технологического оборудования**

по специальности

***21.02.03 Сооружение и эксплуатации газонефтепроводов и газонефтехранилищ***

Отрадный, 2023

РАССМОТРЕНО И РЕКОМЕНДОВАНО

На заседании ЦК НиИТЦ

Протокол №2 от «20» октября 2023г.

Председатель ЦК

\_\_\_\_\_/Абдрахманова Т.К./

УТВЕРЖДЕНО

Методическим Советом

ГБПОУ «ОНТ»

Председатель МО

\_\_\_\_\_/Бурлаков Ю.А./

« 25 » октября 2023 года

Сороколетова Наталья Александровна, преподаватель, ВКК

Методические указания к выполнению расчетов режимов работы оборудования.

Учебно-методическое пособие для студентов 4 курса, обучающихся по специальности

21.02.03 Сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и газонефтехранилищ.

ГБПОУ «ОНТ», 2023г. – 65с.

Методические указания являются частью программы подготовки специалистов среднего звена ГБПОУ СПО «Отраденский нефтяной техникум» по специальности *21.02.03 Сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и газонефтехранилищ* в соответствии с требованиями ФГОС СПО.

Содержат методики расчета режимов работы технологического оборудования, заявленных во ФГОС СПО.

Предназначены для экспертов-экзаменаторов и студентов техникума, сдающих квалификационный экзамен по ПМ.01 *Обслуживание и эксплуатация технологического оборудования*.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Алгоритм решения задач	5
Нормативные материалы	43
Информационные источники	65

## ВВЕДЕНИЕ

Методические указания являются частью программы подготовки специалистов среднего звена ГБПОУ СПО «Отраденский нефтяной техникум» по специальности *21.02.03 Сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и газонефтехранилищ* в соответствии с требованиями ФГОС СПО.

Методические указания по ПМ.01 *Обслуживание и эксплуатация технологического оборудования* предназначены для организации работ по расчету режима работы оборудования:

расчету основных технических показателей технологического оборудования и оборудования вспомогательных систем;

термодинамическому и гидравлическому расчету режимов работы оборудования.

Методические рекомендации включают в себя алгоритмы решения расчетных задач различного типа, а также нормативные материалы.

Нормативные материалы необходимы для проведения расчетов, заявленных во ФГОС СПО. Содержат гидравлические и технические характеристики насосов, нагнетателей, ГТУ, газомоторных компрессоров (ГМК), электродвигателей согласно Государственным Стандартам (ГОСТ) и техническим условиям (ТУ), а также номограммы, таблицы и справочный материал, необходимые для проведения расчетов.

## Алгоритм решения задач

### Задача 1

Центробежным насосом НМ 5000-210 по магистральному нефтепроводу перекачивается 4985 м<sup>3</sup>/ч нефти плотностью 0,9 т/м<sup>3</sup>. Геометрическая высота всасывания насоса 2,2 м, геометрическая высота нагнетания 45 м, потери напора во всасывающем трубопроводе 1,1 м, потери напора в нагнетательном трубопроводе 160 м, напор в конце нагнетательного трубопровода 1 м. КПД электродвигателя 0,942.

Определить требуемый напор насоса и мощность двигателя к нему

Центробежные насосы относятся к динамическим лопастным насосам.

*Динамический насос* – это насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.

*Лопастной насос* – это динамический насос, в котором жидкая среда перемещается путем обтекания лопастей.

*Центробежный насос* – это лопастной насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

#### 1 Определяется требуемый полный напор насоса

$$H = H_{\text{в}} + H_{\text{н}} + h_{\text{в}} + h_{\text{н}} + h_{\text{к}}, \text{ м,}$$

где  $H_{\text{в}}$ ,  $H_{\text{н}}$  – геометрические высоты всасывания и нагнетания, м;

$h_{\text{в}}$ ,  $h_{\text{н}}$  – потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах (сумма линейных, местных и скоростных потерь), м;

$h_{\text{к}}$  – конечный напор, то есть напор, требуемый в конце нагнетательного трубопровода (у потребителя), м

#### 2 Определяется полезная мощность насоса

Полезная мощность насоса, то есть мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкой среде

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

где  $Q$  – объемная подача насоса, м<sup>3</sup>/с;

$\rho$  – плотность нефти, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>

#### 3 Определяется потребляемая насосом мощность

Потребляемая насосом мощность (мощность на валу)  $N$  – это мощность, которую необходимо подвести к валу насоса.

$$N = N_{\text{п}} / \eta, \text{ Вт,}$$

где  $\eta$  – полный КПД насоса, доли ед. (табл.1);

#### 4 Определяется мощность электродвигателя для привода насоса

$$N_{\text{э}} = (k_{\text{з}} \cdot N) / \eta_{\text{э}}, \text{ Вт (кВт),}$$

где  $k_{\text{з}}$  – коэффициент запаса, зависящий от потребляемой мощности. При  $N < 500$  кВт  $k_{\text{з}} = 1,15$ ; при  $N > 500$  кВт  $k_{\text{з}} = 1,1$ ;

$\eta_{\text{э}}$  – КПД электродвигателя

## Задача 2

Центробежный насос подает воду в количестве  $90 \text{ м}^3/\text{ч}$  из колодца в напорный бак с полной высотой подъема  $36 \text{ м}$ . Диаметр трубопровода  $150 \text{ мм}$ . Суммарный коэффициент сопротивления трубопровода  $\Sigma\zeta_{\text{сист}} = 11$ .

Определить полный коэффициент полезного действия насоса, если мощность на его валу составляет  $14 \text{ кВт}$

Центробежные насосы относятся к динамическим лопастным насосам.

Динамический насос – это насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.

Лопастной насос – это динамический насос, в котором жидкая среда перемещается путем обтекания лопастей.

Центробежный насос – это лопастной насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

1 Определяется скорость движения воды

$$v = 4 \cdot Q / (\pi \cdot d^2), \text{ м/с,}$$

где  $Q$  – объемная подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$d$  – внутренний диаметр трубопровода, м

2 Определяется сумма потерь напора в трубопроводе

$$h = h_{\text{в}} + h_{\text{н}} = \Sigma\zeta \cdot v^2 / (2g), \text{ м,}$$

где  $h_{\text{в}}$ ,  $h_{\text{н}}$  – потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах (сумма линейных, местных и скоростных потерь), м

$\Sigma\zeta_{\text{сист}}$  – суммарный коэффициент сопротивления трубопровода;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$

3 Определяется полный напор насоса

$$H = H_{\text{в}} + H_{\text{н}} + h_{\text{в}} + h_{\text{н}} + h_{\text{к}}, \text{ м,}$$

где  $H_{\text{в}} + H_{\text{н}}$  – сумма геометрических высоты всасывания и нагнетания (полная высота подъема жидкости), м

$h_{\text{к}}$  – конечный напор, то есть напор, требуемый в конце нагнетательного трубопровода (у потребителя) (может быть равным нулю), м

4 Определяется полезная мощность насоса, то есть мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкой среде

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

где  $\rho$  – плотность воды,  $\text{кг/м}^3$ . В приближенных расчетах рекомендуется принимать плотность воды  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

5 Определяется полный к п д насоса – это отношение полезной мощности насоса  $N_{\text{п}}$  (получаемой от насоса) к мощности насоса  $N$  (потребляемой насосом)

$$\eta = N_{\text{п}} / N,$$

где  $N$  – потребляемая насосом мощность (мощность на валу), Вт

### Задача 3

Определить величину теоретического напора, развиваемого центробежным насосом, при следующих данных: абсолютная скорость входа воды в колесо 4,2 м/с, диаметр внутренней окружности колеса 150 мм, угол входа 75°, скорость вращения 1450 мин<sup>-1</sup>. Абсолютная скорость выхода воды из колеса 24,6 м/с, диаметр наружной окружности колеса 350 мм, угол выхода лопатки 12°

Количественная оценка теоретического напора центробежного насоса была впервые получена членом Петербургской Академии наук Леонардом Эйлером.

По уравнению Эйлера, называемым *основным уравнением центробежного насоса*, теоретический напор центробежного насоса

$$H_T = (u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1) / g, \text{ м,}$$

где  $H_T$  – теоретический напор насоса, м;

$u_1, u_2$  – окружные скорости на входе и выходе в рабочее колесо, м/с;

$c_1, c_2$  – абсолютные скорости на входе и выходе в рабочее колесо, м/с;

$\alpha_1, \alpha_2$  – углы между абсолютной и окружной скоростями на входе и выходе рабочего колеса.

*Окружная скорость*  $u$  – это скорость потока, которую он имеет, вращаясь вместе с рабочим колесом. *Абсолютная скорость*  $c$  потока – это скорость относительно неподвижного корпуса насоса.

1 Определяется окружная скорость потока

$$u = (\pi \cdot D \cdot n) / 60, \text{ м/с,}$$

где  $D$  – диаметр внутренней или наружной окружности колеса, м;

$n$  – скорость вращения ротора, с<sup>-1</sup>

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n$$

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n$$

2 Определяется теоретический напор центробежного насоса

$$H_T = (u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1) / g, \text{ м,}$$

### Задача 4

Центробежный насос со скоростью вращения 1450 мин<sup>-1</sup> и подачей 42 л/с развивает напор 90 м. Определить коэффициент кавитации и максимально возможную высоту всасывания для этого насоса, если температура перекачиваемой воды 25°С и потери напора во всасывающей линии 0,6 м. Коэффициент  $C$  в формуле Руднева С.С. принять равным 800

*Кавитация* (от латинского cavitas – пустота) – явление образования в некоторых участках потока движущейся капельной жидкости полостей, заполненных воздухом, газом, паром или их смесью, так называемых кавитационных пузырьков.

1 Определяется коэффициент кавитации

$$\sigma = (10/H) \cdot (n \sqrt{Q/C})^{4/3} - \text{формула С.С. Руднева}$$

где  $H$  – напор насоса, м;

$n$  – скорость вращения вала насоса,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$Q$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$C$  – коэффициент Руднева

2 Определяется максимальная допустимая высота всасывания насоса

$$h_{\text{max (доп)}} = h - h_{\text{yt}} - \Sigma h - \varphi \cdot \sigma \cdot H, \text{ м,}$$

где  $h$  – атмосферное давление, м ст. жид. Рекомендуется в расчетах  $h = 10$  м;

$h_{\text{yt}}$  – упругость паров (давление насыщенных паров) перекачиваемой жидкости при данной температуре, м ст. жид (табл.10);

$\Sigma h$  – сумма потерь напора во всасывающем трубопроводе, м.;

$\varphi$  – коэффициент запаса. Рекомендуется  $\varphi = 1,2 \div 1,4$ .

## Задача 5

*Определить полный напор центробежного насоса при следующих данных: подача насоса 120 л/с, диаметр всасывающего патрубка насоса 200 мм, диаметр напорного патрубка 150 мм, показание манометра 40 кгс/см<sup>2</sup>, показание вакуумметра 0,5 кгс/см<sup>2</sup>, расстояние между точками измерения давления и вакуума 500 мм. Перекачиваемая жидкость – нефть плотностью 850 кг/м<sup>3</sup>*

Центробежные насосы относятся к динамическим лопастным насосам.

*Динамический насос* – это насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.

*Лопастной насос* – это динамический насос, в котором жидкая среда перемещается путем обтекания лопастей.

*Центробежный насос* – это лопастной насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

1 Определяется скорость жидкости на выходе из насоса

$$v = 4 \cdot Q / (\pi \cdot D_n^2), \text{ м/с,}$$

где  $Q$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$D_n$  – диаметр напорного патрубка, м

2 Определяется скорость жидкости на входе в насос

$$v = 4 \cdot Q / (\pi \cdot D_в^2), \text{ м/с,}$$

где  $D_в$  – диаметр всасывающего патрубка, м

3 Определяется полный напор, создаваемый насосом

$$H = (p_n - p_в) / (\rho \cdot g) + (v_n^2 - v_в^2) / (2 \cdot g) + z_n - z_в, \text{ м,}$$

где  $p_n$  – давление на выходе из насоса, Па;

$p_в$  – давление на входе в насос, Па;

$v_n, v_в$  – скорость жидкости на выходе из насоса и на входе в насос, м/с;

$z_n, z_в$  – высота центра тяжести сечений выхода и входа в насос, м;  $z_n - z_в = \Delta z$  – разность высот между точками измерения давления;

$\rho$  – плотность жидкой среды,  $\text{кг}/\text{м}^3$ . Плотность перекачиваемой воды в приближенных расчетах  $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$



## Задача 6

*Установить тип центробежного насоса НМ 2500-230*

Центробежные насосы относятся к динамическим лопастным насосам.

*Динамический насос* – это насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.

*Лопастной насос* – это динамический насос, в котором жидкая среда перемещается путем обтекания лопастей.

*Центробежный насос* – это лопастной насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

По коэффициенту быстроходности лопастные насосы *классифицируются* на тихоходные ( $n_s = 50 \div 100$ ), нормальные ( $n_s = 100 \div 200$ ), быстроходные ( $n_s = 200 \div 350$ ), диагональные ( $n_s = 350 \div 500$ ) и пропеллерные ( $n_s = 500 \div 1200$ ).

Таким образом, чтобы установить тип центробежного насоса, необходимо определить коэффициент быстроходности насоса.

Под *коэффициентом быстроходности*  $n_s$  понимают число оборотов такого насоса, который подобен данному насосу, создает при работе на воде напор, равный одному метру ( $H = 1$  м) и развивает мощность  $N = 0,736$  кВт при наибольшем значении полного коэффициента полезного действия насоса.

Коэффициент быстроходности  $n_s$  – важный показатель, характеризующий тип насоса, который одновременно учитывает три основных показателя лопастного насоса: подачу, напор и частоту вращения.

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot (\sqrt{Q} / H)^{0,75},$$

где  $n$  – частота вращения, мин<sup>-1</sup> (табл.1);

$Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с (для насосов с колесами двухстороннего входа жидкости в расчет берется  $Q/2$ )

$$Q = Q_{\text{ч}}/3600, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $Q_{\text{ч}}$  – часовая подача насоса, м<sup>3</sup>/ч (табл.1);

3600 – число секунд в часе

$H$  – напор, приходящийся на одно колесо, м

$$H = H_{\text{н}}/t, \text{ м},$$

где  $H_{\text{н}}$  – напор насоса, м (табл.1);

$t$  – число рабочих колес

Делается вывод о типе насоса (табл.4)

## Задача 7

*Привести схему включения трех насосов \_\_\_\_\_, работающих последовательно. Построить их суммарную характеристику ( $Q - H$ )*

*Характеристика центробежного насоса* – это графическая зависимость его основных технических показателей: напора  $H$ , мощности  $N$ , коэффициента полезного действия  $\eta$ , допустимого  $\Delta h_{\text{д}}$  и критического  $\Delta h_{\text{кр}}$  кавитационных запасов от подачи насоса

при постоянных значениях частоты вращения насоса, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос.

Характеристика насоса получается экспериментально при испытаниях насоса на воде в заводских условиях, является основной составной частью паспорта насоса и приводится в каталогах и прейскурантах.

Последовательное соединение нескольких центробежных насосов применяется для увеличения напора жидкости, если напор одного насоса оказывается недостаточным.

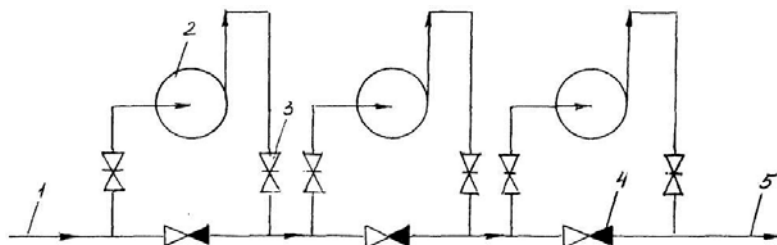


Рисунок 1 - Схема последовательного соединения трех центробежных насосов:

- 1 - трубопровод всасывающий;
- 2 - насос центробежный;
- 3 - задвижка;
- 4 - клапан обратный;
- 5 - трубопровод нагнетательный

При последовательном соединении **З** одинаковых насосов напор увеличивается в **3** раза (рисунок 2).

Таблица А - Расчетные данные для построения гидравлической характеристики центробежных насосов НМ 3600-230 при последовательном соединении (прил.1)

Подача одного насоса $Q_i, \text{ м}^3/\text{ч}$	Напор одного насоса $H_i, \text{ м}$	Напор 3 насосов $3 \cdot H_i, \text{ м}$
0	$H_0$	$3 \cdot H_0$
$Q_1$	$H_1$	$3 \cdot H_1$
$Q_2$	$H_2$	$3 \cdot H_2$
$Q_3$	$H_3$	$3 \cdot H_3$
$Q_4$	$H_4$	$3 \cdot H_4$

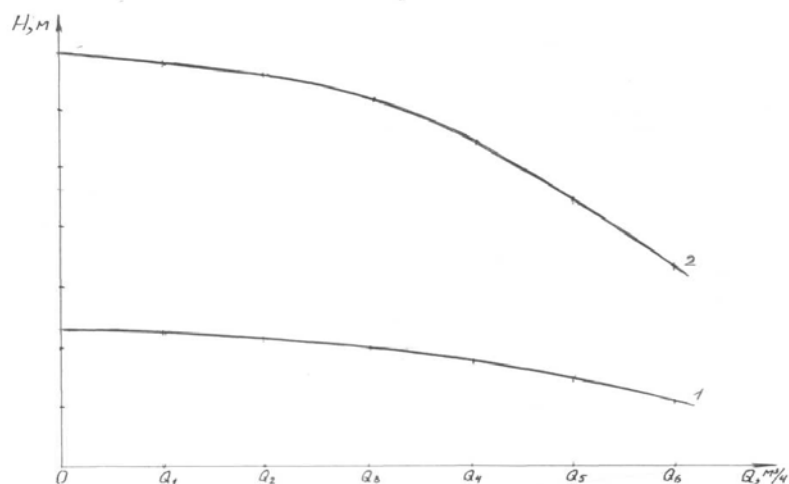


Рисунок 2 - Характеристики центробежных насосов:

- 1 - характеристика центробежного насоса \_\_\_\_\_ по паспорту (прил.1);  
 2- характеристика трех последовательно соединенных центробежных насосов **Задача 8**

Привести схему включения трех насосов \_\_\_\_\_, работающих параллельно.  
 Построить их суммарную характеристику ( $Q - H$ )

Характеристика центробежного насоса – это графическая зависимость его основных технических показателей: напора  $H$ , мощности  $N$ , коэффициента полезного действия  $\eta$ , допустимого  $\Delta h_0$  и критического  $\Delta h_{кр}$  кавитационных запасов от подачи насоса при постоянных значениях частоты вращения насоса, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос.

