

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Ярославский государственный технический университет»
Кафедра «Процессы и аппараты химической технологии»

РАСЧЕТ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Учебное пособие

Составители: канд. техн. наук,
доцент В. К. Леонтьев,
ассистент М. А. Барашева

Ярославль 2013

АННОТАЦИЯ

В учебном пособии рассмотрены краткие теоретические сведения по расчету простых и сложных трубопроводов, расчету основных параметров работы насосов. Приведены примеры расчетов трубопроводов и подбора насосов. Разработаны многовариантные задания для выполнения расчетно-графических работ.

Особое внимание в пособии уделено конструкциям динамических насосов и насосов объемного действия.

Учебное пособие предназначено для студентов, выполняющих расчетные работы и курсовые проекты по курсам «Гидравлика», «Механика жидкости и газа» и «Процессы и аппараты химической технологии».

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. Гидравлический расчет трубопроводов	5
1.1. Классификация трубопроводов	5
1.2. Простой трубопровод постоянного сечения	6
1.3. Сложные трубопроводы	10
1.3.1. Последовательное соединение трубопроводов	10
1.3.2. Параллельное соединение трубопроводов	11
1.3.3. Сложный разветвленный трубопровод	13
2. Расчет насосной установки	15
2.1. Параметры работы насоса	16
2.1.1. Определение напора насосной установки	16
2.1.2. Измерение напора насосной установки с помощью приборов	18
2.1.3. Определение полезной мощности, мощности на валу, коэффициента полезного действия насосной установки	19
3. Классификация насосов	21
3.1. Динамические насосы	22
3.1.1. Центробежные насосы	22
3.1.2. Осевые (пропеллерные) насосы	38
3.1.3. Вихревые насосы	39
3.1.4. Струйные насосы	41
3.1.5. Воздушные (газовые) подъемники	42
3.2. Объемные насосы	43
3.2.1. Поршневые насосы	43
3.2.2. Шестеренные насосы	56
3.2.3. Винтовые насосы	57
3.2.4. Пластинчатые насосы	58
3.2.5. Монтежю	58
3.3. Достоинства и недостатки насосов различных типов	59
4. Задание на расчет насосной установки	61
Задание 1	61
4.1. Пример расчета простого трубопровода	63
Задание 2	73
4.2. Пример расчета сложного трубопровода	75
Задание 3	85
4.3. Пример расчета насосной установки	87
Задание 4	97
4.4. Пример расчета и подбора насоса для подачи жидкости в колонну	99
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	104
ПРИЛОЖЕНИЕ А	105
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	112
ПРИЛОЖЕНИЕ В	132

ВВЕДЕНИЕ

В химических производствах большинство технологических процессов осуществляется с участием жидких веществ. Это и сырьё, которое подают со склада на технологическую установку, это и промежуточные продукты, перемещаемые между аппаратами, установками, цехами завода, это и конечные продукты, доставляемые в ёмкости склада готовой продукции.

На все перемещения жидкостей, как по горизонтали, так и по вертикали, необходимо затратить энергию. Наиболее распространённым источником энергии потока жидкости является насос. Другими словами, насос создает напорный поток жидкости.

Насос является составной частью насосной установки, которая включает в себя всасывающий и нагнетательный (напорный) трубопроводы; исходный и приемный резервуары (или технологические аппараты); регулируемую трубопроводную арматуру (краны, вентили, задвижки); измерительные приборы.

Правильно выбранный насос должен обеспечивать заданный расход жидкости в данной насосной установке, при этом работать в экономичном режиме, т.е. в области максимальных КПД.

При выборе насоса необходимо учитывать коррозионные и другие свойства перекачиваемой жидкости.

1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

1.1. Классификация трубопроводов

Роль трубопроводных систем в хозяйстве любой страны, отдельной корпорации или просто отдельного хозяйства трудно переоценить. Системы трубопроводов в настоящее время являются самым эффективным, надёжным и экологически чистым транспортом для жидких и газообразных продуктов. Со временем их роль в развитии научно-технического прогресса возрастает. Только с помощью трубопроводов достигается возможность объединения стран производителей углеводородного сырья со странами потребителями. Большая доля в перекачке жидкостей и газов по праву принадлежит системам газопроводов и нефтепроводов. Практически в каждой машине и механизме значительная роль принадлежит трубопроводам.

По своему назначению трубопроводы принято различать по виду транспортируемой по ним продукции:

- газопроводы;
- нефтепроводы;
- водопроводы;
- воздухопроводы;
- продуктопроводы.

По виду движения по ним жидкостей трубопроводы можно разделить на две категории:

- напорные трубопроводы;
- безнапорные (самотёчные) трубопроводы.

В напорном трубопроводе внутреннее абсолютное давление транспортируемой среды более 0,1 МПа. Безнапорные трубопроводы работают без избыточного давления, движение среды в них обеспечивается естественным геодезическим уклоном.

По величине потерь напора на местные сопротивления трубопроводы делятся на *короткие* и *длинные*.

В коротких трубопроводах потери напора на местные сопротивления превышают либо равны 10 % от потерь напора по длине. При расчетах таких трубопроводов обязательно учитывают потери напора на местные сопротивления. К ним относят, например, маслопроводы объемных передач.

К длинным трубопроводам относятся трубопроводы, в которых местные потери меньше 10 % от потерь напора по длине. Их расчет ведется без учета потерь на местные сопротивления. К таким трубопроводам относятся, например, магистральные водоводы, нефтепроводы.

По схеме работы трубопроводов их можно разделить также на *простые*

и сложные.

Простые трубопроводы – это последовательно соединенные трубопроводы одного или различных сечений, не имеющие никаких ответвлений. К сложным трубопроводам относятся системы труб с одним или несколькими ответвлениями, параллельными ветвями и т.д.

По изменению расхода транспортируемой среды трубопроводы бывают:

- транзитные;
- с путевым расходом.

В транзитных трубопроводах отбора жидкости по мере её движения не производится, расход потока остается постоянным, в трубопроводах с путевым расходом расход потока изменяется по длине трубопровода.

Также трубопроводы можно подразделить по виду сечения: на трубопроводы круглого и не круглого сечения (прямоугольные, квадратные и другого профиля). Трубопроводы можно разделить и по материалу, из которого они изготовлены: стальные трубопроводы, бетонные, пластиковые и др.

1.2. Простой трубопровод постоянного сечения

Основным элементом любой трубопроводной системы, какой бы сложной она ни была, является простой трубопровод. Простым трубопроводом, согласно классическому определению, является трубопровод, собранный из труб одинакового диаметра и качества его внутренних стенок, в котором движется транзитный поток жидкости, и на котором нет местных гидравлических сопротивлений. Рассмотрим простой трубопровод постоянного сечения, имеющий общую длину l и диаметр d , а также ряд местных сопротивлений (вентиль, фильтр, обратный клапан).

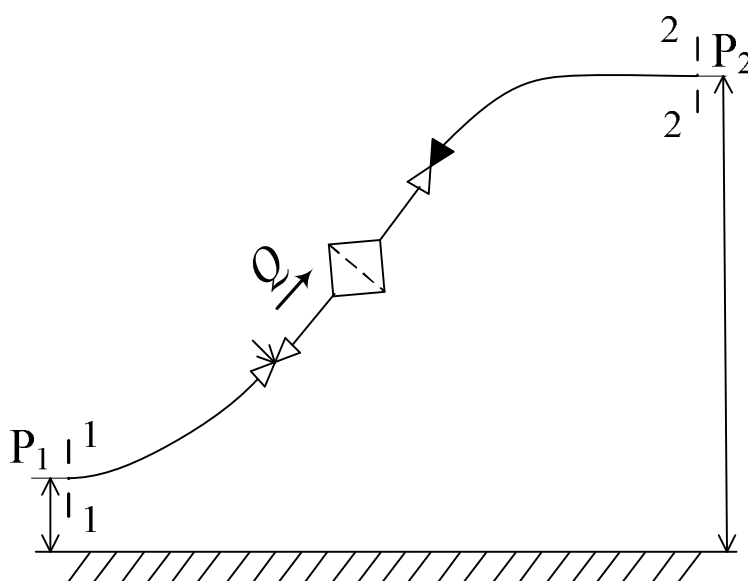


Рис. 1.1 – Схема простого трубопровода

Размер сечения трубопровода (диаметр или размер гидравлического радиуса), а также его протяженность (длина) трубопровода (l, L) являются основными геометрическими характеристиками трубопровода. Основными технологическими характеристиками трубопровода являются расход жидкости в трубопроводе Q и напор H (на головных сооружениях трубопровода, т.е. в его начале). Большинство других характеристик простого трубопровода являются, не смотря на их важность, производными характеристиками. Поскольку в простом трубопроводе расход жидкости транзитный (одинаковый в начале и конце трубопровода), то средняя скорость движения жидкости в трубопроводе постоянна $v = \text{const}$.

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2.

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_n, \quad (1.1)$$

где z_1, z_2 – расстояние от плоскости сравнения до центров тяжести выделенных сечений – геометрический напор, м;

P_1, P_2 – давление в центре тяжести выделенных сечений, Па;

ρ – плотность потока, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

v_1, v_2 – средняя скорость движения потока в соответствующем сечении, м/с;

h_n – потери напора в трубопроводе, м;

$\frac{P_1}{\rho \cdot g}, \frac{P_2}{\rho \cdot g}$ – пьезометрический напор, м;

$\frac{v_1^2}{2g}, \frac{v_2^2}{2g}$ – скоростной напор, м.

Так как сечение трубопровода постоянно, то скорость движения потока одинакова по всей длине трубопровода, а соответственно и скоростные напоры в сечениях 1-1 и 2-2 равны. Тогда уравнение Бернулли принимает следующий вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + h_n. \quad (1.2)$$

Потери напора в трубопроводе складываются из потерь напора на трение и местные сопротивления, согласно принципу сложения потери напора в трубопроводе могут быть определены как:

$$h_n = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2g}, \quad (1.3)$$

где λ – коэффициент трения;
 l – длина трубопровода, м;
 d – внутренний диаметр трубопровода, м;
 $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Размер потерь напора напрямую связан с расходом жидкости в трубопроводе.

$$Q = v \cdot S, \quad (1.4)$$

где Q – объемный расход жидкости в трубопроводе, м³/с;
 S – площадь поперечного сечения трубопровода, м.

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (1.5)$$

Таким образом, потери напора в трубопроводе могут быть определены как:

$$h_n = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{1}{2g \cdot S^2} Q^2. \quad (1.6)$$

Зависимость суммарных потерь напора в трубопроводе от объемного расхода жидкости $h_n = f(Q)$ называется характеристикой трубопровода.

В случае турбулентного режима движения, допуская квадратичный закон сопротивления ($\lambda = \text{const}$), можно считать постоянной величиной следующее выражение:

$$A = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{1}{2g \cdot S^2} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4}. \quad (1.7)$$

С учетом формул (1.6) и (1.7) выражение потерь напора в трубопроводе можно представить следующим образом:

$$h_n = A \cdot Q^2. \quad (1.8)$$

Характеристика трубопровода при турбулентном режиме движения имеет вид параболы (рисунок 1.2).

При ламинарном режиме движения жидкости, когда $\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$, характеристика трубопровода – прямая линия, проходящая через начало координат (см. рисунок 1.2).

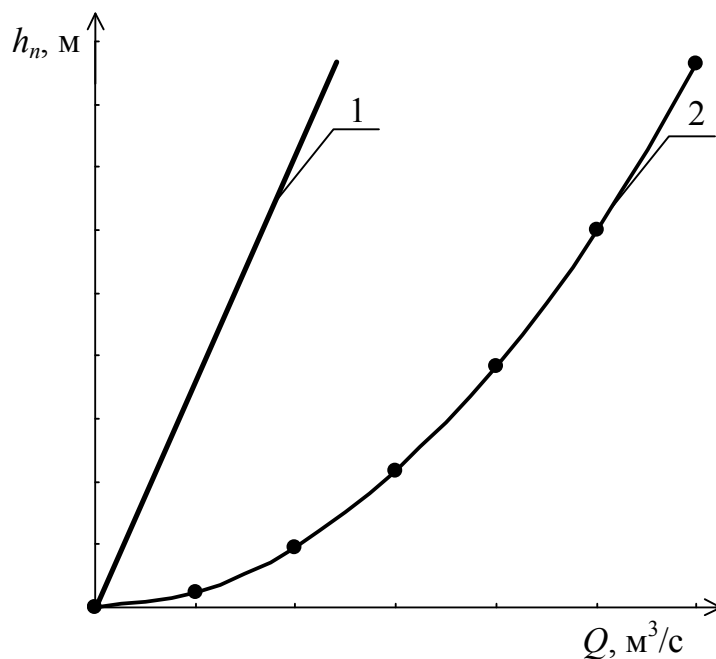


Рис. 1.2 – Характеристика трубопровода

1 – характеристика трубопровода при ламинарном режиме движения жидкости; 2 – характеристика трубопровода при турбулентном режиме движения

Потребный напор – это пьезометрический напор вначале трубопровода, согласно уравнению Бернулли:

$$H_{\text{потр}} = \frac{P_1}{\rho \cdot g} = z_2 - z_1 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + h_n. \quad (1.9)$$

Таким образом, потребный напор расходуется на подъем жидкости на высоту $\Delta z = z_2 - z_1$, преодоления давления на конце трубопровода и на преодоление сопротивлений трубопровода.

Сумма двух первых слагаемых в формуле (1.9) величина постоянная, она носит название статический напор:

$$H_{\text{ст}} = z_2 - z_1 + \frac{P_2}{\rho \cdot g}. \quad (1.10)$$

Таким образом, потребный напор может быть определен как:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + h_n. \quad (1.11)$$

Зависимость потребного напора трубопровода от объемного расхода жидкости $H_{\text{потр}} = f(Q)$ называется *характеристикой сети*. При ламинарном течении кривая потребного напора прямая линия, при турбулентном имеет

вид параболы (рисунок 1.3). Эта та же характеристика трубопровода, смещенная на размер статического напора $H_{ст}$ по оси ординат.

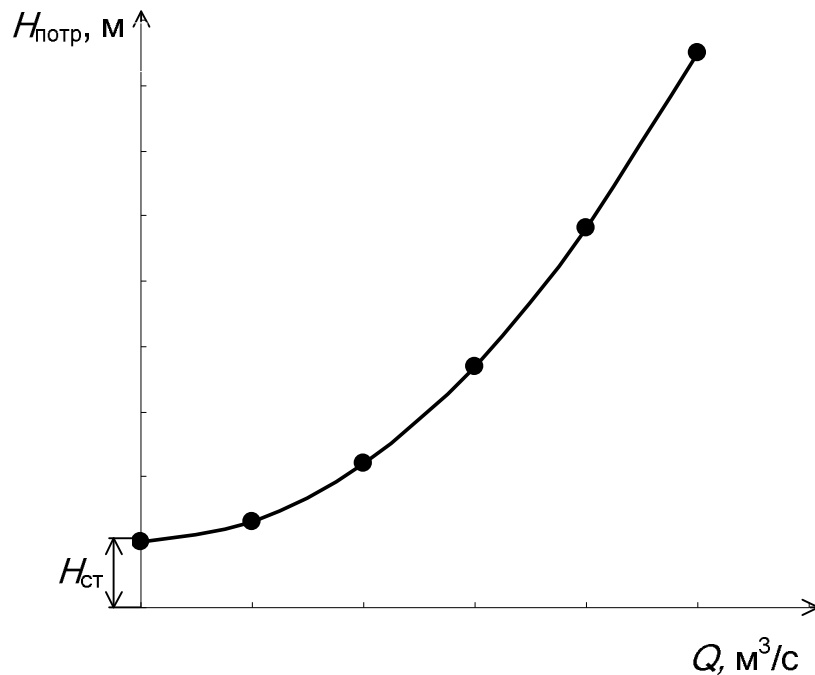


Рис. 1.3 – Характеристика сети

1.3. Сложные трубопроводы

К сложным трубопроводам следует относить те трубопроводы, которые не подходят к категории простых, т.е. к сложным трубопроводам следует отнести: трубопроводы, собранные из труб разного диаметра (последовательное соединение трубопроводов), трубопроводы, имеющие разветвления: параллельное соединение трубопроводов, сети трубопроводов, трубопроводы с непрерывной раздачей жидкости.

1.3.1. Последовательное соединение трубопроводов

При последовательном соединении трубопроводов конец предыдущего простого трубопровода одновременно является началом следующего простого трубопровода.

Рассмотрим несколько труб разной длины, разного диаметра и содержащих разные местные сопротивления, которые соединены последовательно (рисунок 1.4).

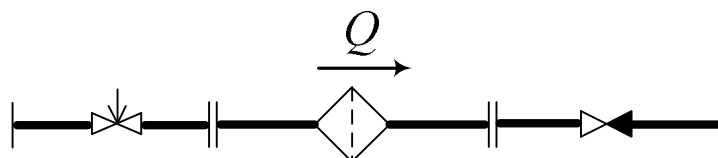


Рис. 1.4 – Схема последовательного трубопровода

Расход жидкости во всех участках сложного последовательно соединенного трубопровода остается одинаковым. Общие потери напора во всем трубопроводе будут равны сумме потерь напора во всех его отдельных участках.

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3, \quad (1.12)$$

$$h_n = h_{n1} + h_{n2} + h_{n3}. \quad (1.13)$$

Характеристика трубопровода состоящего из последовательно соединенных участков представляет собой графическую сумму (по оси напоров) гидравлических характеристик всех отдельных участков (рисунок 1.5).

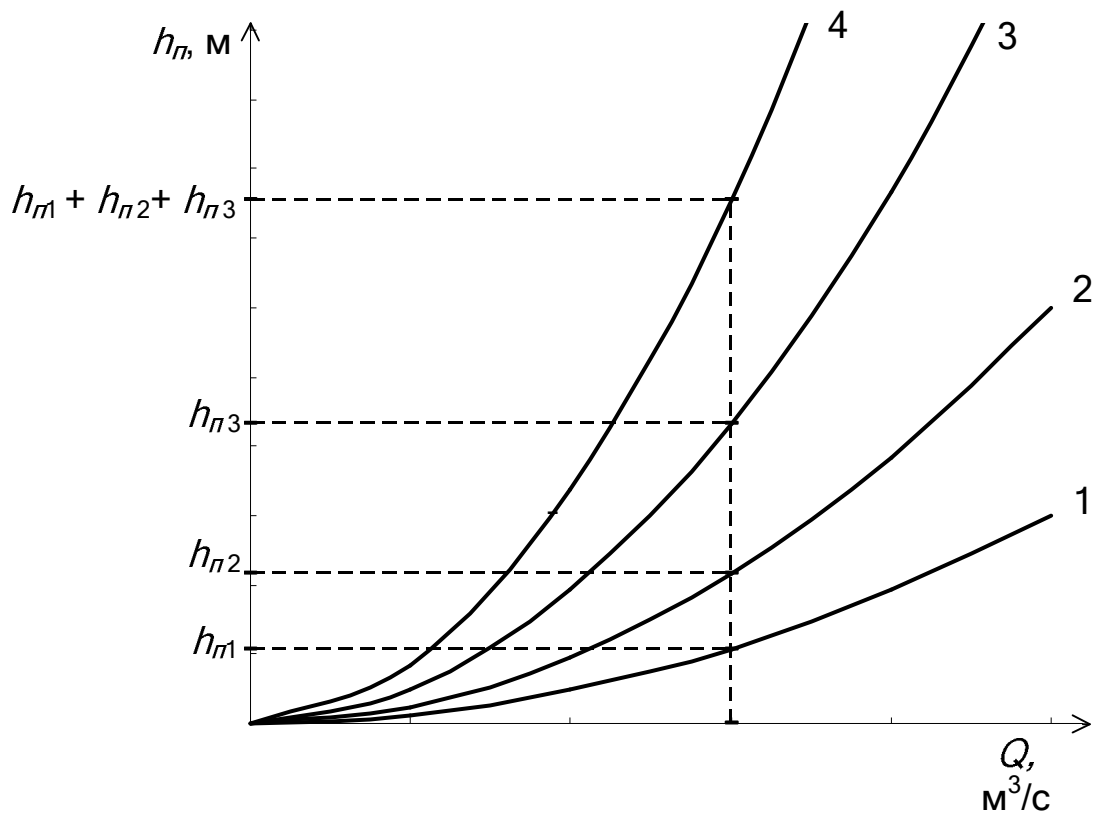


Рис. 1.5 – Характеристика последовательно соединенного трубопровода:

- 1 – характеристика первого участка трубопровода;
- 2 – характеристика второго участка трубопровода;
- 3 – характеристика третьего участка трубопровода;
- 4 – суммарная характеристика трех участков трубопровода

1.3.2. Параллельное соединение трубопроводов

Схема прокладки параллельных трубопроводов используется в тех случаях, когда на трассе магистрального трубопровода есть участки, где требуется уменьшить гидравлические сопротивления трубопровода (высокие пере-

вальные точки трубопровода) или при заложении трубопровода в труднодоступных местах (переход через реки и др.). При параллельном соединении трубопроводов имеются две особые точки, называемые точками разветвления. В этих точках находятся концы параллельных ветвей трубопровода (точки **А** и **В**). В точке **А** поток жидкости растекается по параллельным ветвям, а в точке **В** вновь собирается в единый трубопровод. Каждая ветвь может иметь различные геометрические размеры: диаметр и протяжённость (длину). Схема параллельно соединенного трубопровода представлена на рисунке 1.6.

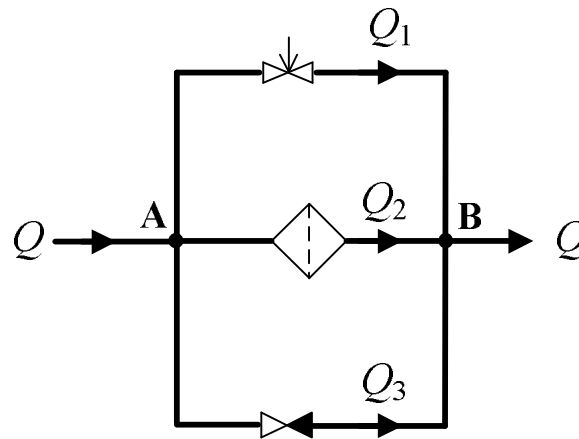


Рис. 1.6 – Схема параллельного трубопровода

Поскольку вся система трубопроводов является закрытой, то поток жидкости в данной системе будет транзитным, то есть:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (1.14)$$

Жидкость движется по всем ветвям при одинаковой разности полных напоров, то есть потери напора в каждой ветви параллельного трубопровода будут равны между собой:

$$h_n = h_{n1} = h_{n2} = h_{n3}. \quad (1.15)$$

Характеристика трубопровода состоящего из параллельно соединенных участков представляет сумму абсцисс (расходов) характеристик каждой ветви трубопровода при одинаковых ординатах (потерях напора). Характеристика параллельно соединенного трубопровода представлена на рисунке 1.7

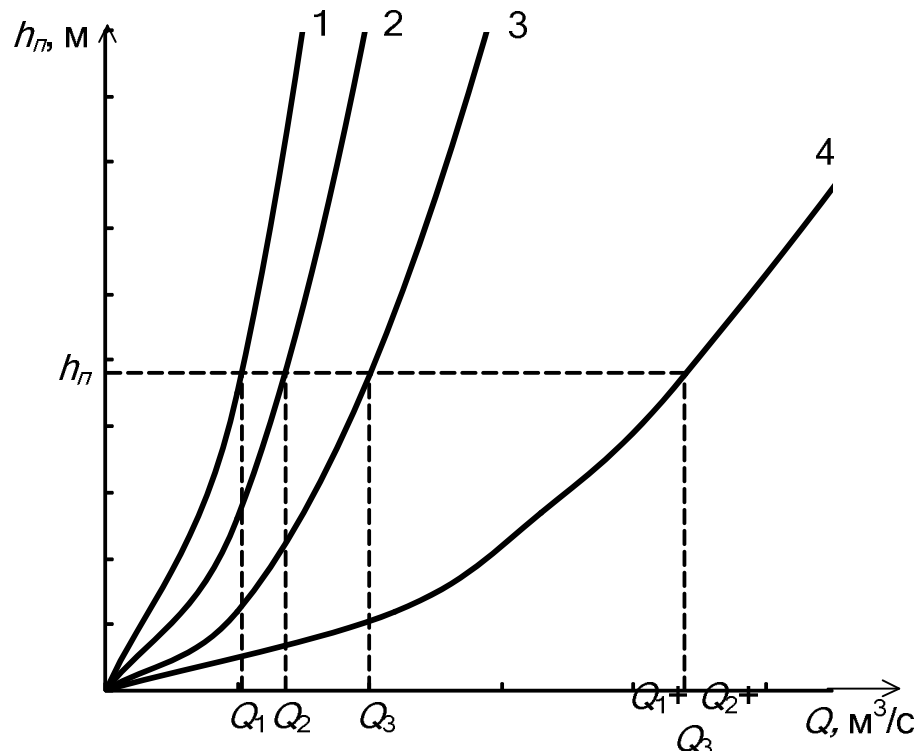


Рис. 1.7 – Характеристика параллельно соединенного трубопровода:

- 1 – характеристика первого участка трубопровода;
- 2 – характеристика второго участка трубопровода;
- 3 – характеристика третьего участка трубопровода;
- 4 – суммарная характеристика трех участков трубопровода

1.3.3. Сложный разветвленный трубопровод

Разветвленным соединением называется совокупность нескольких простых трубопроводов, имеющих одно общее сечение – место разветвления (или смыкания) труб. Рассмотрим сложный разветвленный трубопровод (рисунок 1.8):

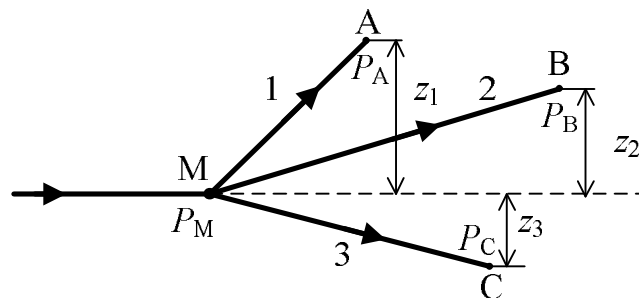


Рис. 1.8 – Схема сложного разветвленного трубопровода

Основной трубопровод имеет разветвление в сечении **М-М**, от которого отходят три трубы разных диаметров, имеющих различные местные сопротивления. Геометрические высоты подъема конечных сечений z_1, z_2, z_3 и давления $P_A, P_B,$ и P_C в них будут также различны. Так же как и для парал-

лельных трубопроводов, общий расход в основном трубопроводе будет равен сумме расходов в каждом трубопроводе, согласно формуле (1.14):

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3.$$

Запишем уравнение Бернулли для сечения **М-М** и конечных сечений ветвей (с учетом постоянства скоростного напора), получим систему уравнений:

$$\begin{cases} \frac{P_M}{\rho \cdot g} = z_1 + \frac{P_A}{\rho \cdot g} + h_{n1} = H_{ст1} + h_{n1} \\ \frac{P_M}{\rho \cdot g} = z_2 + \frac{P_B}{\rho \cdot g} + h_{n2} = H_{ст2} + h_{n2} \\ \frac{P_M}{\rho \cdot g} = z_3 + \frac{P_C}{\rho \cdot g} + h_{n3} = H_{ст3} + h_{n3} \end{cases} \quad (1.16)$$

Построение кривой потребного напора для разветвленного трубопровода выполняется сложением кривых потребных напоров для ветвей по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов – сложением абсцисс (Q) при одинаковых ординатах ($H_{потр}$). Кривая потребного напора для разветвленного трубопровода представлена на рисунке 1.9.

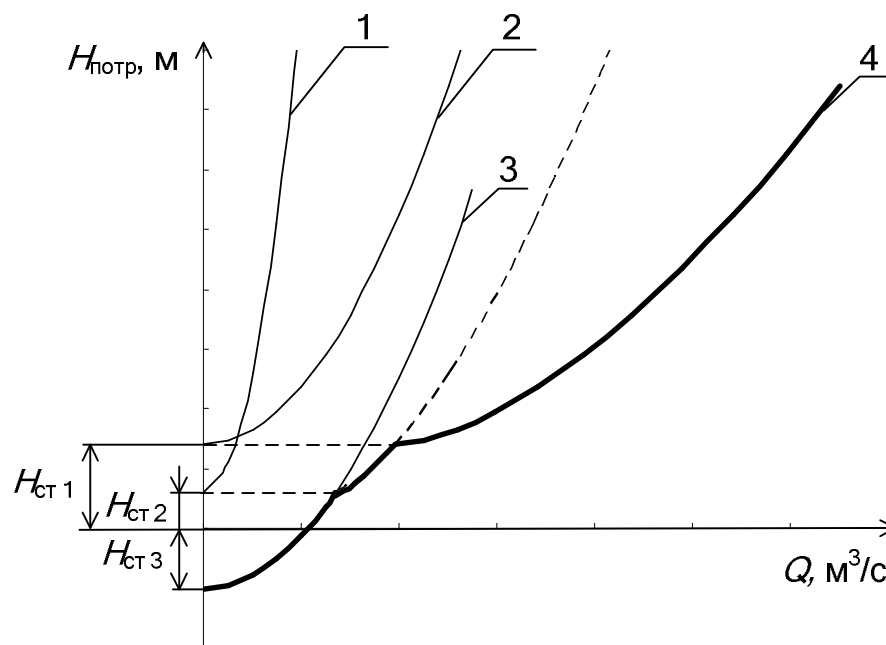


Рис. 1.9 – Характеристика сложного разветвленного трубопровода:

- 1 – кривая потребного напора первого участка трубопровода;
- 2 – кривая потребного напора второго участка трубопровода;
- 3 – кривая потребного напора третьего участка трубопровода;
- 4 – кривая потребного напора трех участков трубопровода

2 РАСЧЕТ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Перепад уровней энергии, за счет которого жидкость течет по трубопроводу, может создаваться работой насоса, что широко применяется в машиностроении. Рассмотрим совместную работу трубопровода с насосом и принцип расчета насосной установки.

По трубопроводу, представленному на рисунке 2.1, перекачивается жидкость из нижнего резервуара (исходный резервуар) с давлением P_1 в другой резервуар (приемный резервуар) с давлением P_2 . Высота расположения оси насоса $h_{вс}$ называется *высотой всасывания*, а трубопровод, по которому жидкость поступает к насосу, *всасывающим трубопроводом* или *линией всасывания*. Высота расположения конечного сечения трубопровода $h_{н}$ называется *высотой нагнетания*, а трубопровод, по которому жидкость движется от насоса, *нагнетательным* (напорным) или *линией нагнетания*. Высота от начального сечения трубопровода до конечного $H_{г}$ называется геометрической высотой подъема жидкости.