Характеристика насоса получается экспериментально при испытаниях насоса на воде в заводских условиях, является основной составной частью паспорта насоса и приводится в каталогах и прейскурантах.

Параллельное соединение нескольких центробежных насосов применяется для увеличения подачи жидкости в трубопровод, если подача одного насоса оказывается недостаточной.

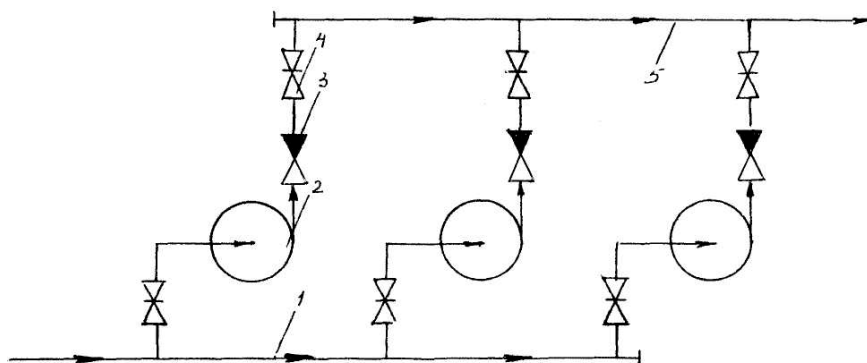


Рисунок 1 - Схема параллельного соединения трех центробежных насосов:  
 1 - коллектор всасывающий; 2 - насос центробежный; 3 - задвижка;  
 4 - клапан обратный; 5 - коллектор напорный

При параллельном соединении **З** одинаковых насосов подача увеличивается в **3** раза (рисунок 2).

Таблица Б - Расчетные данные для построения гидравлической характеристики центробежных насосов НМ 125-550 при параллельном соединении (прил.1)

Напор одного насоса $H_i$ , м	Подача одного насоса $Q_i$ , м <sup>3</sup> /ч	Подача <b>3</b> насосов $\cdot Q_i$ , м
$H_0$	0	0
$H_1$	$Q_1$	$3 \cdot Q_1$
$H_2$	$Q_2$	$3 \cdot Q_2$
$H_3$	$Q_3$	$3 \cdot Q_3$
$H_4$	$Q_4$	$3 \cdot Q_4$
$H_5$	$Q_5$	$3 \cdot Q_5$

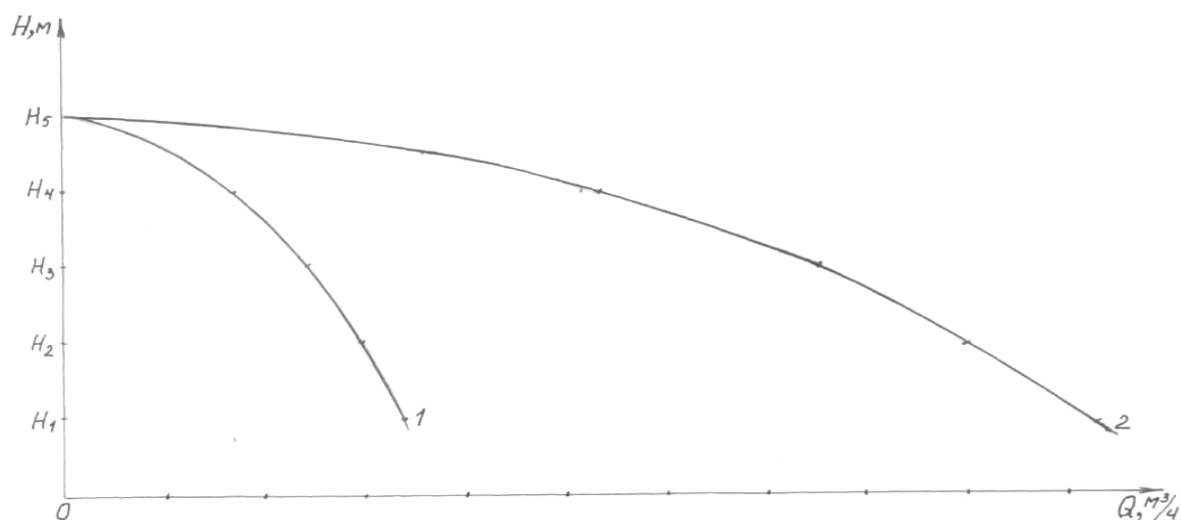


Рисунок 4 – Характеристики центробежных насосов:  
 1 – характеристика центробежного насоса по паспорту (прил.1);  
 2 – характеристика трех параллельно соединенных центробежных насосов

### Задача 9

Определить кавитационный запас центробежного насоса при следующих данных: давление на входе в насос 0,5 ат, скорость жидкости 1,45 м/с. Перекачивается нефть плотностью 860 кг/м<sup>3</sup>

Центробежные насосы относятся к динамическим лопастным насосам.

*Динамический насос* – это насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.

*Лопастной насос* – это динамический насос, в котором жидкая среда перемещается путем обтекания лопастей.

*Центробежный насос* – это лопастной насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

*Кавитационный запас* – величина, определяемая зависимостью

$$\Delta h = (p_v + \rho \cdot v^2 / 2 - p_n) / (\rho \cdot g), \text{ м,}$$

где  $p_v$  – давление на входе в насос, Па;

$\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  – скорость жидкости, м/с;

$p_n$  – давление паров жидкой среды при температуре перекачки, Па (табл.10);

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>

*Допустимый кавитационный запас* – кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения его основных технических показателей.

## Задача 10

Определить вакуумметрическую высоту всасывания центробежного насоса при следующих данных: давление на входе в насос 0,1 ат, скорость жидкости 1,52 м/с, атмосферное давление 750 мм рт. ст. Перекачивается нефть плотностью 825 кг/м<sup>3</sup>

Центробежные насосы относятся к динамическим лопастным насосам.

*Динамический насос* – это насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.

*Лопастной насос* – это динамический насос, в котором жидкая среда перемещается путем обтекания лопастей.

*Центробежный насос* – это лопастной насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

*Вакуумметрическая высота всасывания* численно равна вакууму во входном патрубке насоса, измеренному в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Вакуумметрическая высота всасывания определяется зависимостью

$$H_v = [p_0 - (p_v + \rho \cdot v^2 / 2)] / (\rho \cdot g), \text{ м,}$$

где  $p_0$  – давление окружающей среды (атмосферное), Па;

$p_v$  – давление на входе в насос, Па;

$\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  – скорость жидкости, м/с;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>

*Допустимая вакуумметрическая высота всасывания* – вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения его основных технических показателей. Допустимая вакуумметрическая высота всасывания обычно указывается в каталогах насосов при атмосферном давлении 10 м водяного столба и температуре воды 20°С. Если условия работы насоса отличаются от этих значений, то допустимую вакуумметрическую высоту всасывания определяют путем пересчета.

## Задача 11

Определить диаметры рабочего колеса центробежного насоса НМ 10000-210 на входе и выходе (наружный)

Центробежные насосы относятся к динамическим лопастным насосам.

*Динамический насос* – это насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.

*Лопастной насос* – это динамический насос, в котором жидкая среда перемещается путем обтекания лопастей.

*Центробежный насос* – это лопастной насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

Под *коэффициентом быстроходности*,  $n_s$  понимают число оборотов такого насоса, который подобен данному насосу, создает при работе на воде напор, равный одному метру ( $H = 1$  м) и развивает мощность  $N = 0,736$  кВт при наибольшем значении полного коэффициента полезного действия насоса.

Коэффициент быстроходности  $n_s$  – важный показатель, характеризующий тип насоса, который одновременно учитывает три основных показателя лопастного насоса: подачу, напор и частоту вращения.

Коэффициент быстроходности  $n_s$  в значительной степени определяет форму рабочего колеса.

1 Определяется коэффициент быстроходности

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot (\sqrt{Q} / H^{0,75}),$$

где  $n$  – частота вращения, мин<sup>-1</sup> (табл.1);

$Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с (для насосов с колесами двухстороннего входа жидкости в расчет берется  $Q/2$ )

$$Q = Q_{\text{ч}}/3600, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $Q_{\text{ч}}$  – часовая подача насоса, м<sup>3</sup>/ч (табл.1);

3600 – число секунд в часе;

$H$  – напор, приходящийся на одно колесо, м

$$H = H_{\text{н}}/m, \text{ м},$$

где  $H_{\text{н}}$  – напор насоса, м (табл.1);

$m$  – число рабочих колес

Делается вывод о типе насоса (табл.4)

2 Определяется наружный диаметр рабочего колеса

$$D_2 = K_{D2} \cdot (\sqrt{H/n}), \text{ м},$$

где  $K_{D2}$  – коэффициент, зависящий от коэффициента быстроходности насоса  $n_s$  и определяемый по график (прил.3)

3 Определяется диаметр входа в рабочее колесо

$$D_e = K_{De} \cdot (\sqrt{H/n}), \text{ м},$$

где  $K_{De}$  – коэффициент, зависящий от коэффициента быстроходности насоса  $n_s$  и определяемый по графику (прил.3)

## Задача 12

*Определить ширину лопатки рабочего колеса центробежного насоса НМ 7000-210 на входе и выходе*

Центробежные насосы относятся к динамическим лопастным насосам.

*Динамический насос* – это насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.

*Лопастной насос* – это динамический насос, в котором жидкая среда перемещается путем обтекания лопастей.

*Центробежный насос* – это лопастной насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

Под *коэффициентом быстроходности*, понимают число оборотов такого насоса, который подобен данному насосу, создает при работе на воде напор, равный одному метру ( $H = 1$  м) и развивает мощность  $N = 0,736$  кВт при наибольшем значении полного коэффициента полезного действия насоса.

Коэффициент быстроходности  $n_s$  – важный показатель, характеризующий тип насоса, который одновременно учитывает три основных показателя лопастного насоса: подачу, напор и частоту вращения.

Коэффициент быстроходности  $n_s$  в значительной степени определяет форму рабочего колеса.

1 Определяется коэффициент быстроходности

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot (\sqrt{Q/H})^{0,75},$$

где  $n$  – частота вращения, мин<sup>-1</sup> (табл.1);

$Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с (для насосов с колесами двухстороннего входа жидкости в расчет берется  $Q/2$ )

$$Q = Q_{\text{ч}} / (2 \cdot 3600), \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $Q_{\text{ч}}$  – часовая подача насоса, м<sup>3</sup>/ч (табл.1);

3600 – число секунд в часе;

$H$  – напор, приходящийся на одно колесо, м

$$H = H_{\text{н}} / m, \text{ м},$$

где  $H_{\text{н}}$  – напор насоса, м (табл.1);

$m$  – число рабочих колес

Делается вывод о типе насоса (табл.4)

2 Определяется ширина входной кромки лопатки

$$b_1 = K_{b1} \cdot (\sqrt{H/n}), \text{ м},$$

где  $K_{b1}$  – коэффициент, зависящий от коэффициента быстроходности  $n_s$  и определяемый по графику (прил.3)

3 Определяется ширина лопатки рабочего колеса на выходе

$$b_2 = K_{b2} \cdot (\sqrt{H/n}), \text{ м},$$

где  $K_{b2}$  – коэффициент, зависящий от коэффициента быстроходности  $n_s$  и определяемый по графику (прил.3)

### Задача 13

Выбрать уплотнительный элемент (набивку) и рассчитать размеры сальникового уплотнения центробежного насоса, диаметр вала которого 80 мм

Сальниковое уплотнение (сальник) – это уплотнение перемещающегося вала в местах выхода его из неподвижного корпуса, выполненное из мягкой, эластичной набивки.

1 Определяется толщина слоя уплотнителя

$$S_{расч} = (1,5 \div 2,5) \cdot \sqrt{d} \text{ , мм,}$$

где  $d$  – диаметр вала (или защитной гильзы), мм

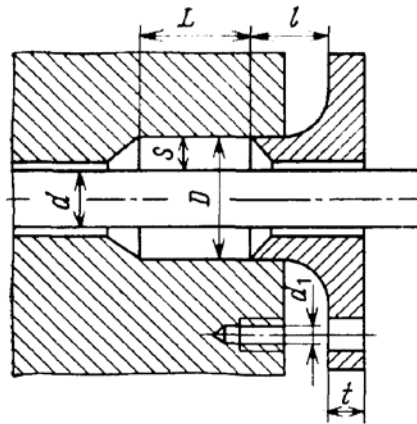


Рисунок 5 - Расчетная схема сальникового уплотнения:

$d$  - диаметр вала (или гильзы);  $D$  - наружный диаметр набивки;

$S$  - толщина слоя уплотнителя;  $L$  - длина камеры уплотнения;  $l$  - длина нажимной втулки;

$t$  - толщина фланца нажимной втулки;  $d_1$  - внутренний диаметр резьбы шпильки

2 Подбирается толщина уплотнителя  $S$  из ряда стандартных размеров

Выбирается набивка \_\_\_\_\_ с толщиной  $S = 19$  мм  
(табл.9)

3 Определяется площадь сечения квадратной набивки

$$S_{\square} = S_{\text{кв.н.}} = 0,15 \cdot d + 0,3 = 0,15 \cdot 80 + 0,3 = 12,3 \text{ мм}^2$$

4 Определяется длина камеры уплотнения

В среднем длина камеры уплотнения равна диаметру вала (или гильзы), то есть  $L = d$ , мм. Наибольшее значение

$$L = (6 \div 8) \cdot S, \text{ мм,}$$

что соответствует  $5 \div 8$  виткам уплотнительного шнура квадратичного сечения. При чрезмерно большом значении  $L$  увеличиваются размеры уплотнительного устройства и работа трения.

5 Определяется длина нажимной втулки



Длину нажимной втулки  $\ell$  определяют из расчета полного введения ее в камеру коробки и остающегося слоя уплотнения длиной не менее  $(D - d)$  мм, где  $D$  – наружный диаметр набивки, мм

Рекомендуется принимать

$$\ell = 2,5 \cdot b, \text{ мм,}$$

где  $b$  – ширина кольца набивки, мм

#### Задача 14

Выбрать шпильки сальникового уплотнения центробежного насоса при следующих данных: давление уплотняемой среды 7 ат, толщина набивки 19 мм, диаметр вала 90 мм. Определить силу, необходимую для затяжки сальниковой набивки

Сальниковое уплотнение (сальник) – это уплотнение перемещающегося вала в местах выхода его из неподвижного корпуса, выполненное из мягкой, эластичной набивки.

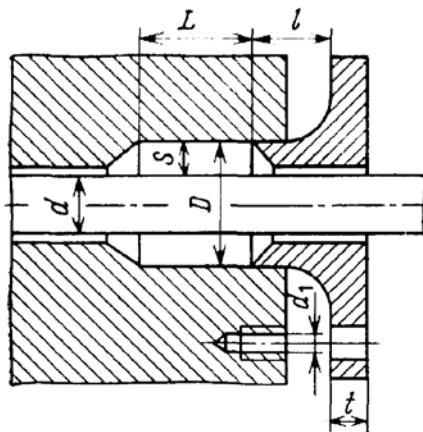


Рисунок 6 - Расчетная схема сальникового уплотнения:

$d$  - диаметр вала (или гильзы);  $D$  - наружный диаметр набивки;

$S$  - толщина слоя уплотнителя;  $L$  - длина камеры уплотнения;  $\ell$  - длина нажимной втулки;

$t$  - толщина фланца нажимной втулки;  $d_1$  - внутренний диаметр резьбы шпильки

#### 1 Определяется диаметр шпилек сальника

$$d_{1\text{расч}} = \sqrt{[k \cdot p \cdot (D^2 - d^2)] / (3 \cdot z \cdot \sigma)}, \text{ мм,}$$

где  $d_{1\text{расч}}$  – расчетный внутренний диаметр резьбы шпильки, мм;

$k$  – коэффициент запаса. Рекомендуется  $k = 1,4 \div 2,0$ ;

$p$  – внутреннее давление в насосе у сальника (давление уплотняемой среды), МПа;

$D$  – наружный диаметр набивки, мм

$$D = d + 2 \cdot S, \text{ мм,}$$

где  $d$  – диаметр вала (или защитной гильзы), мм;

$S$  – толщина уплотнителя, мм;

$z$  – число шпилек. Принимается исходя из конструктивных соображений (рис.7);

$\sigma$  – напряжение, МПа. Рекомендуется  $\sigma = 25,0 \div 35,0$  МПа

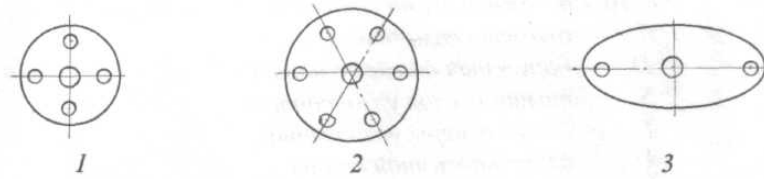


Рисунок 7 - Схемы фланцев нажимных втулок:  
1;2 – круглые; 3 – овальный

Выбираются по ГОСТ 9066 -75\* фланцевые шпильки с диаметром  $d_1 = 10$  мм, длиной  $\ell_{ш} = 150$  мм, длиной резьбового конца  $\ell_0 = 28$  мм (табл.7, 8)

2 Определяется толщина фланца  $t$  нажимной втулки сальника, которая рекомендуется на 75% больше диаметра шпилек сальника

$$t = 1,75 \cdot d_1, \text{ мм}$$

3 Определяется сила, необходимая для затяжки набивки

$$P = k \cdot (\pi/4) \cdot p \cdot (D^2 - d^2), \text{ Н,}$$

### Задача 15

Рассчитать торцовое уплотнение центробежного насоса. Конструктивные размеры рабочих колец (втулок):  $d_1 = 134$  мм,  $d_2 = 126$  мм,  $d_0 = 130$  мм. Давление уплотняемой среды  $25$  кгс/см<sup>2</sup>

Торцовые уплотнения представляют собой герметизирующие устройства вращающегося вала, в которых уплотняющие поверхности расположены перпендикулярно к оси вращения, а усилия, которые удерживают эти поверхности в контакте, направлены параллельно оси вала.