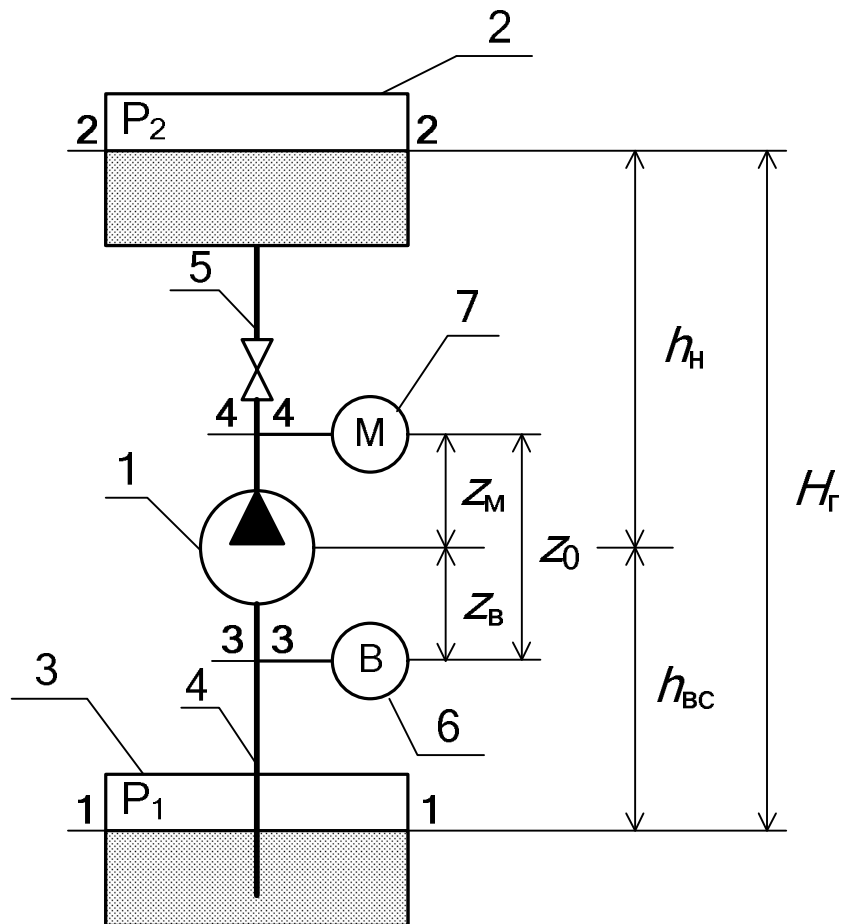


Рис. 2.1 – Схема насосной установки:

- 1 – насос; 2 – приемный резервуар; 3 – исходный резервуар;
 4 – всасывающий трубопровод; 5 – нагнетательный трубопровод;
 6 – вакуумметр; 7 – манометр

2.1 Параметры работы насоса

Работа насоса характеризуется следующими параметрами:

Подача (производительность) – это объем или масса жидкости, подаваемой насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени, Q ($\text{м}^3/\text{с}$; $\text{м}^3/\text{ч}$; $\text{кг}/\text{с}$; $\text{кг}/\text{ч}$; $\text{л}/\text{ч}$).

Напор – это избыточная удельная энергия, сообщаемая единице массы жидкости в насосе, H (м).

Мощность на валу – мощность, подводимая к насосу, $N_{\text{в}}$ (В).

Полезная мощность – это мощность, сообщаемая жидкости в насосе, $N_{\text{п}}$ (В).

Коэффициент полезного действия – это характеристика эффективности насоса в отношении передачи энергии. Определяется как отношение полезной мощности к мощности на валу, η (%).

2.1.1. Определение напора насосной установки

Напор насосной установки может быть представлен как разность удельных энергий жидкости до насоса и после него.

$$H = \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1, \quad (2.1)$$

где \mathcal{E}_1 – удельная энергия жидкости до насоса, м;

\mathcal{E}_2 – удельная энергия жидкости после насоса, м.

В общем случае удельная энергия может быть представлена как:

$$\mathcal{E} = z + \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2g}, \quad (2.2)$$

где z – удельная потенциальная энергия положения, м;

$\frac{P}{\rho \cdot g}$ – удельная потенциальная энергия давления, м;

$\frac{v^2}{2g}$ – удельная кинетическая энергия, м.

Обозначим абсолютное давление жидкости в сечении 4–4 (сечение в точке установки манометра) $P_{\text{н}}$ – давление нагнетания, а абсолютное давление в сечении 3–3 обозначим $P_{\text{вс}}$ – давление всасывания. За плоскость сравнения возьмем сечение 1–1. Тогда удельная энергия в сечении 4–4, то есть после насоса будет равняться:

$$\mathcal{E}_2 = h_{\text{вс}} + z_{\text{м}} + \frac{P_{\text{н}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{н}}^2}{2g}, \quad (2.3)$$

где v_H – скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе, м/с.

Удельная энергия в сечении **3–3**, то есть до входа в насос будет равняться:

$$\mathcal{E}_1 = h_{bc} - z_B + \frac{P_{bc}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{bc}^2}{2g}, \quad (2.4)$$

где v_{bc} – скорость жидкости во всасывающем трубопроводе, м/с.

Тогда напор насосной установки будет равен:

$$H = h_{bc} + \underbrace{z_M + z_B}_{z_0} + \frac{P_H}{\rho \cdot g} + \frac{v_H^2}{2g} - h_{bc} - \frac{P_{bc}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{bc}^2}{2g} = z_0 + \frac{P_H - P_{bc}}{\rho \cdot g} + \frac{v_H^2 - v_{bc}^2}{2g}. \quad (2.5)$$

Запишем уравнение Бернулли для сечения **1–1** и **3–3**, за плоскость сравнения примем сечение **1–1**:

$$0 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} = h_{bc} - z_B + \frac{P_{bc}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{bc}^2}{2g} + h_{\Pi}^{bc}, \quad (2.6)$$

где v_1 – скорость движения жидкости в сечении **1–1**, то есть в исходном резервуаре, $v_1 \approx 0$ м/с;

h_{Π}^{bc} – потери напора во всасывающем трубопроводе, м.

Тогда

$$\frac{P_{bc}}{\rho \cdot g} = \frac{P_1}{\rho \cdot g} - h_{bc} + z_B - \frac{v_{bc}^2}{2g} - h_{\Pi}^{bc}. \quad (2.7)$$

Запишем уравнение Бернулли для сечения **4–4** и **2–2**, за плоскость сравнения примем сечение **1–1**:

$$h_{bc} + z_M + \frac{P_H}{\rho \cdot g} + \frac{v_H^2}{2g} = h_{bc} + h_H + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{\Pi}^H, \quad (2.8)$$

где v_2 – скорость движения жидкости в сечении **2–2** то есть в приемном резервуаре, $v_2 \approx 0$ м/с;

Тогда

$$\frac{P_H}{\rho \cdot g} + = h_H - z_M + \frac{P_2}{\rho \cdot g} - \frac{v_H^2}{2g} + h_{\Pi}^H. \quad (2.9)$$

Подставим выражения (2.7) и (2.9) в формулу (2.5):

$$\begin{aligned}
H &= z_0 + h_{\text{H}} - z_{\text{M}} + \frac{P_2}{\rho \cdot g} - \frac{v_{\text{H}}^2}{2g} + h_{\text{п}}^{\text{H}} - \frac{P_1}{\rho \cdot g} + h_{\text{BC}} - z_{\text{B}} + \frac{v_{\text{BC}}^2}{2g} + h_{\text{п}}^{\text{BC}} + \frac{v_{\text{H}}^2 - v_{\text{BC}}^2}{2g} = \\
&= \underbrace{h_{\text{H}} + h_{\text{BC}}}_{H_{\Gamma}} + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + \underbrace{h_{\text{п}}^{\text{H}} + h_{\text{п}}^{\text{BC}}}_{h_{\text{п}}}.
\end{aligned}$$

$$H = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + h_{\text{п}}. \quad (2.10)$$

Таким образом, напор насосной установки расходуется на подъем жидкости на высоту H_{Γ} , преодоление разности давлений P_2 и P_1 и на преодоление сопротивлений трубопровода $h_{\text{п}}$.

При определении напора насоса удельные энергии \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_2 можно брать в любых сечениях до и после насоса. Но в этом случае необходимо учитывать потерю напора при движении жидкости между этими сечениями, т.е. напор насоса можно выразить:

$$H = \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1 + h_{\text{п}}. \quad (2.11)$$

2.1.2. Измерение напора насосной установки с помощью приборов

Напор насосной установки может быть измерен с помощью приборов: манометра и вакуумметра. Давление нагнетания P_{H} может быть представлено как:

$$P_{\text{H}} = P_{\text{атм}} + P_{\text{M}}, \quad (2.12)$$

где $P_{\text{атм}}$ – атмосферное давление, Па;

P_{M} – манометрическое давление, показания манометра, Па.

А давление всасывания P_{BC} :

$$P_{\text{BC}} = P_{\text{атм}} - P_{\text{B}}, \quad (2.13)$$

где P_{B} – вакуумметрическое давление (показание вакуумметра), Па.

Подставим выражение (2.11) и (2.12) в формулу (2.5):

$$\begin{aligned}
H &= z_0 + \frac{P_{\text{атм}} + P_{\text{M}}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{B}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{H}}^2 - v_{\text{BC}}^2}{2g}. \\
H &= z_0 + \frac{P_{\text{M}} + P_{\text{B}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{H}}^2 - v_{\text{BC}}^2}{2g}.
\end{aligned} \quad (2.14)$$

Для измерения напора насосной установки с помощью приборов необходимо сложить показания манометра и вакуумметра, выразив их в единицах измерения напора, расстояние между этими приборами и разность скоростных напоров в нагнетательном и всасывающем трубопроводе.

2.1.3. Определение полезной мощности, мощности на валу, коэффициента полезного действия насосной установки

Полезная мощность насоса – мощность, затрачиваемая им на сообщение жидкости энергии, равна произведению удельной энергии на массовый расход жидкости:

$$N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H, \quad (2.15)$$

где $N_{\text{п}}$ – полезная мощность, Вт;

ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

Q – подача насоса, м³/с;

H – напор насосной установки, м.

Мощность на валу насоса – мощность, потребляемая насосом или мощность, подводимая к насосу. Она больше полезной мощности вследствие потерь в самом насосе (гидравлические потери, утечки жидкости через неплотности, потери вследствие трения в подшипниках и т. п.), которые учитываются коэффициентом полезного действия (КПД) насоса:

$$N_{\text{в}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}, \quad (2.16)$$

где $N_{\text{в}}$ – мощность на валу насоса, Вт;

η – коэффициент полезного действия насоса.

Величина КПД насоса η характеризует совершенство конструкции и экономичность эксплуатации насоса, отражает относительные (по сравнению с полезной мощностью $N_{\text{п}}$) потери мощности в насосе и является произведением трех сомножителей:

$$\eta = \eta_{\text{Г}} \cdot \eta_0 \cdot \eta_{\text{М}}, \quad (2.17)$$

где $\eta_{\text{Г}}$ – гидравлический КПД, учитывает потери напора при движении жидкости через насос, $\eta_{\text{Г}} = H/H_{\text{Т}}$;

$H_{\text{Т}}$ – теоретический напор, м;

η_0 – коэффициент подачи, или объемный КПД, учитывающий потери подачи насоса (через зазоры, сальники и т.п.), $\eta_0 = Q/Q_{\text{Т}}$;

Q_T – теоретическая подача насоса;

η_M – механический КПД, характеризует потери мощности на механическое трение в насосе (в сальниках и т.п.).

Значение коэффициента полезного действия насоса η зависит от производительности насоса, его конструкции и степени износа. Для насосов большой производительности значение КПД выше и может составлять от 0,8 до 0,95. КПД поршневых насосов – от 0,8 до 0,9 – несколько больше, чем центробежных (от 0,6 до 0,8).

При выборе электродвигателя для насоса следует учитывать потери мощности из-за механических потерь в передаче от электродвигателя к насосу и в самом электродвигателе. Их учитывают при помощи КПД передачи $\eta_{пер}$ и КПД двигателя $\eta_{дв}$. Тогда мощность, потребляемая двигателем, определяется следующим образом:

$$N_{дв} = \frac{N_{в}}{\eta_{пер} \cdot \eta_{дв}} = \frac{N_{п}}{\eta \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{дв}} = \frac{N_{п}}{\eta_{ну}}, \quad (2.18)$$

где $N_{дв}$ – мощность двигателя, Вт;

$\eta_{пер}$ – коэффициент полезного действия передачи;

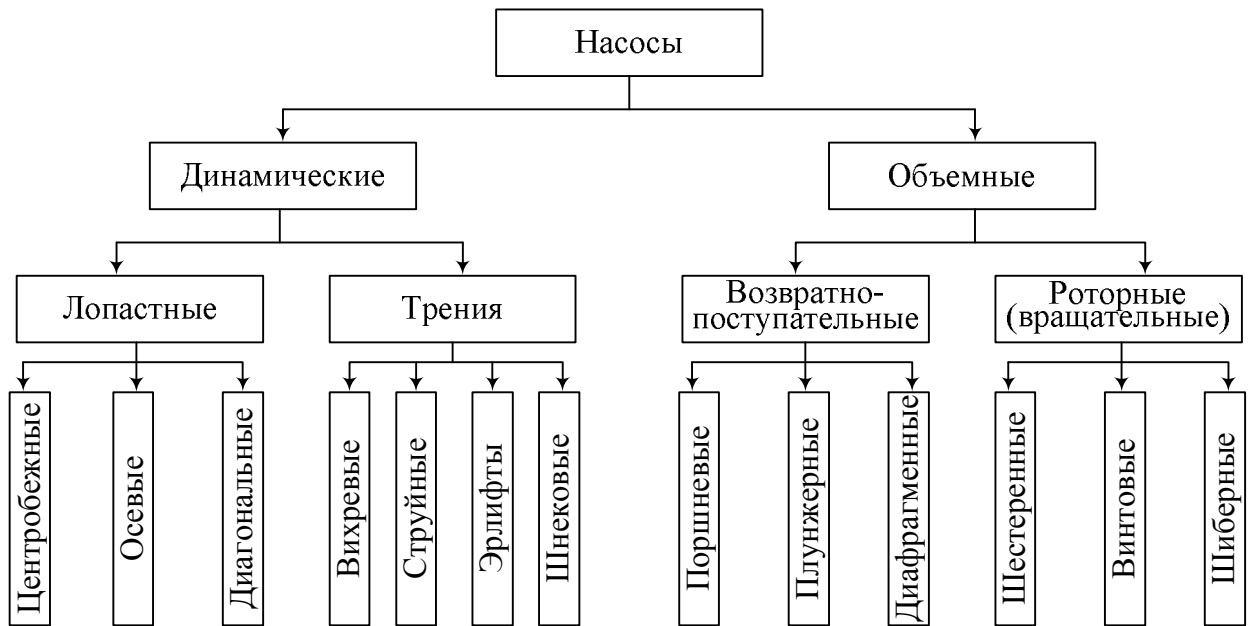
$\eta_{дв}$ – коэффициент полезного действия двигателя;

$\eta_{ну}$ – коэффициент полезного действия насосной установки,

$$\eta_{ну} = \eta \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{дв}.$$

Установочную мощность двигателя рассчитывают с учетом перегрузки в момент пуска насоса. Она в зависимости от мощности двигателя, определяемой по выражению (2.17), может превышать $N_{дв}$ на 10-50 %.

3 КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ



По принципу действия насосы подразделяют на объемные и динамические.

В *объемных насосах* энергия и давление повышаются в результате вытеснения жидкости из замкнутого пространства телами, движущимися возвратно-поступательно или вращательно. В соответствии с этим по форме движения рабочих органов их подразделяют на возвратно-поступательные (поршневые, плунжерные, диафрагменные) и вращательные, или роторные (шестеренные, винтовые и др.).

В *динамических насосах* энергия и давление жидкости повышаются под действием центробежной силы, возникающей при вращении лопастных колес (например, в центробежных и осевых насосах), или сил трения (например, в струйных и вихревых насосах). Поэтому по виду силового действия на жидкость динамические насосы подразделяют на лопастные и насосы трения.

Наиболее распространенными динамическими насосами являются лопастные. К данному виду насосов относятся центробежные и осевые. Работа этих насосов основана на общем принципе – силовом взаимодействии лопастей рабочего колеса с обтекающим их потоком перекачиваемой жидкости. Однако механизм этого взаимодействия у центробежных и осевых насосов различен, что, естественно, приводит к существенным различиям в их конструкциях и эксплуатационных показателях.

Большое число конструкций насосов обусловлено многообразием задач транспортирования жидкостей, встречающихся в химической промышленности. Например, требуемая подача насоса может в одном случае составлять несколько литров в час (т.е. $\text{дм}^3/\text{ч}$), а в другом – несколько десятков кубических метров в секунду.

3.1 Динамические насосы

3.1.1 Центробежные насосы

Наиболее распространенными динамическими насосами являются центробежные. Схема центробежного насоса представлена на рисунке 3.1. Основным рабочим органом центробежного насоса является свободно вращающееся внутри спиралевидного (или улиткообразного) корпуса 1 колесо 2, насаженное на вал 9. Между дисками колеса, соединяя их в единую конструкцию, находятся лопасти (лопатки) 3, плавно изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Внутренние поверхности дисков и поверхности лопаток образуют так называемые межлопастные каналы колеса, которые при работе насоса заполнены перекачиваемой жидкостью. Всасывание и нагнетание жидкости в центробежных насосах происходит равномерно и непрерывно под действием центробежной силы, возникающей при вращении колеса.

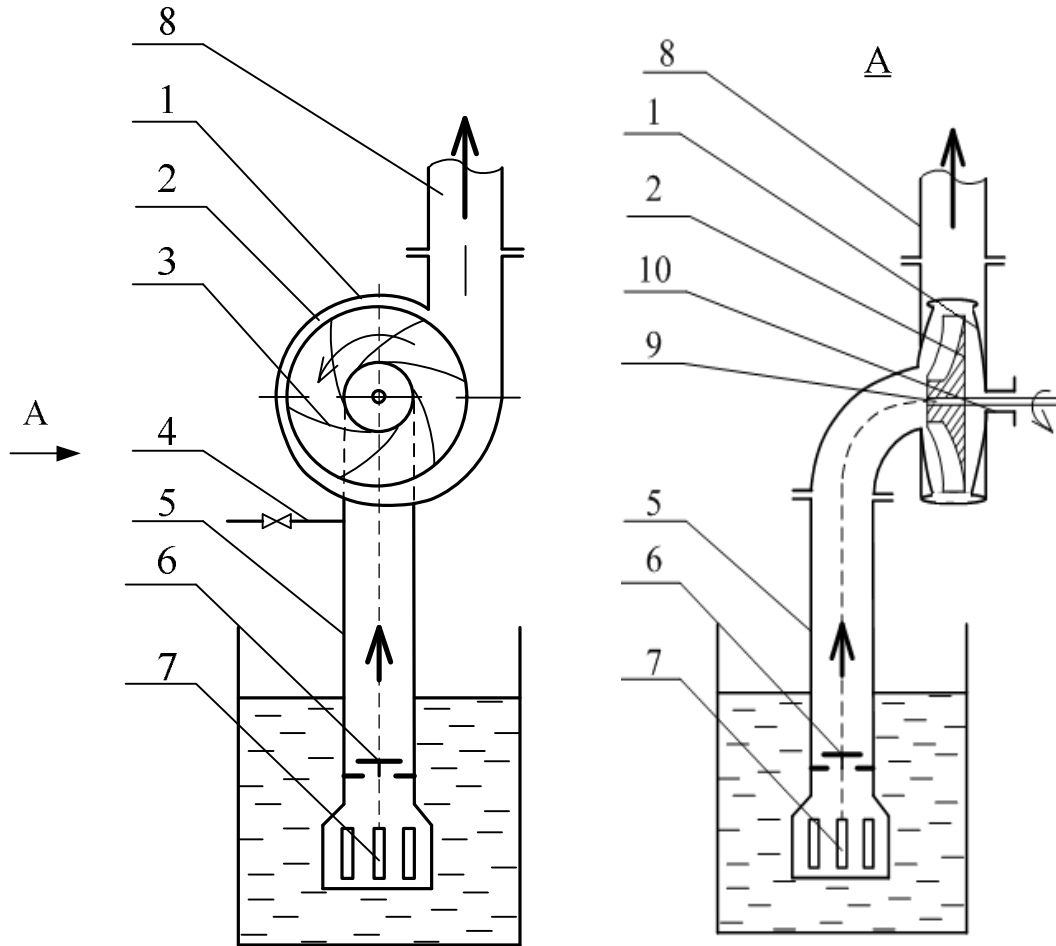


Рис. 3.1 – Центробежный насос:

- 1 – корпус; 2 – рабочее колесо; 3 – лопатки; 4 – линия для залива насоса перед пуском; 5 – всасывающий трубопровод; 6 – обратный клапан; 7 – фильтр; 8 – нагнетательный трубопровод; 9 – вал; 10 – сальник

При переходе жидкости из канала рабочего колеса 2 в корпус 1 происходит резкое снижение скорости, в результате чего кинетическая энергия жидкости превращается в потенциальную энергию давления, т. е. происходит превращение скорости в давление, необходимое для подачи жидкости на заданную высоту. При этом в центре колеса создается разрежение, и вследствие этого жидкость непрерывно поступает по всасывающему трубопроводу в корпус насоса, а затем в межлопастные каналы рабочего колеса. Если перед пуском центробежного насоса всасывающий трубопровод 5 и корпус 1 не залиты жидкостью, то разрежения, возникающего в этом случае при вращении колеса, будет недостаточно для подъема жидкости в насос (вследствие зазоров между колесом и корпусом). Поэтому перед пуском центробежного насоса его необходимо залить жидкостью с помощью линии 4. Для того чтобы при этом жидкость не выливалась из насоса, на всасывающем трубопроводе устанавливают обратный клапан 6. Герметизация насоса осуществляется с помощью сальника 10. Для отвода жидкости в корпусе насоса имеется расширяющаяся спиралевидная камера; жидкость из рабочего колеса поступает сначала в эту камеру, а затем в нагнетательный трубопровод 8.

В насосах с одним рабочим колесом создаваемый напор ограничен и обычно не превышает 50-100 м столба жидкости. Для создания более высоких напоров применяют *многоступенчатые* насосы. В этих насосах перекачиваемая жидкость проходит последовательно через ряд рабочих колес, насаженных на общий вал. Создаваемый таким насосом напор ориентировочно равен напору одного колеса, умноженному на число колес. В зависимости от числа колес (ступеней) различают насосы двухступенчатые, трехступенчатые и т.д.

Центробежные насосы широко применяются практически во всех производствах и технологиях, где необходимо перекачивать значительные объемы жидкостей при высоких давлениях нагнетания.

К основным преимуществам центробежных насосов можно отнести плавную и непрерывную подачу при достаточно высоких значениях коэффициента полезного действия, относительно простое устройство, а, следовательно, высокая надежность и долговечность, отсутствуют поверхности трения клапанов, что создает возможности для перекачивания загрязненных жидкостей, непосредственное соединение с высокооборотными двигателями способствует компактности насосной установки и повышению ее КПД.

К недостаткам центробежных насосов относится ограниченность их применения в области малых производительностей и больших напоров.

Движение жидкости внутри рабочего колеса характеризуется абсолютной скоростью C . Эта скорость может быть представлена геометрической суммой двух скоростей: окружной и относительной. Окружная скорость U характеризует движение жидкости по окружности вместе с колесом, она направлена по касательной к окружности, то есть перпендикулярно радиусу окружности. Относительная скорость W характеризует движение жидкости вдоль лопаток, направлена по касательной к лопатке. Графическое изображение этих скоростей носит название параллелограмм скоростей. Рассмотрим

скорость жидкости на входе в рабочее колесо и на выходе из него. Построив параллелограмм скоростей, находим скорость C_1 на входе жидкости в рабочее колесо, направленную под углом α_1 , и скорость C_2 на выходе из колеса, направленную под углом α_2 (рисунок 3.2).

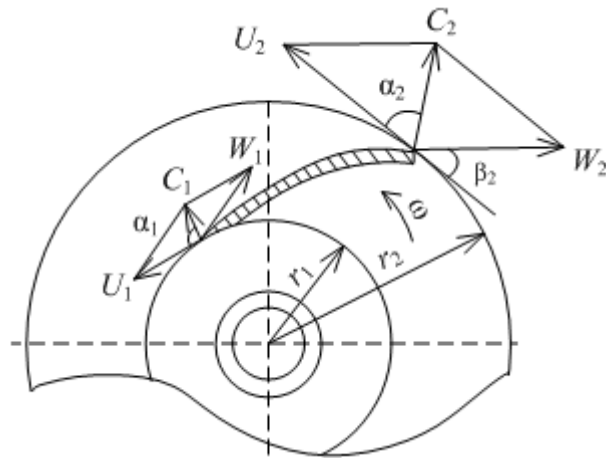


Рис. 3.2 – Параллелограмм скоростей

При движении жидкости внутри рабочего колеса ее абсолютная скорость увеличивается от C_1 до C_2 . Увеличение энергии жидкости в колесе происходит вследствие силового воздействия лопаток на жидкость. Основное уравнение центробежного насоса устанавливает зависимость между теоретическим напором H_T , создаваемым колесом и скоростью движения жидкости в колесе. Это уравнение называется уравнением Эйлера:

$$H_T = \frac{1}{g} (C_2 \cdot U_2 \cos \alpha_2 - C_1 \cdot U_1 \cos \alpha_1), \quad (3.1)$$

где H_T – теоретический напор центробежного насоса, м;

C_1, C_2 – абсолютные скорости на входе в рабочее колесо и на выходе из него соответственно, м/с;

U_1, U_2 – окружные скорости на входе в рабочее колесо и на выходе из него соответственно, м/с;

α_1, α_2 – угол направления абсолютной скорости на входе в рабочее колесо и на выходе из него соответственно;

g – ускорение свободного падения, м/с².

На практике насосы изготавливают таким образом, чтобы $\alpha_1 \approx 90^\circ$, то есть $\cos \alpha_1 = 0$, это условие безударного входа жидкости в колесо. Тогда основное уравнение центробежного насоса принимает вид:

$$H_T = \frac{1}{g} C_2 \cdot U_2 \cos \alpha_2. \quad (3.2)$$

Действительный напор насоса может быть определен как:

$$H_d = H_T \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \sigma, \quad (3.3)$$

где H_d – действительный напор центробежного насоса, м;

η_{Γ} – гидравлический коэффициент полезного действия насоса;

σ – коэффициент, учитывающий число лопаток.

Значение η_{Γ} зависит от конструкции насоса и его размеров и находится в пределах от 0,8 до 0,95; значение σ обычно составляет от 0,7 до 0,8.

Напор, создаваемый центробежным лопастным насосом, зависит также от типа лопастей рабочего колеса, от направления струи жидкости, выбрасываемой из межлопастного пространства рабочего колеса, определяемого размерами углов α_2 и β_2 (рисунок 3.3). Теорией и опытом установлено, что наибольший напор создается рабочим колесом с лопастями, загнутыми вперед навстречу вращению рабочего колеса, наименьший – с лопастями, отогнутыми назад. Следует отметить, что с чрезмерным ростом абсолютной скорости жидкости C_2 (рисунок 3.3, в) на выходе из рабочего колеса, его КПД падает. Это происходит не только вследствие повышенных потерь при преобразовании кинетической энергии в потенциальную энергию давления, но и по причине значительного искривления каналов межлопастного пространства в случае, когда лопасти загнуты вперед ($\beta_2 > 90^\circ$). Рабочее колесо с радиальными лопастями создает некоторый средний напор, что отражено на рисунке 3.3,б размером вектора абсолютной скорости C_2 , в параллелограммах скоростей, определяющей напор. На практике, в основном, применяют рабочие колеса с лопастями, отогнутыми назад, хотя они и создают меньший напор, в сравнении с лопастями, загнутыми вперед, но зато обеспечивают более высокий КПД рабочего колеса. Практикой установлено оптимальное значение углов α_2 и β_2 в пределах: $\alpha_2 = 5^\circ \dots 18^\circ$ (чаще $8^\circ \dots 12^\circ$); $\beta_2 = 14^\circ \dots 60^\circ$ (чаще $15^\circ \dots 35^\circ$).