В торцовом уплотнении пара трения образована двумя уплотнительными кольцами (втулками): опорным, которое жестко зафиксировано на валу шпонкой (или в корпусе), и плавающим (упорным), которое может перемещаться вдоль оси вала. Упорное кольцо поджимается к опорному при помощи пружины.

Давление в паре трения одинарного торцового уплотнения определяют из баланса сил, действующих в торцовом уплотнении. На аксиально-подвижную втулку действуют:

- 1) сила гидростатического давления  $G$  уплотняемой жидкости;
- 2) усилие пружины  $S$ ;
- 3) сила трения по уплотнительному элементу  $T$  (в уплотнениях с сальником  $T = 0$ );
- 4) расклинивающая сила  $R$ .

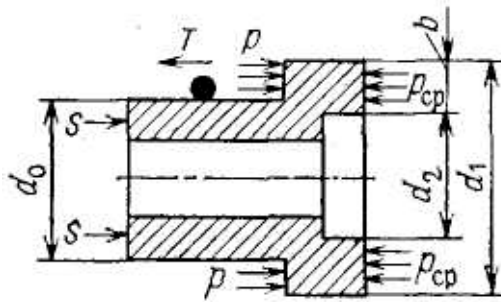


Рисунок 8 - Расчетная схема торцового уплотнения:  
*p* - рабочее давление уплотняемой жидкости; *p<sub>cp</sub>* - среднее давление в щели;  
*d<sub>0</sub>*, *d<sub>1</sub>*, *d<sub>2</sub>* - конструктивные размеры рабочих колец;  
*b* - ширина уплотнительного пояса рабочих колец

1 Определяется неуравновешенная площадь аксиально-подвижного кольца, по которому осуществляется гидравлический прижим

$$f = \pi/4 \cdot (d_1^2 - d_0^2), \text{ м}^2,$$

где *d<sub>1</sub>*, *d<sub>0</sub>* – конструктивные размеры рабочих колец (втулок), м

2 Определяется поверхность трения

$$F = \pi/4 \cdot (d_1^2 - d_2^2), \text{ м}^2,$$

где *d<sub>2</sub>* – конструктивный размер рабочего кольца (втулки), м

3 Определяется коэффициент разгрузки

$$k_p = f / F$$

Делается вывод о степени разгрузки уплотнения. Если  $k_p \geq 1$ , то уплотнение считают неразгруженным. Если  $k_p < 1$ , то уплотнение считают разгруженным.

4 Определяется удельное давление в паре трения

$$p'_{y\delta} = (k_p - 0,5) \cdot p, \text{ Па (МПа)}$$

где *p* – рабочее давление уплотняемой жидкости, Па

5 Определяется удельное давление от усилия пружин

$$p'_{y\delta} = (S - T) / F, \text{ Па (МПа)},$$

где *S* – усилие пружин

$$S = S_0 \cdot n, \text{ Н, Па (МПа)}$$

где *S<sub>0</sub>* – усилие, создаваемое одной пружиной, Н. При максимальном сжатии каждая пружина создает усилие 100 Н;

*n* – количество пружин. Для равномерного распределения давления трущихся поверхностей рекомендуется устанавливать по периметру не менее шести пружин, равномерно распределенных по окружности, то есть  $n \geq 6$ ;

*T* – сила трения по уплотнительному элементу. В уплотнениях с сальником  $T = 0$

$$p''_{y\delta} = (S_0 \cdot n) / F, \text{ Па (МПа)}$$

6 Определяется результирующее удельное давление в паре трения

$$p_{y\delta} = p'_{y\delta} + p''_{y\delta}, \text{ Па (МПа)}$$

Делается вывод о степени сжатия пружин. В разгруженных торцовых уплотнениях центробежных насосов рекомендуется удельное давление принимать в пределах  $0,35 \div 0,7$  МПа при давлениях уплотняемой жидкости  $2,5 \div 3$  МПа. При давлениях в полости уплотнения более  $3,0$  МПа рекомендуется система разгрузки торцовых уплотнений для снижения давления в полости уплотнения до  $3,0$  МПа и ниже, что способствует увеличению срока службы торцовых уплотнений.

Если  $p_{y\delta}$  находится в пределах  $0,35 \div 0,7$  МПа, то пружины надо сжимать полностью. Если  $p_{y\delta} \geq 0,7$  МПа, то пружины следует сжимать частично.

#### 7 Рассчитывается ширина кольца $b$

$$b = (d_1 - d_2)/2, \text{ мм}$$

### Задача 16

*Выбрать насос для подачи масла для смазки двух насосных агрегатов, в состав которых входят насосы НМ 10000-210. Для смазки подшипников используется масло с плотностью  $905 \text{ кг/м}^3$ . Температура масла на входе в подшипник  $35^\circ\text{C}$ , на выходе  $-48^\circ\text{C}$*

Система смазки насосно-силовых агрегатов предназначена для подачи масла в узлы трения (подшипники насоса и двигателя) с целью:

- уменьшения трения;
- отвода выделяющегося при трении тепла.

Основные агрегаты насосной станции имеют принудительную систему смазки узлов трения.

#### 1 Определяется количество тепла, которое необходимо отвести от подшипников

$$Q = n \cdot N_{\text{дв}} \cdot (1 - \eta_n), \text{ Дж/с};$$

где  $n$  - число действующих насосных агрегатов;

$N_{\text{дв}}$  - мощность электродвигателя, Вт (табл.1);

$\eta_n$  - к п д подшипника, доли ед. В насосах типа НМ предусмотрены подшипники скольжения с вкладышами с баббитовой заливкой, для которых рекомендуется  $\eta_n = 0,98 \div 0,99$

#### 2 Определяется необходимый расход масла для смазки подшипников

$$G_m = Q / [c_m \cdot (t_{2m} - t_{1m})], \text{ кг/с},$$

где  $c_m$  - удельная теплоемкость масла, Дж/(кг·К). Выбирается в зависимости от плотности и температуры масла на входе в подшипник (прил.2);

$t_{1m}$  - температура масла на входе подшипник (на выходе из маслоохладителя),  $^\circ\text{C}$ ;

$t_{2,м}$  - температура масла на выходе из подшипника (на входе в маслоохладитель), °С

### 3 Определяется объемный часовой расход масла

$$Q_m = 3600 \cdot G_m / \rho_m, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где 3600 – число секунд в часе;

$\rho_m$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>

### 4 По найденному значению $Q_m$ выбираются насосы для подачи масла (табл.5)

Таблица В - Техническая характеристика насоса РЗ-30 (табл.5)

Параметр	Величина
1.Подача $Q$ , м <sup>3</sup> /ч	38,0
2.Давление нагнетания $p$ , МПа	0,28
3.Мощность привода $N_{дв}$ , кВт	11,0
4.Частота вращения вала $n$ , мин <sup>-1</sup>	1000
5.Коэффициент полезного действия $\eta$ , %	62
6.Масса с приводом $m$ , кг	405,0

### Задача 17

*Определить теоретический напор, создаваемый рабочим колесом центробежного нагнетателя. Абсолютная скорость газа на выходе из нагнетателя 200 м/с, на входе – 90 м/с. Угол входа газа 80°, выхода – 15°. Наружный диаметр колеса 780 мм, диаметр внутренней окружности колеса – 300 мм. Частота вращения ротора нагнетателя 6000 мин<sup>-1</sup>*

Компрессорные машины предназначены для нагнетания газа из области низкого давления в область высокого давления, то есть для сжатия газа. Иначе говоря, машины для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления называются компрессорными машинами (компрессорами).

Основным типом компрессора, применяемого для транспорта природного газа по магистральным газопроводам является *центробежный нагнетатель* – это компрессорная машина, имеющая отношение давлений не менее 1,1 при отсутствии промежуточного охлаждения в процессе сжатия.

Для рассмотрения работы колеса центробежного нагнетателя, то есть движения газа вдоль лопасти вращающегося колеса, и процесса образования давления в нагнетателе строят треугольники скоростей: входной и выходной. При вращении рабочего колеса под действием центробежных сил частицы газа продвигаются по лопаточному каналу от внутреннего диаметра колеса к внешнему. Следовательно, частицы газа, попав на лопасть в точке входа, продвигаются к точке выхода. Частицам газа, попавшим на лопасть,

сообщается окружная скорость  $u$ , направленная по касательной к данной точке окружности. Таким образом, *окружная скорость*  $u$  – это скорость потока газа, которую он имеет, вращаясь вместе с рабочим колесом. Помимо этого газ перемещается относительно лопастей рабочего колеса с относительной скоростью  $w$ , и вектор относительной скорости расположен по касательной к лопасти. *Относительная скорость* – это скорость потока газа относительно рабочего колеса нагнетателя.

*Абсолютная (результатирующая) скорость частиц газа*  $c$  – это скорость движения газа относительно неподвижного корпуса нагнетателя – определяется диагональю параллелограмма, построенного на векторах окружной и относительной скоростей.

По уравнению Эйлера теоретический напор или удельная механическая энергия, сообщаемая газу рабочим колесом, без учета потерь на трение равна

$$H_T = (u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1) / g, \text{ м}$$

где  $H_T$  – теоретический напор нагнетателя, м;

$u_1, u_2$  – окружные скорости на входе и выходе в рабочее колесо, м/с;

Окружная скорость

$$u = (\pi \cdot D \cdot n) / 60, \text{ м/с,}$$

где  $D$  – диаметр внутренней или наружной окружности колеса, м;

$n$  – скорость вращения ротора, с<sup>-1</sup>

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

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n, \text{ м/с}$$

$c, c_2$  – абсолютные скорости на входе и выходе в рабочее колесо, м/с;

$\alpha_1, \alpha_2$  – углы между абсолютной и окружной скоростями на входе и выходе рабочего колеса;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>

### Задача 18

*Определить мощность привода и диаметр вала ротора центробежного нагнетателя Н-196-1,45, подача которого равна 300 м<sup>3</sup>/мин, объемный к п д – 0,92, гидравлический к п д – 0,95, механический к п д – 0,9*

Привод – это устройство для приведения в действие машин и механизмов, состоящее из источника энергии (двигателя), передаточного механизма и аппаратуры управления.

У нагнетателя Н-196-1,45 газотурбинный привод, источником энергии для которого является газовая турбина.

### 1 Определяется объемная секундная подача нагнетателя

$$Q = Q_{\text{мин}}/60, \text{ м}^3/\text{с}$$

где  $Q_{\text{мин}}$  – объемная минутная подача нагнетателя,  $\text{м}^3/\text{мин}$ ;  
60 – число секунд в минуте

### 2 Определяется полезная мощность нагнетателя

$$N_{\text{п}} = Q \cdot (p_2 - p_1)/1000, \text{ кВт}$$

где  $p_1$  – абсолютное давление газа на входе в нагнетатель, Па (табл.11);  
 $p_2$  – абсолютное давление газа на выходе из нагнетателя, Па (табл.11)

### 3 Определяется мощность привода нагнетателя

$$N = k_3 \cdot N_{\text{п}} / (\eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{о}} \cdot \eta_{\text{м}}), \text{ кВт},$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса. Рекомендуется  $k_3 = 1,05 \div 1,2$ ;

$\eta_{\text{г}}$  – гидравлический к п д нагнетателя, учитывающий потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при прохождении потока газа через колесо нагнетателя;

$\eta_{\text{о}}$  – объемный к п д нагнетателя, учитывающий потери энергии вследствие перетекания части потока газа из полости нагнетательной во всасывающую через внутренние уплотнения;

$\eta_{\text{м}}$  – механический к п д нагнетателя, учитывающий потери энергии, обусловленные трением в подшипниках, сальниках, трением диска колеса нагнетателя о газ и др., т.е. выражающий относительную долю механических потерь в нагнетателе

### 4 Определяется диаметр вала ротора нагнетателя

$$d = 0,5423 \sqrt{\frac{N}{0,2 \cdot [\tau] \cdot n}}, \text{ м},$$

где  $[\tau]$  – допускаемое напряжение, Па. Рекомендуется  $[\tau] = 35 \div 55 \text{ МПа.}$ ;

$N$  – мощность привода нагнетателя, Вт;

$n$  – частота вращения ротора нагнетателя,  $\text{с}^{-1}$

$$n = n_{\text{мин}}/60, \text{ с}^{-1},$$

где  $n_{\text{мин}}$  – частота вращения ротора нагнетателя,  $\text{мин}^{-1}$  (табл.11)

$$n = 8200/60 = 136,67 \text{ с}^{-1}$$

### **Задача 19**

*Определить диаметр входного отверстия рабочего колеса центробежного нагнетателя и его наружный диаметр, если его подача равна  $272 \text{ м}^3/\text{мин}$ , частота вращения ротора нагнетателя  $6150 \text{ мин}^{-1}$*

Компрессорные машины предназначены для нагнетания газа из области низкого давления в область высокого давления, то есть для сжатия газа. Иначе говоря, машины для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления называются компрессорными машинами (компрессорами).

Основным типом компрессора, применяемого для транспорта природного газа по магистральным газопроводам является *центробежный нагнетатель* – это компрессорная машина, имеющая отношение давлений не менее 1,1 при отсутствии промежуточного охлаждения в процессе сжатия.

*Окружная скорость*  $w$  – это скорость движения газа, которую он имеет, вращаясь вместе с рабочим колесом; вектор окружной скорости направлен по касательной к данной точке окружности колеса. *Относительная скорость*  $w$  – это скорость движения газа относительно рабочего колеса нагнетателя; вектор относительной скорости расположен по касательной к лопасти. *Абсолютная (результатирующая) скорость частиц газа* – это скорость движения газа относительно неподвижного корпуса нагнетателя – определяется диагональю параллелограмма, построенного на векторах окружной и относительной скоростей.

1 Задаются значением угла  $\beta_1$  между векторами относительной  $w_1$  и окружной  $u_1$  скоростей

Для обеспечения безударного входа газа в рабочее колесо входные кромки лопаток отгибают в направлении вращения так, чтобы  $\beta_1$  был меньше  $90^\circ$ . Рекомендуется  $\beta_1 = 30^\circ \div 40^\circ$ .

2 Определяется диаметр входного отверстия рабочего колеса

$$D_1 = 0,933 \cdot \sqrt[3]{Q / (n \cdot \sin 2\beta_1)}, \text{ м}$$

где  $Q$  – объемная подача нагнетателя,  $\text{м}^3/\text{с}$

$$Q = Q_{\text{мин}} / 60, \text{ м}^3/\text{с}$$

где  $Q_{\text{мин}}$  – объемная минутная подача нагнетателя,  $\text{м}^3/\text{мин}$ ;

60 – число секунд в минуте

$n$  – частота вращения ротора нагнетателя,  $\text{с}^{-1}$

$$n = n_{\text{мин}} / 60, \text{ с}^{-1},$$

где  $n_{\text{мин}}$  – частота вращения ротора нагнетателя,  $\text{мин}^{-1}$

3 Определяется наружный диаметр рабочего колеса нагнетателя.

Наружный диаметр рабочего колеса определяется из оптимального втулочного отношения

$$D_1/D_2 = 0,45 \div 0,57$$

Отсюда

$$D_2 = D_1 / (0,45 \div 0,57), \text{ м}$$

## Задача 20

Определить величину затраченной работы для сжатия 1 кг газа до 51 ат при политропном сжатии с показателем политропы 1,28. Давление всасывания 1 ат,



температура всасывания газа  $15^{\circ}\text{C}$ , газовая постоянная  $400 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{град})$ . Число ступеней сжатия – 3

Компрессорные машины предназначены для нагнетания газа из области низкого давления в область высокого давления, то есть для сжатия газа. Иначе говоря, машины для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления называются компрессорными машинами (компрессорами).

Сжатие газа в компрессорах может быть изотермическим, адиабатным и политропным. Сжатие газа может осуществляться в одной ступени (одноступенчатое сжатие) или в нескольких ступенях (ступенчатое сжатие). Применение ступенчатого сжатия обусловлено необходимостью получения газа высокого давления.

Работа, затрачиваемая на сжатие одного килограмма газа, называется *удельной работой*.

1 Определяется абсолютная температура газа на всасывании

$$T_1 = t_1 + 273, \text{ К},$$

где  $t_1$  – температура всасывания газа,  $^{\circ}\text{C}$

2 Определяется из уравнения Менделеева-Клапейрона удельный объем газа – это объем единицы массы (то есть 1 кг) газа

$$p_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1 \\ v_1 = R \cdot T_1 / p_1, \text{ м}^3/\text{кг},$$

где  $R$  – газовая постоянная,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{град})$ ;

$p_1$  – давление всасывания, Па

3 Определяется степень повышения давления в каждой ступени компрессора (отношение давлений)

$$\varepsilon = \sqrt[z]{p_2/p_1},$$

где  $p_2$  – давление нагнетания, Па;

$z$  – число ступеней сжатия

4 Определяется удельная работа при политропном многоступенчатом сжатии

$$\ell = z \cdot [m/(m-1)] \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot [\varepsilon^{(m-1)/m} - 1], \text{ Дж}/\text{кг},$$

где  $m$  – показатель политропы

## Задача 21

*Ступенчатым поршневым компрессором требуется подавать сжатый воздух при давлении 150 ат. Начальное давление – атмосферное. Распределить давление между ступенями сжатия*

Компрессорные машины предназначены для нагнетания газа из области низкого давления в область высокого давления, то есть для сжатия газа. Иначе говоря, машины для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления называются компрессорными машинами (компрессорами).

Сжатие газа в компрессорах может быть изотермическим, адиабатным и политропным. Сжатие газа может осуществляться в одной ступени (одноступенчатое сжатие) или в нескольких ступенях (ступенчатое сжатие). Применение ступенчатого

сжатия обусловлено необходимостью получения газа высокого давления. В этом случае нельзя применить одноступенчатое сжатие в силу нескольких причин:

- при высоких степенях повышения давления резко повышается температура компримируемого газа. Так, при адиабатном сжатии при степени повышения давления, равной 7, температура газа равна 240°С, а температура вспышки компрессорных масел 220 ÷ 240°С, что может привести к воспламенению масла.
- при высоких степенях повышения давления компрессор может работать вхолостую, осуществляя сжатие и расширение газа во вредном пространстве. При этом подачи газа в газопровод нет.
- повышение давления нагнетания приводит к нарастанию нагрузок на узлы компрессора, что вызывает необходимость в увеличении размеров деталей.
- при высокой степени повышения давления усложняется конструкция деталей компрессора.

Поэтому применяется ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением сжимаемого газа между ступенями.