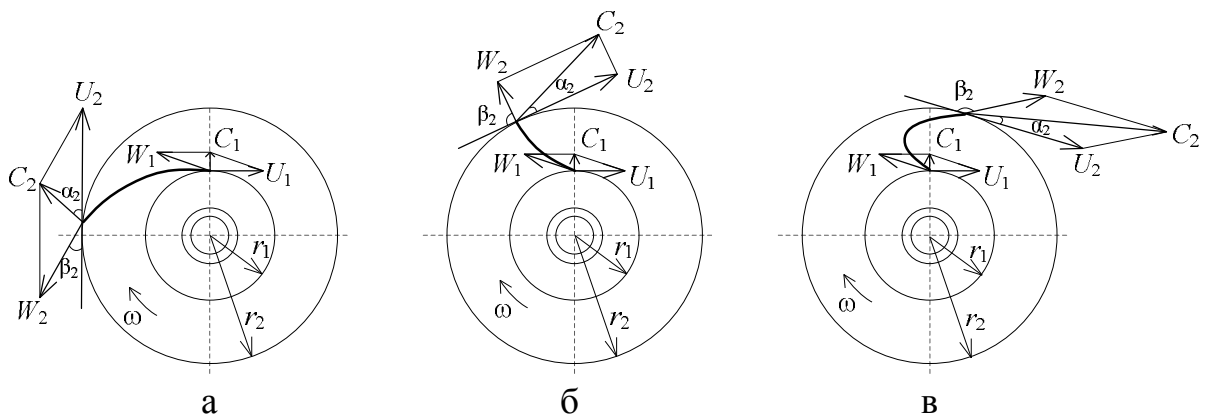


Рис. 3.3 – Типы лопастей рабочих колес центробежных насосов:

а – лопасти, отогнутые назад навстречу вращению рабочего колеса;

б – радиальные лопасти; в – лопасти загнутые вперед

Подача центробежного насоса напрямую зависит от абсолютной скорости жидкости на выходе из рабочего колеса, которая в свою очередь зависит от частоты вращения рабочего колеса насоса n . Чем больше частота вращения рабочего колеса насоса, тем выше абсолютная скорость вращения, а, следовательно, и выше подача насоса. Подача насоса пропорциональна абсолютной скорости жидкости на выходе из рабочего колеса в первой степени. При изменении частоты вращения рабочего колеса от n_1 до n_2 подача насоса изменится от Q_1 до Q_2 . Если соблюдается условие подобия траекторий движения частиц жидкости, то будут геометрически подобны параллелограммы скоростей в любых точках потока, рисунок 3.4:

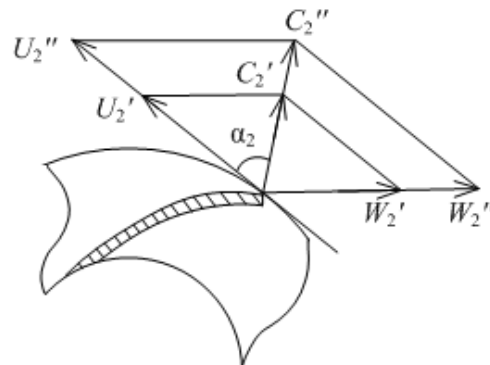


Рис. 3.4 – Подобие параллелограммов скоростей при различной частоте вращения рабочего колеса

Таким образом:

$$\frac{C_2'}{C_2''} = \frac{U_2'}{U_2''} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (3.4)$$

Так как напор насоса пропорционален и абсолютной C_2 и окружной U_2 скоростям жидкости на выходе из насоса (уравнение (3.2)), то очевидно, что напор центробежного насоса пропорционален квадрату частоты вращения рабочего колеса. Тогда

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2. \quad (3.5)$$

Согласно уравнению (2.14) мощность насоса пропорциональна произведению $Q \cdot H$, поэтому можно записать что $N \sim n^3$. Тогда

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3. \quad (3.6)$$

Уравнения (3.4)-(3.6) называются законами пропорциональности. Зако-

ны пропорциональности позволяют по одной опытной характеристике построить ряд характеристик центробежного насоса. Однако эти законы работают лишь в малых пределах изменения частоты вращения рабочего колеса.

Коэффициент быстроходности – частота вращения рабочего колеса насоса, подобного данному рабочему колесу, при напоре 1 м, подаче жидкости равной 0,075 м³/с. Коэффициент быстроходности определяется путем анализа лопастных насосов и является основным критерием подобия всей серии подобных насосов, работающих в подобных режимах. Коэффициент быстроходности рассчитывается следующим образом:

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (3.7)$$

где n_s – коэффициент быстроходности;

n – частота вращения рабочего колеса, об/мин;

Q – подача в оптимальной точке характеристики насоса, м³/с;

H – напор в оптимальной точке характеристики насоса, м.

В таблице 3.1 представлены типы насосов по значению коэффициента быстроходности.

Таблица 3.1

Тип насоса	Коэффициент быстроходности
Тихоходные центробежные насосы	от 50 до 80
Центробежные насосы нормальной быстроходности	от 80 до 150
Быстроходные центробежные насосы	от 150 до 350
Диагональные полуосевые насосы	от 350 до 500
Осевые насосы	от 500 до 1500

Для надежной эксплуатации и подбора центробежных насосов необходимо знать, как изменяются основные параметры насосов при различных условиях их работы, то есть иметь сведения об изменении напора H , мощности N и коэффициента полезного действия насоса η при изменении подачи Q . Зависимости между этими параметрами ($H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$) принято выражать графически в виде кривых линий, называемых *характеристиками насосов*.

Основной характеристикой считается зависимость напора от подачи насоса $H = f(Q)$ при постоянной частоте вращения.

Характеристики насоса могут быть *теоретические* и *действительные*. Получаются они, соответственно, путем анализа уравнения Эйлера, с учетом геометрических размеров рабочего колеса и параллелограммов скоростей, и на основании опытных данных, полученных в результате проведения испытаний.

Теоретические характеристики зависят от типа лопастей и размера угла β_2 . Теоретическая главная характеристика насоса с бесконечно большим числом лопаток графически может быть представлена в виде прямой линии. Если лопатки насоса радиальные ($\beta_2 = 90^\circ$), то теоретический напор насоса не зависит от подачи, и график зависимости $H_T = f(Q)$ имеет вид прямой параллельной оси абсцисс. Если лопатки насоса загнуты вперед ($\beta_2 > 90^\circ$), напор насоса увеличивается с ростом подачи. Если лопатки загнуты назад ($\beta_2 < 90^\circ$), напор насоса уменьшается с ростом подачи. Теоретическая главная характеристика центробежного насоса представлена на рисунке 3.5.

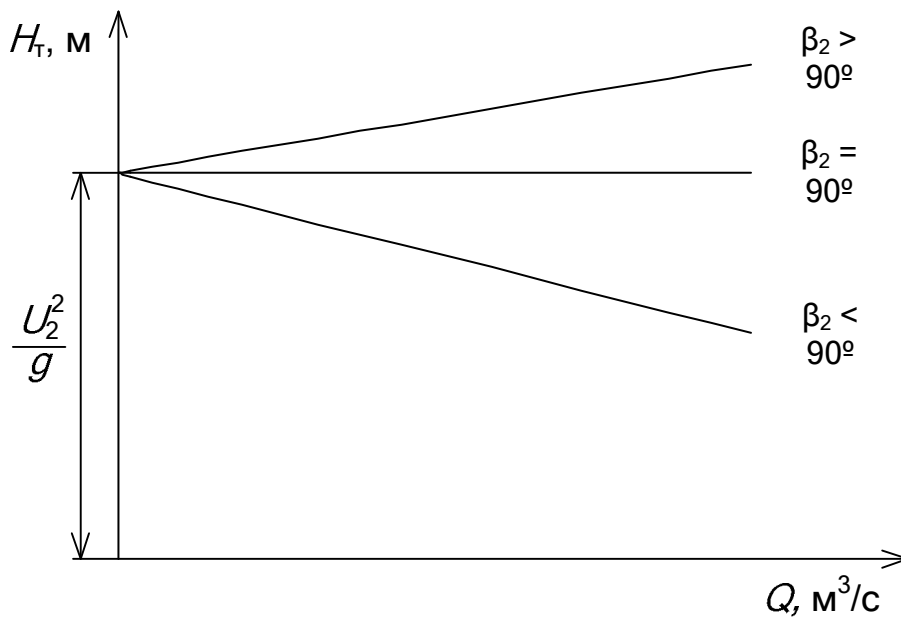


Рис. 3.5 – Теоретическая главная характеристика центробежного насоса

Полный теоретический напор, создаваемый насосом, согласно уравнению Бернулли, состоит из статического $H_{ст}$ и динамического $H_{д}$, то есть:

$$H_{п} = H_{ст} + H_{д}, \quad (3.8)$$

где $H_{п}$ – полный теоретический напор, создаваемый насосом, м;

$$H_{ст} = \frac{P}{\rho \cdot g} \text{ – статический (пьезометрический) напор, м;}$$

$$H_{д} = \frac{v^2}{2g} \text{ – динамический (скоростной) напор, м.}$$

Установлено также, что полный теоретический $H_{п}$, статический $H_{ст}$ и динамический $H_{д}$ напоры зависят от угла установки лопатки рабочего колеса насоса β_2 (рисунок 3.6). Из рисунка 3.6 следует, что чем больше отогнуты вперед лопатки на выходе из рабочего колеса ($\beta_2 > 90^\circ$), тем в большей мере

полный теоретический напор соответствует динамическому напору (статический напор практически отсутствует). С уменьшением угла β_2 динамический напор убывает по величине, одновременно увеличивается доля статического напора. При $\beta_2 = 90^\circ$ динамический и статический напоры оказываются равными по величине. Дальнейшее уменьшение угла β_2 приводит к уменьшению полного напора, при этом доля статического напора возрастает в сравнении с долей динамического напора. Как уже отмечалось, в центробежных насосах применяются рабочие колеса с лопатками, отогнутыми назад ($\beta_2 < 90^\circ$), что объясняется тем, что при загнутых вперед лопатках ($\beta_2 > 90^\circ$) полный теоретический напор может оказаться равным динамическому, а в реальных технологических коммуникациях, по регламентам технологий, необходимо наличие и статического напора.

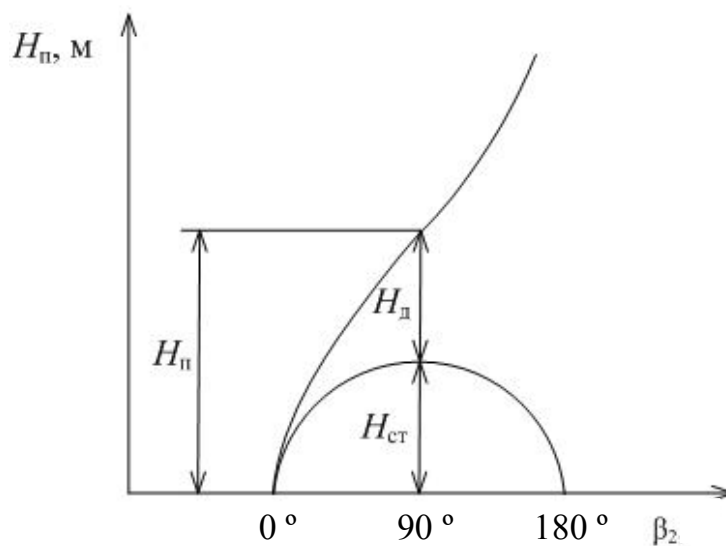


Рис. 3.6 – Зависимость полного теоретического, статического и динамического напоров насоса от угла установки лопастей рабочего колеса

Действительные (рабочие) характеристики насосов отличаются от теоретических тем, что учитывают различные потери энергии (напора) в насосах, их чаще всего наносят на одно поле чертежа. На таких характеристиках обычно указывают пределы подач, рекомендуемых при эксплуатации данного насоса, соответствующие максимальным значениям КПД насоса. Действительные характеристики центробежных насосов представлены на рисунке 3.7.

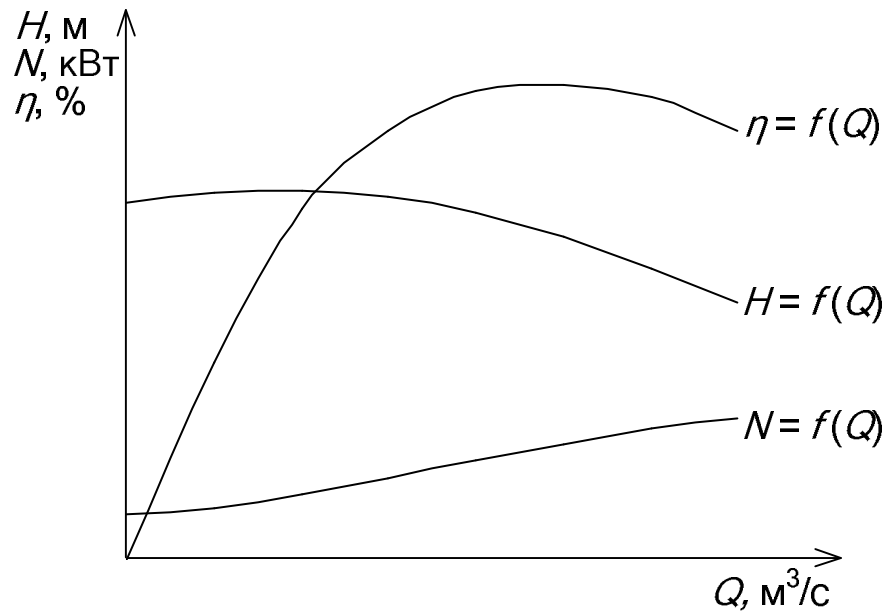


Рис. 3.7 – Действительные характеристики центробежного насоса

Приведенные на рисунке 3.7 характеристики центробежного насоса справедливы для определенной частоты вращения рабочего колеса, при изменении частоты вращения характеристики насоса также меняются (рисунок 3.8).

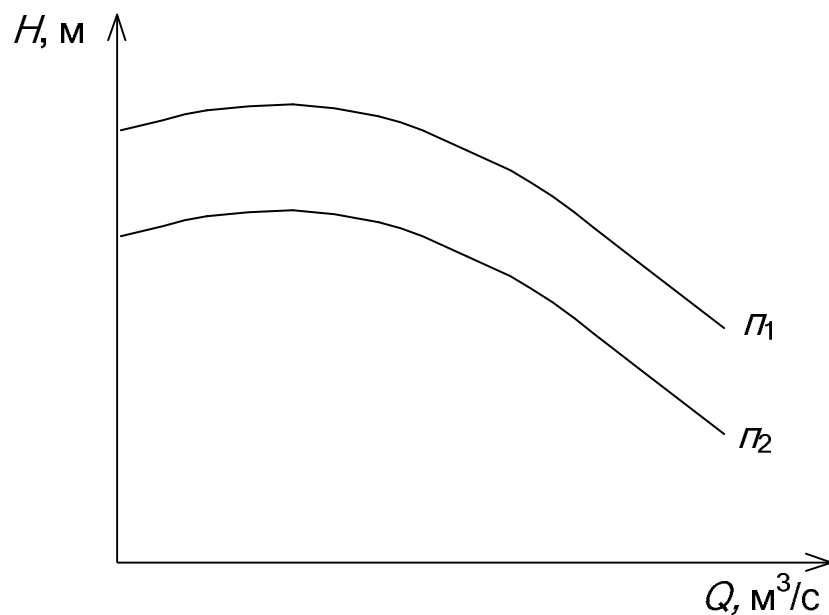


Рис. 3.8 – Характеристика центробежного насоса при разных частотах вращения рабочего колеса ($n_1 > n_2$)

Подача центробежного насоса зависит от напора и, следовательно, в значительной степени от гидравлического сопротивления сети трубопроводов и аппаратов, через которые транспортируется жидкость. Поэтому систему насос-сеть следует рассматривать как единое целое, а выбор насосного оборудования и трубопроводов должен решаться на основании анализа совместной работы элементов этой системы.

Совместная работа насосов и сети характеризуется точкой материального и энергетического равновесия системы. Для определения этой точки нужно рассчитать энергетические затраты в системе. Поскольку аналитический расчет режимной точки работы насоса связан со значительным объемом вычислений, то в практике гидравлического расчета насосных установок и при анализе режимов работы насосов широко применяют графоаналитический метод расчета совместной работы систем насос-сеть (рисунок 3.9.) Для этого в одних координатах строят характеристику сети и главную характеристику насоса.

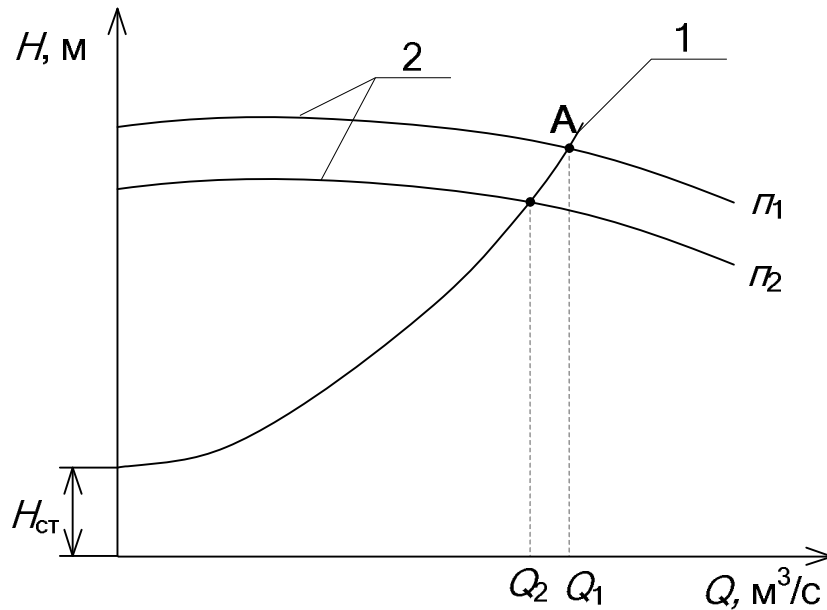


Рис. 3.9 – Совместная характеристика центробежного насоса и сети
1 – характеристика сети; 2 – характеристика центробежного насоса при разных частотах вращения рабочего колеса ($n_1 > n_2$)

Точку пересечения двух этих кривых (точку А) называют *рабочей*, или *режимной, точкой*. Эта точка соответствует максимальной подаче жидкости Q_1 насосом в данную сеть. Если нужно увеличить подачу в сеть, то следует увеличить частоту вращения рабочего колеса в соответствии с уравнением (3.3). Если это невозможно, то нужно поставить новый, более производительный насос или каким-то образом снизить гидравлическое сопротивление сети. При необходимости снижения подачи до значения Q_2 необходимо изменить характеристику сети: частично перекрыв нагнетательный трубопровод, что приведет к потерям напора на преодоление гидравлического сопротивления задвижки или вентиля на этом трубопроводе. Такое регулирование (снижение) подачи допустимо только в случае малых производительностей насосов. Для условий больших подач следует для такого случая рассмотреть возможность замены насоса меньшей производительности на насос большей или снижения числа оборотов рабочего колеса. Таким образом, центробежный насос должен быть выбран так, чтобы рабочая точка отвечала заданной

производительности и напору при максимально возможных значениях коэффициента полезного действия насоса.

При *параллельной работе* двух или более насосов происходит увеличение производительности. Основным условием параллельной работы является близость их характеристик по напору, в противном случае более высоконапорный насос будет вытеснять поток насоса с меньшим напором и увеличения производительности в этом случае не получится. Схема параллельной работы двух насосов представлена на рисунке 3.10. На рисунке 3.11 представлены характеристика двух одинаковых насосов, работающих параллельно и характеристика сети, на которую они работают. Построение совместной характеристики параллельно работающих насосов выполняется путем сложения абсцисс (подач) отдельных характеристик каждого насоса.

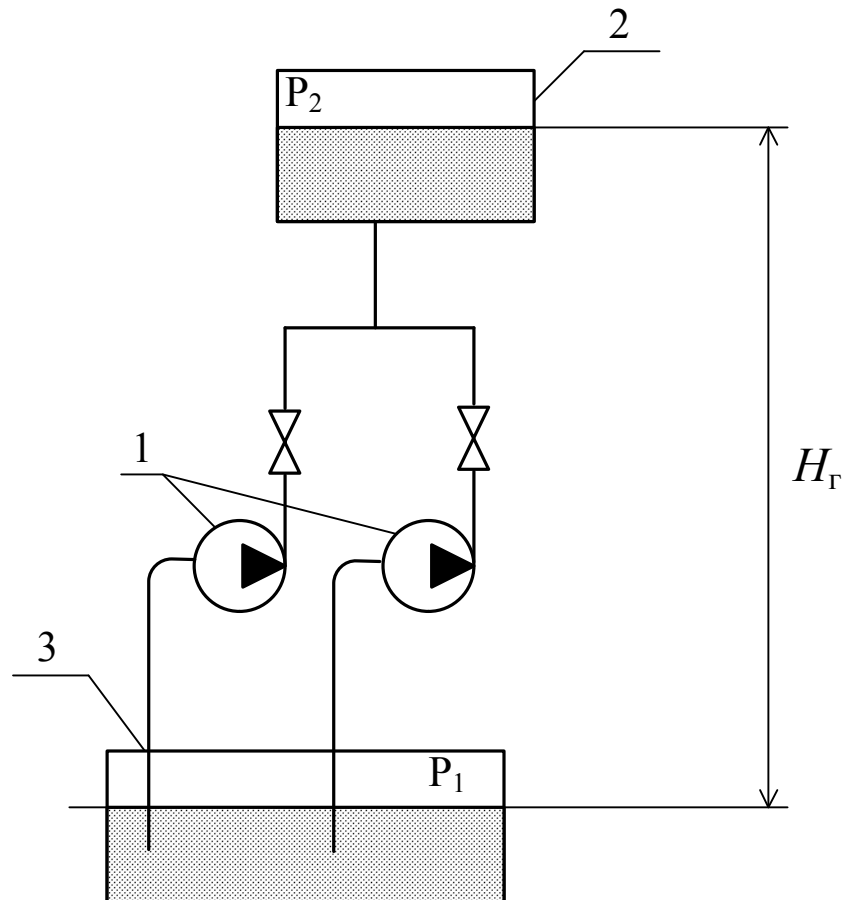


Рис. 3.10 – Схема параллельной работы двух центробежных насосов:
1 –центробежные насосы; 2 – приемный резервуар; 3 – исходный резервуар

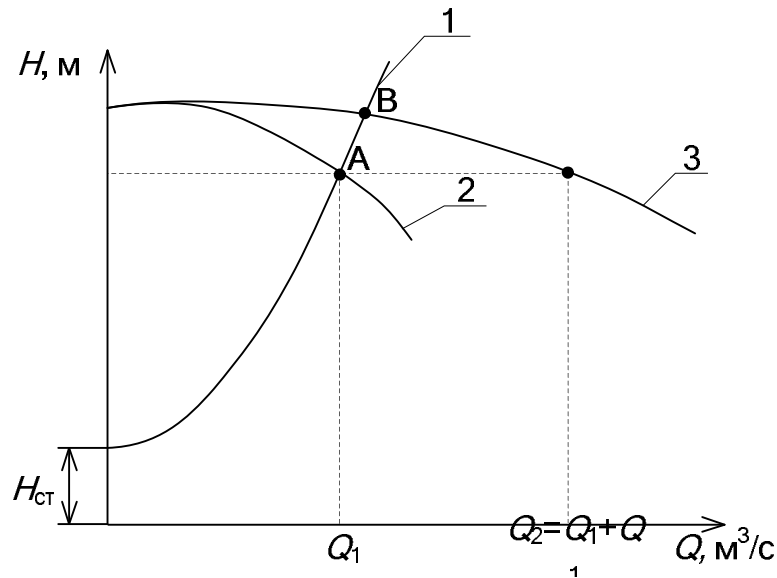


Рис. 3.11 – Характеристика двух одинаковых центробежных насосов, работающих параллельно:

- 1 – характеристика сети; 2 – характеристика центробежного насоса;
3 – характеристика двух одинаковых центробежных насосов, работающих параллельно

При параллельной работе насосов с различными характеристиками насос с меньшим напором может начать работу в общий трубопровод лишь тогда, когда насос с большим напором с увеличением производительности снизит свой напор до максимально возможного напора низконапорного насоса. В противном случае насос с большим напором будет вытеснять второй насос, имеющий меньший напор. Характеристика совместной работы двух разнотипных насосов приведена на рисунке 3.12.

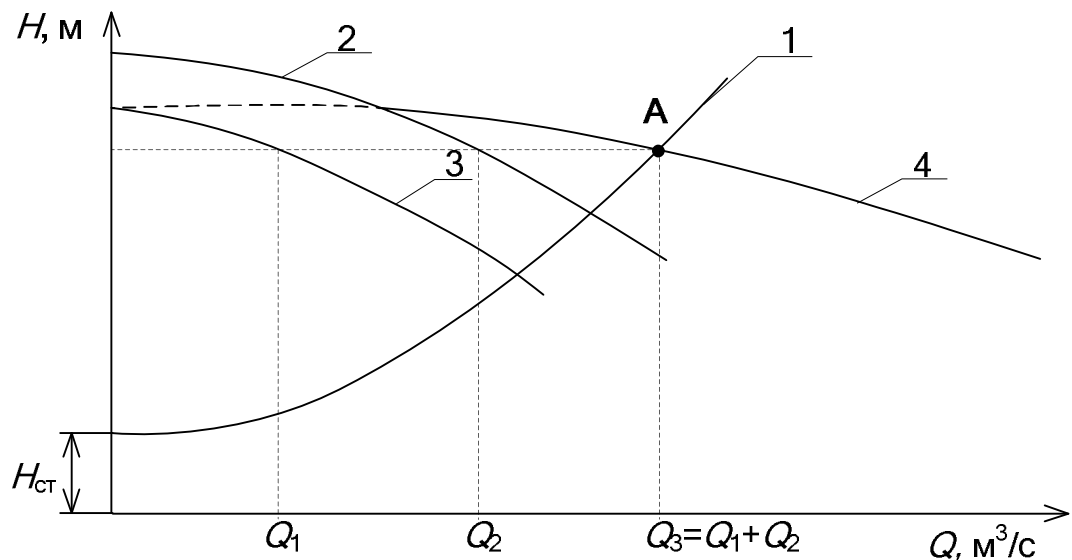


Рис. 3.12 – Характеристика двух разнотипных центробежных насосов, работающих параллельно:

- 1 – характеристика сети; 2,3 – характеристики центробежных насосов, работающих параллельно; 4 – характеристика двух центробежных насосов, работающих параллельно

При *последовательной работе* двух или более насосов происходит увеличение напора. Последовательная работа насосов на сеть применяется тогда, когда необходимо при неизменной подаче получить больший напор в сети, чем может обеспечить один насос. При этом насосы включаются в сеть таким образом, что один насос нагнетает жидкость во входной патрубок второго насоса. Необходимым условием последовательной работы насосов является близость (лучше равенство) их характеристик по производительности. Схема последовательной работы двух насосов представлена на рисунке 3.13. На рисунке 3.14 представлены характеристика двух одинаковых насосов, работающих последовательно и характеристика сети, на которую они работают. Построение совместной характеристики последовательно работающих насосов выполняется путем сложения ординат (напоров) отдельных характеристик каждого насоса.

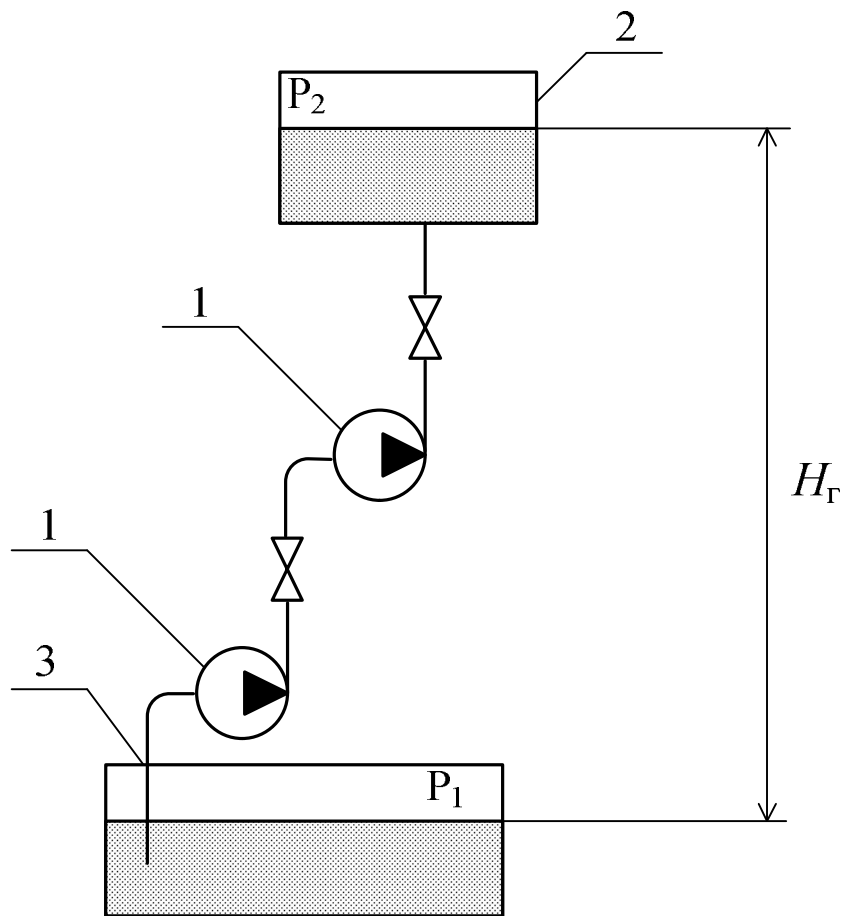


Рис. 3.13 – Схема последовательной работы двух центробежных насосов: 1 –центробежные насосы; 2 – приемный резервуар; 3 – исходный резервуар

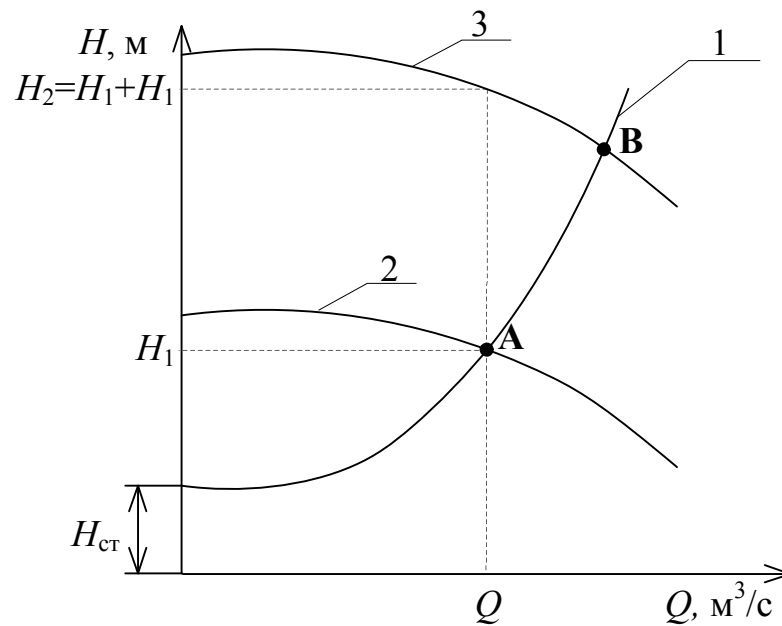


Рис. 3.14 – Характеристика двух одинаковых центробежных насосов, работающих последовательно:

- 1 – характеристика сети; 2 – характеристика центробежного насоса;
3 – характеристика двух одинаковых центробежных насосов, работающих последовательно

Выбор проводят по сводному графику подач и напоров для соответствующего типа насосов. Сводные графики приводятся в каталогах насосов и другой справочной литературе по насосам.