### 1 Выбирается число ступеней z

Число ступеней ступенчатого компрессора z зависит от конечного давления и выбирается исходя из следующих рекомендаций

<i>Конечное давление <math>p_k</math>, МПа</i>	<i>Число ступеней z</i>
Менее 0,5	1
0,5	1÷2
1,0÷5,0	2÷3
5,0÷10,0	3÷4
10,0÷30,0	4÷6
30,0÷65,0	5÷7
Более 65,0	6÷7

### 2 Определяется степень повышения давления в каждой ступени компрессора (отношение давлений)

$$\varepsilon = \sqrt[z]{p_k/p_1},$$

где  $p_1$  – давление всасывания (начальное давление газа), Па;

$p_k$  – давление нагнетания (конечное давление газа), Па

### 3 Распределяется давление по ступеням

Степень повышения давления в каждой ступени компрессора одинакова, поэтому давление распределяется по ступеням следующим образом

<i>Ступень</i>	<i>Начальное давление <math>p_i</math>, МПа</i>	<i>Конечное давление <math>p_{i+1}</math>, МПа</i>
I	$p_1$	$p_2 = \varepsilon \cdot p_1$
II	$p_2$	$p_3 = \varepsilon \cdot p_2$
III	$p_3$	$p_4 = \varepsilon \cdot p_3$

IV	$p_4$	$p_5 = \varepsilon \cdot p_4$
V	$p_5$	$p_6 = \varepsilon \cdot p_5$

## Задача 22

Определить мощность на валу одноступенчатого поршневого компрессора, если его производительность  $60 \text{ м}^3/\text{мин}$ ; абсолютное давление всасывания  $0,08 \text{ МПа}$ , нагнетания  $0,16 \text{ МПа}$ . Механический коэффициент полезного действия компрессора  $0,8$ . Сжатие происходит по политропе с показателем  $1,3$ . Определить подачу компрессора, если начальная температура газа  $20^\circ\text{C}$

Компрессорные машины предназначены для нагнетания газа из области низкого давления в область высокого давления, то есть для сжатия газа. Иначе говоря, машины для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления называются компрессорными машинами (компрессорами).

Сжатие газа в компрессорах может быть изотермическим, адиабатным и политропным. Сжатие газа может осуществляться в одной ступени (одноступенчатое сжатие) или в нескольких ступенях (ступенчатое сжатие).

Мощность на валу (потребляемая мощность) – это мощность, которую необходимо подвести к валу компрессора.

1 Определяется степень повышения давления (отношение давлений) – это отношение абсолютного конечного давления на выходе из компрессора (давления нагнетания) к абсолютному начальному давлению на входе в компрессор (давлению всасывания)

$$\varepsilon = p_2/p_1,$$

где  $p_2$  – абсолютное давление нагнетания, Па;

$p_1$  – абсолютное давление всасывания, Па

2 Определяется полезная мощность одноступенчатого поршневого компрессора при политропном сжатии – это мощность, сообщаемая компрессором подаваемой газовой среде

$$N_{\text{п}} = [m/(m - 1)] \cdot p_1 \cdot Q \cdot [\varepsilon^{(m-1)/m} - 1], \text{ Вт},$$

где  $m$  – показатель политропы;

$Q$  – производительность компрессора – это объем газа, подаваемый компрессором за единицу времени, пересчитанный на состояние газа при входе в компрессор,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

3 Определяется потребляемая компрессором мощность

$$N = N_{\text{п}}/\eta_{\text{м}}, \text{ Вт},$$

где  $\eta_{\text{м}}$  – механический к п д компрессора, который учитывает потери энергии при трении в подшипниках и опорах, доли ед.

4 Определяется абсолютная температура газа на входе в компрессор (на всасывании)

$$T_B = t_B + 273, \text{ K},$$

где  $t_B$  – температура газа на входе в компрессор (на всасывании), °C.

5 Определяется подача компрессора

*Подача компрессора* – это объем газа, подаваемый компрессором за единицу времени, отнесенный к нормальным условиям, то есть  $p_0 = 101325 \text{ Па}$  и  $T_0 = 273 \text{ K}$

$$Q_{\text{под}} = [p_B \cdot T_0 / (p_0 \cdot T_B)] \cdot Q, \text{ м}^3/\text{с},$$

### Задача 23

*Определить производительность и подачу газомотокомпрессора 10ГКН-1-17/35 при политропном сжатии (показатель политропы 1,2). Относительная величина вредного пространства 13,8 %. Температура газа на всасывании 30°С*

Компрессорные машины предназначены для нагнетания газа из области низкого давления в область высокого давления, то есть для сжатия газа. Иначе говоря, машины для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления называются компрессорными машинами (компрессорами).

Газомотокомпрессор 10ГКН-1-17/35 состоит из двухтактного, газового, десятицилиндрового двигателя с V-образным расположением цилиндров и поршневого компрессора двойного действия с горизонтальным расположением цилиндров.

*Компрессором двойного действия* называется поршневой компрессор, в котором за один двойной ход поршня (за один оборот коленчатого вала) совершается два всасывания и два нагнетания.

#### 1 Определяется производительность компрессора двойного действия

*Производительность компрессора* – это объем газа, подаваемый компрессором за единицу времени, пересчитанный на состояние газа при входе в компрессор

$$Q = i \cdot \lambda \cdot (\pi/4) \cdot (2 \cdot D^2 - d^2) \cdot s \cdot n, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $i$  – число цилиндров, (табл.12);

$\lambda$  – коэффициент подачи, учитывающий уменьшение действительной производительности по сравнению с идеальной

$$\lambda = \lambda_V \cdot \lambda_T \cdot \lambda_p \cdot \lambda_\Gamma,$$

где  $\lambda_V$  – объемный коэффициент, учитывающий влияние вредного (мертвого) пространства

$$\lambda_V = 1 - \varepsilon_{\text{вр}} \cdot (\varepsilon^{1/m} - 1),$$

где  $\varepsilon_{\text{вр}}$  – относительная величина вредного пространства, доли единицы;

$\varepsilon$  – степень повышения давления в компрессоре (отношение давлений) – это отношение абсолютного конечного давления на выходе из компрессора (давления нагнетания) к абсолютному начальному давлению на входе в компрессор (давлению всасывания)

$$\varepsilon = p_H / p_B,$$

где  $p_n$  – абсолютное давление на выкиде компрессора (давление нагнетания), Па (табл.12);

$p_b$  – абсолютное давление на приеме компрессора (давление всасывания), Па(табл.12)

$m$  – показатель политропы

$\lambda_T$  – коэффициент подогрева, учитывающий повышение температуры газа, попавшего в цилиндр, благодаря соприкосновению газа с горячими стенками цилиндра и с поршнем

$$\lambda_T = 1 - 0,025 \cdot (\varepsilon - 1)$$

$\lambda_p$  – коэффициент давления, учитывающий сопротивление клапанов. Рекомендуется  $\lambda_p = 0,95 \div 0,98$ ;

$\lambda_g$  – коэффициент герметичности, учитывающий утечки в клапанах, сальниках и так далее. Рекомендуется  $\lambda_g = 0,95 \div 0,98$

$D$  – диаметр поршня, м (табл.12);

$d$  – диаметр штока поршня, м (табл.12);

$s$  – ход поршня, м (табл.12);

$n$  – число оборотов вала кривошипа (число двойных ходов поршня),  $s^{-1}$  (табл.12)

## 2 Определяется подача компрессора

*Подача компрессора* – это объем газа, подаваемый компрессором за единицу времени, отнесенный к нормальным условиям, то есть  $p_0 = 101325 \text{ Па}$  и  $T_0 = 273 \text{ К}$

$$Q_{\text{под}} = [p_b \cdot T_0 / (p_0 \cdot T_b)] \cdot Q, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $T_b$  – абсолютная температура газа на входе в компрессор (на всасывании), К.

$$T_b = t_b + 273, \text{ К},$$

где  $t_b$  – температура газа на входе в компрессор (на всасывании), °С

## **Задача 24**

*Определить потребляемую газомотокомпрессором 10 ГКНА-1-25/55 мощность при политропном сжатии (показатель политропы 1,25). Температура газа на всасывании 10°С*

Компрессорные машины предназначены для нагнетания газа из области низкого давления в область высокого давления, то есть для сжатия газа. Иначе говоря, машины для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления называются компрессорными машинами (компрессорами).

Газомотокомпрессор 10ГКНА-1-25/55 состоит из двухтактного, газового, десятицилиндрового двигателя с наддувом с V-образным расположением цилиндров и поршневого компрессора двойного действия с горизонтальным расположением цилиндров. Снабжен системой автоматики.

Сжатие газа в компрессорах может быть изотермическим, адиабатным и политропным. Сжатие газа может осуществляться в одной ступени (одноступенчатое сжатие) или в нескольких ступенях (ступенчатое сжатие).

Мощность на валу (потребляемая мощность) – это мощность, которую необходимо подвести к валу компрессора.

1 Определяется степень повышения давления в компрессоре (отношение давлений) – это отношение абсолютного конечного давления на выходе из компрессора (давления нагнетания) к абсолютному начальному давлению на входе в компрессор (давлению всасывания)

$$\varepsilon = p_n/p_v,$$

где  $p_n$  – абсолютное давление на выкиде компрессора (давление нагнетания), Па (табл.12);  
 $p_v$  – абсолютное давление на приеме компрессора (давление всасывания), Па (табл.12)

2 Определяется производительность ГМК – объем газа, подаваемый компрессором за единицу времени, пересчитанный на состояние газа при входе в компрессор

Из уравнения

$$Q_{nod} = [p_v \cdot T_0 / (p_0 \cdot T_v)] \cdot Q, \text{ м}^3/\text{с}$$

$$Q = [p_0 \cdot T_v / (p_v \cdot T_0)] \cdot Q_{nod}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $Q_{nod}$  – подача компрессора – это объем газа, подаваемый компрессором за единицу времени, отнесенный к нормальным условиям, то есть производительность компрессора при  $p_0 = 101325 \text{ Па}$  и  $T_0 = 273 \text{ К}$  (табл.12);

$T_v$  – температура газа на всасывании, К

$$T_v = t_v + 273, \text{ К}$$

где  $t_v$  – температура газа на всасывании, °С

3 Определяется полезная мощность одноступенчатого поршневого компрессора при политропном сжатии – это мощность, сообщаемая компрессором подаваемой газовой среде

$$N_n = [m / (m - 1)] \cdot p_1 \cdot Q \cdot [\varepsilon^{(m-1)/m} - 1], \text{ Вт},$$

где  $m$  – показатель политропы

4 Определяется потребляемая компрессором мощность

$$N = N_n / \eta_m, \text{ Вт},$$

где  $\eta_m$  – механический к п д компрессора, который учитывает потери энергии при трении в подшипниках и опорах, доли ед. (табл.12)

## Задача 25

Определить коэффициент подачи одноступенчатого поршневого компрессора двойного действия, техническая характеристика которого следующая: диаметр цилиндра 300 мм, диаметр штока поршня 60 мм, ход поршня 160 мм, число оборотов вала 600 мин<sup>-1</sup>, производительность компрессора 8 м<sup>3</sup>/мин

Компрессорные машины предназначены для нагнетания газа из области низкого давления в область высокого давления, то есть для сжатия газа. Иначе говоря, машины для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления называются компрессорными машинами (компрессорами).

Компрессором двойного действия называется поршневой компрессор, в котором за один двойной ход поршня (за один оборот коленчатого вала) совершается два всасывания и два нагнетания.

Производительность компрессора – это объем газа, подаваемый компрессором за единицу времени, пересчитанный на состояние газа при входе в компрессор.

Коэффициент подачи – это отношение действительной производительности к идеальной.

Действительная производительность компрессора двойного действия

$$Q = i \cdot \lambda \cdot (\pi/4) \cdot (2 \cdot D^2 - d^2) \cdot s \cdot n, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $Q$  – производительность компрессора, м<sup>3</sup>/с;

$i$  – число цилиндров;

$\lambda$  – коэффициент подачи, учитывающий уменьшение действительной производительности по сравнению с идеальной;

$D$  – диаметр поршня, м;

$d$  – диаметр штока поршня, м;

$s$  – ход поршня, м;

$n$  – число оборотов вала кривошипа (число двойных ходов поршня), с<sup>-1</sup>

Отсюда

$$\lambda = Q / [i \cdot (\pi/4) \cdot (2 \cdot D^2 - d^2) \cdot s \cdot n] = 8 / [60 \cdot 1 \cdot (3,14/4) \cdot (2 \cdot 0,30^2 - 0,06^2) \cdot 0,16 \cdot 10] = 0,602$$

## Задача 26

На компрессорной установке нужно получить газ под абсолютным давлением 1,6 ат, при производительности 45 м<sup>3</sup>/мин. Абсолютное начальное давление 0,8 ат. Сжатие происходит по политропе с показателем 1,35. Температура газа на всасывании 18 °С. Определить подачу и потребляемую поршневым компрессором мощность, если механический коэффициент полезного действия равен 0,9

Компрессорные машины предназначены для нагнетания газа из области низкого давления в область высокого давления, то есть для сжатия газа. Иначе говоря, машины для

подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления называются компрессорными машинами (компрессорами).

1 Определяется степень повышения давления (отношение давлений) – это отношение абсолютного конечного давления на выходе из компрессора (давления нагнетания) к абсолютному начальному давлению на входе в компрессор (давлению всасывания)

$$\varepsilon = p_2/p_1,$$

где  $p_2$  – абсолютное давление нагнетания (конечное давление), Па;  
 $p_1$  – абсолютное давление всасывания (начальное давление), Па

2 Определяется полезная мощность одноступенчатого поршневого компрессора при политропном сжатии – это мощность, сообщаемая компрессором подаваемой газовой среде

$$N_{\text{п}} = [m/(m - 1)] \cdot p_1 \cdot Q \cdot [\varepsilon^{(m-1)/m} - 1], \text{ Вт},$$

где  $m$  – показатель политропы;

$Q$  – производительность компрессора – это объем газа, подаваемый компрессором за единицу времени, пересчитанный на состояние газа при входе в компрессор, м<sup>3</sup>/с;

3 Определяется потребляемая компрессором мощность

$$N = N_{\text{п}}/\eta_{\text{м}}, \text{ Вт},$$

где  $\eta_{\text{м}}$  – механический к п д компрессора, который учитывает потери энергии при трении в подшипниках и опорах, доли ед.

4 Определяется подача компрессора

*Подача компрессора* – это объем газа, подаваемый компрессором за единицу времени, отнесенный к нормальным условиям, то есть  $p_0 = 101325 \text{ Па}$  и  $T_0 = 273 \text{ К}$

$$Q_{\text{нод}} = [p_{\text{в}} \cdot T_0 / (p_0 \cdot T_{\text{в}})] \cdot Q, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $T_{\text{в}}$  – абсолютная температура газа на входе в компрессор (на всасывании), К.

$$T_{\text{в}} = t_{\text{в}} + 273, \text{ К},$$

где  $t_{\text{в}}$  – температура газа на входе в компрессор (на всасывании), °С.

## Задача 27

*Пересчитать характеристику насоса НМ 1250-260 с воды на нефть. Вязкость перекачиваемой нефти 53,2 сСт*



В паспортах приведены характеристики насосов, снятые при работе насосов на воде. Так как перекачиваемая нефть имеет большую, чем вода, вязкость ( $13,2 \text{ сСт} > 1 \text{ сСт}$ ), то подача, напор и к п д насоса могут уменьшаться, а потребляемая мощность может увеличиться из-за резкого падения к п д. Поэтому пересчитывают характеристику насоса с воды на нефть.

1 Определяется номинальная подача насоса

$$q_{\text{ном}} = Q/3600, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $Q$  – номинальная подача насоса,  $\text{м}^3/\text{ч}$  (табл.1)

2 Определяется эквивалентный диаметр рабочего колеса насоса

$$D_{\text{экв}} = \sqrt{4 \cdot D_{\text{к}} \cdot b \cdot k}, \text{ м},$$

где  $D_{\text{к}}$  – наружный диаметр рабочего колеса, м (табл.2);

$b$  – ширина лопатки рабочего колеса, м (табл.2);

$k$  – коэффициент сужения сечения лопатки рабочего колеса на выходе. Рекомендуется  $k = 0,9 \div 0,95$

3 Определяется число Рейнольдса для колеса

$$Re = q_{\text{ном}} / (D_{\text{экв}} \cdot \nu),$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость нефти,  $\text{м}^2/\text{с}$

4 Определяются коэффициенты пересчета подачи  $k_Q$ , напора  $k_H$  и к п д  $k_{\eta}$  в зависимости от  $Re$  (табл.3).

5 Определяется действительная подача насоса

$$Q_{\text{д}} = k_Q \cdot Q, \text{ м}^3/\text{ч}$$

6 Определяется действительный напор насоса

$$H_{\text{д}} = k_H \cdot H, \text{ м},$$

где  $H$  – номинальный напор насоса, м (табл.1)

7 Определяется действительный к п д насоса

$$\eta_{\text{д}} = k_{\eta} \cdot \eta$$

где  $\eta$  – к п д насоса, доли ед. (табл.1)

### **Задача 28**

*Подобрать электродвигатель для привода насоса НМ 1250-260, который подает в магистральный нефтепровод 1160  $\text{м}^3/\text{ч}$  нефти плотностью 860  $\text{кг}/\text{м}^3$  и создает напор 250 м*

1 Определяется потребляемая насосом мощность (мощность на валу насоса)

$$N_n = (Q_n \cdot H \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3}) / (3600 \cdot \eta), \text{ кВт},$$

где  $Q_n$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/ч;

$H$  – напор насоса, м;

$\rho$  – плотность перекачиваемой нефти, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\eta$  – к п д насоса, доли ед. (табл.1)

2 Определяется мощность электродвигателя для привода насоса

$$N_{дв} = (k_3 \cdot N_n) / \eta_{дв}, \text{ кВт},$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса. Рекомендуется  $k_3 = 1,15$  при  $N_n < 500$  кВт,  $k_3 = 1,1$  при  $N_n > 500$  кВт;

$\eta_{дв}$  – к п д электродвигателя (табл.13).