На сводном графике в виде криволинейных четырехугольников нанесены «рабочие поля» насосов. Верхняя граница поля – кривая зависимости $H - Q$ для нормального диаметра рабочего колеса в диапазоне экономичного режима работы насоса; нижняя граница – для колеса, максимально обточенного. На каждом поле указаны марка насоса и частота вращения рабочего колеса. Для определения марки насоса на поле графика наносят рабочую точку, которая имеет координаты $(Q_{\text{задан}}, H_{\text{потр}})$ (на рисунке 3.15 точка А). Поле, в котором лежит эта точка, указывает марку насоса. Если рабочая точка попала в пространство между полями, то принимают марку насоса, поле которого является ближайшим, или обращаются к сводным графикам других типов насосов. Следует также помнить о возможности работы насоса при различной частоте вращения рабочего колеса. Оценить значение частоты вращения для получения требуемых параметров $Q_{\text{задан}}$ и $H_{\text{потр}}$ можно с помощью законов пропорциональности.

В отдельных случаях при определенных значениях $Q_{\text{задан}}$ и $H_{\text{потр}}$ подходящими могут оказаться только насосы объемного действия, в частности, поршневые.

По сводным графикам делается лишь предварительный выбор насоса, окончательная проверка правильности выбора проводится по характеристикам насосов.

В отдельных случаях при отсутствии сводных графиков, марку насоса можно подобрать непосредственно по характеристикам насосов путём их перебора.

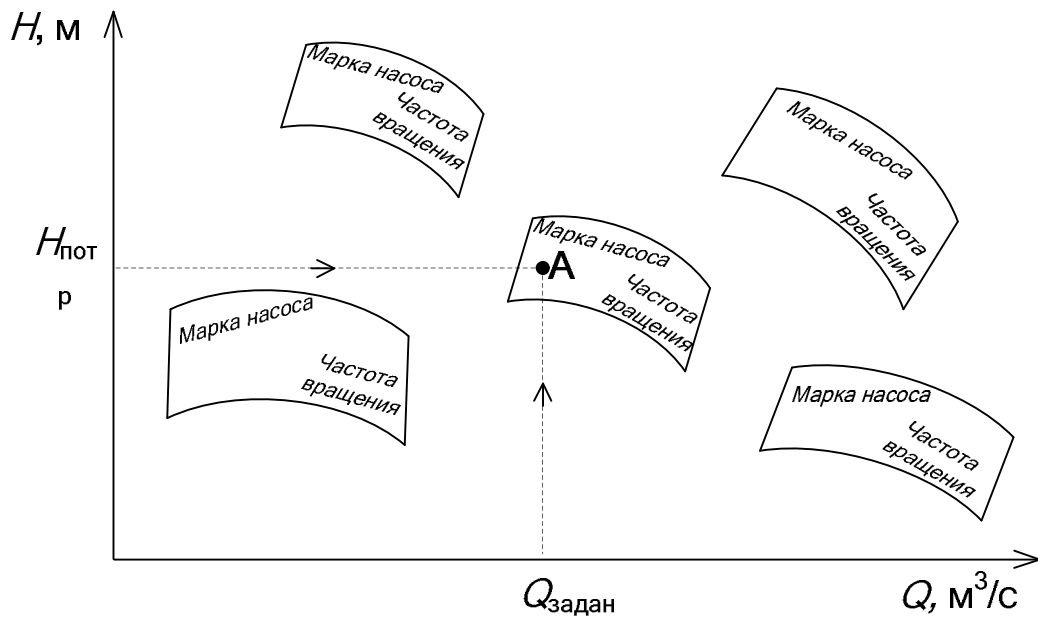


Рис. 3.15 – Сводный график подач и напоров

При движении жидкости в сужающихся и изгибающихся каналах (в рабочем колесе насоса, на перегибах трубопроводов, в запорной арматуре) скорость потока увеличивается, а давление падает.

Там, где давление снижается до давления насыщенного пара перекачиваемой жидкости при данной температуре, происходит быстрое образование пузырьков пара и растворенных газов. После перехода в зону повышенного давления пар конденсируется, пузырьки захлопываются. Возникают колебания давления и как следствие – шум и вибрация. Это явление называется *кавитацией*.

При кавитации происходит разрушение поверхности элементов проточной части. Повышенная вибрация разрушает подшипники и уплотнения насоса. Через некоторое время рост пузырьков и их слияние приводят к образованию газовой пробки в трубопроводе и всасывающей полости насоса – происходит разрыв потока жидкости и срыв работы насоса.

Для того чтобы обеспечить надежную работу насоса явление кавитации необходимо предупреждать. Превышение полного напора на входе в насос над давлением насыщенного пара перекачиваемой жидкости называется *кавитационным запасом*.

Допустимый кавитационный запас в расчетах увеличивают на 20-30 % по сравнению с критическим. Критический кавитационный запас, соответствует началу снижения параметров. Допустимый кавитационный запас приводится в паспорте (техническом описании) насоса или может быть рассчитан:

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}} = (1,2 \dots 1,3) \Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}, \quad (3.9)$$

где $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}}$ – допустимый кавитационный запас, м;

$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$ – критический кавитационный запас, м.

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}} = 0,00125(Q \cdot n^2)^{0,67}, \quad (3.10)$$

где Q – подача насоса, м³/с;

n – частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин.

С учетом допустимого кавитационного запаса определяют *высоту установки насоса* или *высоту всасывания*. Высота всасывания $h_{\text{вс}}$ – это расстояние между свободной поверхностью в резервуаре (водоеме), из которого жидкость забирается насосом, и осью рабочего колеса (рисунок 3.16). Если уровень жидкости в резервуаре расположен выше оси рабочего колеса, то высота всасывания называется *подпором* $h_{\text{под}}$ ($h_{\text{вс}} < 0$).

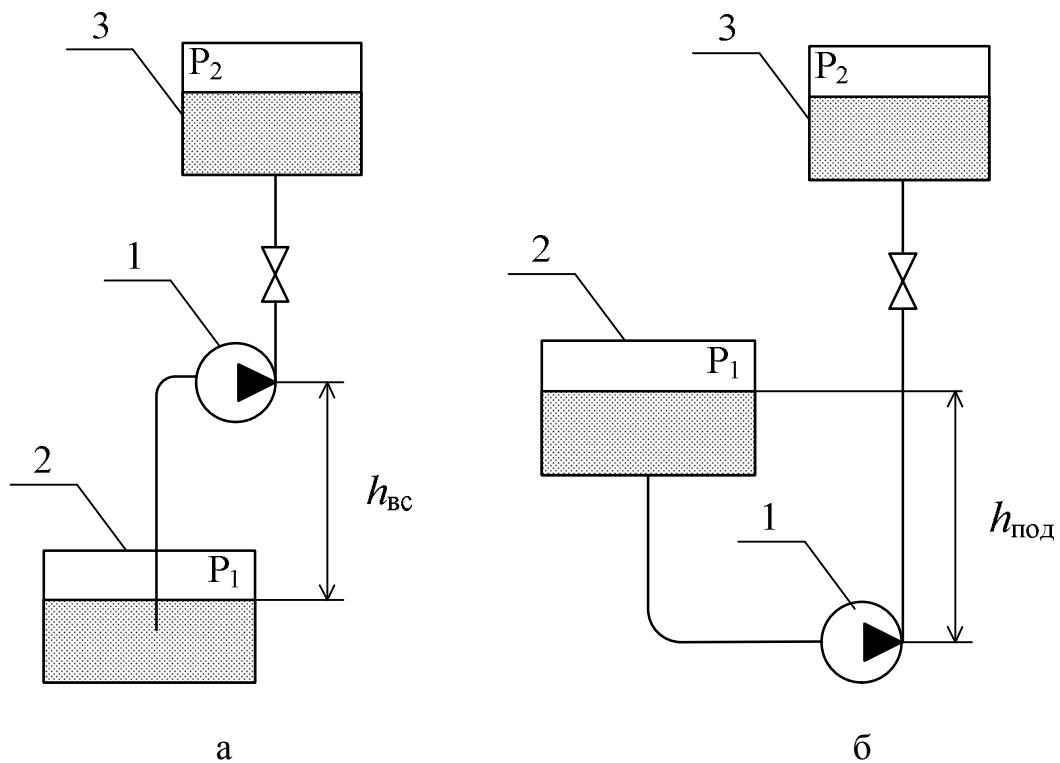


Рис. 3.16 – Схема установки насоса:

а – ось насоса расположена выше уровня жидкости в исходном резервуаре

($h_{\text{вс}} > 0$); б – ось насоса расположена ниже уровня жидкости в исходном резервуаре ($h_{\text{вс}} < 0$);

1 – насос; 2 – исходный резервуар; 3 – приемный резервуар

Допустимая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных характеристик, определяется исходя из конкретных условий эксплуатации насоса, и рассчитывается по формуле:

$$h_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{P_1 - P_{\text{нп}}}{\rho \cdot g} - h_{\text{п}}^{\text{вс}} - \Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}}, \quad (3.11)$$

где $h_{\text{вс}}^{\text{доп}}$ – допустимая высота всасывания, м;
 P_1 – давление в исходном резервуаре, Па;
 $P_{\text{нп}}$ – давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости при рабочей температуре, Па;
 ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 $h_{\text{п}}^{\text{вс}}$ – потери напора во всасывающей линии, м.

Если расчетное значение $h_{\text{вс}}^{\text{доп}}$ положительно, насос может работать в режиме всасывания с высотой всасывания $h_{\text{вс}} < h_{\text{вс}}^{\text{доп}}$.

Если расчетное значение $h_{\text{вс}}^{\text{доп}}$ отрицательно, тогда на входе в насос необходим подпор $h_{\text{под}} > h_{\text{вс}}^{\text{доп}}$.

3.1.2 Осевые (пропеллерные) насосы

Рабочее колесо 1 (рисунок 3.17) с лопатками винтового профиля при вращении в корпусе 2 сообщает жидкости движение в осевом направлении. При этом поток несколько закручивается. Для преобразования вращательного движения жидкости, на выходе из колеса, в поступательное, в корпусе 2, устанавливают направляющий аппарат 3. Осевые насосы применяют для перемещения больших объемов жидкостей (десятки кубических метров в секунду) при относительно невысоких напорах (от 3 до 25 м), т.е. по сравнению с центробежными насосами осевые имеют значительно большую подачу, но меньший напор. Коэффициент полезного действия высокопроизводительных осевых насосов достигает 0,9 и выше.

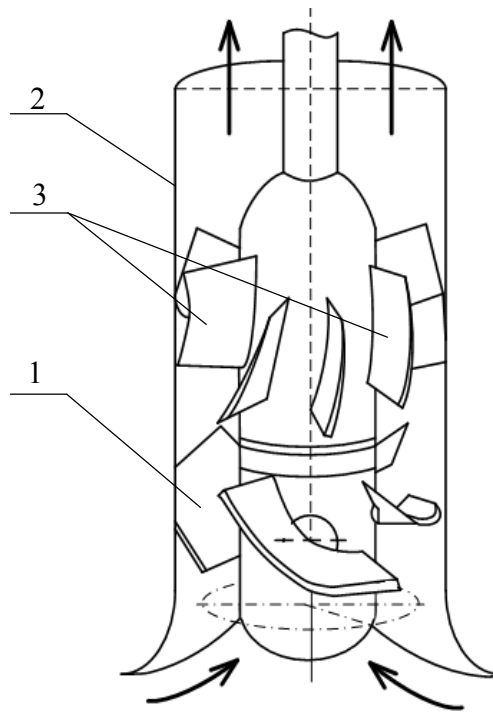


Рис. 3.17 – Осевой (пропеллерный) насос:

1 – рабочее колесо с лопатками; 2 – корпус; 3 – направляющий аппарат

3.1.3 Вихревые насосы

Рабочее колесо вихревого насоса (рисунок 3.18) представляет собой плоский диск с короткими радиальными прямолинейными лопатками 2, расположенными на периферии колеса 1. В корпусе 9 имеется кольцевая полость 4. Зазор между колесом и корпусом достаточно мал, что предотвращает переток жидкости из полости нагнетания в полость всасывания. При вращении рабочего колеса жидкость, находящаяся в межлопастных каналах 3, увлекается лопатками и одновременно под воздействием центробежной силы завихряется. При этом один и тот же объем жидкости на участке от входа в кольцевую полость до выхода из нее многократно попадает в межлопастные каналы, где каждый раз получает дополнительное приращение энергии, а следовательно, и напора. Поэтому напор вихревых насосов в два-четыре раза больше, чем центробежных, при одном и том же диаметре колеса, т.е. при одной и той же угловой скорости. Это, в свою очередь, позволяет изготавливать вихревые насосы значительно меньших размеров и массы по сравнению с центробежными. К достоинствам вихревых насосов следует отнести также простоту устройства и отсутствие необходимости заливки линии всасывания и корпуса перед каждым пуском насоса, так как эти насосы обладают самовсасывающей способностью.

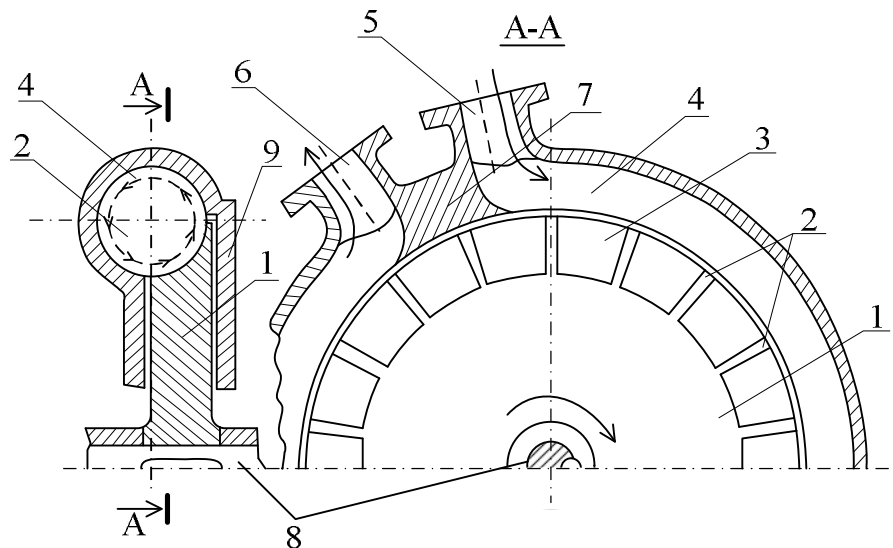


Рис. 3.18 – Вихревой насос:

1 – рабочее колесо; 2 – лопатки рабочего колеса; 3 – межлопастные каналы; 4 – кольцевой отвод; 5 – всасывающий патрубок; 6 – нагнетательный патрубок; 7 – разделитель потоков; 8 – вал рабочего колеса; 9 – корпус

Характеристика вихревых насосов отлична от характеристики центробежных (рисунок 3.19): с уменьшением подачи насоса напор и мощность резко возрастают, достигая максимума при $Q = 0$. Поэтому пуск этих насосов проводят при открытой задвижке на нагнетательном трубопроводе.

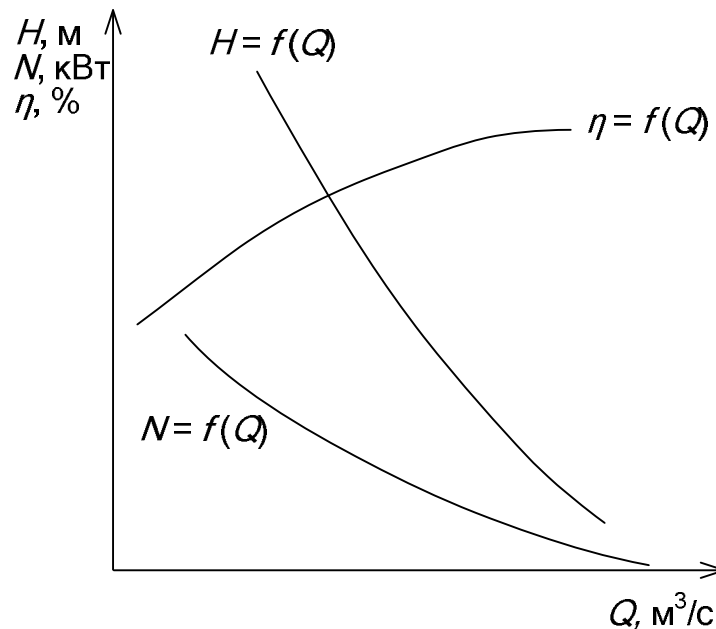


Рис. 3.19 – Характеристика вихревого насоса

Недостатком вихревых насосов является сравнительно невысокий коэффициент полезного действия от 0,25 до 0,5 и быстрый износ их деталей при работе с загрязненными жидкостями.

3.1.4 Струйные насосы

В струйных насосах (рисунок 3.20) рабочая жидкость (обычно вода или водяной пар) с большой скоростью из сопла 1 поступает в камеру смешения 2. При этом в камере смешения создается разрежение, достаточное для подъема жидкости из перекачиваемого резервуара в насос. Засасываемая жидкость быстро смешивается с рабочей, и смесь поступает вначале в конфузор 3, в котором скорость движения смеси плавно увеличивается, достигая в горловине 4 максимального значения. В диффузоре 5 скорость потока уменьшается и, в соответствии с уравнением Бернулли, кинетическая энергия движения переходит в потенциальную энергию давления, вследствие чего смесь поступает в нагнетательный трубопровод под напором.

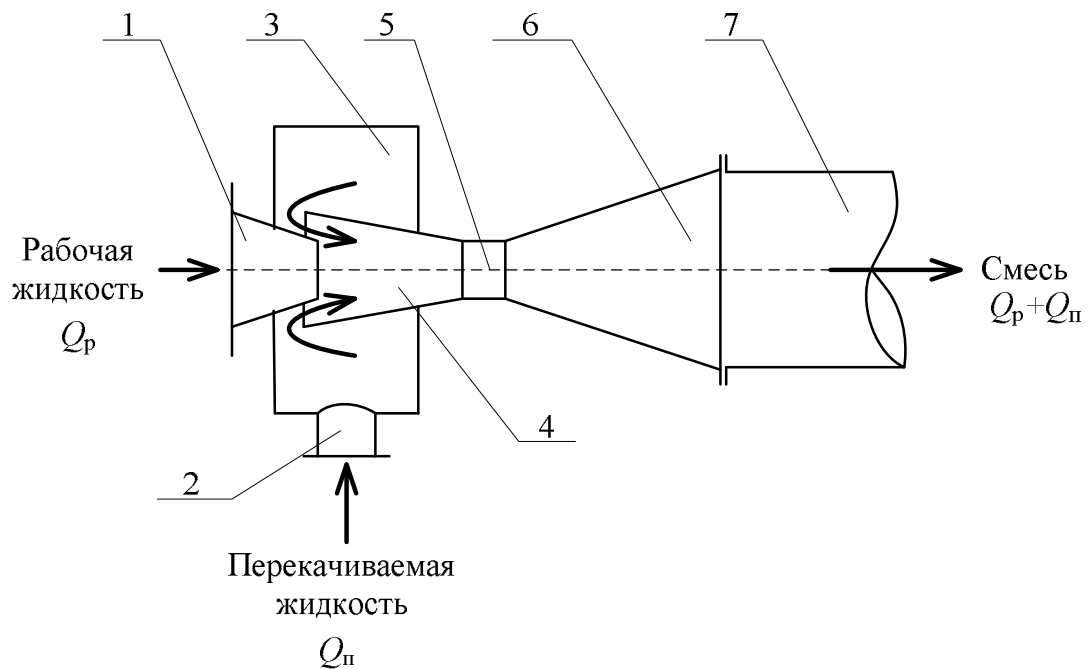


Рис. 3.20 – Струйный насос:

1 – сопло; 2 – камера смешения; 3 – конфузор; 4 – горловина; 5 – диффузор

Струйные насосы, в зависимости от назначения, подразделяют на *инжекторы* (нагнетательные) и *эжекторы* (всасывающие). Подачу струйных насосов характеризуют *коэффициентом инжекции*:

$$k_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{р}}}, \quad (3.12)$$

где $k_{\text{и}}$ – коэффициент инжекции;

$Q_{\text{п}}$ – объемный расход перекачиваемой жидкости, м³/с;

$Q_{\text{р}}$ – объемный расход рабочей жидкости, м³/с.

При любом заданном коэффициенте инжекции степень повышения давления струйного насоса увеличивается с уменьшением площади сечения камеры смешения относительно площади выходного сечения сопла рабочей жидкости. При уменьшении коэффициента инжекции характерно повышение развиваемого струйным насосом давления.

К достоинствам струйных насосов относятся простота устройства и отсутствие движущихся частей, а их недостаток – низкий коэффициент полезного действия от 0,1 до 0,25. Струйные насосы можно применять только в том случае, если допустимы смешение рабочей и перекачиваемой жидкостей и низкий напор.

3.1.5 Воздушные (газовые) подъемники

Эти насосы чаще называют *эрлифтами* или *газлифтами*. Они состоят (рисунок 3.21) из вертикальной подъемной трубы 3, погруженной под уровень перекачиваемой жидкости, линии 1 подачи газа (обычно воздуха) с распределителем (барботером) 2, с помощью которого газ в виде пузырьков поступает в трубу 3. Плотность образующейся при этом газожидкостной смеси $\rho_{см}$ значительно меньше плотности жидкости $\rho_{ж}$, в результате чего смесь поднимается по трубе 3 над уровнем жидкости на высоту H_r . На выходе из трубы при ударе об отбойник 4 газожидкостная смесь разделяется: воздух выделяется, а осветленная жидкость поступает в сборник 5.

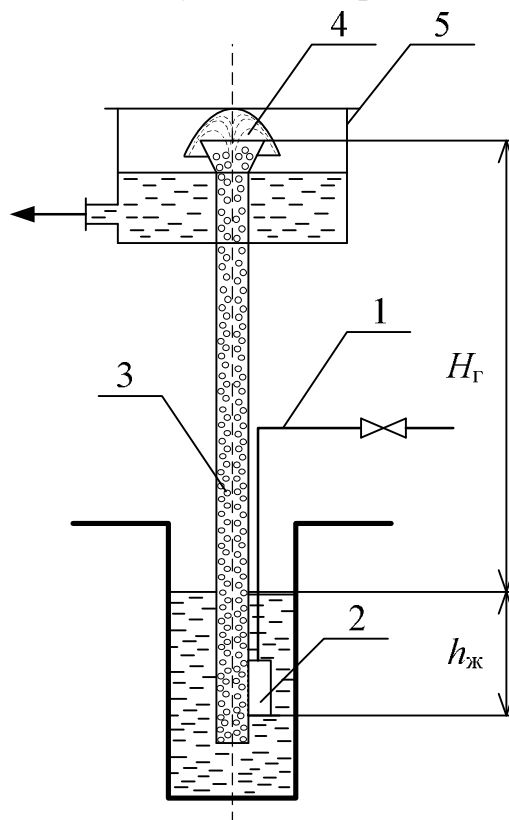


Рис. 3.21 – Воздушный подъемник (эрлифт):

1 – линия подачи газа; 2 – распределитель газа; 3 – подъемная труба;
4 – отбойник; 5 – сборник

По закону гидростатики для сообщающихся сосудов:

$$h_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} = (h_{\text{ж}} + H_{\Gamma}) \rho_{\text{см}}, \quad (3.13)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

$\rho_{\text{см}}$ – плотность газо-жидкостной смеси, кг/м³;

H_{Γ} – высота подъема газлифта, м;

$h_{\text{ж}}$ – глубина погружения распределителя газа под слой жидкости, м.

Отсюда находим высоту подъема H_{Γ} газлифта, которая без учета потерь в трубе составит:

$$H_{\Gamma} = h_{\text{ж}} (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{см}}) \rho_{\text{см}}. \quad (3.14)$$

Газлифты применяют для подъема жидкостей из глубоких скважин, а также для взаимодействия газов и жидкости при ее интенсивной циркуляции в проведении ряда химико-технологических процессов.

К достоинствам газлифтов следует отнести простоту их устройства, отсутствие движущихся частей, возможность подачи загрязненных жидкостей. Однако коэффициент полезного действия газлифтовых установок очень низок и составляет от 15 до 20 %.

3.2 Объемные насосы

3.2.1 Поршневые насосы

Наиболее распространенным типом объемных насосов являются поршневые. Насос состоит из цилиндра 1 (рисунок 3.22), в котором с помощью кривошипно-шатунного механизма движется возвратно-поступательно поршень 2; при движении поршня слева направо (из крайнего левого положения (а) в цилиндре возникает разрежение, вследствие чего всасывающий клапан 4 поднимается и жидкость из резервуара по всасывающему трубопроводу 6 поступает в цилиндр 1 и движется за поршнем. Нагнетательный клапан 5 при этом закрыт, так как на него действует сила давления жидкости, находящейся в нагнетательном трубопроводе 7. При ходе поршня справа налево (из крайнего правого положения (в)) в цилиндре создается избыточное давление, под действием которого закрывается (опускается) всасывающий клапан, а нагнетательный клапан 5 открывается, и жидкость поступает в нагнетательный трубопровод.

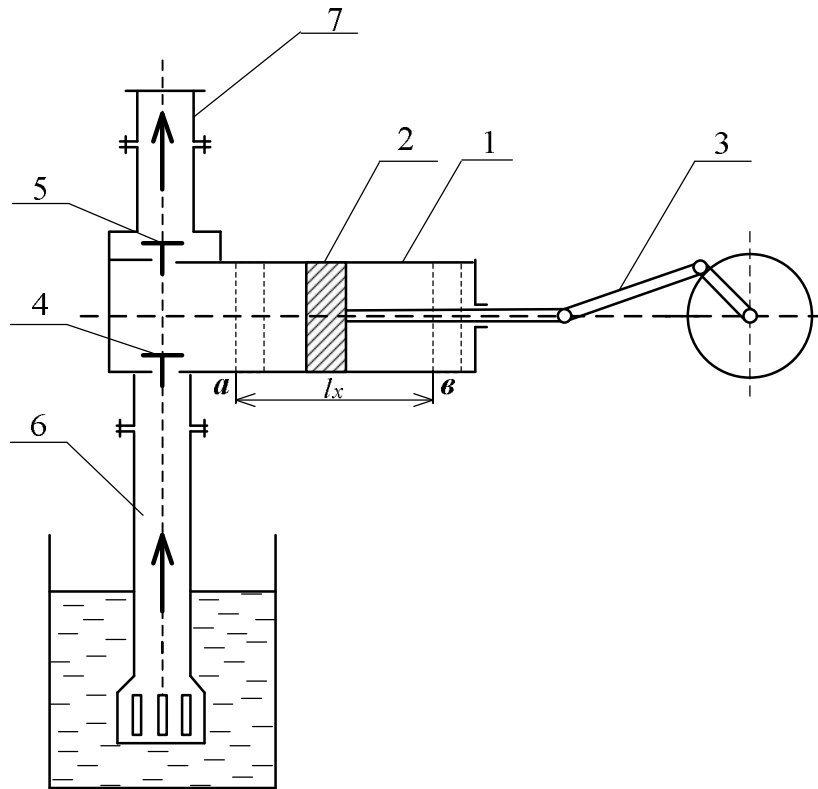


Рис. 3.22 – Горизонтальный поршневой насос простого действия:
 1 – цилиндр; 2 – поршень (l_x – ход поршня); 3 – кривошипно-шатунный механизм; 4 – всасывающий клапаны; 5 – нагнетательный клапаны; 6 – всасывающий трубопроводы 7 – нагнетательный трубопроводы

Таким образом, в рассмотренном насосе за один оборот вала кривошипно-шатунного механизма (т.е. за один двойной ход поршня l_x) происходит одно всасывание и одно нагнетание, т.е. процесс перекачивания жидкости таким насосом, который называют *насосом простого действия*, осуществляется неравномерно.

В зависимости от числа всасываний и нагнетаний за один оборот вала кривошипно-шатунного механизма или за один двойной ход поршня l_x поршневые насосы подразделяют на насосы *простого* и *многократного действия*. У последних достигается более равномерная подача и более высокая подача, чем у насосов простого действия.

По расположению поршня различают *горизонтальные* и *вертикальные* поршневые насосы. В горизонтальных насосах вследствие неравномерного давления поршня на цилиндр (нижняя часть цилиндра испытывает повышенное давление под действием силы тяжести поршня во время его движения) происходит неравномерный износ цилиндра и поршня и, следовательно, более быстрый, чем в вертикальных насосах, их выход из строя.

При работе в условиях высокого давления поршневые насосы требуют сложных уплотняющих устройств (поршневые кольца, эластичные манжеты), высокоточной обработки поверхностей поршня и цилиндра. Поэтому для создания высоких давлений поршень заменяют полым или сплошным *плун-*

жером (скалкой). Поэтому в зависимости от конструкции поршня насосы подразделяют на *собственно поршневые* и *плунжерные (скальчатые)*.

На рисунке 3.23 представлен плунжерный вертикальный насос простого действия, в котором всасывание и нагнетание жидкости происходят вследствие возвратно-поступательного движения плунжера 2 в цилиндре 1. Уплотнение плунжера осуществляется с помощью сальника 3. В химической промышленности плунжерные насосы распространены более широко, чем поршневые, поскольку требуют менее тщательной обработки внутренней поверхности цилиндра и проще уплотняются (подтягиванием или заменой набивки 3).

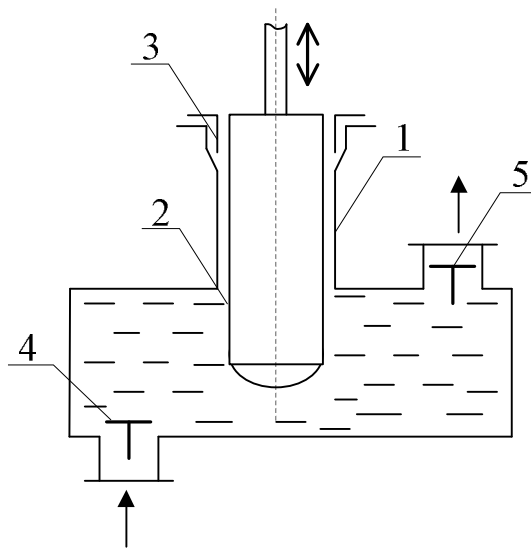


Рис. 3.23 – Плунжерный вертикальный насос простого действия:

1 – цилиндр; 2 – плунжер; 3 – сальник;
4 – всасывающий клапаны; 5 – нагнетательный клапаны

По частоте вращения вала кривошипа поршневые насосы подразделяют на тихоходные (40-60 об/мин), нормальные (60-120 об/мин) и быстроходные (120-180 об/мин и более).

Разновидностью поршневого насоса простого действия является *диафрагменный* (мембранный) насос (рисунок 3.24), который применяют для перекачивания загрязненных и химически агрессивных жидкостей.