3 Для привода насоса выбирается электродвигатель СТД-1000-2 (табл.13)

Таблица Г - Техническая характеристика электродвигателей СТД-1000-2

Показатель	Величина
1.Номинальная мощность $N_{дв}$ (P), кВт	1000
2.Номинальное напряжение U, кВ	6
3.Номинальный ток I, А	112
4.Коэффициент полезного действия $\eta_{дв}$ , % (доли единицы)	96,3 % (0,963)
5.Частота вращения n, мин <sup>-1</sup>	3000
6.Масса M, кг	4066

При выборе электродвигателя учтено, что число оборотов валов насоса и двигателя должны быть одинаковыми. Таким образом, насос и двигатель соединяются непосредственно через муфту.

### Задача 29

Подобрать электродвигатель для привода вентилятора Ц 13-50 №6 при следующих данных: производительность вентилятора 16200 м<sup>3</sup>/ч, напор (давление) 140 кгс/м<sup>2</sup>, к п д 61 %, число оборотов вала 1000 мин<sup>-1</sup>

1 Определяется мощность электродвигателя для привода вентилятора

$$N_3 = (Q \cdot H \cdot 10^{-3}) / (3600 \cdot \eta_6 \cdot \eta_{пер}), \text{ кВт},$$

где  $Q$  – производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/ч;

$H$  – напор (давление) вентилятора, Па

$\eta_6$  – к п д вентилятора, доли ед.;

$\eta_{пер}$  – коэффициент полезного действия передачи. При непосредственной посадке колеса вентилятора на вал электродвигателя  $\eta_{пер} = 1$

2 Определяется установочная мощность

$$P (N_{уст}) = k_3 \cdot N_3, \text{ кВт},$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса мощности на пусковой момент, принимаемый в зависимости от мощности электродвигателя (табл.16)

2.10.1.9 Выбирается электродвигатель для привода вентилятора (табл.14, 15)

Таблица Д - Техническая характеристика электродвигателя

Показатель	Величина
1 Мощность P, кВт	15
3 Коэффициент полезного действия $\eta_3$ , %	89
4 Число оборотов вала n, мин <sup>-1</sup>	1000
5 Сила тока статора I, А	30
6 cos $\varphi$	0,85
7 Масса M, кг	205

При выборе электродвигателя учтено, что число оборотов валов вентилятора и двигателя должны быть одинаковыми, что необходимо при непосредственной посадке колеса вентилятора на вал электродвигателя

### Задача 30

*Рассчитать освещение насосного зала длиной 36 м, шириной 6 м*

При недостаточной естественной освещенности предусматривается электрическое общее рабочее освещение. Для общего равномерного освещения используют высоко подвешенные над рабочей поверхностью мощные светильники.

В качестве электрического источника света предлагаются лампы накаливания. Светильники предохраняют лампы от повреждений и загрязнения, обеспечивают необходимое светораспределение и защищают глаза человека от чрезмерной яркости волоска лампы накаливания. Помещение насосной относится к взрывоопасным класса В-Iа. Поэтому к установке предлагаются светильники во взрывонепроницаемой оболочке.

Они имеют щелевую защиту между корпусом и крышкой и между крышкой и стеклянным колпаком, снабжены патроном с искрогасительной камерой и механической блокировкой, снимающей напряжение с контактов патрона при вскрытии светильника (при замене лампы).

1 Определяется площадь пола насосного зала

$$S_n = a \cdot b, \text{ м}^2,$$

где  $a$  - длина насосного зала, м;  
 $b$  - ширина насосного зала, м

2 Определяется число ламп, необходимых для установки в насосном зале

$$n = E \cdot S_o \cdot k / (F_1 \cdot \eta),$$

где  $E$  - нормируемая освещенность, лк. Согласно СанПиН для насосных  $E = 150$  лк;  
 $k$  - коэффициент запаса. Рекомендуется  $k = 1,3 \div 1,5$ ;  
 $F_1$  - световой поток одной лампы выбранной мощности, лм (табл.17);  
 $\eta$  - коэффициент использования светового потока, зависящий от окраски стен и потолка (табл.18)

3 К установке предлагаются светильники (указать тип) в количестве (указать количество)

### Задача 31

*По нефтепроводу из стальных труб диаметром 200 мм и длиной 1,6 км перекачивается 35 дм<sup>3</sup>/с нефти, кинематическая вязкость которой равна 2,6 Ст. Определить потерю напора по длине нефтепровода*

Так как на нефтепроводе нет местных сопротивлений, то имеют место только линейные потери напора. Линейные потери напора (потери напора на трение по длине трубопровода) – это потери напора, которые обуславливаются трением отдельных слоев жидкости друг о друга и о стенки, ограничивающие поток.

1 Определяется скорость движения нефти

$$v = 4 \cdot Q / (\pi \cdot d^2), \text{ м/с},$$

где  $Q$  – объемный расход нефти, м<sup>3</sup>/с ;  
 $d$  – внутренний диаметр нефтепровода

2 Определяется режим движения жидкости, для чего находится число Рейнольдса

$$Re = v \cdot d/\nu,$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость нефти,  $\text{м}^2/\text{с}$

3 Делается вывод о режиме движения нефти

Критическое число Рейнольдса, характеризующее переход от ламинарного режима к турбулентному, равно **2300**. Если  $Re < 2300$ , то режим движения ламинарный. Если  $Re \geq 2300$ , то режим движения турбулентный.

4 Определяется коэффициент гидравлического сопротивления в зависимости от режима движения нефти и зоны трения

5 Определяются по формуле Дарси-Вейсбаха линейные потери напора в круглых трубах

$$h_{л.н} = \lambda \cdot (L/d) \cdot [v^2/(2 \cdot g)],$$

где  $L$  – длина трубопровода, м;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$

### Задача 32

*Установить режим движения нефти и зону трения во всасывающем нефтепроводе из новых стальных труб, диаметр которого 250 мм. Перекачка нефти вязкостью 5,2 сСт осуществляется насосами НМ 500-300*

Обобщая множество опытов, английский физик Рейнольдс в 1883 году подтвердил существование двух режимов движения жидкости: ламинарного и турбулентного.

*Ламинарное движение* – это движение жидкости при малых скоростях, при котором отдельные струйки движутся параллельно друг другу и оси потока.

*Турбулентное движение* – это движение жидкости при больших скоростях, когда в движении нет видимой закономерности, и отдельные частицы, перемешиваясь между собой, движутся хаотично.

Для того чтобы установить режим движения жидкости, рассчитывают критерий (параметр), называемый *числом Рейнольдса*

1 Определяется скорость движения нефти

$$v = 4 \cdot Q/(\pi \cdot d^2), \text{ м/с},$$

где  $Q$  – объемный расход нефти,  $\text{м}^3/\text{с}$ . Рассчитывается в зависимости от подачи насоса;

$d$  – внутренний диаметр нефтепровода

2 Определяется режим движения жидкости, для чего находится число Рейнольдса

$$Re = v \cdot d / \nu,$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость нефти,  $m^2/c$

3 Делается вывод о режиме движения нефти

Критическое число Рейнольдса, характеризующее переход от ламинарного режима к турбулентному, равно **2300**. Если  $Re < 2300$ , то режим движения ламинарный. Если  $Re \geq 2300$ , то режим движения турбулентный.

4 Определяется зона трения, для чего находится первое переходное число Рейнольдса

$$Re_{1пер} = 40 \cdot d / e,$$

где  $e$  – абсолютная шероховатость труб, м. Можно принимать абсолютную шероховатость труб « $e$ » равной эквивалентной абсолютной шероховатости труб  $k_s$  (табл.6)

Если  $2300 < Re < Re_{1пер}$ , то зона гидравлически гладких труб (зона гладкого трения, зона Блазиуса).

Если  $Re > Re_{1пер}$ , то определяется второе переходное число Рейнольдса  $Re_{2пер}$ .

$$Re_{2пер} = 500 \cdot d / e$$

Если  $Re_{1пер} < Re < Re_{2пер}$ , то зона гидравлически шероховатых труб (зона смешанного трения, переходная зона).

Если  $Re > Re_{2пер}$ , то зона "вполне" шероховатых труб (квадратичная зона).

### Задача 33

*Определить силу избыточного давления нефти на крышку люка-лаза резервуара и точку приложения этой силы, если уровень нефти над центром крышки 8 м, диаметр крышки 40 см, плотность нефти 836 кг/м<sup>3</sup>*

*Полная результирующая сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению результирующего давления в центре тяжести стенки на смоченную площадь стенки.*

*Центр тяжести (точка С) – это точка приложения силы тяжести (веса тела). Центр давления (точка О) – это точка приложения силы давления. Центр давления (точка О) всегда лежит ниже центра тяжести (точки С)*

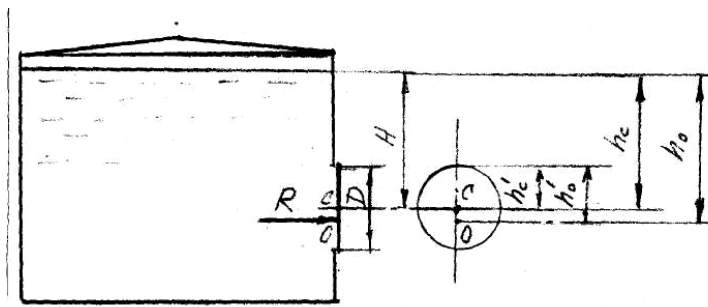


Рисунок 9 - Схема резервуара

1 Определяется сила избыточного давления нефти на крышку люка-лаза

$$R = \rho \cdot g \cdot h_c \cdot F, \text{ Н}$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;

$g$  – ускорение свободного падения;

$h_c$  – глубина погружения центра тяжести крышки люка-лаза под свободной поверхностью жидкости, м;

$F$  – смоченная площадь крышки люка-лаза,  $\text{м}^2$

Так как крышка люка-лаза круглая, то

$$F = \pi \cdot D^2 / 4, \text{ м}^2,$$

где  $D$  – диаметр крышки, м

Таким образом,

$$R = \rho \cdot g \cdot h_c \cdot (\pi \cdot D^2 / 4), \text{ Н}$$

2 Определяется глубина погружения центра давления под свободной поверхностью жидкости

$$h_c' = r \text{ и } h_o' = \frac{5}{4} \cdot r,$$

где  $r$  – радиус крышки, м

$$r = D / 2, \text{ м}$$

Тогда расстояние между центром тяжести (точкой С) и центром давления (точкой О), то есть

$$CO = h_o' - h_c' = \frac{5}{4} \cdot r - r = \frac{1}{4} \cdot r = \frac{1}{8} \cdot D, \text{ м}$$

### Задача 34

Объем газа в нормальных условиях равен  $200 \text{ м}^3$ . Определить объем газа при температуре  $32^\circ\text{C}$  и избыточном давлении  $18 \text{ кгс/см}^2$

Величины, характеризующие термодинамическое состояние системы, называются *параметрами состояния*. Важнейшими параметрами состояния газа являются: давление  $p$ , температура  $T$ , удельный объем  $v$  (или полный объем  $V$ ).

*Рабочие условия* – это те, при которых находится газ в данный момент:  $p$ ;  $T$ ;  $v$  (или  $V$ ).

*Нормальные условия* (н.у.):  $p_0 = 101325 \text{ Па} \approx 0,1 \text{ МПа}$ ;  $T_0 = 273 \text{ К}$ ;  $v_0$  (или  $V_0$ ).

1 Определяется абсолютное давление газа – это давление на физическое тело с учетом атмосферного

$$p = p_{\text{изб}} + p_{\text{атм}}, \text{ Па},$$

где  $p_{\text{изб}}$  – избыточное давление – это давление на физическое тело без учета атмосферного;  $p_{\text{атм}}$  – атмосферное давление – давление толщи воздуха на земную поверхность и физические тела. Величина переменная, зависящая от широты и высоты над уровнем моря. На нулевой отметке над уровнем моря  $p_{\text{атм}} = 101325 \text{ Па}$

$$p = 1765800 + 101325 = 1867125 \text{ Па}$$

2 Определяется абсолютная температура газа

$$T = t + 273, \text{ К}$$

где  $t_{\text{в}}$  – температура газа, °С

3 Определяется объем газа в к рабочих условиях

$$V = V_0 \cdot p_0 \cdot T / (p \cdot T_0), \text{ м}^3,$$

где  $V_0$  – объем газа в нормальных условиях, м<sup>3</sup>

### Задача 35

*Вычислить необходимый диаметр трубопровода для подачи 15 т/ч нефти плотностью 900 кг/м<sup>3</sup>, абсолютной вязкостью 3,2 сП со средней скоростью 1,2 м/с. Определить режим движения нефти и зону трения*

1 Определяется объемный расход нефти – это объем нефти, протекающей через живое сечение потока в единицу времени

$$Q = G/\rho, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $G$  – массовый расход жидкости, кг/с – масса жидкости, протекающей через живое сечение трубопровода в единицу времени;

$\rho$  – плотность нефти, кг/м<sup>3</sup>

2 Определяется внутренний диаметр нефтепровода

$$d = \sqrt{4 \cdot Q / (\pi \cdot v)}, \text{ м},$$

где  $v$  – скорость движения нефти, м/с



3 Устанавливается режим движения нефти, для чего определяется число Рейнольдса

$$Re = v \cdot d \cdot \rho / \mu,$$

где  $\mu$  – абсолютная (динамическая) вязкость жидкости, Па·с

4 Делается вывод о режиме движения нефти

Критическое число Рейнольдса, характеризующее переход от ламинарного режима к турбулентному, равно **2300**. Если  $Re < 2300$ , то режим движения ламинарный. Если  $Re \geq 2300$ , то режим движения турбулентный.

4 Определяется зона трения, для чего находится первое переходное число Рейнольдса

$$Re_{1пер} = 40 \cdot d / e$$

где  $e$  – абсолютная шероховатость труб, м. Можно принимать абсолютную шероховатость труб « $e$ » равной эквивалентной абсолютной шероховатости труб  $k_s$  (табл.6)

Если  $2300 < Re < Re_{1пер}$ , то зона гидравлически гладких труб (зона гладкого трения, зона Блазиуса).

Если  $Re > Re_{1пер}$ , то определяется второе переходное число Рейнольдса  $Re_{2пер}$ .

$$Re_{2пер} = 500 \cdot d / e$$

Если  $Re_{1пер} < Re < Re_{2пер}$ , то зона гидравлически шероховатых труб (зона смешанного трения, переходная зона).

Если  $Re > Re_{2пер}$ , то зона "вполне" шероховатых труб (квадратичная зона).

### Задача 36

*По трубопроводу, внутренний диаметр которого 158 мм за сутки перекачано 1200 т нефти плотностью 860 кг/м<sup>3</sup>, абсолютной вязкостью 4,8 сП. Определить среднюю скорость, режим движения нефти и зону трения*

1 Определяется объемная секундная пропускная способность трубопровода

$$Q = G_{сут} / (24 \cdot 3600 \cdot \rho), \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $G_{сут}$  – массовая суточная пропускная способность трубопровода, кг/сут;

24 – число часов в сутках;

3600 – число секунд в часе;

$\rho$  – плотность перекачиваемой нефти, кг/м<sup>3</sup>

2 Определяется средняя скорость движения нефти по нефтепроводу

$$v = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot d^2), \text{ м/с},$$

где  $d$  – внутренний диаметр нефтепровода, м

3 Устанавливается режим движения нефти, для чего определяется число Рейнольдса

$$Re = v \cdot d \cdot \rho / \mu,$$

где  $\mu$  – абсолютная (динамическая) вязкость жидкости, Па·с

3 Делается вывод о режиме движения нефти

Критическое число Рейнольдса, характеризующее переход от ламинарного режима к турбулентному, равно **2300**. Если  $Re < 2300$ , то режим движения ламинарный. Если  $Re \geq 2300$ , то режим движения турбулентный.

4 Определяется зона трения, для чего находится первое переходное число Рейнольдса

$$Re_{1пер} = 40 \cdot d / e$$

где  $e$  – абсолютная шероховатость труб, м. Можно принимать абсолютную шероховатость труб « $e$ » равной эквивалентной абсолютной шероховатости труб  $k_z$  (табл.6)

Если  $2300 < Re < Re_{1пер}$ , то зона гидравлически гладких труб (зона гладкого трения, зона Блазиуса).

Если  $Re > Re_{1пер}$ , то определяется второе переходное число Ренольдса  $Re_{2пер}$ .

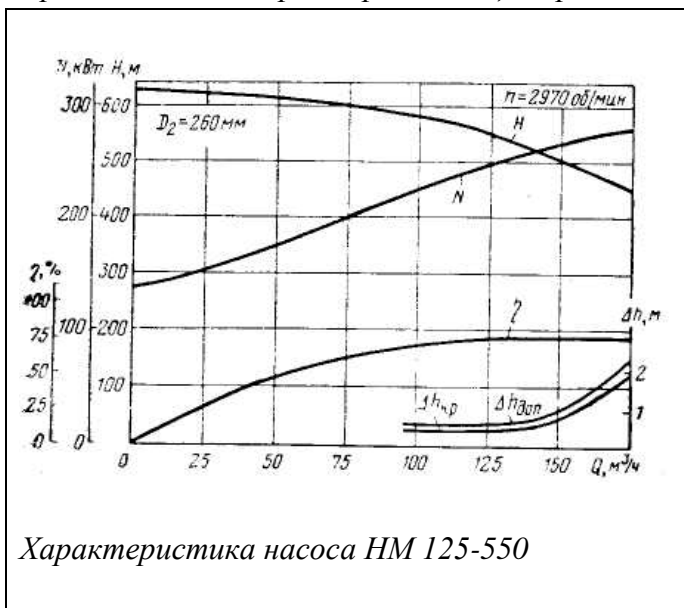
$$Re_{2пер} = 500 \cdot d / e$$

Если  $Re_{1пер} < Re < Re_{2пер}$ , то зона гидравлически шероховатых труб (зона смешанного трения, переходная зона).

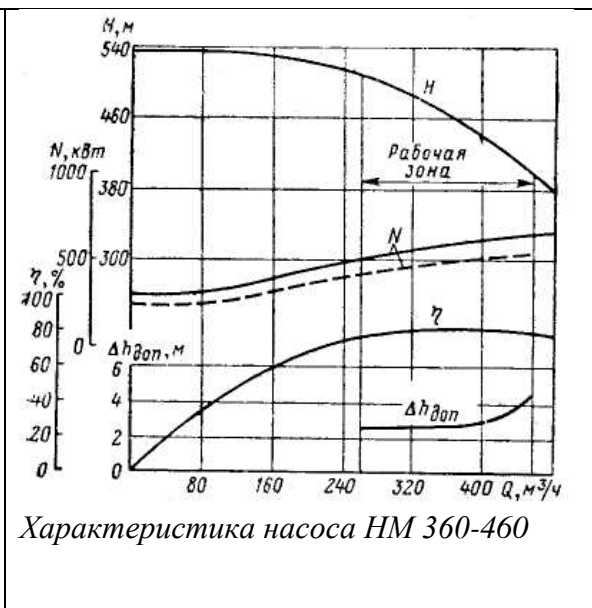
Если  $Re > Re_{2пер}$ , то зона "вполне" шероховатых труб (квадратичная зона).

# НОРМАТИВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

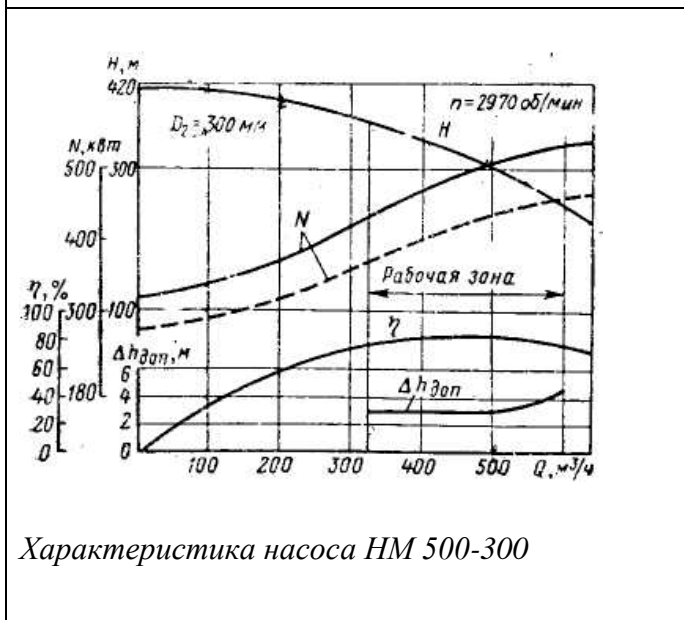
## Приложение 1 - Характеристики центробежных насосов НМ



Характеристика насоса НМ 125-550



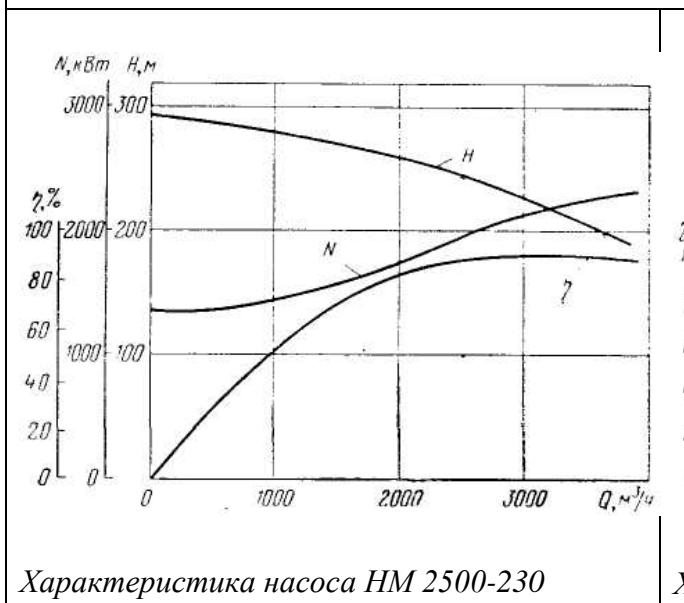
Характеристика насоса НМ 360-460



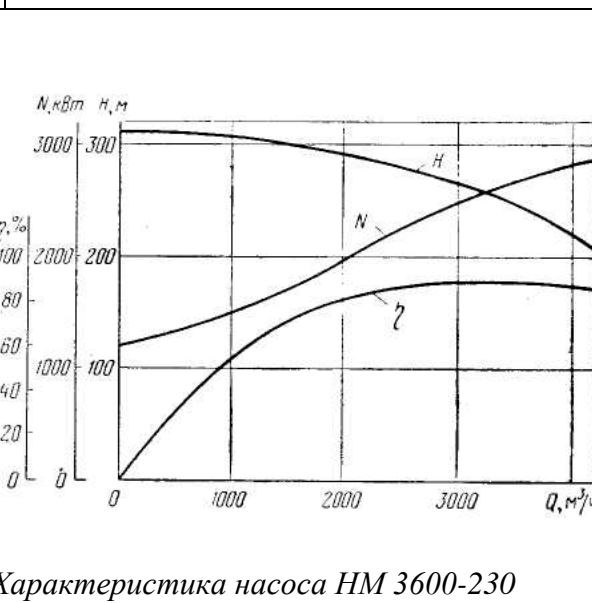
Характеристика насоса НМ 500-300



Характеристика насоса НМ 1250-260

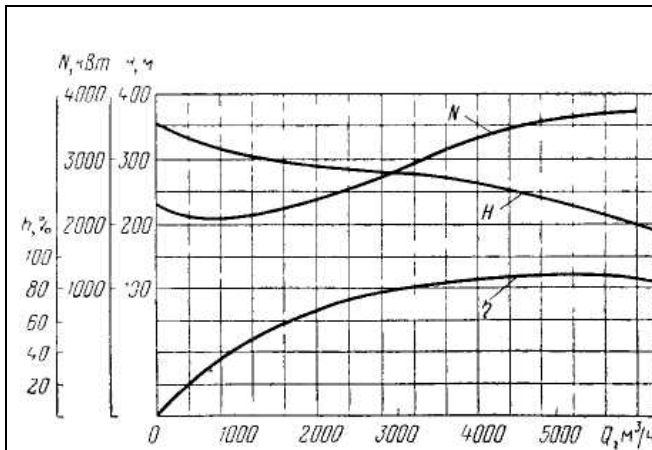


Характеристика насоса НМ 2500-230

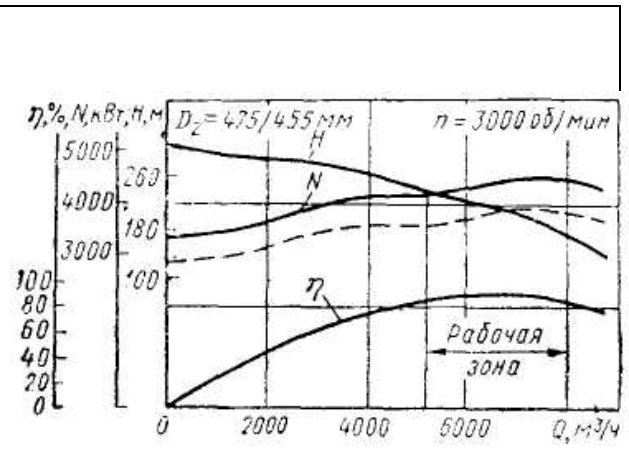


Характеристика насоса НМ 3600-230

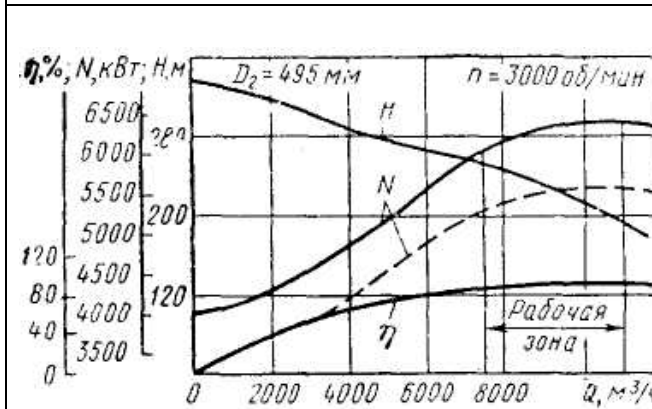
Продолжение приложения 1



Характеристика насоса НМ 5000-210



Характеристика насоса НМ 70000-210



Характеристика насоса НМ 10000-210

Приложение 2- График зависимости теплоемкости с нефти и нефтепродуктов от температуры  $t$  и плотности  $\rho$



Таблица 1 - Техническая характеристика магистральных насосных агрегатов

Марка насоса	Подача, м³/ч	Напор, м	Высота всасывания, м	К. п. д., %	Масса, кг	Длина, ширина, высота, мм	Тип электродвигателя	Мощность, кВт	Частота вращения об/мин	Масса, кг
8НД-10×5	300	420	10	68	3492	4575	АЗП-500	500	2975	4 190
						1100	АТД-500	500	2975	3 800
10НД-10×2	800	260	—	78	2740	1812				
						1645	АЗП-630	630	2970	4 410
						1170	АРП-630	630	2970	3 800
14Н-12-2	1 100	370	26	78	5370	1525	АРП-800	800	2975	4 215
							АЗП-800	800	2975	4 880
						4900	АЗП-1600	1600	2980	8 395
16НД-10×1	2 200	230	28	86	3816	1260	АРП-1600	1600	2980	7 200
						1493	АР-1600	1600	2980	7 280
						4663	АТД-1600	1600	2980	7 280
20НД-12×1	3 000	220	30	86	4970	1400	АЗП-1600	1600	2980	8 395
						1850	АЗП-2000	2000	2980	10 000
							АРП-2000	2000	2980	8 900
24НД-14×1	4 000	216	40	87	6961	2390	АЗП-2500	2500	2980	10 860
						1800	АРП-2500	2500	2980	9 600
						1556	АТД-2500	2500	2980	11 100
НМ 125-500	125	550	4	72	1950	5571	АЗП-2500	2500	2980	10 800
						2200	АРП-2500	2500	2980	9 600
						1060	АТД-2500	2500	2980	11 100
НМ 180-500	180	500	4	72	1950	2150	2АРМП1-400/6000У4	400	3000	2 230
						1250	2АЗМП1-400/6000У4	400	3000	2 230
						960				
НМ 250-475	250	475	4	75	3100	2190	2АРМП1-500/6000У4	500	3000	2 350
						1540	2АЗМП1-500/6000У4	500	3000	2 390
						1070				
НМ 360-460	360	460	4,5	78	3200	2190	2АРМП1-630/6000У4	630	3000	4 190
						1540	2АЗМП1-630/6000У4	630	3000	4 190
						1070				
НМ 500-300	500	300	4,5	80	2800	2050	2АРМП1-500/6000У4	500	3000	2 350
						1540	2АЗМП1-500/6000У4	500	3000	2 390
						1070				
НМ 710-280	710	280	6	80	2920	2100	2АРМП1-800/6000У4	800	3000	3 370
						1540	2АЗМП1-800/6000У4	800	3000	3 470
						1070				
НМ 1250-260	1 250	260	20	80	2800	1840	СТД-1250-2	1250	3000	6 780
						1400	СТДП1250-2 УХЛ4	1250	3000	7 030
						1200				
НМ 1800-240	1 800	240	25	83	3500	2100	СТДП1600-2 УХЛ4	1600	3000	7 630
						1600				
						1300				
НМ 2500-230	2 500	230	32	86	3920	2135	СТД-2000-2	2000	3000	8 210
						1860	СТД-2500-2	2500	3000	10 000
						1405	СТДП-2000-2 УХЛ4	2000	3000	8 030
НМ 3600-230	3 600	230	40	87	4490	2135	СТД-2500-2	2500	3000	10 600
						1800	СТД-3200-2	3200	3000	12 470
						1435	СТДП 2500-2-УХЛ4	2500	3000	11 150
НМ 5000-210	5 000	210	42	88	4600	2255	СТД-3200-2	3200	3000	12 470
						2300	СТДП 3150-2 УХЛ4	3150	3000	12 350
						1665				
НМ 7000-210	7 000	210	52	89	6125	2405	СТД-5000-2	5000	3000	15 000
						2300	СТДП 5000-2 УХЛ4	5000	3000	14 750
						1785				
НМ 10 000-210	10 000	210	65	89	9795	2505	СТД-6300-2	6300	3000	20 632
						2600	СТДП 6300-2 УХЛ4	6300	3000	21 600
						2125				
НМ 10 000-210 (со сменным ротором на 12 500 м³/ч)	12 500	210	87	87	9795	2505	СТД-8000-2	8000	3000	21 470
						2600	СТДП 8000-2 УХЛ4	8000	3000	23 000
						2125				

Таблица 2 - Внешний диаметр  $D_2$  и ширина лопаток  $b_2$  рабочих колес магистральных насосов

Марка насоса	Подача $Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$D_2$ , см	$b_2$ , см
НМ 125 – 550	125	26,4	1,6
НМ 360 – 460	360	30,0	2,4
НМ 500 – 300	500	30,0	2,8
НМ 1250 – 260	1250	44,0	2,6
	875	41,8	2,6
НМ 2500 – 230	2500	43,0	3,6
	1750	40,5	3,8
	1250	42,5	2,6
НМ 3600 – 230	3600	45,0	4,1
	2520	43,0	4,3
	1800	45,0	2,9
НМ 5000 – 210	5000	45,0	6,9
	3500	43,0	7,2
	2500	46,0	2,8
НМ 7000 – 210	7000	46,5	6,1
	4900	47,5	4,9
	3500	45,0	5,2
НМ 10000 – 210	10000	47,5	6,6
	7000	49,6	5,7
	5000	46,5	5,8

**Примечание.** Различные значения подачи для насоса одной марки приведены для случаев установки различных роторов (с номинальными размерами ротора  $0,7 \cdot Q$  и ротора  $0,5 \cdot Q$ ), обеспечивающих 100-, 70- и 50%-ную подачу (от номинального значения, приведенного в марке насоса).

Таблица 3 – Поправочные коэффициенты к подаче, напору и  $\eta$  в зависимости от числа Рейнольдса

Re	$k_Q$	$k_H$	$k_\eta$	Re	$k_Q$	$k_H$	$k_\eta$
100	0,360	0,514	0,090	5 000	0,974	0,990	0,828
200	0,562	0,686	0,240	6 000	0,984	0,995	0,840
300	0,661	0,722	0,328	7 000	0,990	0,998	0,865
400	0,724	0,812	0,380	8 000	1,000	1,000	0,875
500	0,766	0,835	0,426	9 000	—	—	0,885
600	0,800	0,862	0,474	10 000	—	—	0,894
700	0,818	0,875	0,506	20 000	—	—	0,950
800	0,830	0,892	0,530	30 000	—	—	0,972
900	0,845	0,900	0,562	40 000	—	—	0,982
1000	0,860	0,908	0,585	50 000	—	—	0,990
2000	0,928	0,960	0,708	60 000	—	—	0,995
3000	0,951	0,975	0,778	70 000	—	—	0,998
4000	0,965	0,988	0,805	80 000	—	—	1,000

Таблица 4 - Классификация лопастных насосов по коэффициенту быстроходности

Коэффициент быстроходности $n_s$	Тип насоса
50 ÷ 100	тихоходные
100 ÷ 200	нормальные
200 ÷ 350	быстроходные
350 ÷ 500	диагональные
500 ÷ 1200	пропеллерные

Таблица 5 - Техническая характеристика роторно-зубчатых насосов

Марка	Подача, м <sup>3</sup> /ч	Давление нагнетания, МПа	Мощность привода, кВт	Частота вращения вала, об/мин	К. п. д., %	Масса с приводом, кг
PЗ-3	1,1	1,45	2,8	1420	45	70,0
PЗ-4,5	3,3	0,33	1,7	1420	38	71,0
PЗ-7,5	5,0	0,33	2,8	1420	42	79,0
PЗ-7,5	5,0	0,30	2,8	1450	42	92,5
PЗ-30	18,0	0,42	4,5	1000	62	174,0
PЗ-50	38,0	0,28	11,0	1000	—	405,0

Таблица 6 - Эквивалентная абсолютная шероховатость  $k_z$  стальных труб

Материалы и вид трубы	Состояние трубы	$k_z$ , мм
Бесшовные стальные трубы	Новые и чистые	(0,01÷0,02) / 0,014
Сварные стальные трубы	После нескольких лет эксплуатации	(0,15÷0,3) / 0,2
	Новые и чистые	(0,03÷0,12) / 0,05
	С незначительной коррозией после очистки	(0,1÷0,2) / 0,15
	Умеренно заржавленные	(0,3÷0,7) / 0,5
	Старые заржавленные	(0,8÷0,5) / 1,0
	Сильно заржавленные или с большими отложениями	(2,0÷4,0) / 3,0

**Примечание.** В числителе приведены пределы изменения  $k_z$ , в знаменателе – его среднее значение



Таблица 7 - Основные размеры шпилек для фланцевых соединений  
(извлечение из ГОСТ 9066 - 75\*), мм

Номи- нальный диаметр резьбы <i>d</i>	Шаг резьбы		Диаметр гладкой части		Длина звени- ваемого резь- бового конца <i>l</i>		Радиус перехода <i>R</i> для шпилек типа Б		
	круп- ный	мел- кий	<i>d</i> <sub>1</sub> для типа А	<i>d</i> <sub>2</sub> для типа Б		номи- нальный размер		предел- ное от- клонение	
				с круп- ным ша- гом	с мел- ким ша- гом				
10	1,5	1,25	<i>d</i> <sub>1</sub> ≈ <i>d</i> (ГОСТ 19258—73, ГОСТ 19256—73)	7,8	8	15	+1,3	6	
12	1,75	1,25		9,5	10	18	+2,1		
16	2	1,5		13	14	22	+2,1		
20	2,5	1,5		16	18	28	+2,5		
(22)	2,5	1,5		18	20	30	+2,5	8	
24	3	2		20	21	35	+2,5		
(27)	3	2		22	24	38	+2,5		
30	3,5	2		24	27	42	+3,0		
36	4	3		<i>d</i> <sub>1</sub> ≈ <i>d</i> (ГОСТ 19258—73, ГОСТ 19256—73)	30	33	50	+3,0	12
42	4,5	3			35	35	58	+3,0	
48	5	3			40	40	65	+3,0	
(52)	5	3			44	44	70	+3,0	
56	5,5	4	48		50	75	+4,0		
(60)	5,5	4	52		54	80	+4,0		
64	6	4	54		58	90	+4,0		
(68)	6	4	56		62	95	+4,0		

Примечание. Шпильки с размерами, заключенными в скобки, по возможности не применять.