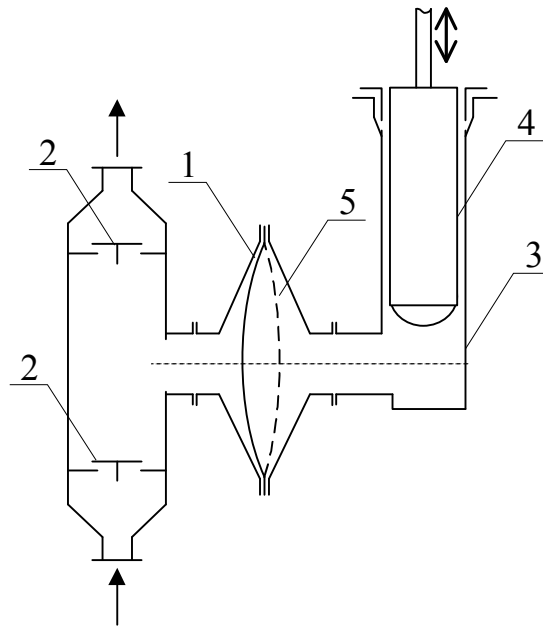


Рис. 3.24 – Диафрагменный (мембранный) насос:

1 – корпус; 2 – клапаны; 3 – цилиндр; 4 – плунжер; 5 – диафрагма

В этом насосе цилиндр 3 и плунжер 4 отделены от перекачиваемой жидкости гибкой перегородкой-диафрагмой 5 из резины или специальной стали. При ходе плунжера вверх диафрагма под действием разности давлений по обе ее стороны прогибается вправо, открывается нижний клапан 2, и жидкость поступает в насос. При ходе плунжера вниз диафрагма прогибается влево, открывается верхний клапан 2 (нижний клапан при этом закрывается), и жидкость поступает в нагнетательный трубопровод.

Серьезным недостатком поршневых насосов простого действия является неравномерность их работы. Существенно снижается неравномерность в насосах *многократного* действия. На рисунке 3.25 приведена схема насоса *двойного* действия, а на рисунке 3.26 – *тройного* действия. Насосы двойного действия (рисунок 3.25) имеют два всасывающих (7 и 2) и два нагнетательных (3 и 4) клапана. Насос тройного действия (триплекс-насос; рисунок 3.26) представляет собой строенные насосы простого действия с общими трубопроводами всасывания и нагнетания и коленчатым валом, причем кривошипы каждого из трех насосов простого действия расположены под углом 120° друг относительно друга. За один оборот коленчатого вала жидкость три раза всасывается и три раза нагнетается.

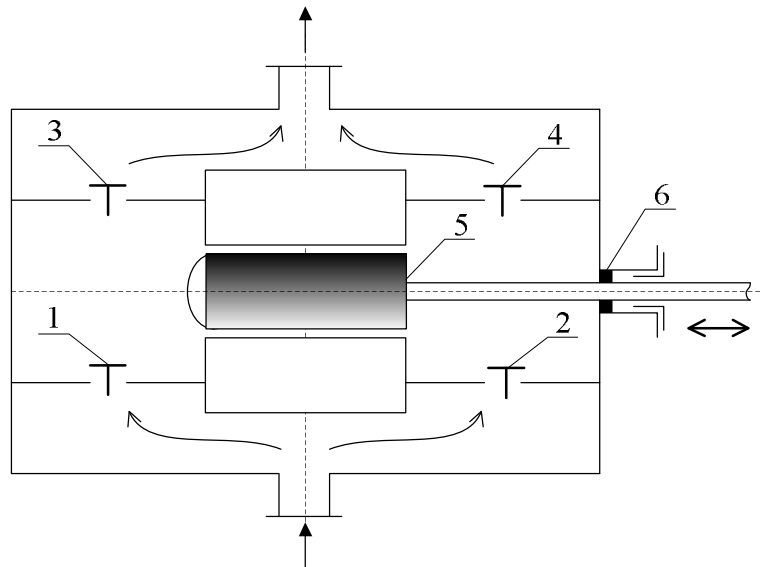


Рис. 3.25 – Горизонтальный плунжерный насос двойного действия:

1, 2 – всасывающие клапаны; 3, 4 – нагнетательные клапаны;
5 – плунжер; 6 – сальник

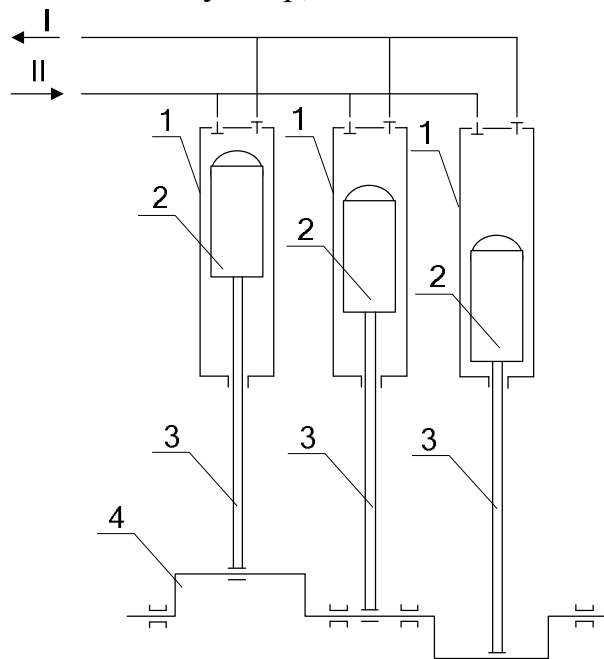


Рис. 3.26 – Плунжерный насос тройного действия (триплекс-насос):

1 – цилиндры; 2 – плунжеры; 3 – шатуны; 4 – коленчатый вал;
I – линия всасывания; II – линия

Производительность поршневого насоса простого действия определяется следующим образом. Обозначим длину хода поршня (или плунжера) l_x (см. рисунок 3.21), площадь поперечного сечения поршня S_p . Тогда объем жидкости, всасываемой насосом за один ход поршня слева направо при непрерывном движении жидкости за поршнем, равен $l_x \cdot S_p$. Если бы не было утечек жидкости, такой же объем при ходе поршня справа налево должен подаваться в нагнетательный трубопровод. Очевидно, что в этом случае теоретическая производительность насоса простого действия при частоте

вращения вала n кривошипно-шатунного механизма определяется по формуле:

$$Q_T = \frac{S_n \cdot l_x \cdot n}{60}, \quad (3.15)$$

где Q_T – теоретическая подача поршневого насоса, м³/с

S_n – площадь поперечного сечения поршня, м²;

l_x – ход поршня, м;

n – частота вращения вала кривошипно-шатунного механизма, мин⁻¹.

Действительная подача насоса будет меньше теоретической вследствие утечки жидкости через неплотности в сальниках, клапанах и запаздывания открытия и закрытия клапанов. Кроме того, во всасываемой жидкости вследствие разрежения могут выделяться пузырьки растворенного в ней воздуха с образованием в цилиндре воздушных «мешков», снижающих подачу насоса. Все эти потери учитываются объемным коэффициентом полезного действия, или коэффициентом подачи.

Поэтому действительная подача Q_D насоса простого действия определяется по формуле:

$$Q_D = Q_T \cdot \eta_V = \frac{S_n \cdot l_x \cdot n \cdot \eta_V}{60}, \quad (3.16)$$

где Q_D – действительная подача поршневого насоса, м³/с;

η_V – объемный коэффициент полезного действия, или коэффициент подачи.

В поршневом насосе двойного действия (см. рисунок 3.22) при ходе поршня вправо с левой стороны засасывается объем жидкости, равный $S_n \cdot l_x$, а с правой – нагнетается объем $(S_n - S_{шт}) l_x$ (где $S_{шт}$ – площадь поперечного сечения штока). При ходе поршня влево с правой стороны засасывается из всасывающей линии объем $(S_n - S_{шт}) l_x$ жидкости, а с левой – выталкивается в нагнетательный трубопровод объем жидкости, равный $S_n \cdot l_x$. Тогда теоретическая подача насоса двойного действия за один оборот вала кривошипа составит:

$$Q_T = S_n \cdot l_x + (S_n - S_{шт}) l_x = (2S_n - S_{шт}) l_x, \quad (3.17)$$

а за n оборотов в 1 мин

$$Q_T = \frac{(2S_n - S_{шт}) l_x \cdot n}{60}. \quad (3.18)$$

Из выражения (3.18) следует, что если $S_{шт} \ll S_n$, то подача насоса двойного действия вдвое больше подачи насоса простого действия.

Действительная подача насоса двойного действия:

$$Q_{\text{д}} = Q_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{в}} = \frac{(2S_{\text{п}} - S_{\text{шт}})l_{\text{х}} \cdot n \cdot \eta_{\text{в}}}{60}. \quad (3.19)$$

В *дифференциальном насосе* (рисунок 3.27) поршень 4 перемещается в гладко обработанном цилиндре 5. Уплотнением поршня служит сальник 3. Насос имеет два клапана: всасывающий 7 и нагнетательный 6, а также вспомогательную камеру 1. Всасывание происходит за один ход поршня, а нагнетание за оба хода.

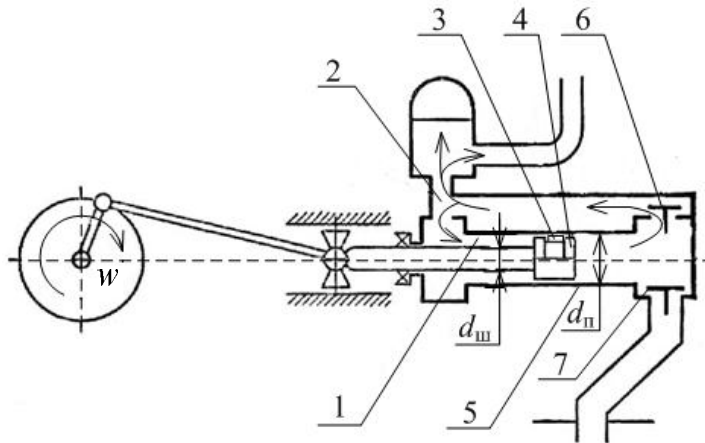


Рис. 3.27 – Схема поршневого насоса с дифференциальным поршнем:

1 – камера; 2 – нагнетательный трубопровод; 3 – сальник; 4 – поршень;
5 – цилиндр; 6 – нагнетательный клапан; 7 – всасывающий клапан

Так, при ходе поршня влево из вспомогательной камеры в нагнетательный трубопровод 2 вытесняется объем жидкости, равный $(S_{\text{п}} - S_{\text{шт}})l_{\text{х}}$; при ходе поршня вправо из основной камеры вытесняется объем жидкости, равный $S_{\text{шт}} \cdot l_{\text{х}}$. Таким образом, за оба хода поршня в нагнетательный трубопровод будет подан объем жидкости, равный:

$$(S_{\text{п}} - S_{\text{шт}})l_{\text{х}} + S_{\text{шт}} \cdot l_{\text{х}} = S_{\text{п}} \cdot l_{\text{х}}. \quad (3.20)$$

т.е. столько же, сколько подается насосом простого действия. Разница лишь в том, что этот объем жидкости подается за оба хода поршня, следовательно, и подача происходит более равномерно.

Подача насоса тройного действия, состоящего из трех насосов простого действия, при $S_{\text{шт}} \ll S_{\text{п}}$ составит:

$$Q_{\text{д}} = Q_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{в}} = \frac{3S_{\text{п}} \cdot l_{\text{х}} \cdot n \cdot \eta_{\text{в}}}{60}. \quad (3.21)$$

Значение $\eta_{\text{в}}$ зависит от размеров насоса и его износа. Для больших насосов (диаметром поршня больше 150 мм) $\eta_{\text{в}}$ может составлять от 95 до 99 %.

Изменение подачи поршневого насоса за один оборот вала кривошипа можно изобразить графически, что дает наглядное представление о последовательности процессов всасывания и нагнетания, а также возможность оценить степень неравномерности подачи.

Изменение мгновенной скорости движения w_n поршня во времени с достаточной степенью приближения следует синусоидальному закону:

$$w_n = r \cdot \omega \sin \alpha, \quad (3.22)$$

где $r = l_x / 2$ – радиус кривошипа, м;

$\omega = 2\pi \cdot n / 60$ – угловая скорость с^{-1} ;

$\alpha = f(\tau)$ – угол поворота кривошипа;

τ – время, с.

Соответственно мгновенная подача насоса составит:

$$Q = S_n \cdot w_n = F \cdot r \cdot \omega \sin \alpha. \quad (3.23)$$

Из выражения (3.23) следует, что скорость поршня равна нулю в обоих крайних положениях ($\alpha = 0$ и $\alpha = 180^\circ$) и максимальна посередине хода ($\alpha = 90^\circ$).

Изменение функции (3.23) за один оборот вала кривошипа показано на рисунках 3.28-3.30.

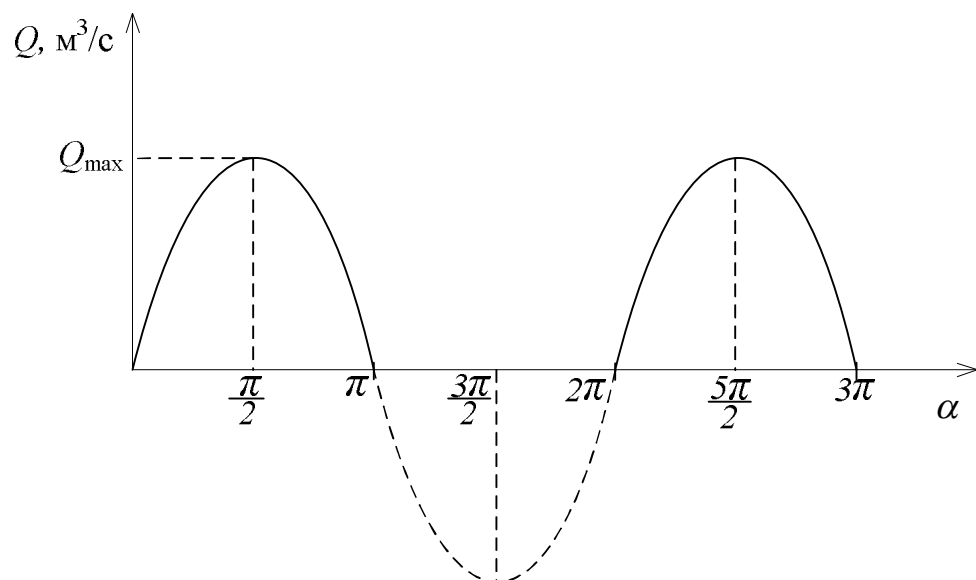


Рис. 3.28 – Диаграмма подачи жидкости поршневым насосом простого действия

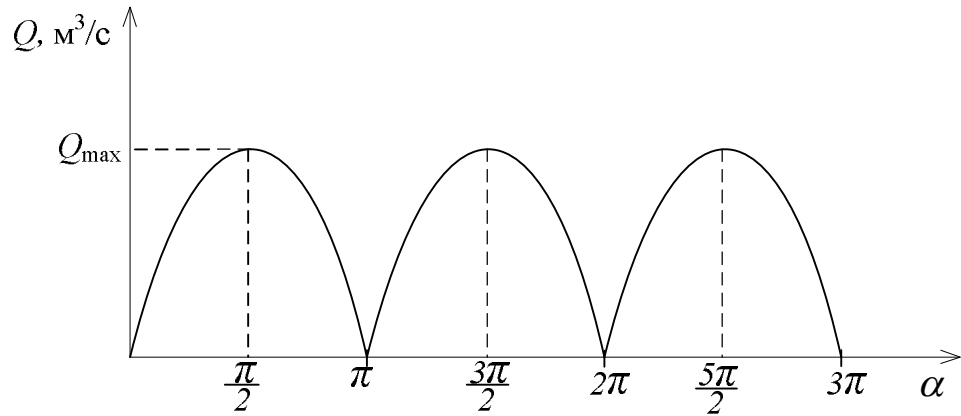


Рис. 3.29 – Диаграмма подачи жидкости поршневым насосом двойного действия

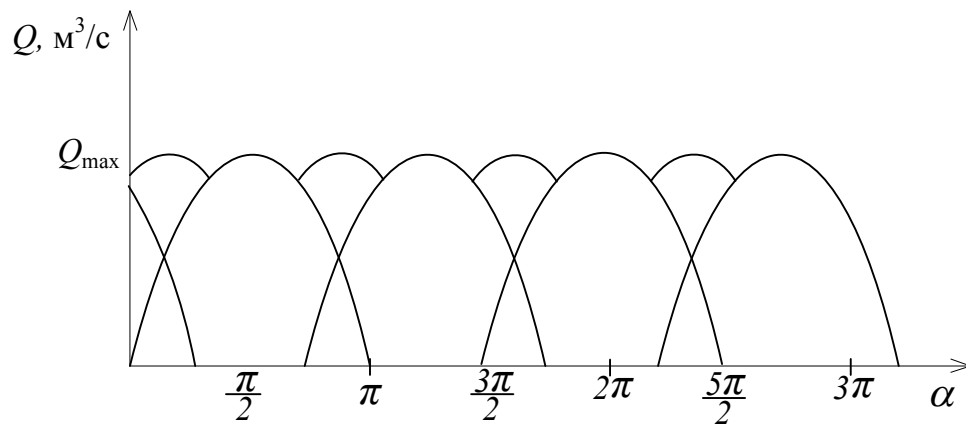


Рис. 3.30 – Диаграмма подачи жидкости поршневым насосом тройного действия

Рабочий цикл поршневого насоса может быть графически описан на бумаге специальным прибором – индикатором. График изменения давления в цилиндре за один полный оборот кривошипа называется *индикаторной диаграммой*. На рисунке 3.31 показана такая диаграмма насоса простого действия.

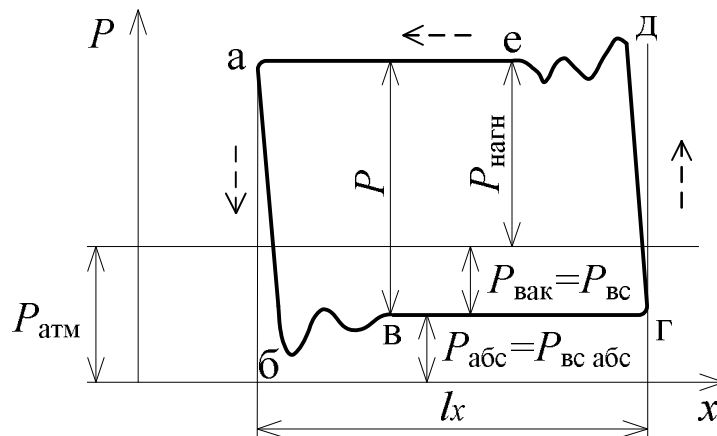


Рис. 3.31 – Индикаторная диаграмма

При движении поршня слева направо (см. рисунок 3.21) (процесс всасывания) давление в цилиндре насоса резко падает до давления всасывания $P_{вс}$ по линии **аб**. Из-за податливости стенок цилиндра и сжимаемости жидкости линия **аб** не вертикальна, а слегка наклонена и переходит затем в волнистую линию **бв**. Далее на всасывающей линии поддерживается постоянное давление и линия **вг** остается практически горизонтальной на протяжении всего хода всасывания. При обратном движении поршня (ход нагнетания) давление в цилиндре от $P_{вс}$ поднимается до давления $P_{нагн}$ по прямой **гд**, наклон которой влево от вертикали объясняется теми же самыми причинами, что и для линии **аб**. Начало сжатия жидкости сопровождается колебаниями давления в цилиндре (линия **де**). В дальнейшем давление $P_{нагн}$ остается неизменным на протяжении всего хода нагнетания (линия **еа**). При повторном рабочем цикле этот график будет повторяться.

Неисправности, возникающие в гидравлической части поршневого насоса изменяют характер индикаторной диаграммы. Анализируя различные индикаторные диаграммы с теми или иными аномалиями, можно безошибочно сказать о неисправности насоса (рисунки 3.32-3.34).

При неплотном прилегании всасывающего и нагнетательного клапана к своим опорным поверхностям индикаторная диаграмма насоса имеет вид, представленный на рисунке 3.32.

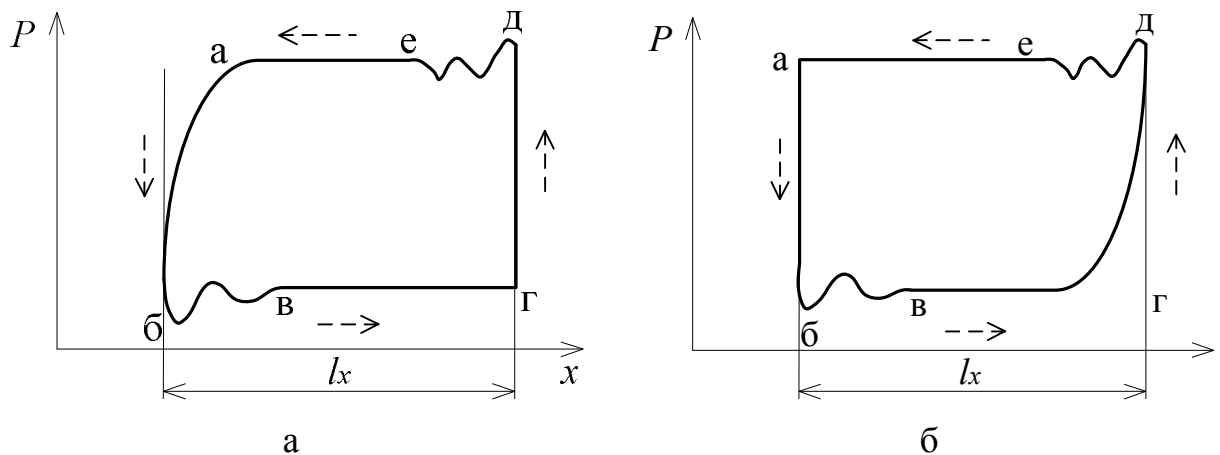


Рис. 3.32 – Индикаторная диаграмма при неисправной работе клапанов:
 а – неплотное прилегание всасывающего клапана к опорной поверхности;
 б – неплотное прилегание нагнетательного клапана к опорной поверхности

При запаздывании закрытия всасывающего и нагнетательного клапана на время t индикаторная диаграмма насоса имеет следующий вид (см. рис. 3.33):

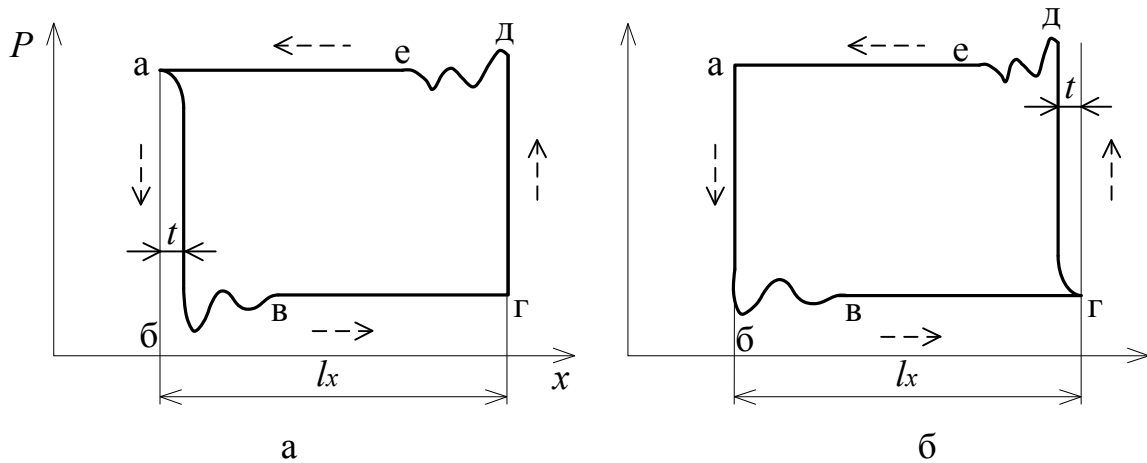


Рис. 3.33 – Индикаторная диаграмма при отставании в работе клапанов:
 а – запаздывание закрытия всасывающего клапана на на время t ;
 б – запаздывание закрытия нагнетательного клапана на на время t

При подсосе воздуха (газа) или наличие газовой «пробки» в рабочей камере индикаторная диаграмма насоса имеет вид, приведенный на рисунке 3.34.

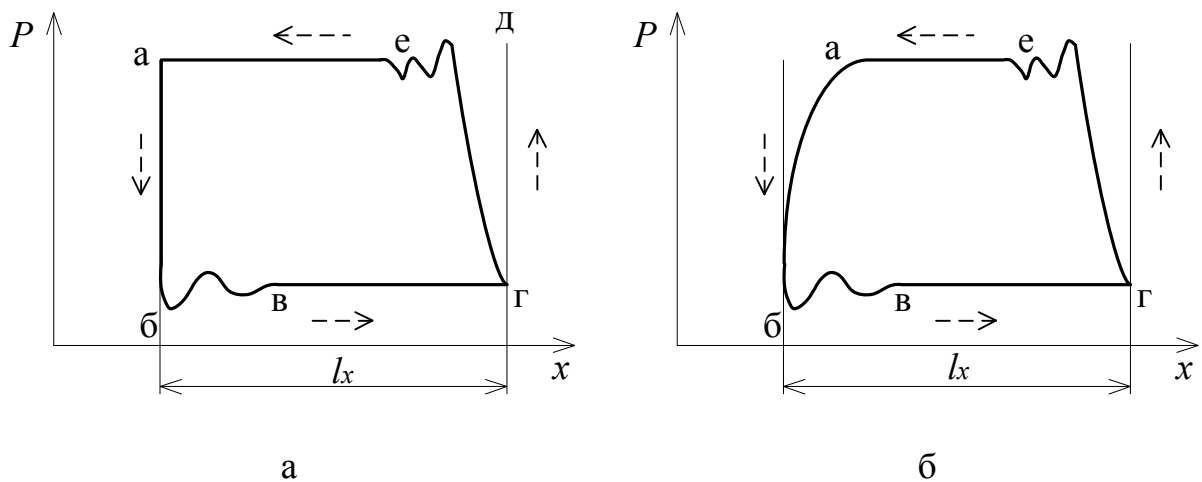


Рис. 3.34 – Индикаторная диаграмма при воздуха в рабочей камере:
 а – существует подсосе воздуха (газа);
 б – наличие газовой «пробки» в рабочей камере

Движущей силой процесса всасывания в поршневых насосах является разность давлений в исходном резервуаре и в рабочей камере насоса. Эта движущая сила расходуется на подъем жидкости на высоту всасывания $h_{вс}$; на преодоление сопротивлений всасывающего трубопровода $h_{п}^{вс}$; на преодоление сопротивления всасывающего клапана $h_{клап}^{вс}$; на преодоление сил инерции столба жидкости во всасывающем трубопроводе $h_{ин}$ – инерционные потери. Тогда:

$$\frac{P_1 - P_x}{\rho \cdot g} = h_{\text{вс}} + h_{\text{клап}}^{\text{вс}} + h_{\text{п}}^{\text{вс}} + h_{\text{ин}}, \quad (3.24)$$

где P_1 – давление в исходном резервуаре, Па;

P_x – давление в рабочей камере насоса, Па;

ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$h_{\text{вс}}$ – высота всасывания поршневого насоса, м;

$h_{\text{клап}}^{\text{вс}}$ – потери напора на преодоление сопротивления всасывающего клапана, м;

$h_{\text{п}}^{\text{вс}}$ – потери напора во всасывающем трубопроводе, м;

$h_{\text{ин}}$ – инерционные потери напора, м.

Инерционные потери напора в поршневом насосе могут быть определены как:

$$h_{\text{ин}} = \frac{l}{g} \frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{тр}}} \omega^2 \cdot r \cos \alpha, \quad (3.25)$$

где l – длина всасывающей трубы, м;

$S_{\text{п}}$ – площадь поперечного сечения поршня насоса, м²;

$S_{\text{тр}}$ – площадь поперечного сечения всасывающей трубы, м²;

$r = l_x / 2$ – радиус кривошипа, м;

$\omega = 2\pi \cdot n / 60$ – угловая скорость с⁻¹; $\alpha = f(\tau)$ – угол поворота кривошипа;

τ – время, с.

Однако для нормальной работы поршневого насоса необходимо чтобы давление в рабочей камере насоса было больше давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости, в противном случае будет происходить вскипание жидкости в насосе и кавитация. Для обеспечения безкавитационной работы необходимо определить *предельную высоту всасывания поршневого насоса*. При достижении предельной высоты всасывания когда давление в рабочей камере становится равным давлению насыщенных паров перекачиваемой жидкости, угол поворота кривошипа $\alpha = 0$ и инерционные потери напора становятся максимальными, тогда:

$$h_{\text{ин}}^{\text{max}} = \frac{l}{g} \frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{тр}}} \omega^2 \cdot r, \quad (3.26)$$

в этот же момент времени, скорость движения жидкости в трубопроводе становится равной нулю и потери напора во всасывающем трубопроводе также становятся равны нулю $h_{\text{п}}^{\text{вс}} = 0$. Тогда согласно формуле (3.24) предельная

высота всасывания будет определяться как:

$$h_{\text{вс}}^{\text{пред}} = \frac{P_1 - P_{\text{нп}}}{\rho \cdot g} - h_{\text{к\text{л}а\text{п}}} - \frac{l}{g} \frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{тр}}} \omega^2 \cdot r, \quad (3.27)$$

где $h_{\text{вс}}^{\text{пред}}$ – предельная высота всасывания поршневого насоса, м;

$P_{\text{нп}}$ – давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при рабочей температуре, Па.

Согласно выражению (3.27), с ростом температуры и частоты вращения вала кривошипно-шатунного механизма предельная высота всасывания поршневого насоса будет уменьшаться.

Графическую зависимость между напором H и подачей насоса Q при постоянной частоте вращения вала кривошипно-шатунного механизма n называется характеристикой поршневого насоса. Так как поршневые насосы относятся к объемным насосам, принцип действия которых основан на вытеснении замкнутых объемов жидкости, то характеристика поршневого насоса является вертикальной прямой линией, т.е. подача есть величина постоянная, не зависящая от напора. Однако в реальных условиях работы насоса, вследствие утечек жидкости через уплотнения, возрастающих с увеличением давления, действительная (рабочая) характеристика отличается от теоретической (рисунок 3.35). Точка пересечения характеристики сети и характеристики поршневого насоса, работающего на эту сеть, называется рабочей точкой поршневого насоса (точка **A** на рисунке 3.35).

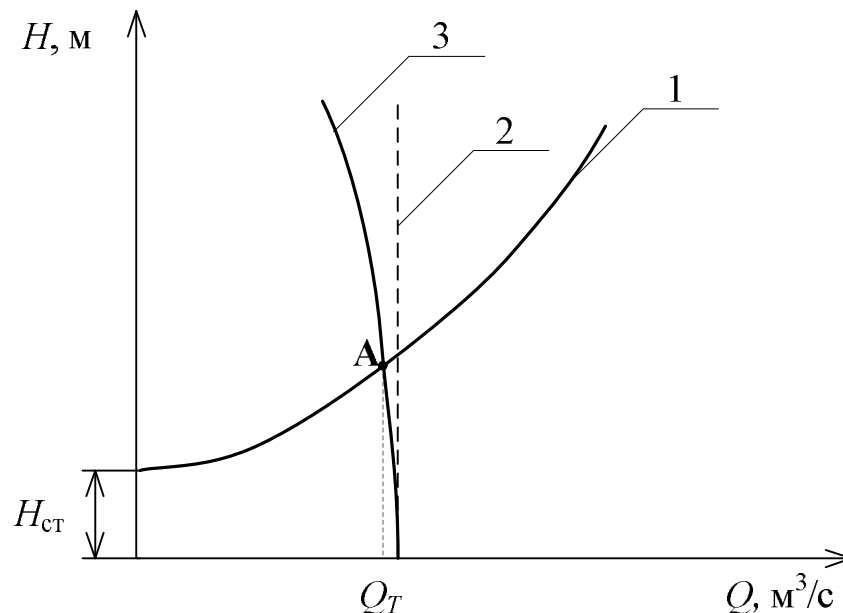


Рис. 3.35 – Совместная характеристика поршневого насоса и сети:

1 – характеристика сети; 2 – основная теоретическая характеристика поршневого насоса; 3 – основная действительная характеристика поршневого насоса

3.2.2 Шестеренные насосы

В корпусе 1 насоса (рисунок 3.36) установлены две шестерни 2 и 3, одна из которых – ведущая приводится во вращение от электродвигателя. Между корпусом и шестернями имеются небольшие радиальные и торцовые зазоры. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелками, вследствие создаваемого при выходе зубьев из зацепления разрежения жидкость из всасывающего патрубка 4 поступает в корпус. В корпусе жидкость захватывается зубьями шестерен, перемещается вдоль стенки корпуса по направлению вращения и поступает в нагнетательный патрубок 5.

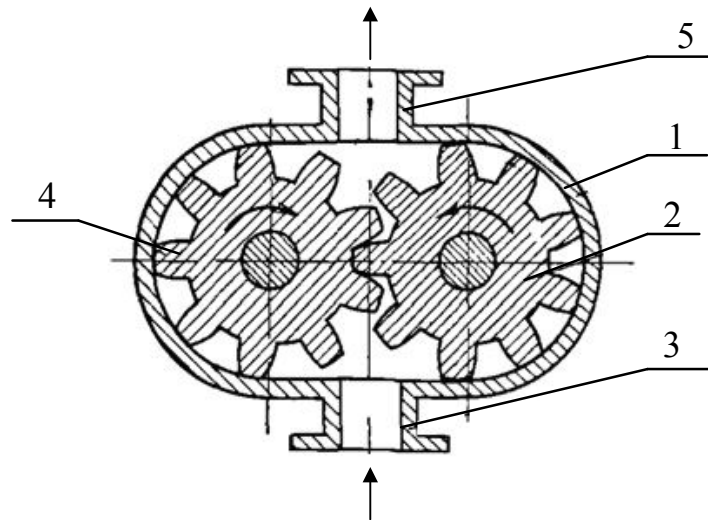


Рис. 3.36 – Шестеренный насос:

1 – корпус; 2, 4 – шестерни; 3 – всасывающий патрубок;
5 – нагнетательный патрубок

Подача шестеренного насоса определяется выражением:

$$Q = \frac{2S_{\text{вп}} \cdot l_z \cdot z \cdot n \cdot \eta_v}{60}, \quad (3.28)$$

где Q – подача шестеренного насоса, м³/с;

$S_{\text{вп}}$ – площадь поперечного сечения впадины между зубьями, м²;

l_z – длина зуба шестерни, м;

z – число зубьев;

n – частота вращения шестерен, об/мин;

η_v – объемный коэффициент полезного действия, или коэффициент подачи.

Отметим, что шестеренные насосы обладают *реверсивностью*, т.е. при изменении направления вращения шестерен, области всасывания и нагнетания меняются местами.

Объемный коэффициент полезного действия, или коэффициент подачи шестеренного насоса учитывает частичный перенос жидкости обратно в полость всасывания, а также протечки жидкости через зазоры и обычно составляет от 70 до 90 %.

3.2.3 Винтовые насосы

Эти насосы имеют ведущий винт 1 (рисунок 3.37) и несколько ведомых винтов 2, расположенных внутри кожуха 3. Винты имеют специальный профиль – такой, что линия зацепления между ними обеспечивает полную герметизацию области нагнетания от области всасывания. Направление нарезки ведомых винтов противоположно направлению нарезки ведущего.

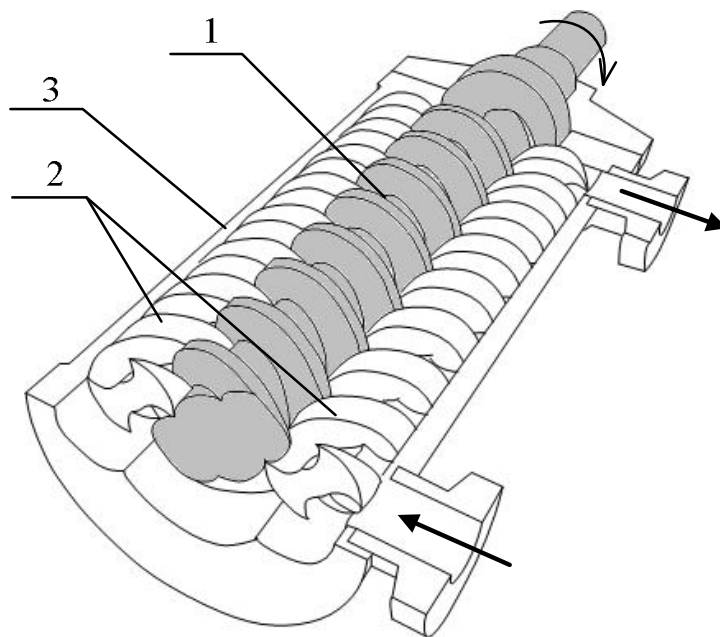


Рис. 3.37 – Винтовой насос:

1 – ведущий винт; 2 – ведомые винты; 3 – кожух

Наибольшее распространение в промышленности получили винтовые насосы с тремя винтами, из которых средний – ведущий, а два боковых – меньшего диаметра – ведомые. Винты помещены в кожух с гладкой цилиндрической поверхностью. При вращении винтов жидкость, заполняющая впадины в нарезках, перемещается вдоль оси насоса и вытесняется в линию нагнетания.

Давление, развиваемое винтовыми насосами, зависит от числа шагов винтовой нарезки. Оно увеличивается с возрастанием отношения длины витка к его диаметру. Подача этих насосов увеличивается с увеличением частоты вращения винтов, при этом давление, создаваемое насосом, остается без изменения.

3.2.4 Пластинчатые насосы

Насос состоит из ротора 1 (рисунок 3.38), расположенного эксцентрично в корпусе 2. В роторе имеются радиальные прорезы, в которых свободно могут скользить пластины 3. При вращении ротора пластины под действием центробежной силы плотно прижимаются к внутренней поверхности корпуса. При этом серповидное рабочее пространство 4 разделяется на камеры – всасывания и нагнетания. Объем камеры всасывания при движении пластины от всасывающего патрубка 5 увеличивается, в результате чего в этой камере создается разрежение, и жидкость всасывается в корпус насоса через патрубок 5. После прохождения пластиной точки *a* объем камеры всасывания уменьшается, и жидкость поступает из насоса в нагнетательный патрубок 6.

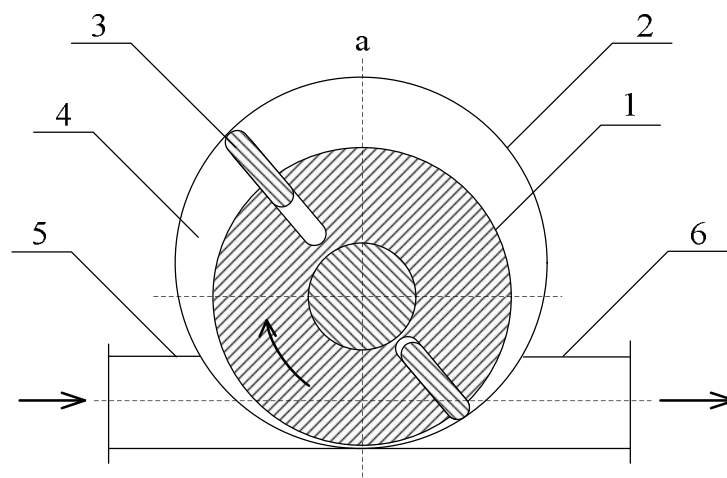


Рис. 3.38 – Пластинчатый ротационный насос:

1 – ротор, 2 – корпус; 3 – пластины; 4 – рабочее пространство;
5 – всасывающий патрубок; 6 – нагнетательный патрубок

Подача жидкости роторными насосами, в том числе и пластинчатыми, весьма равномерна, ее можно регулировать изменением числа оборотов вала (ротора). Теоретически подача роторных насосов, как и всех объемных насосов, не зависит от создаваемого ими напора. В действительности возникает незначительное снижение подачи при повышении напора вследствие протечки жидкости через зазоры внутри насоса.

3.2.5 Монтежю

К объемным насосам, которые перекачивают жидкость с помощью вытесняющей среды, относятся монтежю (рисунок 3.39). Обычно монтежю представляют собой резервуар 1, заполняемый самотеком перекачиваемой жидкостью с помощью трубопровода 2 (таким резервуаром может быть аппарат, в котором осуществляется тот или иной процесс); при этом клапан на линии 4 открыт. Если жидкость самотеком подавать в корпус нельзя, открывается вакуумная линия 5; при этом все остальные линии, кроме линии 2 (т. е. 3, 4, 6), естественно, должны быть закрыты.

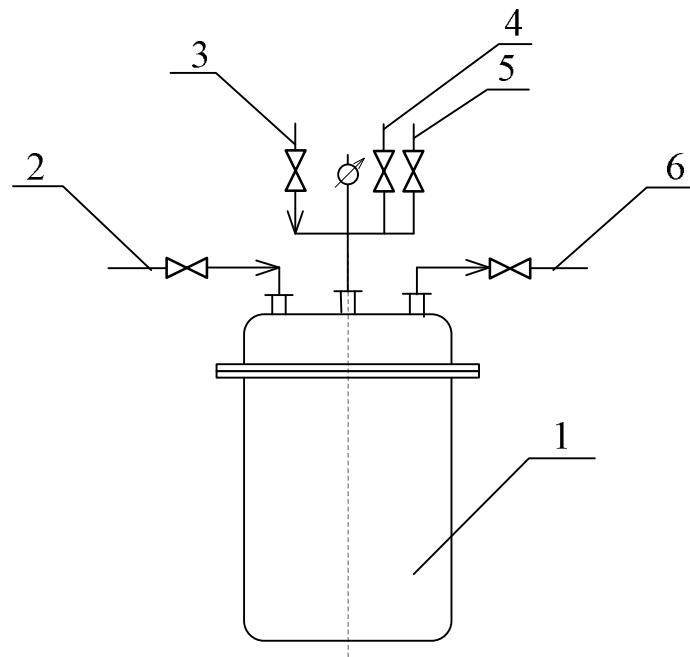


Рис. 3.39 – Монтежю:

1 – корпус; 2 – линия подачи перекачиваемой жидкости; 3 – линия подачи сжатого газа; 4 – воздушник; 5 – линия вакуума; 6 – нагнетательный трубопровод

Для перекачивания жидкости с помощью монтежю используют сжатый газ (обычно воздух), поступающий в резервуар через трубопровод 3. При этом перекрываются линии 2, 4, 5. Под действием давления сжатого газа жидкость перетекает из корпуса в нагнетательный трубопровод 6. После опорожнения монтежю перекрываются линии 3, 5, 6 и открывается линия 4 для сообщения резервуара с атмосферой. Таким образом, монтежю работает периодически. Давление, необходимое для перекачивания жидкости с помощью монтежю, определяют по уравнению Бернулли.

К достоинствам монтежю следует отнести простоту устройства, отсутствие движущихся деталей, легкость чистки. Поэтому монтежю можно применять для перекачивания сравнительно небольших объемов химически агрессивных и загрязненных жидкостей.

К недостаткам монтежю относятся периодичность работы, низкий коэффициент полезного действия (от 10 до 25 %), громоздкость, необходимость постоянного наблюдения за их работой.

3.3 Достоинства и недостатки насосов различных типов

Центробежные и осевые насосы обеспечивают плавную и непрерывную подачу перекачиваемой жидкости при достаточно высоких значениях коэффициента полезного действия. Относительно простое устройство обеспечивает их высокую надежность и достаточную долговечность. Отсутствие поверхностей трения, клапанов создает возможности для перекачивания за-

грязненных жидкостей. Простота непосредственного соединения с высокооборотными двигателями способствует компактности насосной установки и повышению ее к. п. д. Все эти достоинства лопастных насосов, прежде всего центробежных, привели к тому, что они являются основными насосами в химической промышленности.

К недостаткам центробежных насосов относится ограниченность их применения в области малых производительностей и больших напоров, что объясняется снижением коэффициента полезного действия, при увеличении числа ступеней для достижения высоких значений H .

Эти недостатки отсутствуют у вихревых насосов. Однако вследствие невысоких КПД они находят ограниченное применение.

Достоинствами *струйных насосов* являются простота устройства, способность перекачивать жидкости с достаточно большим содержанием взвешенных частиц и высокая надежность в работе. В технике водоструйные насосы часто применяют для откачки воды из котлованов, скважин и т. д., а на крупных насосных установках в качестве вспомогательных для отсасывания воздуха из корпусов основных насосов перед их запуском и для повышения всасывающей способности центробежных насосов. Пароструйные насосы используют для подачи воды в паровые котлы, создания вакуума и т. п.

К недостаткам струйных насосов относятся низкий КПД и необходимость подачи большого количества рабочей жидкости под давлением. Кроме того, струйные насосы можно применять только в том случае, если допустимо смешение перекачиваемой жидкости с рабочей.

Простота устройства и обслуживания, надежность работы *воздушных (газовых) подъемников* позволяют им в ряде случаев успешно конкурировать с центробежными насосами, например при подъеме воды из глубоких скважин, подаче агрессивных жидкостей и т.д. Однако необходимость большого заглубления форсунки и низкий КПД этих насосов существенно ограничивают области их применения.

Основными достоинствами *поршневых и плунжерных насосов* являются высокий коэффициент полезного действия и возможность подачи незначительных объемов жидкостей, в том числе высоковязких, под любым заданным давлением. Однако неравномерность подачи, наличие легко изнашиваемых клапанов, сложность соединений с двигателем, тихоходность, а следовательно, большие размеры и масса существенно ограничивают области применения поршневых и плунжерных насосов в химической промышленности. Следует отметить, что в эксплуатации плунжерные насосы несколько проще, так как у них меньше изнашиваемых деталей (отсутствуют поршневые кольца и т.п.).

В заключение следует отметить, что выбор типа насоса в каждом конкретном случае производится с учетом его эксплуатационных и конструктивных характеристик, наиболее полно удовлетворяющих требованиям данного технологического процесса.

4 ЗАДАНИЕ НА РАСЧЕТ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Задание 1

Для насосной установки, схема которой приведена на рисунке 4.1, необходимо:

1. Определить неизвестные величины.
2. Подобрать насос.
3. Построить совместную характеристику насоса и характеристику сети, а также характеристику $\eta = f(Q)$.
4. Предложить способ регулирования для обеспечения необходимого расхода.
5. Определить потребляемую мощность насоса.

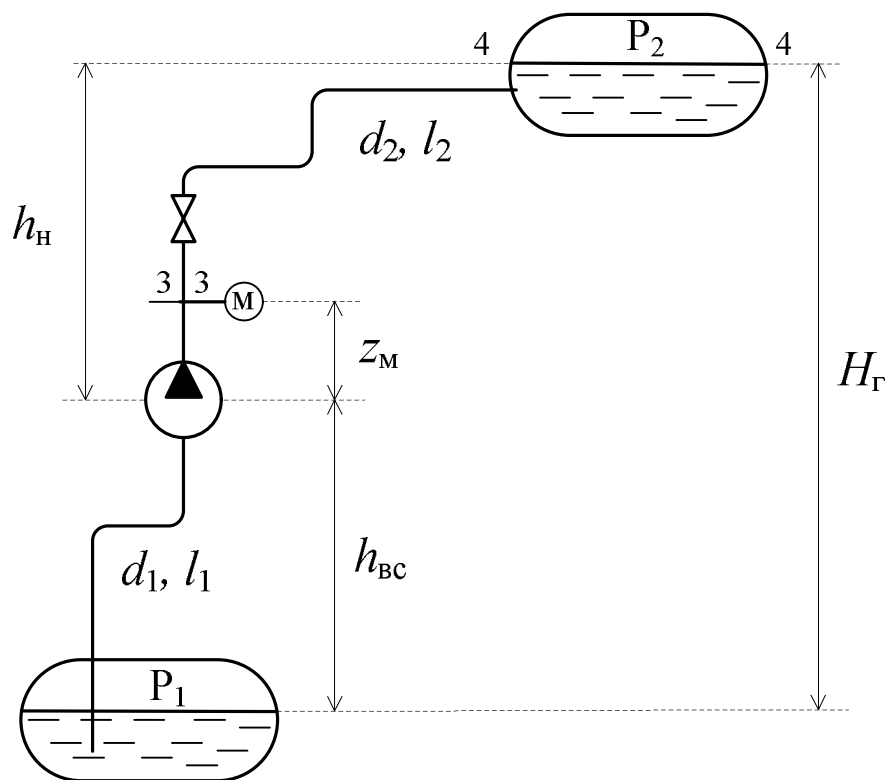


Рис. 4.1 – Схема насосной установки

Варианты для расчета задания 1

№ вар.	Перекачиваемая жидкость	Температура жидкости $t_1, ^\circ\text{C}$	Давление в приемном резервуаре P_2 , ат	Показание манометра P_m , ат	Диаметр трубопровода нагнетательной линии $d_{н2} \times \delta_2$	Скорость движения жидкости в нагнетательном трубопроводе V_2 , м/с	Высота всасывания $h_{вс}$, м	Высота нагнетания $h_{н2}$, м	Длина всасывающей линии l_1 , м	Абсолютное давление в исходном резервуаре P_1 , ат	Высота установки манометра z_m , м	Диаметр трубопровода всасывающей линии $d_{н1} \times \delta_1$	Длина нагнетательной линии l_2 , м
Пример	Толуол	80	2,0	3,0	133 × 7	2,0	3,0	6,0	15,0	1,5	0,3	?	?
1-1	Ацетон	30	2,2	3,2	133 × 7	2,0	3,0	7,0	10,0	1,3	0,3	?	?
1-2	Метанол	40	2,1	3,1	108 × 5	2,1	3,5	8,0	15,0	1,2	0,5	?	?
1-3	Этанол	50	2,0	3,0	95 × 4	2,2	3,3	10,0	17,0	1,5	0,4	?	?
1-4	Муравьиная кислота	60	1,9	2,9	80 × 4	2,3	3,4	11,0	20,0	1,4	0,4	?	?
1-5	Уксусная кислота	70	2,3	3,3	76 × 4	2,4	3,6	12,0	25,0	1,4	0,5	?	?
1-6	Гексан	80	2,5	3,5	133 × 7	2,0	3,7	15,0	22,0	1,6	0,4	?	?
1-7	Четыреххлористый углерод	60	2,4	3,4	108 × 5	2,1	3,8	7,0	10,0	1,3	0,3	?	?
1-8	Бензол	70	2,0	3,0	95 × 4	2,2	3,5	8,0	15,0	1,1	0,5	?	?
1-9	Толуол	90	2,2	3,2	80 × 4	2,3	3,6	10,0	17,0	1,3	0,4	?	?
1-10	Вода	80	2,4	3,4	76 × 4	2,4	3,0	11,0	20,0	1,3	0,4	?	?
1-11	Ацетон	25	2,3	3,3	133 × 7	2,0	3,5	12,0	25,0	1,2	0,5	?	?
1-12	Метанол	35	2,2	3,2	108 × 5	2,1	3,3	15,0	22,0	1,5	0,4	?	?
1-13	Этанол	45	2,2	3,2	95 × 4	2,2	3,4	7,0	10,0	1,4	0,3	?	?
1-14	Муравьиная кислота	50	1,8	2,8	80 × 4	2,3	3,6	8,0	15,0	1,4	0,5	?	?
1-15	Уксусная кислота	60	2,1	3,1	76 × 4	2,4	3,7	10,0	17,0	1,6	0,4	?	?
1-16	Гексан	70	2,3	3,3	133 × 7	2,0	3,8	11,0	20,0	1,3	0,4	?	?
1-17	Четыреххлористый углерод	50	2,2	3,2	108 × 5	2,1	3,5	12,0	25,0	1,1	0,5	?	?
1-18	Бензол	60	2,1	3,1	95 × 4	2,2	3,6	15,0	22,0	1,3	0,4	?	?
1-19	Толуол	80	2,2	3,2	80 × 4	2,3	3,0	7,0	10,0	1,3	0,3	?	?
1-20	Вода	70	2,3	3,3	76 × 4	2,4	3,5	8,0	15,0	1,2	0,5	?	?
1-21	Ацетон	20	2,0	3,0	133 × 7	2,0	3,3	10,0	17,0	1,5	0,4	?	?
1-22	Метанол	30	2,3	3,3	108 × 5	2,1	3,4	11,0	20,0	1,4	0,4	?	?
1-23	Этанол	40	2,1	3,1	95 × 4	2,2	3,6	12,0	25,0	1,4	0,5	?	?
1-24	Муравьиная кислота	55	2,0	3,0	80 × 4	2,3	3,7	15,0	22,0	1,6	0,4	?	?
1-25	Уксусная кислота	65	2,2	3,2	76 × 4	2,4	3,8	7,0	10,0	1,3	0,3	?	?
1-26	Гексан	60	2,3	3,3	133 × 7	2,0	3,5	8,0	15,0	1,1	0,5	?	?
1-27	Четыреххлористый углерод	55	2,3	3,3	108 × 5	2,1	3,6	10,0	17,0	1,3	0,4	?	?
1-28	Бензол	50	2,4	3,4	95 × 4	2,2	3,4	11,0	20,0	1,2	0,4	?	?
1-29	Толуол	70	2,3	3,3	80 × 4	2,3	3,6	12,0	25,0	1,5	0,5	?	?
1-30	Вода	60	2,4	3,4	76 × 4	2,4	3,7	15,0	22,0	1,4	0,4	?	?

4.1 Пример расчета простого трубопровода

Перекачиваемая жидкость – толуол; температура жидкости 80 °С; давление в приемном резервуаре $P_2 = 2,0$ ати, показания манометра $P_M = 3,0$ ат; диаметр трубопровода напорной линии $d_{н2} \times \delta_2 = 133 \times 7$ мм; скорость движения жидкости в нагнетательном трубопроводе $v_2 = 2,0$ м/с; высота всасывания $h_{вс} = 3,0$ м; высота нагнетания $h_n = 6,0$ м; длина всасывающей линии $l_1 = 15,0$ м; абсолютное давление в исходном резервуаре $P_1 = 1,5$ ат; высота установки манометра $z_M = 0,3$ м.

4.1.1. Определение внутреннего диаметра нагнетательного трубопровода

Внутренний диаметр трубы определяется из размеров трубы по следующей формуле:

$$d_2 = d_{н2} - 2\delta_2, \quad (4.1)$$

где d_2 – внутренний диаметр нагнетательного трубопровода, м;
 $d_{н2}$ – наружный диаметр нагнетательного трубопровода, м;
 δ_2 – толщина стенки нагнетательного трубопровода, м.

$$d_2 = 133 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 0,199 \text{ м.}$$

4.1.2. Определение расхода жидкости в трубопроводах

Объемный расход жидкости в трубопроводах определяют по формуле:

$$Q = v_2 \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}, \quad (4.2)$$

где Q – объемный расход жидкости в трубопроводах, м³/с;
 v_2 – скорость движения жидкости в нагнетательном трубопроводе, м/с.

$$Q = 2,0 \frac{3,14 \cdot 0,119^2}{4} = 0,0222 \text{ м}^3/\text{с.}$$

4.1.3. Определение диаметра трубопровода всасывающей линии

Внутренний диаметр трубопровода всасывающей линии определяется по формуле:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot v_1}}, \quad (4.3)$$

где d_1 – внутренний диаметр трубопровода всасывающей линии, м;

v_1 – скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе, м/с.

Примем скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе v_1 равной 1,0 м/с, тогда внутренний диаметр трубопровода всасывающей линии будет равен:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0222}{3,14 \cdot 1,0}} = 0,168 \text{ м.}$$

Действительный диаметр трубы выбирают из ряда стандартных размеров труб выпускаемых промышленностью (приложение А).

Выбираем стандартный размер всасывающего трубопровода $d_{н1} \times \delta_1 = 194 \times 6,0$ мм. Тогда внутренний диаметр всасывающего трубопровода согласно формуле (4.1) будет равен:

$$d_1 = 194 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 0,182 \text{ м.}$$

Пересчитаем скорость жидкости во всасывающей линии:

$$v_1 = \frac{4 \cdot 0,0222}{3,14 \cdot 0,182^2} = 0,85 \text{ м/с.}$$

4.1.4. Определение режима движения жидкости в трубопроводах

Режим движения жидкости определяется по значению критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu}, \quad (4.4)$$

где v – скорость движения жидкости в трубопроводе, м/с;

d – внутренний диаметр трубопровода, м;

ρ – плотность перекачиваемой жидкости при заданной температуре, кг/м³;

μ – динамический коэффициент вязкости перекачиваемой жидкости при заданной температуре, Па·с.

Плотность и динамический коэффициент вязкости толуола при 80 °С составляют $\rho = 808$ кг/м³ (таблица А.1.), $\mu = 0,33$ мПа·с (таблица А.2), тогда

для всасывающей линии:

$$Re_1 = \frac{0,85 \cdot 0,182 \cdot 808}{0,33 \cdot 10^{-3}} = 378780. \text{ Режим движения турбулентный.}$$

Для нагнетательной линии:

$$Re_2 = \frac{2,0 \cdot 0,119 \cdot 808}{0,33 \cdot 10^{-3}} = 582739. \text{ Режим движения турбулентный.}$$

4.1.5. Расчет коэффициента трения для нагнетательного и всасывающего трубопровода

Так как $Re > 2320$ коэффициент трения определяется по графику Г.А. Мурина или рассчитывается по формуле А.Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}, \quad (4.5)$$

где λ – коэффициент трения;

Δ – абсолютное значение эквивалентной шероховатости, м.

Выбираем для трубопровода стальные цельносварные трубы с незначительной коррозией тогда согласно справочным данным абсолютное значение эквивалентной шероховатости составит $\Delta = 0,2$ мм (таблица А.4). Тогда коэффициент трения для всасывающего трубопровода равен:

$$\lambda_1 = 0,11 \left(\frac{68}{378780} + \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,182} \right)^{0,25} = 0,0208;$$

для нагнетательного трубопровода:

$$\lambda_2 = 0,11 \left(\frac{68}{582739} + \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,119} \right)^{0,25} = 0,0226.$$

4.1.6. Определение длины нагнетательного трубопровода

Запишем уравнение Бернулли для сечений **3-3** и **4-4**:

$$z_3 + \frac{P_3}{\rho \cdot g} + \frac{v_3^2}{2g} = z_4 + \frac{P_4}{\rho \cdot g} + \frac{v_4^2}{2g} + h_n^H.$$

За площадь сравнения возьмем сечение **3-3**, тогда:

$$z_3 = 0 ;$$

$$z_4 = h_n - z_m = 6,0 - 0,3 = 5,7 \text{ м.}$$

$$P_3 = P_m + P_{ат} = 3 + 1 = 4 \text{ ат} = 4 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

$v_3 = v_2 = 2 \text{ м/с}$ – скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе.

$$P_4 = P_2 = 2 \text{ ати} = 2 + 1 = 3 \text{ ата} = 3 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

$$v_4 \approx 0 \text{ м/с.}$$

Тогда потери напора в нагнетательной линии составят:

$$h_n^H = \frac{P_3}{\rho \cdot g} + \frac{v_3^2}{2g} - z_4 - \frac{P_4}{\rho \cdot g} = \frac{4 \cdot 10^5}{808 \cdot 9,81} + \frac{2^2}{2 \cdot 9,81} - 5,7 - \frac{3 \cdot 10^5}{808 \cdot 9,81} = 7,12 \text{ м.}$$

Длину нагнетательного трубопровода определим из формулы для расчета потерь напора:

$$h_n^H = (\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \xi_2) \frac{v_2^2}{2g}, \quad (4.6)$$

где l_2 – длина нагнетательного трубопровода, м;

$\sum \xi_2$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на нагнетательной линии.

На нагнетательной линии имеются следующие местные сопротивления:

- 3 отвода под углом 90° ;
- 1 кран;
- выход из трубопровода в емкость В.

Тогда сумма коэффициентов местных сопротивлений для нагнетательного трубопровода рассчитывается следующим образом:

$$\sum \xi_2 = 3 \xi_{от} + \xi_{кр} + \xi_{вых},$$

где $\xi_{от}$ – коэффициент местного сопротивления для отвода на 90° ;

$\xi_{кр}$ – коэффициент местного сопротивления для крана;

$\xi_{вых}$ – коэффициент местного сопротивления для выхода из трубы.