Таблица 8 - Длина шпилек для фланцевых соединений  
(извлечение из ГОСТ 9066 - 75\*), мм

Длина шпильки <i>L</i>	Номинальный диаметр резьбы <i>d</i>															
	10	12	16	20	(22)	24	(27)	30	36	42	48	(52)	56	(60)	64	68
	Длина резьбового конца <i>l<sub>н</sub></i>															
45	22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
50	22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
55	22	25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
60	22	25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
65	22	25	32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
70	22	25	32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
75	22	25	32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
80	22	25	32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
85	22	25	32	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
90	22	25	32	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
95	22	25	32	40	45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	28	30	32	40	45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
110	28	30	32	40	45	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
120	28	30	32	40	45	48	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—
130	28	30	40	40	45	48	55	60	—	—	—	—	—	—	—	—
140	28	30	40	40	45	48	55	60	—	—	—	—	—	—	—	—
150	28	30	40	40	45	48	55	60	70	—	—	—	—	—	—	—
160	—	30	40	40	45	48	55	60	70	75	—	—	—	—	—	—
170	—	30	40	48	45	48	55	60	70	75	—	—	—	—	—	—
180	—	30	40	48	45	48	55	60	70	75	—	—	—	—	—	—
190	—	30	40	48	52	48	55	60	70	75	—	—	—	—	—	—
200	—	30	40	48	52	48	55	60	70	75	90	—	—	—	—	—
210	—	—	40	48	52	58	55	60	70	75	90	—	—	—	—	—
220	—	—	40	48	52	58	55	60	70	75	90	95	—	—	—	—
230	—	—	40	48	52	58	65	60	70	75	90	95	—	—	—	—
240	—	—	—	—	—	58	65	60	70	75	90	95	—	—	—	—
250	—	—	—	—	—	58	65	70	70	75	90	95	105	115	120	—
260	—	—	—	—	—	—	65	70	70	75	90	95	105	115	120	—
270	—	—	—	—	—	—	65	70	80	75	90	95	105	115	120	—
280	—	—	—	—	—	—	—	70	80	75	90	95	105	115	120	—
290	—	—	—	—	—	—	—	70	80	75	90	95	105	115	120	—
300	—	—	—	—	—	—	—	70	80	75	90	95	105	115	120	—
310	—	—	—	—	—	—	—	70	80	90	90	95	105	115	120	—
320	—	—	—	—	—	—	—	70	80	90	90	95	105	115	120	—
330	—	—	—	—	—	—	—	70	80	90	90	95	105	115	120	125
340	—	—	—	—	—	—	—	70	80	90	90	95	105	115	120	125
350	—	—	—	—	—	—	—	—	80	90	95	100	105	115	120	125

Таблица 9 - Характеристика набивок сальниковых уплотнений

Набивка	Марка	Характеристика	Условия применения		Рабочая среда	Сортамент, мм
			давление, МПа	температура, °С		
Плетеные						

Хлопчатоб умажная сухая	ХБС	Шнур, сплетенный из хлопчатобумажно й нити	20,0	100	Воздух, вода, спирты, смазочные масла, органические растворители, углеводороды, нейтральные растворы солей	Сквозного плетения, квадратный: 4, 5, 6, 8, 10, 13, 16, 19, 22, 25, 28
Хлопчатоб умажная пропитанн ая	ХБП	Шнур, сплетенный из хлопчатобумажно й нити, пропитанный антифрикционным составом	20,0	100	Воздух, вода, нефтяное топливо, смазочные масла, инертные пары и газы, углеводороды	С однослойным оплетением сердечника, круглый или квадратный: 5, 6, 8, 10, 13, 16, 19, 22, 25
Пеньковая сухая	ПС	Шнур, сплетенный из льняной пеньковой пряжи	16,0	100	Воздух, вода, водяной пар, смазочные масла, нефтяное топливо светлое, углеводороды	С многослойным оплетением сердечника, круглый или квадратный: 8, 10, 13, 16, 19, 22, 25, 28, 32, 35, 38, 42, 45, 50
Пеньковая пропитанн ая	ПП	Шнур, сплетенный из льняной пеньковой пряжи, пропитанный антифрикционным составом	16,0	100	Воздух, вода, топливо нефтяное темное, смазочные масла, инертные газы, пары, углеводороды, растворы щелочей, соленая вода	С многослойным оплетением сердечника, круглый или квадратный: 8, 10, 13, 16, 19, 22, 25, 28, 32, 35, 38, 42, 45, 50
Асбестова я сухая	АС	Шнур, сплетенный из асбестовой нити	4,5	400	Воздух, водяной пар, промышленная вода, инертные пары и газы, органические растворители, растворы щелочей	

Асбестовая пропитанная	АП	Шнур, сплетенный из асбестовой нити, с пропиткой антифрикционным составом	4,5	300	Воздух, нефтепродукты, слабокислотные растворы, газы и пары агрессивные	
<i>Набивка</i>	<i>Марка</i>	<i>Характеристика</i>	<i>Условия применения</i>		<i>Рабочая среда</i>	<i>Сортамент, мм</i>
			<i>давление, МПа</i>	<i>температура, °С</i>		
АсбестопрОВОЛОЧная	АПП	Шнур, сплетенный из асбестовой нити, скрученной с латунной или медной проволокой марок Л-62 и М-3, пропитанный антифрикционным составом и прографитизированный	4,5	300	Промышленная вода, нефтепродукты, слабокислотные масла	Сквозного плетения квадратный: 5, 6, 8, 10; с многослойным оплетением сердечника, круглый или квадратный: 13, 16, 19, 22, 25, 28, 32, 35, 38, 42, 45, 50
Асбестома слобензостойкая	АМБ	Шнур, сплетенный из асбестовой нити, с пропиткой антифрикционным маслобензостойким составом	3,0	300	Нефтяное топливо, кислые масла, органические растворители	Сквозного плетения или с многослойным оплетением сердечника, квадратный: 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18
Асбестовая прорезиненная сухая	АПС	Шнур, сплетенный из асбестовой нити, прорезиненный, вулканизированный и прографитизированный	30,0	450	Нефтепродукты, нефтяные газы, пар насыщенный и перегретый. Вода перегретая, смолы, пасты и шламы, состоящие из углей, торфа, сланцев в смеси с тяжелыми маслами и	Сквозного плетения или с однослойным оплетением сердечника, квадратный: 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18

					смолами. Слабые органические кислоты, жиры, щелочи, спирты, сухой воздух	
Асбестовая прорезиненная пропитанная	АПП	Шнур, сплетенный из асбестовой нити, прорезиненный, вулканизированный и прографитизированный, с пропиткой	32,5	200	Нефтепродукты, нефтяные газы, пар насыщенный и перегретый. Вода перегретая, смолы, пасты и шламы, состоящие из углей, торфа, сланцев в смеси с тяжелыми маслами и смолами. Слабые органические кислоты, жиры, щелочи, спирты, сухой воздух	С однослойным оплетением сердечника и сквозного плетения, квадратный: 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18; с однослойным оплетением сердечника и сквозного плетения, прямоугольный: 6×8, 7×10, 8×10, 9×10, 10×2

Набивка	Марка	Характеристика	Условия применения		Рабочая среда	Сортамент, мм
			давление, МПа	температура, °С		
АсбестопрОВОЛОЧная прорезиненная пропитанная	АПРПП	Шнур, сплетенный из асбестовой нити с латунной проволокой, пропитанный, прорезиненный, вулканизированный и графитизированный	90,0	200	Нефтепродукты, нефтяные газы, пар насыщенный и перегретый. Вода перегретая, смолы, пасты и шламы, состоящие из углей, торфа, сланцев в смеси с тяжелыми маслами и смолами. Слабые органические кислоты, жиры, щелочи, спирты,	

					сухой воздух	
Асбестопр оволочная прорезине нная сухая	АПРПС	Шнур, сплетенный из асбестовой нити с латунной проволокой, прорезиненный, вулканизированны й и графитизированны й	90,0	450	Нефтепродукты, нефтяные газы, пар насыщенный и перегретый. Вода перегретая, смолы, пасты и шламы, состоящие из углей, торфа, сланцев в смеси с тяжелыми маслами и смолами. Слабые органические кислоты, жиры, щелочи, спирты, сухой воздух	
Асбестова я пропитанн ая суспензи ей фтороплас та-4 с тальком	АСТ	Шнур, сплетенный из асбестовой нити, пропитанный суспензией фторопласта-4 с тальком	25,0	300	Сжиженные газы, бензин, бензол, толуол, ацетон, этилен, дифенил, дифенилоксид, хлорметил, хлорэтиловый этил, фуран, тетрагидрофуран, трихлорсилан	Плетеные шнуры квадратного сечения: 4, 5, 6, 8, 10, 13 или прямоугольног о: 4×6, 6×8, 10×13, 13×16
<i>Кольцевые</i>						
Манжеты хлопчатоб умажные	МХБ	Цельноскатанные или разрезные, многослойные кольца фигурного сечения из прорезиненной хлопчатобумажно й ткани, уплотненные в прессформе, вулканизированны е и графитизированны е	40	100	Инертные газы, воздух, промышленная вода, пар, нефтепродукты	Внутренний диаметр от 10 до 460; ширина от 5 до 40; высота от 5 до 55

Продолжение таблицы 9

Набивка	Марка	Характеристика	Условия применения		Рабочая среда	Сортамент, мм
			давление, МПа	температура, °С		
Манжеты льняные	МЛ	Цельноскатанные или разрезные, многослойные кольца фигурного сечения из прорезиненной льняной ткани, уплотненные в прессформе, вулканизированные и графитизированные	40,0	100	Инертные газы, воздух, промышленная вода, пар, нефтепродукты	Внутренний диаметр от 10 до 460; ширина от 5 до 40; высота от 5 до 55
Манжеты асбестовые	МА	Цельноскатанные или разрезные, многослойные кольца фигурного сечения из прорезиненной асбестовой ткани, уплотненные в прессформе, вулканизированные и графитизированные	20,0	300	Инертные газы, воздух, промышленная вода, пар, нефтепродукты	Внутренний диаметр от 10 до 460; ширина от 5 до 40; высота от 5 до 55
Кольца разрезные асбестоалюминиевые	КРАА	Разрезные кольца квадратного или прямоугольного сечения, состоящие из сердечника, асбестовых пропитанных нитей и многослойной обертки из	5,0	400	Нефтепродукты	

		промасленной, прографиченной фольги, совместно скрученных и уплотненных в прессформе					
--	--	--	--	--	--	--	--

Таблица 10 - Давление насыщенных паров жидкостей, кПа

Жидкость	Температура, °С								
	0	10	20	30	40	50	60	80	100
Вода	0,61	1,23	2,34	4,27	7,37	12,3	19,9	47,3	101
Легкая нефть	3,5	–	8,0	–	14	–	38	–	–
Бензин	6,6	8,1	10,9	16,9	23,1	32,6	–	–	–

Таблица 11 - Техническая характеристика основных центробежных нагнетателей с газотурбинным приводом

Тип ГПА	Основные данные газовой турбины				Основные данные центробежных нагнетателей								
	Номинальная мощность, тыс.кВт	К.п.д., %	Частота вращения силового вала, об/мин (диапазон) (номинальная)	Температура продуктов сгорания перед газовой турбиной, °С	Тип нагнетателя	Расход, млн.м <sup>3</sup> /сут	Номинальная частота вращения, об/мин	Давление на входе в первый нагнетатель, МПа			Конечное давление на выходе последнего нагнетателя, МПа	Степень повышения давления нагнетателя	Политропический к.п.д. нагнетателя, %
ГТ-750-6	6	27	$\frac{3800-5600}{5300}$	750	370-17-1/370-14-1	$\frac{19,8}{19,5}$	5300	4,41	3,68	3,19	5,5	1,25	87
ГТ-6-750	6	24	$\frac{4600-6400}{6150}$	760	Н-300-1,23	19	6150	4,32	3,53	3,04	5,5	1,27	83
ГТН-6	6	24	$\frac{4600-6400}{6150}$	760	Н-300-1,23	19	6150	4,32	3,53	3,04	5,5	1,27	83
ГПА-Ц-6,3	6,3	21	$\frac{6150-8500}{8200}$	810	Н-196-1,45	19	8200	3,77	–	–	5,5	1,45	83
ГТК-10-2	10	28	$\frac{3300-5000}{4800}$	780	520-12-1	29,3	4800	4,32	3,47	2,94	5,5	1,27	85
ГТК-10-3	10	28	$\frac{3300-5000}{4800}$	780	370-16-1/260-13-1	$\frac{32,6}{23}$	4800	5,59	5,55	–	7,21	1,14	85
ГТК-10-4	10	29	$\frac{3300-5000}{4800}$	780	370-18-1	37	4800	6,08	4,97	4,32	7,46	1,23	85



ГТК-16	16	25	$\frac{3500-4875}{4600}$	810	H-16-56 (H-800-1,25) H-16-75	$\frac{51}{51}$	$\frac{4600}{4600}$	$\frac{4,41}{5,89}$	$\frac{3,53}{4,71}$	-	$\frac{5,5}{7,34}$	$\frac{1,25}{1,25}$	$\frac{84}{83}$
ГТК-25	26	29	$\frac{3000-3900}{3700}$	900	650-21-1/820-21-1	$\frac{53}{53}$	$\frac{3700}{3700}$	$\frac{5,1}{3,73}$	-	-	$\frac{7,46}{5,5}$	$\frac{1,45}{1,45}$	$\frac{84}{84}$
ГТК-10И (США)	9,7	26,2	$\frac{3250-6820}{6500}$	925	"Купер-Бессемер" (RF 288-30)	16,5	6200	3,7	-	-	5,5	1,51	86
					"Ингерсол-Ренд" (СDP-224)	17,2	6200	4,88	-	-	7,38	1,51	86
					"Нуове-Пиньони" (PCL-1002/40)	17,2	6200	4,88	-	-	7,38	1,51	86
ГТН-25И	25	27,2	$\frac{2800-4900}{4670}$	950	"Нуове-Пиньони" (PCL-1002/40)	55	4600	4,88	-	-	7,38	1,51	84
"Центавр" (США)	26,5	27	$\frac{11700-18700}{15700}$	840	C1688-564 C3044-30	$\frac{1,2}{2,9}$	$\frac{20400}{15700}$	$\frac{3,92}{2,45}$	-	-	$\frac{12,3}{5,5}$	$\frac{3,1}{2,2}$	$\frac{72}{74}$
"Коберра-182" (США)	12,9	28,1	$\frac{3000-5500}{5000}$	837	RF 2ВВ-30	21,8	5000	5	-	-	7,46	1,5	81,2

Таблица 12 - Основные показатели компрессорной части агрегатов 10ГК

Показатели	10ГКНА-1- 25/55	10ГКН-1- 17/35	10ГКМ-1- 11/26
1. Производительность при нормальных условиях (подача), м <sup>3</sup> /ч	31000	30000	16900
2. Давление, кгс/см <sup>2</sup> :			
приема	25	17	11
нагнетания	55	35	26
3. Число цилиндров	5	5	5
4. Диаметр цилиндра, мм	197	197	197
5. Диаметр штока, мм	76	76	76
6. Ход поршня, мм	356	356	356
7. Скорость вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	300	300	300
8. Число ступеней сжатия	1	1	1

Показатели	10ГКНА-1- 25/55	10ГКН-1- 17/35	10ГКМ-1- 11/26
9. Число всасывающих и нагнетательных клапанов на каждом цилиндре	4	4	4
10. Расположение цилиндров	Горизонтальное		
11. Тип компрессора	Двойного действия		
12. Объем вредного пространства, %			
при закрытой регулировочной полости	8,7	8,7	8,7
при открытой регулировочной полости	30÷35	30÷35	30÷35
13. Механический к п д	0,95	0,95	0,95

Таблица 13 - Электродвигатели неявнополюсные серии СТД

Тип	$P_{\text{НОМ}}$ кВт	$S_{\text{НОМ}}$ кВ·А	$U_{\text{НОМ}}$ кВ	$I_{\text{НОМ}}$ А	$\eta$ , %	Пусковые характеристики			Возбудитель		$J$ , т·м <sup>2</sup>	Общая масса, кг	Цена, руб.
						$I_{\text{П}}$	$M_{\text{П}}$	$M_{\text{S-0,05}}$	$U_{\text{В.НОМ}}$ , В	$I_{\text{В.НОМ}}$ , А			
						$I_{\text{НОМ}}$	$M_{\text{НОМ}}$	$M_{\text{НОМ}}$					
СТД-630-2	630	735	6	71	98,8	5,66	2,03	1,19	29	245	0,053	3520	8500
			10	42	96,8				29	247	0,053		8500
СТД-800-2	800	935	6	90	96,0	5,58	2,01	1,18	34	275	0,056	3680	14 000
			10	54	95,8				34	273	0,056		10 400
СТД-1000-2	1000	1160	6	112	96,3	6,70	2,41	1,45	38	286	0,060	4066	11 200
			10	67	96,0				39	293	0,060		11 200
СТД-1250-2	1250	1450	6	138	96,8	6,48	2,07	1,50	45	255	0,102	6490	12 600
			10	84	96,5				45	255	0,102		12 600
СТД-1600-2	1600	1850	6	178	96,9	6,79	2,16	1,60	52	277	0,112	6820	14 300
			10	107	96,6				52	273	0,112		14 300
СТД-2000-2	2000	2300	6	221	96,9	6,91	2,23	1,63	59	290	0,123	8210	20 900
			10	133	96,8				59	290	0,123		20 900
СТД-2500-2	2500	2870	6	276	97,4	6,16	1,75	1,50	77	256	0,230	8000	—
			10	166	97,2				76	260	0,230		8000
СТД-3200-2	3200	3680	6	352	97,6	6,63	1,85	1,65	89	269	0,258	11 700	—
			10	213	97,3				89	270	0,258		11 700
СТД-4000-2	4000	4500	6	438	97,5	6,69	1,92	1,66	101	289	0,278	12 920	22 600
			10	265	97,4				103	294	0,278		12 920
СТД-5000-2	5000	5740	6	553	97,6	7,22	2,07	1,80	118	294	0,320	13 100	—
			10	322	97,5				118	294	0,320		13 100
СТД-6300-2	6300	7230	6	696	97,5	6,28	1,62	1,65	136	251	—	21 385	—
			10	417	97,6				130	230	—		21 385
СТД-8000-2	8000	9130	6	880	97,9	6,93	1,76	1,83	156	261	—	22 300	—
			10	527	97,7				151	262	—		22 300
СТД-10000-2	10 000	11 400	6	634	97,9	8,10	2,06	2,14	191	272	—	24 140	—
			10	658	97,9				182	259	—		24 140
СТД-12500-2	12 500	14 200	6	1369	97,9	8,86	2,24	2,35	226	290	—	—	—
			10	820	97,8				227	290	—		—

Примечание. Источники — ГОСТ 5.1279-72; Каталог 01.09.68-75; Прейскурант № 15-02.