Определим по справочным данным коэффициенты местных сопротивлений (таблица А.3):

Примем отношение радиуса изгиба трубы к диаметру трубопровода $R_0/d_2 = 3$, тогда

$$\xi_{от} = A \cdot B = 1 \cdot 0,13 = 0,13,$$

где A – коэффициент зависящий от угла поворота трубопровода, для поворота на 90° $A = 1$;

B – коэффициент зависящий от отношения R_0/d_2 , для отношения $R_0/d_2 = 3$ $B = 0,13$.

Для крана с диаметром проходного сечения более 50 мм ($d_2 = 119$ мм) $\xi_{кр} = 2$.

Для выхода из трубы $\xi_{вых} = 1$.

$$\sum \xi_2 = 3 \cdot 0,13 + 2 + 1 = 3,39.$$

Тогда длина нагнетательного трубопровода составит:

$$l_2 = \left(\frac{h_n \cdot 2g}{v_2^2} - \sum \xi_2 \right) \frac{d_2}{\lambda_2} = \left(\frac{7,12 \cdot 2 \cdot 9,81}{2^2} - 3,39 \right) \frac{0,119}{0,0226} = 166 \text{ м.}$$

4.1.7. Определение потерь напора во всасывающей линии

Расчет потерь напора производится аналогично расчету потерь напора в нагнетательном трубопроводе по формуле (4.6).

На всасывающей линии имеются следующие местные сопротивления:

- 2 отвода под углом 90° ;
- вход в трубопровод из емкости А.

Тогда сумма коэффициентов местных сопротивлений для всасывающего трубопровода рассчитывается следующим образом:

$$\sum \xi_1 = 2 \xi_{от} + \xi_{вх} = 2 \cdot 0,13 + 0,5 = 0,76,$$

где $\xi_{вх}$ – коэффициент местного сопротивления для входа в трубу.

Определим по справочным данным коэффициенты местных сопротивлений (таблица А.3).

Примем отношение радиуса изгиба трубы к диаметру трубопровода $R_0/d_2 = 3$, тогда

$$\xi_{от} = A \cdot B = 1 \cdot 0,13 = 0,13.$$

Для входа в трубу с острыми краями $\xi_{вх} = 0,5$.

Потери напора во всасывающем трубопроводе равны:

$$h_{\text{н}}^{\text{вс}} = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_{1i} \right) \frac{v_1^2}{2g} = \left(0,0208 \frac{15}{0,182} + 0,76 \right) \frac{0,85^2}{2 \cdot 9,81} = 0,091 \text{ м.}$$

4.1.8. Расчет потребного напора

Потребный напор определяется по формуле:

$$H_{\text{потр}} = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + h_{\text{н}}, \quad (4.7)$$

где $H_{\text{потр}}$ – потребный напор, м;

H_{Γ} – геометрическая высота подъема жидкости, м;

P_2 – давление в напорном резервуаре, Па;

P_1 – давление в исходном резервуаре, Па;

$h_{\text{н}}$ – потери напора в трубопроводе, м.

Геометрическая высота подъема жидкости определяется как сумма высоты всасывания и высоты нагнетания:

$$H_{\Gamma} = h_{\text{вс}} + h_{\text{н}}, \quad (4.8)$$

где $h_{\text{вс}}$ – высота всасывания, м;

$h_{\text{н}}$ – высота нагнетания, м.

Потери напора в трубопроводе определяются как сумма потерь напора во всасывающей и нагнетательной линии:

$$h_{\text{н}} = h_{\text{н}}^{\text{вс}} + h_{\text{н}}^{\text{н}}. \quad (4.9)$$

Тогда потребный напор, обеспечивающий заданный расход будет равен:

$$H_{\text{потр}} = 9 + \frac{3 \cdot 10^5 - 1,5 \cdot 10^5}{808 \cdot 9,81} + 0,091 + 7,12 = 35,14 \text{ м.}$$

4.1.9. Подбор насоса

Исходными параметрами для подбора насоса являются производительность (подача), соответствующая заданному расходу жидкости и потребный

напор. Пользуясь, сводным графиком подач и напоров определяем марку насоса (приложение В). Для этого на график наносим точку с координатами $Q_{\text{задан}}, H_{\text{потр}}$. Насос, в поле которого попала точка, принимают для данного трубопровода. Точка с координатами (22,2 л/с, 35,14 м) попадает в рабочее поле насоса 4К-12 с частотой вращения рабочего колес $n = 2900$ об/с.

4.1.10. Построение кривой потребного напора

Первые два слагаемых формулы (4.7) не зависят от расхода. Их сумма называется статическим напором:

$$H_{\text{ст}} = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} = \underbrace{h_{\text{вс}} + h_{\text{н}}}_{H_{\Gamma}} + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} \quad (4.10)$$

$$H_{\text{ст}} = 3 + 6 + \frac{3 \cdot 10^5 - 1,5 \cdot 10^5}{808 \cdot 9,81} = 27,92 \text{ м.}$$

Потери напора в трубопроводе определяются по принципу сложения потерь напора, тогда с учетом формулы (4.6) и (4.9) получаем:

$$h_{\text{н}} = h_{\text{н}}^{\text{вс}} + h_{\text{н}}^{\text{н}} = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_1 \right) \frac{v_1^2}{2g} + \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \xi_2 \right) \frac{v_2^2}{2g}. \quad (4.11)$$

С учетом $v_1 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2}$ и $v_2 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_2^2}$, формула (4.11) приобретает вид:

$$h_{\text{н}} = h_{\text{н}}^{\text{вс}} + h_{\text{н}}^{\text{н}} = \underbrace{\left[\left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_1 \right) \frac{8}{\pi^2 \cdot d_1^4 \cdot g} + \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \xi_2 \right) \frac{8}{\pi^2 \cdot d_2^4 \cdot g} \right]}_{A=\text{const}} Q^2.$$

$$A = \left(0,0208 \frac{15}{0,182} + 0,76 \right) \frac{8}{3,14^2 \cdot 0,182^4 \cdot 9,81} + \left(0,0226 \frac{166}{0,119} + 3,39 \right) \frac{8}{3,14^2 \cdot 0,119^4 \cdot 9,81} = 14587,73 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Таким образом, потребный напор при разных подачах насоса может быть определен как:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + A \cdot Q^2 = 27,92 + 14587,73 Q^2. \quad (4.12)$$

Для построения кривой потребного напора необходимо задаться несколькими значениями расхода жидкости, причем как меньше заданного расхода, так и больше его, а также равным заданному, и по формуле (4.12) рас-

считать потребный напор.

По данным таблицы 4.1 строят график зависимости $H_{\text{потр}} = f(Q)$ (рисунок 4.2).

Таблица 4.1 – Данные для построения кривой потребного напора

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,022	0,025	0,03
$H_{\text{потр}}, \text{ м}$	27,92	28,29	29,38	31,21	33,76	34,98	37,04	41,05

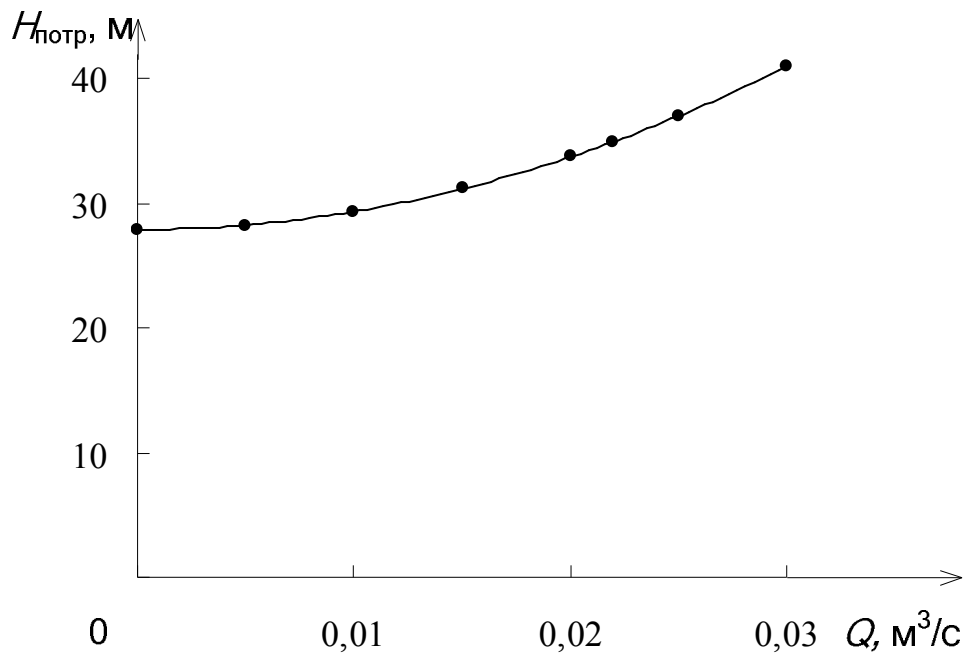


Рис. 4.2 – Кривая потребного напора

4.1.11. Построение совместной характеристики сети и главной характеристики насоса, а также характеристики насоса $\eta = f(Q)$

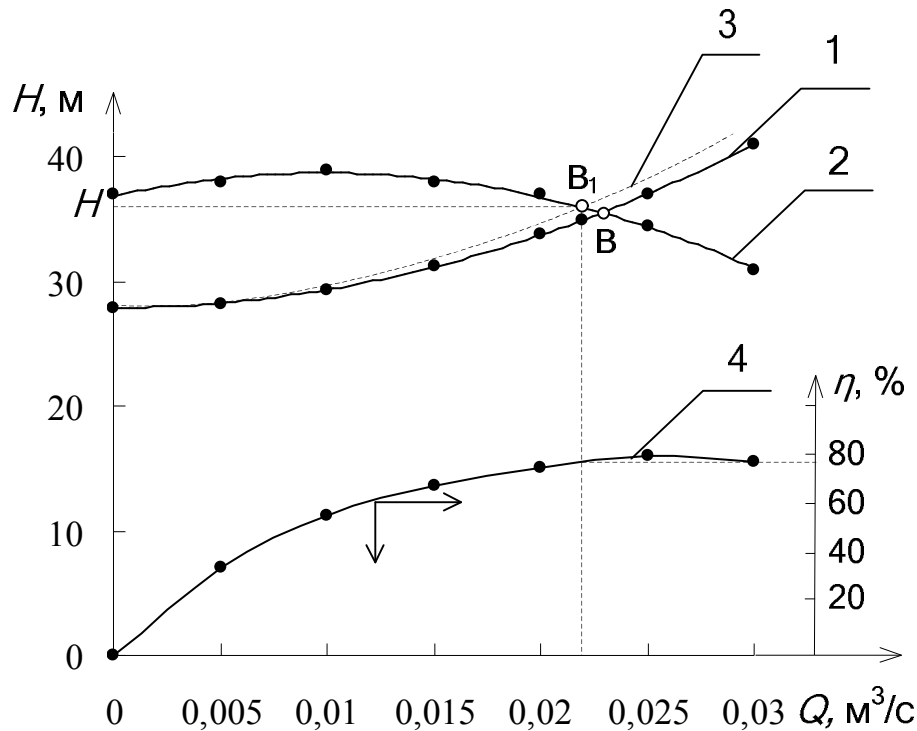
Данные для построения главной характеристики насоса $H = f(Q)$ и характеристики $\eta = f(Q)$ берутся из характеристик насосов приведенных в справочных материалах (таблицы 4.2 и 4.3). Обе эти зависимости строятся в тех же координатных осях, что и кривая потребного напора (рисунок 4.3).

Таблица 4.2 – Данные для построения главной характеристики насоса 4К-12 (приложение Б)

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03
$H, \text{ м}$	37,0	38,0	39,0	38,0	37,0	34,5	31,0

Таблица 4.3 – Данные для построения характеристики $\eta = f(Q)$ для насоса 4К-12 (приложение Б)

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03
$\eta, \%$	0	35	56	68	75	80	78



- 1 – характеристика сети; 2 – главная характеристика насоса;
 3 – характеристика сети после регулирования (без расчета);
 4 – характеристики насоса $\eta = f(Q)$

Рис. 4.3 – Совместная характеристика сети и главная характеристика насоса, а также характеристики насоса $\eta = f(Q)$

Точка пересечения главной характеристики насоса и характеристики сети – рабочая точка **В**. Этой точке соответствует подача $Q = 23$ л/с. Для обеспечения заданной подачи $Q = 22$ л/с необходимо осуществить регулирование подачи насоса. Наиболее простой способ регулирования – изменение характеристики сети. Изменить характеристику сети можно с помощью изменения местного сопротивления трубопровода (установку вентиля, задвижки, крана). При этом изменится значение коэффициента A в формуле (4.15). На рисунке 4.3 кривая 3 – характеристика сети после регулирования. При этом точка **В₁** – новая рабочая точка, соответствующая заданной подаче $Q_{\text{задан}}$. При этой подаче напор насоса составит $H = 36$ м, а коэффициент полезного действия насоса 77 %.

4.1.12. Расчет полезной и потребляемой мощности

Полезная мощность насоса рассчитывается по формуле:

$$N_{\text{п}} = H \cdot Q \cdot \rho \cdot g = 36 \cdot 0.022 \cdot 808 \cdot 9.81 = 6277,77 \text{ Вт.} \quad (4.13)$$

Потребляемая мощность (мощность на валу) насоса определяется по формуле:

$$N_{\text{в}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta}, \quad (4.14)$$

где η – коэффициент полезного действия насоса.

$$N_{\text{в}} = \frac{6277,77}{0,77} = 8152,95 \text{ Вт.}$$

Задание 2

Для насосной установки по схеме рисунка 4.4:

1. Определить неизвестные величины.
2. Подобрать насос.

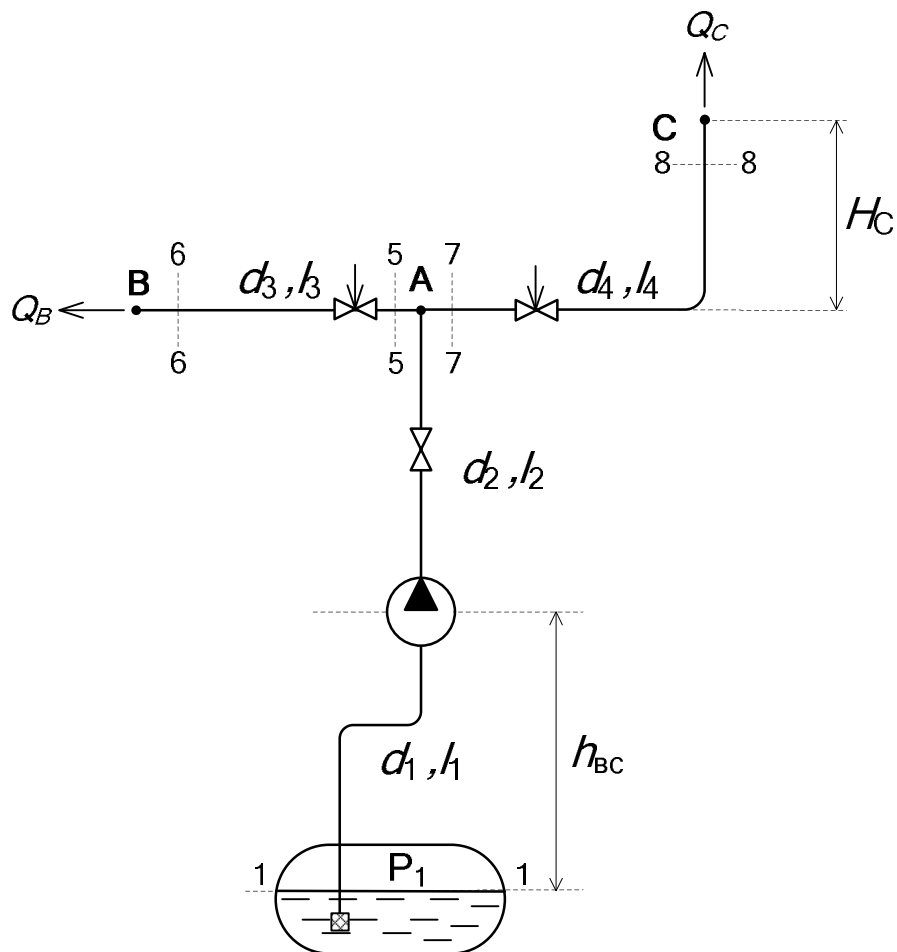


Рис. 4.4 – Схема насосной установки

Варианты для расчета задания 2

№ вар.	Перекачиваемая жидкость	Температура жидкости $t, ^\circ\text{C}$	Давление в исходном резервуаре P_1 , ата	Давление в точке разветвления P_A , ати	Расход жидкости в ветви AB Q_3 , л/с	Расход жидкости в ветви AC Q_4 , л/с	Высота всасывания $h_{вс}$, м	Высота H_C , м	Длина всасывающей линии l_1 , м	Длина нагнетательной линии l_2 , м	Длина ветви AB l_3 , м	Длина ветви AC l_4 , м
Пример	Толуол	80	1,2	2,0	2,0	1,5	3,0	10,0	15,0	6,0	?	?
2-1	Ацетон	30	1,2	2,1	2,1	1,3	5,0	11	15,0	3,0	?	?
2-2	Метанол	40	1,3	1,8	2,0	1,1	4,0	9	12,0	4,0	?	?
2-3	Этанол	50	1,4	1,9	1,9	1,4	6,5	9	16,0	4,5	?	?
2-4	Муравьиная кислота	60	1,2	2,0	1,8	1,5	5,5	10	15,0	3,0	?	?
2-5	Уксусная кислота	70	1,3	2,2	1,7	1,5	3,7	12	12,5	4,0	?	?
2-6	Гексан	80	1,4	2,1	2,0	1,3	4,2	11	16,0	4,5	?	?
2-7	Четыреххлористый углерод	60	1,2	2,3	1,7	1,5	6,0	14	14,0	5,0	?	?
2-8	Бензол	70	1,3	2,3	1,9	1,4	5,0	12	17,0	4,5	?	?
2-9	Толуол	90	1,4	2,2	2,1	1,3	4,0	11	16,0	3,5	?	?
2-10	Вода	80	1,2	2,3	2,0	1,1	6,5	12	16,5	4,0	?	?
2-11	Ацетон	25	1,3	2,0	1,9	1,4	5,5	12	15,0	3,0	?	?
2-12	Метанол	35	1,4	1,7	1,8	1,5	3,7	8	12,0	4,0	?	?
2-13	Этанол	45	1,2	1,8	1,7	1,5	4,2	9	16,0	4,5	?	?
2-14	Муравьиная кислота	50	1,3	2,0	2,0	1,3	6,0	10	15,0	3,0	?	?
2-15	Уксусная кислота	60	1,4	2,1	1,7	1,5	5,0	12	12,5	4,0	?	?
2-16	Гексан	70	1,2	2,0	1,9	1,4	4,0	11	16,0	4,5	?	?
2-17	Четыреххлористый углерод	50	1,3	2,2	2,1	1,3	6,5	11	14,0	5,0	?	?
2-18	Бензол	60	1,4	2,2	2,0	1,1	5,5	12	17,0	4,5	?	?
2-19	Толуол	80	1,2	2,1	1,9	1,4	3,7	11	16,0	3,5	?	?
2-20	Вода	70	1,3	2,1	1,8	1,5	4,2	12	16,5	4,0	?	?
2-21	Ацетон	20	1,4	2,3	1,7	1,5	6,0	12	15,0	3,0	?	?
2-22	Метанол	30	1,2	2,0	2,0	1,3	5,0	8	12,0	4,0	?	?
2-23	Этанол	40	1,3	1,7	1,7	1,5	4,0	9	16,0	4,5	?	?
2-24	Муравьиная кислота	55	1,4	1,8	1,9	1,4	6,5	10	15,0	3,0	?	?
2-25	Уксусная кислота	65	1,2	2,0	1,9	1,4	5,5	12	12,5	4,0	?	?
2-26	Гексан	60	1,3	2,1	2,1	1,3	3,7	11	16,0	4,5	?	?
2-27	Четыреххлористый углерод	55	1,4	2,0	2,0	1,1	4,2	11	14,0	5,0	?	?
2-28	Бензол	50	1,2	2,2	1,9	1,4	6,0	12	17,0	4,5	?	?
2-29	Толуол	70	1,3	2,2	1,8	1,5	4,0	11	16,0	3,5	?	?
2-30	Вода	60	1,4	2,1	1,7	1,5	6,5	12	16,5	4,0	?	?

4.2. Пример расчета сложного трубопровода

Перекачиваемая жидкость – толуол; температура жидкости $t = 80$ °С; давление в исходном резервуаре $P_1 = 1,2$ ата; давление в точке разветвления $P_A = 2,0$ ати; расход жидкости в ветви **АВ** $Q_3 = 2,0$ л/с; расход жидкости в ветви **АС** $Q_4 = 1,5$ л/с; высота всасывания $h_{вс} = 3,0$ м; высота $H_C = 10,0$ м; длина всасывающей линии $l_1 = 15,0$ м; длина напорной линии $l_2 = 6,0$ м.

4.2.1. Определение внутреннего диаметра трубопроводов ветвей **АВ** и **АС**

Зададимся скоростью движения жидкости в ветвях **АВ** и **АС** соответственно $v_3 = 1,5$ м/с; $v_4 = 1,5$ м/с.

Внутренний диаметр трубопровода согласно формуле (4.3) будет равен:

- для ветви **АВ**:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4Q_3}{\pi \cdot v_3}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,041 \text{ м};$$

- для ветви **АС**:

$$d_4 = \sqrt{\frac{4Q_4}{\pi \cdot v_4}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,036 \text{ м}.$$

Действительный диаметр труб выбираем из стандартного ряда размеров труб выпускаемых промышленностью (приложение А). Выбираем стандартный размер трубопровода ветви **АВ** $d_{н3} \times \delta_3 = 48 \times 4,0$ мм, а для трубопровода ветви **АС** $d_{н4} \times \delta_4 = 45 \times 4,0$ мм. Тогда внутренние диаметры трубопроводов согласно формуле 1 будут равны:

$$d_3 = 48 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 0,040 \text{ м};$$

$$d_4 = 45 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 0,037 \text{ м}.$$

Пересчитаем скорость жидкости в ветвях:

$$v_3 = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,040^2} = 1,59 \text{ м/с};$$

$$v_4 = \frac{4 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,037^2} = 1,40 \text{ м/с.}$$

4.2.2. Определение режима движения жидкости в трубопроводах

Режим движения жидкости определяется по значению критерия Рейнольдса формула (4.4).

Плотность и динамический коэффициент вязкости толуола при 80 °С составляют $\rho = 808 \text{ кг/м}^3$ (таблица А.1) $\mu = 0,33 \text{ мПа}\cdot\text{с}$ (таблица А.2), тогда для трубопроводов:

- ветви **АВ**:

$$Re_3 = \frac{1,59 \cdot 0,04 \cdot 808}{0,33 \cdot 10^{-3}} = 155723,6. \text{ Режим движения турбулентный.}$$

- ветви **АС**:

$$Re_4 = \frac{1,4 \cdot 0,037 \cdot 808}{0,33 \cdot 10^{-3}} = 126831,5. \text{ Режим движения турбулентный.}$$

4.2.3. Расчет коэффициента трения для трубопроводов ветвей АВ и АС

Так как $Re > 2320$ коэффициент трения определяется по графику Г. А. Мурина или рассчитывается по формуле А. Д. Альтшуля формула (4.5):

Выбираем для трубопроводов стальные цельносварные трубы с незначительной коррозией тогда согласно справочным данным абсолютная величина эквивалентной шероховатости составит $\Delta = 0,2 \text{ мм}$ (таблица А.4). Тогда коэффициент трения для трубопровода ветви **АВ** равен:

$$\lambda_3 = 0,11 \left(\frac{68}{Re_3} + \frac{\Delta}{d_3} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{155723,6} + \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,04} \right)^{0,25} = 0,03 ;$$

для трубопровода ветви **АС**:

$$\lambda_2 = 0,11 \left(\frac{68}{Re_2} + \frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{126831,5} + \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,037} \right)^{0,25} = 0,0305 .$$

4.2.4. Определение длины трубопровода ветви АВ

Запишем уравнение Бернулли для сечений **5-5** и **6-6**:

$$z_5 + \frac{P_5}{\rho \cdot g} + \frac{v_5^2}{2g} = z_6 + \frac{P_6}{\rho \cdot g} + \frac{v_6^2}{2g} + h_n^{AB}.$$

Так как трубопровод горизонтальный $z_5 = z_6$;

$$P_5 = P_A = 2 \text{ ати} = 2 + 1 = 3 \text{ ата} = 3 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$P_6 = P_{\text{ат}} = 1 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$v_5 = v_6$ – так как трубопровод постоянного сечения.

Так как участок трубопровода **AB** прямой и не имеет никаких местных сопротивлений, тогда потери напора на нем рассчитываются следующим образом:

$$h_n^{AB} = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \frac{v_3^2}{2g}, \quad (4.15)$$

где l_3 – длина участка **AB**, м.

Потери напора на участке **AB** согласно уравнению Бернулли для сечений **5-5** и **6-6** и с учетом формулы (4.15) составят:

$$h_n^{AB} = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} = \frac{P_5}{\rho \cdot g} - \frac{P_6}{\rho \cdot g}. \quad (4.16)$$

Из формулы (4.16) найдем длину участка трубопровода **AB**:

$$0,03 \frac{l_3}{0,04} \frac{1,59^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{3 \cdot 10^5}{808 \cdot 9,81} - \frac{1 \cdot 10^5}{808 \cdot 9,81}$$

$$0,097 l_3 = 25,23 ;$$

$$l_3 = 261 \text{ м.}$$

4.2.5. Определение длины трубопровода ветви **AC**

Запишем уравнение Бернулли для сечений **7-7** и **8-8**:

$$z_7 + \frac{P_7}{\rho \cdot g} + \frac{v_7^2}{2g} = z_8 + \frac{P_8}{\rho \cdot g} + \frac{v_8^2}{2g} + h_n^{AC}.$$

За плоскость сравнения примем плоскость, проходящую через точку **A**. Тогда

$$z_7 = 0;$$

$$z_8 = H_C;$$

$$P_7 = P_A = 2 \text{ ати} = 2 + 1 = 3 \text{ ата} = 3 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$P_8 = P_{ат} = 1 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$v_7 = v_8$ – так как трубопровод постоянного сечения.

Так как участок трубопровода **АС** имеет местные сопротивления, то потери напора на нем рассчитываются следующим образом:

$$h_n^{AC} = \left(\lambda_4 \frac{l_4}{d_4} + \sum \xi_4 \right) \frac{v_4^2}{2g}, \quad (4.17)$$

где l_4 – длина нагнетательного трубопровода, м;

$\sum \xi_4$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке трубопровода **АС**.

На участке трубопровода **АС** имеются следующие местные сопротивления:

- плавный поворот (отвод) на 90° ;
- 1 вентиль.

Тогда сумма коэффициентов местных сопротивлений для участка трубопровода **АС** рассчитывается следующим образом:

$$\sum \xi_4 = \xi_{от} + \xi_в,$$

где $\xi_{от}$ – коэффициент местного сопротивления для отвода на 90° ;

$\xi_в$ – коэффициент местного сопротивления для вентиля.

Определим по справочным данным коэффициенты местных сопротивлений (таблица А.3):

Примем отношение радиуса изгиба трубы к диаметру трубопровода $R_0/d_2=4$, тогда

$$\xi_{от} = A \cdot B = 1 \cdot 0,11 = 0,11,$$

где A – коэффициент зависящий от угла поворота трубопровода, для поворота на 90° $A = 1$;

B – коэффициент зависящий от отношения R_0/d_2 , для отношения $R_0/d_2 = 4$ $B = 0,11$.

Для вентиля с диаметром проходного сечения 37 мм ($d_4 = 37$ мм) $\xi_в = 0,88$.

$$\sum \xi_4 = 0,11 + 0,88 = 0,99.$$

Тогда потери напора на участке **AB** согласно уравнению Бернулли для сечений **5-5** и **6-6** и с учетом формулы (4.17) составят:

$$h_{\text{н}}^{\text{AC}} = \left(\lambda_4 \frac{l_4}{d_4} + \sum \xi_4 \right) \frac{v_4^2}{2g} = \frac{P_7}{\rho \cdot g} - H_c - \frac{P_8}{\rho \cdot g}. \quad (4.18)$$

Из формулы (4.18) найдем длину участка трубопровода **AC**:

$$0,0305 \frac{l_4}{0,037} \frac{1,4^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{3 \cdot 10^5}{808 \cdot 9,81} - 10 - \frac{1 \cdot 10^5}{808 \cdot 9,81};$$

$$0,082 l_3 = 15,23;$$

$$l_3 = 185 \text{ м.}$$

4.2.6. Определения расхода жидкости в нагнетательном и всасывающем трубопроводе

Расход жидкости в нагнетательном и всасывающем трубопроводе определим через расходы жидкости в ветвях трубопровода **AB** и **AC**:

$$Q = Q_3 + Q_4, \quad (4.19)$$

где Q – расход жидкости в нагнетательном и всасывающем трубопроводе, м³/с;

Q_3 – расход жидкости в ветви трубопровода **AB**, м³/с;

Q_4 – расход жидкости в ветви трубопровода **AC**, м³/с.

$$Q = 2 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-3} = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

4.2.7. Определение диаметра трубопровода всасывающей нагнетательной линии

Внутренние диаметры всасывающего и нагнетательного трубопровода рассчитываются согласно формуле (4.3), при этом скорость для всасывающей линии принимают равной 0,8 м/с, а скорость для нагнетательной линии 1,5 м/с. Эти значения входят в рекомендуемый диапазон скоростей движения жидкости в нагнетательной и всасывающей линиях насосной установки.

Тогда внутренний диаметр всасывающей линии составит:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot v_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,8}} = 0,075 \text{ м};$$

нагнетательной линии:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot v_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,055 \text{ м}.$$

Действительный диаметр трубы выбирают из стандартного ряда размеров труб выпускаемых промышленностью (приложение А). Выбираем стандартный размер всасывающего трубопровода $d_{н1} \times \delta_1 = 80 \times 4,0$ мм и стандартный размер нагнетательного трубопровода $d_{н2} \times \delta_2 = 57 \times 3,5$ мм. Тогда внутренний диаметр всасывающего трубопровода согласно формуле (4.1) будет равен:

$$d_1 = 80 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 0,072 \text{ м};$$

нагнетательного трубопровода:

$$d_2 = 57 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 3,5 \cdot 10^{-3} = 0,050 \text{ м}.$$

Пересчитаем скорость жидкости во всасывающем трубопроводе:

$$v_1 = \frac{4 \cdot 3,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,072^2} = 0,86 \text{ м/с}.$$

Пересчитаем скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе:

$$v_2 = \frac{4 \cdot 3,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,050^2} = 1,78 \text{ м/с}.$$

4.2.8. Определение режима движения жидкости в трубопроводах

Режим движения жидкости определяется по значению критерия Рейнольдса по формуле (4.4).