Таблица 14 - Технические данные трехфазных асинхронных короткозамкнутых взрывонепроницаемых электродвигателей серии В

Тип электродвигателя	Номинальная мощность на валу, кВт	При номинальной нагрузке				$\frac{I_{пуск}}{I_H}$	$\frac{M_{пуск}}{M_H}$	$\frac{M_{плав}}{M_H}$	Масса, кг
		частота вращения, об/мин	сила тока статора, А**	к. п. д.ε %	cos φ				

Синхронная частота вращения 1000 об/мин

B71A6*	0,37	935	1,1	70	0,71	4,0	1,7	1,9	20
B71B6*	0,55	920	1,6	72	0,74	4,0	1,7	1,9	22
B80A6*	0,75	935	2,1	74	0,75	4,0	1,7	1,9	28
B80B6*	1,1	920	2,9	76	0,77	4,0	1,7	1,9	31
B90L6	1,5		4,0	77	0,74	4,0	1,8	2,0	50
B100L6	2,2		5,5	81,7	0,74	5,5	2,0	2,6	60
B112MA6*	3,0		7,6	81	0,74	6,0	2,0	2,7	78
B112MB6*	4,0		9,6	83	0,76	6,5	2,0	2,7	97
B132S6	5,5		12	87	0,81	7,0	2,3	2,7	120
B132M6	7,5		16	87,3	0,82	6,6	2,1	2,8	135
B160S6	11		23	88	0,84	6,8	2,3	2,5	180
B160M6	15		30	89	0,85	6,8	2,3	2,5	205
B180M6	18,5		36	90,4	0,86	6,5	1,8	2,1	265
B200M6	22		42	91	0,88	6,5	1,8	2,1	375
B200L6	30		57	91,2	0,88	6,5	1,8	2,1	420
B225M6	37		69	91,7	0,89	6,5	1,8	2,1	515
B250S6	45		86	91,8	0,87	5,5	1,6	2,1	650
B250M6	55		104	92	0,87	5,5	1,6	2,1	735
B280S6	75	985	142	92,5	0,87	6,0	1,7	2,2	915
B280M6	90	985	169	93	0,87	6,0	1,7	2,2	970

Синхронная частота вращения 750 об/мин

B112M8	3,0		8,3	79	0,7	5,0	1,8	2,2	88
B132S8	4,0		11	84	0,69	5,7	2,1	2,8	120
B132M8	5,5		14	84	0,72	5,6	1,9	2,8	135
B160S8	7,5		17	86	0,76	5,7	2,3	2,5	180
B160M8	11		25	87	0,76	5,7	2,3	2,5	205
B180M8	15		33	89	0,77	5,5	1,8	2,1	265
B200M8	18,5		40	89,4	0,79	5,5	1,8	2,1	375
B200L8	22		47	90	0,79	5,5	1,8	2,1	420
B225M8	30		63	91	0,80	5,5	1,8	2,1	515
B250S8	37		78	90,8	0,79	5,5	1,7	2,0	650
B250M8	45		93	91	0,81	5,5	1,7	2,0	735
B280S8	55	735	109	92,3	0,83	5,5	1,7	2,0	935
B280M8	75	735	149	92,5	0,83	5,5	1,7	2,0	985

Продолжение таблицы 14

Тип электродвигателя	Номинальная мощность на валу, кВт	При номинальной нагрузке				$\frac{I_{пуск}}{I_H}$	$\frac{M_{пуск}}{M_H}$	$\frac{M_{max}}{M_H}$	Масса, кг
		частота вращения, об/мин	сила тока статора, А**	к. п. д., %	cos φ				
Синхронная частота вращения 3000 об/мин									
B63A2*	0,37	2820	0,89	74	0,85	5,5	2,3	2,6	17
B63B2*	0,55	2820	1,3	76	0,85	5,5	2,3	2,6	18
B71A2*	0,75	2850	1,7	79	0,86	5,5	2,3	2,6	20
B71B2*	1,1	2835	2,4	80	0,87	5,5	2,3	2,6	22
B80A2*	1,5	2850	3,1	81	0,9	6,0	2,3	2,6	28
B80B2*	2,2	2835	4,5	83	0,9	6,0	2,3	2,6	31
B90L2	3,0		6,2	83,8	0,88	7,0	2,2	2,6	50
B100S2	4,0		8,5	85,5	0,84	7,0	1,8	2,5	55
B100L2	5,5		12	85,5	0,84	6,5	1,8	2,5	60
B112M2	7,5		14	87,3	0,9	7,0	2,0	2,5	88
B132M2	11		22	88	0,87	7,0	2,2	2,5	135
B160S2	15		29	88	0,9	6,0	1,8	2,5	180
B160M2	18,5		35	89	0,91	6,5	1,8	2,5	205
B180S2	22		43	89	0,87	6,5	1,7	2,3	235
B180M2	30		57	90	0,89	6,5	1,7	2,3	265
B200M2	37		69	91	0,89	7,0	1,7	2,3	375
B200L2	45		83	92	0,9	7,0	1,7	2,3	420
B225M2	55		101	92	0,9	7,0	1,7	2,3	515
B250S2	75		141	92	0,88	6,0	1,6	2,2	650
B250M2	90		166	92,5	0,89	6,0	1,6	2,2	735
B280S2	110	2965	200	92,8	0,9	6,5	1,6	2,5	1000

Синхронная частота вращения 1500 об/мин

B63A4*	0,25	1420	0,74	70	0,73	5,0	1,8	2,2	17
B63B4*	0,37	1410	1,0	74	0,74	5,0	1,8	2,2	18
B71A4*	0,55	1420	1,4	75	0,77	5,0	1,8	2,2	20
B71B4*	0,75	1410	2,0	76	0,77	5,0	1,8	2,2	22
B80A4*	1,1	1420	2,6	79	0,82	5,0	1,8	2,2	28
B80B4*	1,5	1410	3,4	81	0,83	5,0	1,8	2,2	31
B90L4	2,2		5,0	81,5	0,82	5,5	1,8	2,4	50
B100S4	3,0		6,6	82,8	0,83	5,5	1,8	2,4	55
B100L4	4,0		8,7	84,3	0,83	5,5	2,0	2,4	60
B112M4	5,5		11	87	0,84	6,7	2,0	2,7	88
B132S4	7,5		16	88	0,83	7,0	2,2	2,7	120
B132M4	11		22	89	0,85	7,0	2,2	2,7	135
B160S4	15		30	90	0,85	7,0	2,3	2,4	180
B160M4	18,5		36	91	0,85	7,0	2,3	2,4	205
B180S4	22		42	91	0,88	6,6	2,0	2,3	235
B180M4	30		56	92	0,88	6,6	2,0	2,3	265
B200M4	37		69	92,5	0,885	6,8	2,0	2,3	375
B200L4	45		83	92,5	0,89	6,8	2,0	2,3	420
B225M4	55		101	93	0,89	7,0	2,0	2,3	515
B250S4	75		140	92,3	0,88	6,0	1,9	2,2	650
B250M4	90		166	92,8	0,89	6,0	1,9	2,2	735
B280S4	110	1485	204	93,3	0,88	6,5	1,9	2,5	955

Примечания. \* Буквы А и В перед последней цифрой в шифре двигателя обозначают длину сердечника двигателя; они даются в том случае, когда на одном установочном размере предусмотрены две мощности.

\*\* Сила тока статора определена при напряжении 3S0В.

Таблица 15 - Технические данные трехфазных асинхронных короткозамкнутых взрывонепроницаемых электродвигателей серии ВАО

Тип электродвигателя	Номинальная мощность на валу, кВт	При номинальной нагрузке				$\frac{I_{пуск}}{I_H}$	$\frac{M_{пуск}}{M_H}$	$\frac{M_{max}}{M_H}$	Максовый момент ротора, кгс · м <sup>2</sup>	Масса, кг
		частота вращения, об/мин	сила тока статора, А*	к. п. д., %	cos φ					

Синхронная частота вращения 3000 об/мин

ВАО 071-2	0,4	2750	1	69	0,84	4,5	1,5	1,9	0,0022	32
ВАО 072-2	0,6	2750	1,5	72	0,84	5	1,5	1,9	0,003	33
ВАО 11-2	0,8	2860	1,9	78	0,84	5	1,8	2,2	0,007	38
ВАО 12-2	1,1	2860	2,5	79	0,85	6	1,8	2,2	0,008	40
ВАО 21-2	1,5	2860	3,3	79	0,88	6	1,8	2,2	0,013	46
ВАО 22-2	2,2	2860	4,7	80,5	0,88	6	1,8	2,2	0,017	50
ВАО 31-2	3	2900	6,3	82	0,88	6	1,8	2,2	0,039	60
ВАО 32-2	4	2900	8,2	84	0,88	7	1,8	2,2	0,048	67
ВАО 41-2	5,5	2900	11,2	85	0,88	7	1,6	2,2	0,10	94
ВАО 42-2	7,5	2900	15,2	85,5	0,88	7	1,6	2,2	0,12	108
ВАО 51-2	10	2940	20	87	0,88	7	1,3	2,2	0,21	132
ВАО 52-2	13	2940	25,5	87,5	0,88	7	1,3	2,2	0,25	147
ВАО 62-2	17	2940	33	87	0,90	7	1,3	2,2	0,40	230
ВАО 71-2	22	2940	42,5	87,5	0,90	7	1,3	2,2	0,67	314
ВАО 72-2	30	2940	57	88,5	0,90	7	1,3	2,2	0,80	363
ВАО 81-2	40	2950	76	89	0,90	7	1,5	2,2	1,85	410
ВАО 82-2	55	2950	103	90	0,90	7	1,5	2,2	2,1	480
ВАО 91-2	75	2960	145	89,5	0,88	7	1,5	2,2	3,3	716
ВАО 92-2	100	2960	190	90,5	0,88	7	1,5	2,2	3,7	737

Синхронная частота вращения 1500 об/мин

ВАО 071-4	0,27	1380	0,85	64	0,70	4,5	2	2,1	0,005	32
ВАО 072-4	0,4	1380	1,21	68	0,71	4,5	2	2,1	0,006	33
ВАО 11-4	0,6	1400	1,75	72	0,73	5	1,8	2,2	0,009	38
ВАО 12-4	0,8	1400	2,2	74	0,75	5	1,8	2,2	0,011	40
ВАО 21-4	1,1	1420	2,8	76	0,78	6	1,6	2,2	0,019	46
ВАО 22-4	1,5	1420	3,7	78	0,80	6	1,6	2,2	0,025	50
ВАО 31-4	2,2	1430	5	80	0,83	6	1,6	2,2	0,049	60
ВАО 32-4	3	1430	6,7	81	0,84	6	1,6	2,2	0,06	67
ВАО 41-4	4	1450	8,5	84,5	0,84	6	1,4	2,2	0,13	94
ВАО 42-4	5,5	1450	11,5	86	0,85	6	1,4	2,2	0,16	108
ВАО 51-4	7,5	1460	15,1	88	0,86	6,5	1,4	2,2	0,34	132
ВАО 52-4	10	1460	20	88,5	0,86	7	1,4	2,2	0,39	147
ВАО 61-4	13	1460	26	88,5	0,86	7	1,3	2,2	0,59	217
ВАО 62-4	17	1460	33	89,5	0,87	7	1,3	2,2	0,78	230
ВАО 71-4	22	1460	43	90	0,87	7	1,6	2,2	1,29	314
ВАО 72-4	30	1460	58	90,5	0,87	7	1,6	2,2	1,61	363
ВАО 81-4	40	1470	77	91	0,87	6,5	1,8	2,2	2,9	410
ВАО 82-4	55	1470	105	91	0,87	6,5	1,8	2,2	3,4	480
ВАО 91-4	75	1470	145	91	0,86	6,5	1,8	2,2	5,25	716
ВАО 92-4	100	1470	190	91,5	0,86	6,5	1,8	2,2	5,7	737

Продолжение таблицы 15

Тип электродвигателя	Номинальная мощность на валу, кВт	При номинальной нагрузке				$\frac{I_{пуск}}{I_H}$	$\frac{M_{пуск}}{M_H}$	$\frac{M_{max}}{M_H}$	Маховой момент ротора, кгс · м <sup>2</sup> **	Масса, кг
		частота вращения, об/мин	сила тока статора, А*	к. п. д.	cos φ					

Синхронная частота вращения 1000 об/мин

BAO 11-6	0,4	915	1,5	63	0,64	4,5	1,8	2	0,009	38
BAO 12-6	0,6	915	2,1	66	0,66	4,5	1,8	2	0,011	40
BAO 21-6	0,8	930	2,4	70	0,71	4,5	1,6	2	0,027	46
BAO 22-6	1,1	930	3,2	73	0,72	4,5	1,6	2,2	0,029	50
BAO 31-6	1,5	950	4,1	77	0,72	5	1,5	2,2	0,065	60
BAO 32-6	2,2	950	5,8	77,5	0,74	5	1,5	2,2	0,07	67
BAO 41-6	3	960	7,6	79,5	0,76	6	1,4	2,2	0,17	94
BAO 42-6	4	960	9,7	82	0,77	6	1,4	2,2	0,22	108
BAO 51-6	5,5	970	12,6	84	0,79	6	1,3	2,2	0,45	132
BAO 52-6	7,5	970	16,7	85,5	0,80	6,5	1,3	2,2	0,57	147
BAO 61-6	10	970	21	86	0,85	6,5	1,3	2,2	0,95	217
BAO 62-6	13	970	27	87	0,86	6,5	1,3	2,2	1,24	230
BAV 71-6	17	980	34	88,5	0,86	7	1,5	2,2	1,71	314
BAO 72-6	22	980	43	89,5	0,86	7	1,5	2,2	2,6	363
BAO 81-6	30	980	59	90	0,86	7	1,6	2,2	4,9	410
BAO 82-6	40	980	76	90,5	0,88	7	1,6	2,2	5,8	480
BAO 91-6	55	980	110	90,5	0,83	7	1,8	2,2	7,8	716
BAO 92-6	75	980	150	91	0,84	7	1,8	2,2	10	737

Синхронная частота вращения 750 об/мин

BAO 41-8	2,2	720	6,3	76,5	0,7	4,5	1,3	2,2	0,17	94
BAO 42-8	3	720	8,4	78	0,7	5	1,3	2,2	0,22	108
BAO 51-8	4	730	10,6	82	0,7	5	1,3	2,2	0,45	132
BAO 52-8	5,5	730	14,4	83	0,7	5	1,3	2,2	0,57	147
BAO 61-8	7,5	730	17,5	85	0,76	6	1,3	2,2	0,95	217
BAO 62-8	10	730	23	85	0,77	6	1,3	2,2	1,24	230
BAO 71-8	13	735	28,5	87,5	0,79	6	1,3	2,2	1,71	314
BAO 72-8	17	735	36,5	88,5	0,80	6	1,3	2,2	2,6	363
BAO 81-8	22	735	47	88,5	0,80	6	1,5	2,2	4,9	410
BAO 82-8	30	735	64	89,5	0,80	6	1,5	2,2	5,8	480
BAO 91-8	40	735	89,5	89,5	0,76	6	1,8	2,0	7,8	716
BAO 92-8	55	735	120	90	0,78	6	1,8	2,0	10	737

Синхронная частота вращения 600 об/мин

BAO 81-10	17	585	41	87	0,72	5,0	1,3	2,5	4,9	385
BAO 82-10	22	585	52	88	0,73	5,0	1,3	2,5	5,8	455
BAO 91-10	30	585	70	88,5	0,74	4,5	1,3	2,0	7,8	670
BAO 92-10	40	585	92	89,5	0,74	4,5	1,3	2,0	10,0	780

Приложения. \* Сила тока статора определена при напряжении 380 В

\*\* Маховой момент ротора указан ориентировочно.

Таблица 16 - Значения коэффициента запаса мощности на пусковой момент

Мощность на валу электродвигателя, кВт	Значения $k_z$ для вентиляторов	
	центробежных	осевых
до 0,5	1,50	1,20
0,51÷1,0	1,50	1,15
1,01÷2,0	1,20	1,10
2,01÷5,0	1,15	1,05
Более 5	1,10	1,05

Таблица 17 - Световой поток осветительных ламп 220 В

Лампы накаливания		Люминесцентные лампы		Ртутные лампы ДРЛ	
Мощность, Вт	Световой поток, лм	Мощность, Вт	Световой поток, лм	Мощность, Вт	Световой поток, лм
100	1320	20 ЛД	920	80	3200
150	2000	30 ЛД	1640	125	5600
200	2920	40 ЛД	2340	250	11000
300	4500	20 ЛТБ	575	400	19000
500	8200	30 ЛТБ	1720	700	35000
1000	18500	40 ЛТБ	2580	1000	50000

Таблица 18 - Значения коэффициента использования светового потока  $\eta$

Окраска стен	Окраска потолка		
	светлая	средняя	темная
Светлая	0,5	0,45	0,4
Средняя	0,45	0,4	0,35
Темная	0,4	0,35	0,3



## ИНФОРМАЦИОННЫЕ ИСТОЧНИКИ

### Основные источники

№ п/п	Наименование	Автор	Издательство, год издания
1	Электрооборудование насосных, компрессорных станций и нефтебаз	Глазков А.Н.	М.: НЕДРА, 2017. – 245 с.
2	Машинист технологических компрессоров	Суринович В.К., Борщенко Л.И.	М.: НЕДРА, 2006. – 280 с.
3	Эксплуатация насосов магистральных нефтепродуктопроводов	Харламенко В.И., Голуб М.В.	М.: НЕДРА, 2000. – 231 с.
4	Эксплуатация нефтяных и газовых скважин	Храпач Г.К.	М.: НЕДРА, 2000. – 336 с.

### Дополнительные источники

5	Оператор магистральных газопроводов	Громов М.В., Козловский В.И.	М.: Недра, 1981. – 246с.
6	Обслуживание и ремонт оборудования насосных и компрессорных станций	Коршак А.А.	Уфа, ДизайнПолиграфСервис, 2008. – 176с.
7	Основы нефтегазового дела	Коршак А.А., Шаммазов А.М.	Уфа, ДизайнПолиграфСервис, 2001. – 544с.

### Интернет-ресурсы

8. [http:// www.nglib.ru](http://www.nglib.ru) Портал научно-технической информации по нефти и газу
9. <http://www.oglib.ru> Электронная библиотека Нефть-Газ