Для всасывающего трубопровода значение критерия Рейнольдса составит:

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot d_1 \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,86 \cdot 0,072 \cdot 808}{0,33 \cdot 10^{-3}} = 151610. \text{ Режим движения турбулентный.}$$

Для нагнетательного трубопровода:

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot d_2 \cdot \rho}{\mu} = \frac{1,78 \cdot 0,05 \cdot 808}{0,33 \cdot 10^{-3}} = 217915. \text{ Режим движения турбулентный.}$$

4.2.9. Расчет коэффициента трения для нагнетательного и всасывающего трубопровода

Так как $Re > 2320$, коэффициент трения определяется по графику Г. А. Мурина или рассчитывается по формуле А. Д. Альтшуля – формула (4.5).

Выбираем для трубопровода стальные цельносварные трубы с незначительной коррозией тогда согласно справочным данным абсолютное значение эквивалентной шероховатости составит $\Delta = 0,2$ мм (таблица А.4). Тогда коэффициент трения для всасывающего трубопровода равен:

$$\lambda_1 = 0,11 \left(\frac{68}{Re_1} + \frac{\Delta}{d_1} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{151610} + \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,072} \right)^{0,25} = 0,0262;$$

для нагнетательного трубопровода:

$$\lambda_2 = 0,11 \left(\frac{68}{Re_2} + \frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{217915} + \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,05} \right)^{0,25} = 0,0282.$$

4.2.10. Определение потерь напора во всасывающей линии

Расчет потерь напора во всасывающем трубопроводе производится по формуле (4.6).

На всасывающей линии имеются следующие местные сопротивления:

- 2 плавных поворота на 90° ;
- всасывающий клапан с сеткой.

Тогда сумма коэффициентов местных сопротивлений для всасывающего трубопровода рассчитывается следующим образом:

$$\sum \xi_1 = 2 \xi_{от} + \xi_{кл},$$

где $\xi_{от}$ – коэффициент местного сопротивления для отвода на 90° ;

$\xi_{кл}$ – коэффициент местного сопротивления для всасывающего клапана с сеткой.

Определим по справочным данным коэффициенты местных сопротивлений (таблица А.3).

Примем отношение радиуса изгиба трубы к диаметру трубопровода $R_0/d_2 = 4$, тогда

$$\xi_{от} = A \cdot B = 1 \cdot 0,11 = 0,11,$$

где A – коэффициент зависящий от угла поворота трубопровода, для поворота на 90° $A = 1$;

B – коэффициент зависящий от отношения R_0/d_2 , для отношения $R_0/d_2 = 4$ $B = 0,11$.

Для всасывающего клапана с сеткой диаметром проходного сечения $d_1 = 72$ мм $\xi_{кл} = 8,5$.

Таким образом, сумма коэффициентов местных сопротивлений для всасывающего трубопровода будет равна:

$$\sum \xi_1 = 2 \cdot 0,11 + 8,5 = 8,72.$$

Тогда потери напора во всасывающем трубопроводе составят:

$$h_{п}^{вс} = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_1 \right) \frac{v_1^2}{2g} = \left(0,0262 \frac{15}{0,072} + 8,72 \right) \frac{0,86^2}{2 \cdot 9,81} = 0,53 \text{ м.}$$

4.2.11. Определение потерь напора в нагнетательной линии

Расчет потерь напора в нагнетательном трубопроводе производится по формуле (4.6).

На нагнетательной линии имеется следующее местное сопротивление:

- кран

Тогда сумма коэффициентов местных сопротивлений для нагнетательного трубопровода рассчитывается следующим образом:

$$\sum \xi_1 = \xi_{кр},$$

где $\xi_{кр}$ – коэффициент местного сопротивления для крана.

Определим по справочным данным коэффициенты местных сопротивлений (таблица А.3).

Для крана с диаметром проходного сечения равным 50 мм ($d_2 = 50$ мм.) $\xi_{кр} = 2$.

Тогда потери напора в нагнетательном трубопроводе составят:

$$h_{\text{п}}^{\text{н}} = \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \xi_2 \right) \frac{v_2^2}{2g} = \left(0,0282 \frac{6}{0,050} + 2 \right) \frac{1,78^2}{2 \cdot 9,81} = 0,87 \text{ м.}$$

4.2.12. Расчет потребного напора

Потребный напор насоса можно выразить как разность удельных энергий в сечениях после насоса и до него с учетом потерь напора между этими сечениями.

$$H_{\text{потр}} = \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1 + h_{\text{п}}, \quad (4.20)$$

где $H_{\text{потр}}$ – потребный напор, м;

\mathcal{E}_1 – удельная энергия жидкости в сечении **1-1**;

\mathcal{E}_2 – удельная энергия жидкости в сечении **A**;

$h_{\text{п}}$ – потери напора в трубопроводе, определяются как сумма потерь напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводе, $h_{\text{п}} = h_{\text{п}}^{\text{вс}} + h_{\text{п}}^{\text{н}}$.

За плоскость сравнения примем сечение **1-1**. Тогда удельная энергия жидкости в сечении **A**:

$$\mathcal{E}_2 = (h_{\text{вс}} + l_2) + \frac{P_{\text{A}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g};$$

удельная энергия жидкости в сечении **1-1**:

$$\mathcal{E}_1 = 0 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g}.$$

Для свободной поверхности $v_1 = 0$, тогда

$$H_{\text{потр}} = h_{\text{вс}} + l_2 + \frac{P_{\text{A}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{P_1}{\rho \cdot g} + h_{\text{п}}^{\text{вс}} + h_{\text{п}}^{\text{н}}.$$

$$H_{\text{потр}} = 3 + 6 + \frac{3 \cdot 10^5}{808 \cdot 9,81} + \frac{1,78^2}{2g} 9,81 - \frac{1,2 \cdot 10^5}{808 \cdot 9,81} + 0,53 + 0,87 = 33,27 \text{ м.}$$

4.2.13. Подбор насоса

Исходными параметрами для подбора насоса являются подача, соответствующая заданному расходу жидкости и потребный напор. Пользуясь,

сводным графиком подач и напоров определяем марку насоса (приложение В). Для этого на график наносим точку с координатами $Q_{\text{задан}}$, $H_{\text{потр}}$. Насос, в поле которого попала точка, принимают для данного трубопровода. Точка с координатами (3,5 л/с, 33,27 м) попадает в рабочее поле насоса 2К-6 с частотой вращения рабочего колеса $n = 2900$ об/с.

Задание 3

Для насосной установки, схема которой приведена на рисунке 4.5, необходимо:

1. Подобрать насос.
2. Определить высоту установки насоса (допустимую высоту всасывания).
3. Построить совместную характеристику насоса и характеристику сети, а также характеристику $\eta = f(Q)$.
4. Определить установочную мощность двигателя насоса.

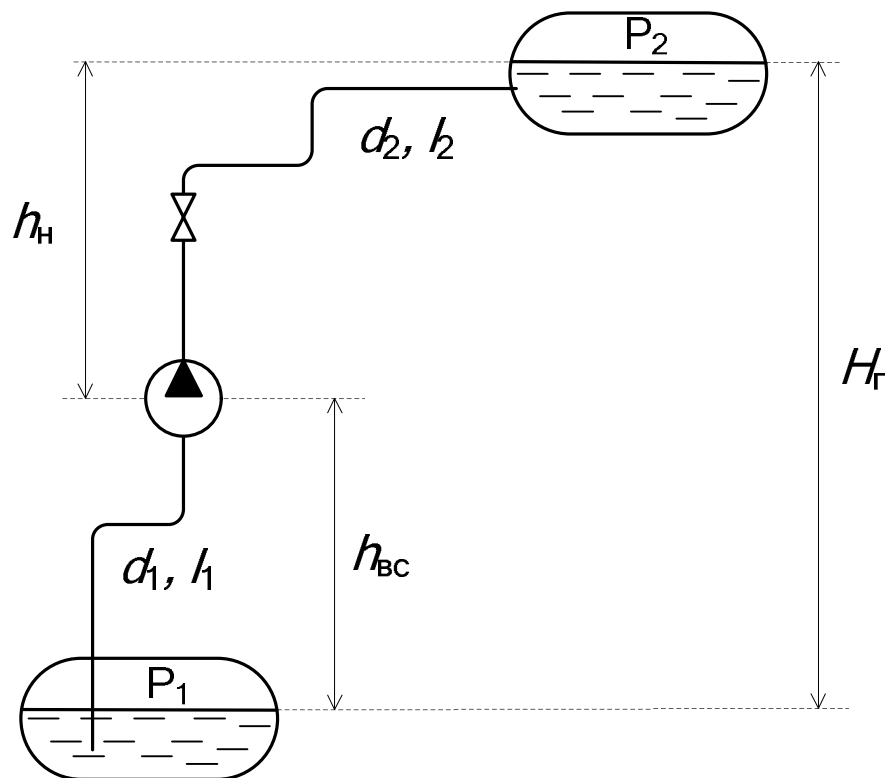


Рис. 4.5 – Схема насосной установки

Местные сопротивления на трубопроводе

Вид местного сопротивление	Количество, шт
Всасывающая линия	
Обратный клапан с защитной сеткой	1
Плавный поворот на 90° (отвод)	2
Нагнетательная линия	
Задвижка (вентиль)	1
Плавный поворот на 90° (отвод)	К*
Выход из трубы	1
* К – количество берется из задания.	

Варианты для расчета задания 3

№ вар.	Перекачиваемая жидкость	Температура жидкости $t, ^\circ\text{C}$	Расход жидкости, л/с	Геометрическая высота подъема жидкости, м	Давление в исходном резервуаре P_1 , МПа	Давление в приемном резервуаре P_2 , МПа	Длина всасывающей линии l_1 , м	Общая длина трубопровода L , м	Количество отводов на нагнетательной линии
Пример	муравьиная кислота	50	10	30	0,12	0,20	8,4	100	3
3-1	Ацетон	35	8,0	25,0	0,1	0,15	12,0	80	4
3-2	Метанол	45	6,0	22,0	0,12	0,20	8,5	95	7
3-3	Этанол	50	9,0	26,0	0,13	0,18	14,0	120	6
3-4	Муравьиная кислота	60	10,0	30,0	0,11	0,14	7,5	78	3
3-5	Уксусная кислота	70	11,0	19,0	0,10	2,5	12,0	145	4
3-6	Гексан	80	12,0	18,0	0,12	2,7	10,0	155	6
3-7	Четыреххлористый углерод	60	7,0	28,0	0,11	1,7	8,5	160	3
3-8	Бензол	70	6,0	27,0	0,1	0,15	11,0	85	5
3-9	Толуол	90	8,0	25,0	0,12	0,20	12,0	80	6
3-10	Вода	80	6,0	22,0	0,13	0,18	8,5	95	7
3-11	Ацетон	25	9,0	26,0	0,11	0,14	14,0	110	3
3-12	Метанол	35	10,0	19,0	0,10	0,19	7,5	115	6
3-13	Этанол	45	11,0	18,0	0,1	0,15	12,0	160	7
3-14	Муравьиная кислота	50	12,0	28,0	0,12	0,20	10,0	145	4
3-15	Уксусная кислота	60	9,0	27,0	0,13	0,18	9,5	135	5
3-16	Гексан	70	15,0	25,0	0,11	0,14	12,5	115	4
3-17	Четыреххлористый углерод	50	9,0	25,0	0,13	0,16	8,5	125	6
3-18	Бензол	60	10,0	22,0	0,1	0,15	14,0	120	7
3-19	Толуол	80	11,0	26,0	0,12	0,20	7,5	110	4
3-20	Вода	70	12,0	19,0	0,13	0,18	12,0	115	6
3-21	Ацетон	20	9,0	18,0	0,11	0,14	10,0	125	7
3-22	Метанол	30	15,0	28,0	0,1	0,15	9,0	120	3
3-23	Этанол	40	9,0	27,0	0,12	0,20	12,0	110	6
3-24	Муравьиная кислота	55	10,0	25,0	0,13	0,18	8,5	80	7
3-25	Уксусная кислота	65	11,0	22,0	0,11	0,14	14,0	95	4
3-26	Гексан	60	12,0	26,0	0,13	0,16	7,5	110	5
3-27	Четыреххлористый углерод	55	9,0	19,0	0,1	0,15	12,0	115	4
3-28	Бензол	50	15,0	18,0	0,12	0,20	10,0	125	6
3-29	Толуол	70	13,0	28,0	0,13	0,18	9,5	120	4
3-30	Вода	60	14,0	27,0	0,11	0,14	12,5	110	5

4.3. Пример расчета насосной установки

Перекачиваемая жидкость – муравьиная кислота; температура жидкости $t = 50$ °С; расход жидкости 10 л/с; геометрическая высота подъема жидкости 30 м; давление в исходном резервуаре P_1 0,12 МПа; давление в приемном резервуаре P_2 0,20 МПа; длина всасывающей линии $l_1 = 8,4$ м; общая длина трубопровода $L = 100$ м; количество отводов на нагнетательной линии – 3.

4.3.1. Определение диаметра трубопровода всасывающей и нагнетательной линии

Расчет внутреннего диаметра трубопровода по формуле (4.3) выполняется отдельно для всасывающей и нагнетательной (напорной) линий. При этом скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе принимают равной 0,8 м/с, а скорость движения жидкости в нагнетательном трубопроводе – 1,5 м/с. Тогда внутренний диаметр всасывающего трубопровода составит:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,8}} = 0,126 \text{ м};$$

расчетный диаметр нагнетательного трубопровода составит:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,092 \text{ м}.$$

Действительный диаметр трубы выбирают из ряда размеров труб выпускаемых промышленностью (приложение А).

Выбираем стандартный размер всасывающего трубопровода $d_{н1} \times \delta_1 = 159 \times 5,0$ мм. Тогда внутренний диаметр всасывающего трубопровода согласно формуле (4.1) будет равен:

$$d_1 = 159 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0,149 \text{ м}.$$

Выбираем стандартный размер нагнетательного трубопровода $d_{н2} \times \delta_2 = 108 \times 5,0$ мм. Тогда внутренний диаметр нагнетательного трубопровода будет равен:

$$d_2 = 108 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0,098 \text{ м}.$$

4.3.2. Определение истинной скорости движения жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводе

Скорость движения жидкости в трубопроводе определяется по формуле:

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2}. \quad (4.21)$$

По принятому действительному диаметру трубы пересчитаем скорость жидкости во всасывающей линии:

$$v_1 = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,149^2} = 0,57 \text{ м/с.}$$

По принятому действительному диаметру трубы пересчитаем скорость жидкости в нагнетательной линии:

$$v_2 = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,098^2} = 1,33 \text{ м/с.}$$

4.3.3. Определение режима движения жидкости в трубопроводах

Режим движения жидкости определяется по значению критерия Рейнольдса по формуле (4.4).

Плотность и динамический коэффициент вязкости муравьиной кислоты при 50 °С составляют $\rho = 1183 \text{ кг/м}^3$ (таблица А.1), $\mu = 1,030 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ (таблица А.2), тогда для всасывающей линии:

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot d_1 \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,57 \cdot 0,149 \cdot 1183}{1,030 \cdot 10^{-3}} = 97546. \text{ Режим движения турбулентный.}$$

Для нагнетательной линии:

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot d_2 \cdot \rho}{\mu} = \frac{1,33 \cdot 0,098 \cdot 1183}{1,030 \cdot 10^{-3}} = 149701. \text{ Режим движения турбулентный.}$$

4.3.4. Расчет коэффициента трения для нагнетательного и всасывающего трубопровода

Так как $Re > 2320$, коэффициент трения определяется по графику Г. А. Мурина или рассчитывается по формуле А. Д. Альтшуля – формула (4.5).

Выбираем для трубопровода стальные цельносварные трубы с незначительной коррозией тогда согласно справочным данным абсолютная величина эквивалентной шероховатости составит $\Delta = 0,2$ мм (таблица А.4). Тогда коэффициент трения для всасывающего трубопровода равен:

$$\lambda_1 = 0,11 \left(\frac{68}{Re_1} + \frac{\Delta}{d_1} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{97546} + \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,149} \right)^{0,25} = 0,0234 ;$$

для нагнетательного трубопровода:

$$\lambda_2 = 0,11 \left(\frac{68}{Re_2} + \frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{1497019} + \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,098} \right)^{0,25} = 0,0246 .$$

4.3.5. Определение потерь напора во всасывающем трубопроводе

Расчет потерь напор для всасывающего трубопровода ведется по принципу сложения потерь напора по формуле (4.6).

На всасывающей линии имеются следующие местные сопротивления:

- 2 отвода под углом 90° ;
- 1 обратный клапан;

Сумма коэффициентов местных сопротивлений для всасывающего трубопровода рассчитывается следующим образом:

$$\sum \xi_1 = 2 \xi_{от} + \xi_{кл} ,$$

где $\xi_{от}$ – коэффициент местного сопротивления для отвода на 90° ;

$\xi_{кл}$ – коэффициент местного сопротивления для обратного клапана.

Определим по справочным данным коэффициенты местных сопротивлений (таблица А.3):

Примем отношение радиуса изгиба трубы к диаметру трубопровода $R_0/d_1 = 3$, тогда

$$\xi_{от} = A \cdot B = 1 \cdot 0,13 = 0,13 ,$$

где A – коэффициент зависящий от угла поворота трубопровода, для поворота на $90^\circ A = 1$;

B – коэффициент зависящий от отношения R_0/d_1 , для отношения $R_0/d_1 = 3$ $B=0,13$.

Для обратного клапана с диаметром проходного 149 мм ($d_1 = 149$ мм) $\xi_{\text{кл}} = 6$.

$$\sum \xi_1 = 2 \cdot 0,13 + 6 = 6,26.$$

Тогда потери напора на всасывающей линии составят:

$$h_{\text{п}}^{\text{вс}} = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_1 \right) \frac{v_1^2}{2g} = \left(0,0234 \frac{8,4}{0,149} + 6,26 \right) \frac{0,57^2}{2 \cdot 9,81} = 0,126 \text{ м.}$$

4.3.6. Определение допустимого кавитационного запаса

Допустимый кавитационный запас увеличивают по сравнению с критическим на 20-30 %. Тогда

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}} = (1,2 \dots 1,3) \Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}, \quad (4.22)$$

где $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}}$ – допустимый кавитационный запас, м;

$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$ – критический кавитационный запас, м.

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}} = 0,00125(Q \cdot n^2)^{0,67}, \quad (4.23)$$

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

n – частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин.

Частоту вращения n можно принимать из ряда синхронных частот вращения асинхронных электродвигателей: 500, 750, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000 об/мин. Для первоначального расчета предпочтительно принимать большие значения, в частности 3000 об/мин.

Тогда критический кавитационный запас составит:

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}} = 0,00125(10 \cdot 10^{-3} \cdot 3000^2)^{0,67} = 2,61 \text{ м.}$$

Допустимый кавитационный запас увеличим по сравнению с критическим на 25 %. Тогда

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}} = 1,25 \cdot 2,61 = 3,26 \text{ м.}$$

4.3.7. Определение высоты установки насоса (допустимой высоты всасывания)

Допустимая высота всасывания рассчитывается по формуле:

$$h_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{P_1 - P_{\text{нп}}}{\rho \cdot g} - h_{\text{п}}^{\text{вс}} - \Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}}, \quad (4.24)$$

где $h_{\text{вс}}^{\text{доп}}$ – допустимая высота всасывания, м;

P_1 – давление в исходном резервуаре, Па;

$P_{\text{нп}}$ – давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при заданной температуре, Па.

Давление насыщенных паров муравьиной кислоты при 50 °С составляет 18000 Па (рисунок А.1). Тогда высота установки насоса будет равна:

$$h_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{0,12 \cdot 10^6 - 18000}{1183 \cdot 9,81} - 0,126 - 3,26 = 5,40 \text{ м.}$$

4.3.8. Определение потерь напора на нагнетательной линии

Расчет потерь напора производится аналогично расчету потерь напора во всасывающем трубопроводе.

На нагнетательной линии имеются следующие местные сопротивления:

- задвижка;
- 3 отвода под углом 90°;
- выход из трубы.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений для нагнетательного трубопровода рассчитывается следующим образом:

$$\sum \xi_2 = 3 \xi_{\text{от}} + \xi_{\text{зав}} + \xi_{\text{вых}},$$

где $\xi_{\text{зав}}$ – коэффициент местного сопротивления для задвижки;

$\xi_{\text{вых}}$ – коэффициент местного сопротивления для выхода из трубы.

Определим по справочным данным коэффициенты местных сопротивлений (таблица А.3).

Примем отношение радиуса изгиба трубы к диаметру трубопровода $R_0/d_2 = 3$, тогда

$$\xi_{от} = A \cdot B = 1 \cdot 0,13 = 0,13.$$

Для задвижки с диаметром проходного 98 мм ($d_2 = 98$ мм) $\xi_{зав} = 0,3$.

Для выхода из трубы $\xi_{вых} = 1,0$.

Тогда

$$\sum \xi_2 = 3 \cdot 0,13 + 0,3 + 1 = 1,69.$$

Потери напора в нагнетательном трубопроводе равны:

$$h_{п}^H = \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \xi_2 \right) \frac{v_2^2}{2g} = (0,0246 \frac{100 - 8,4}{0,098} + 1,69) \frac{1,33^2}{2 \cdot 9,81} = 2,23 \text{ м.}$$

4.3.9. Расчет потребного напора

Потребный напор определяется по формуле (4.9):

$$H_{потр} = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + h_{п}^{BC} + h_{п}^H = 30 + \frac{0,2 \cdot 10^6 - 0,12 \cdot 10^6}{1183 \cdot 9,81} + 0,126 + 2,23 = 39,25 \text{ м.}$$

4.3.10. Подбор насоса

Исходными параметрами для подбора насоса являются производительность (подача), соответствующая заданному расходу жидкости и потребный напор. Пользуясь, сводным графиком подач и напоров определяем марку насоса (приложение В). Для этого на график наносим точку с координатами $Q_{задан}$, $H_{потр}$. Насос, в поле которого попала точка, принимают для данного трубопровода. Точка с координатами (10 л/с, 39,25 м) лежит чуть ниже рабочего поля насоса 3К-6 с частотой вращения рабочего колеса $n = 2900$ об/с, с диаметром рабочего колеса $D = 192$ мм.

4.3.11. Построение кривой потребного напора

Первые два слагаемых формулы (4.10) не зависят от расхода. Их сумма называется статическим напором:

$$H_{ст} = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} = 30 + \frac{0,20 \cdot 10^6 - 0,12 \cdot 10^6}{1183 \cdot 9,81} = 36,89 \text{ м.}$$

Потери напора в трубопроводе определяются по принципу сложения потерь напора с учетом формулы (4.6) и (4.9):

$$h_{\text{н}} = h_{\text{н}}^{\text{bc}} + h_{\text{н}}^{\text{H}} = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_1\right) \frac{v_1^2}{2g} + \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \xi_2\right) \frac{v_2^2}{2g}. \quad (4.25)$$

С учетом $v_1 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2}$ и $v_2 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_2^2}$, формула (4.25) приобретает вид:

$$h_{\text{н}} = h_{\text{н}}^{\text{bc}} + h_{\text{н}}^{\text{H}} = \underbrace{\left[\left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_1\right) \frac{8}{\pi^2 \cdot d_1^4 \cdot g} + \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \xi_2\right) \frac{8}{\pi^2 \cdot d_2^4 \cdot g} \right]}_{A=\text{const}} Q^2.$$

$$A = \left(0,0234 \frac{8,4}{0,149} + 6,26\right) \frac{8}{3,14^2 \cdot 0,149^4 \cdot 9,81} + \left(0,0246 \frac{(100-8,4)}{0,098} + 1,69\right) \frac{8}{3,14^2 \cdot 0,098^4 \cdot 9,81} =$$

$$= 23406,049 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Таким образом, потребный напор при разных производительностях насоса может быть определен как:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + A \cdot Q^2 = 36,89 + 23406,049 \cdot Q^2. \quad (4.26)$$

Для построения кривой потребного напора необходимо задаться несколькими значениями расхода жидкости, причем как меньше заданного расхода, так и больше его, а также равным заданному, и по формуле (4.26) рассчитать потребный напор.

По данным таблицы 4.4 строят график зависимости $H_{\text{потр}} = f(Q)$ (рисунок 4.6).

Таблица 4.4 – Данные для построения кривой потребного напора

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,022	0,025	0,03
$H_{\text{потр}}, \text{ м}$	36,89	37,48	39,23	42,16	46,25	48,22	51,52	57,96

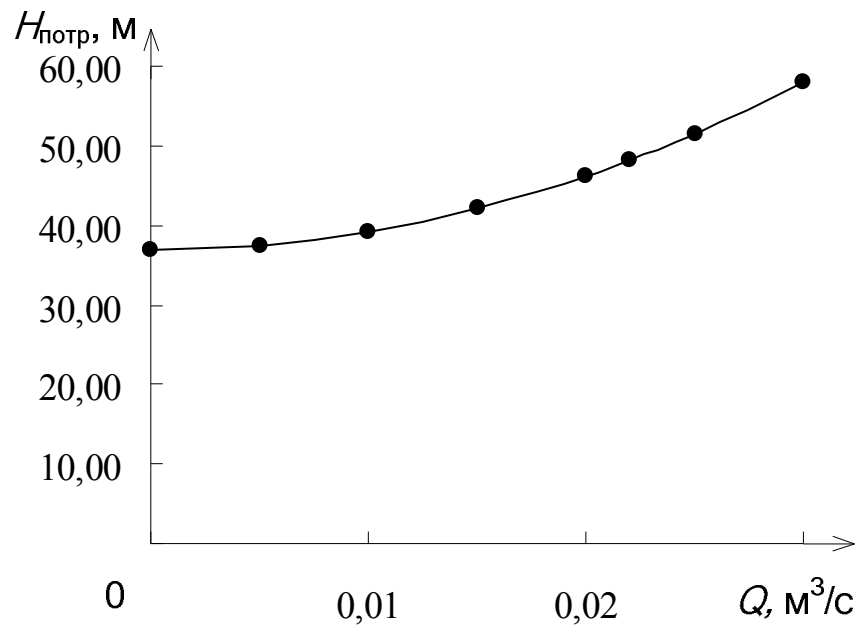


Рис. 4.6 – Кривая потребного напора

4.3.12. Построение совместной характеристики сети и главной характеристики насоса, а также характеристики насоса $\eta = f(Q)$

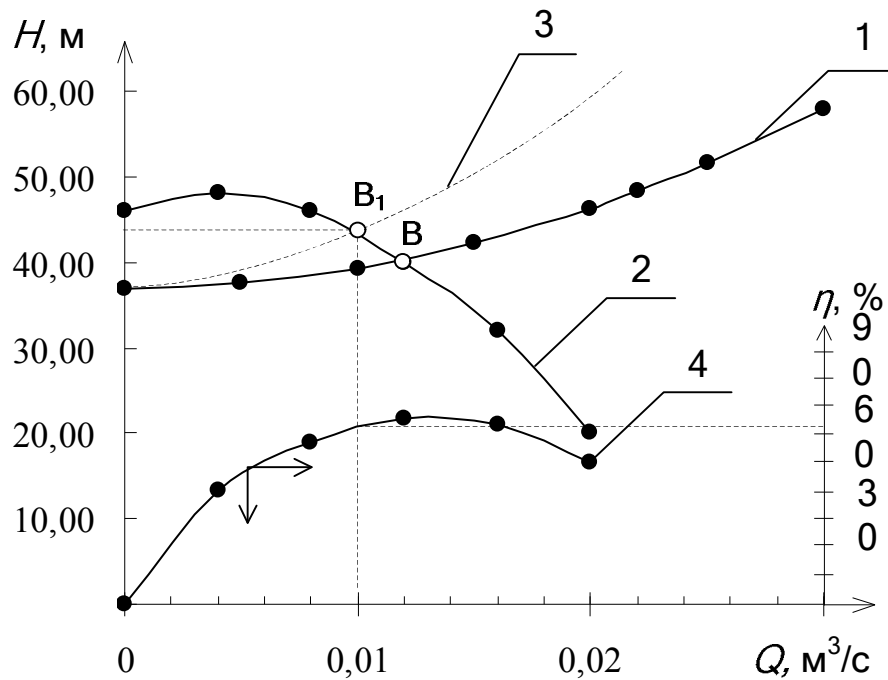
Данные для построения главной характеристики насоса $H = f(Q)$ и характеристики $\eta = f(Q)$ берутся из характеристик насосов приведенных в справочных материалах (таблицы 4.5 и 4.6). Обе эти зависимости строятся в тех же координатных осях, что и кривая потребного напора (рисунок 4.7).

Таблица 4.5 – Данные для построения главной характеристики насоса ЗК-6 [приложение В]

Q , м ³ /с	0	0,004	0,008	0,012	0,016	0,02
H , м	46,00	48,00	46,00	40,00	32,00	20,00

Таблица 4.6 – Данные для построения характеристики $\eta = f(Q)$ для насоса ЗК-6 (приложение В)

Q , м ³ /с	0	0,004	0,008	0,012	0,016	0,02
η , %	0	35	56	68	75	80



- 1 – характеристика сети; 2 – главная характеристика насоса;
 3 – характеристика сети после регулирования (без расчета);
 4 – характеристики насоса $\eta = f(Q)$

Рис. 4.7 – Совместная характеристика сети и главная характеристика насоса, а также характеристики насоса $\eta = f(Q)$

Точка пересечения главной характеристики насоса и характеристики сети – рабочая точка **В**. Этой точке соответствует подача $Q = 12$ л/с. Для обеспечения заданной подачи $Q_{\text{задан}} = 10$ л/с необходимо осуществить регулирование подачи насоса. Наиболее простой способ регулирования – изменение характеристики сети. Изменить характеристику сети можно с помощью изменения местного сопротивления трубопровода (установку вентиля, задвижки, крана). При этом изменится значение коэффициента A в формуле (4.17). На рисунке 4.7 кривая 3 – характеристика сети после регулирования. При этом точка **В**₁ – новая рабочая точка, соответствующая заданной подаче $Q_{\text{задан}}$. При этой подаче напор насоса составит $H = 44$ м, а коэффициент полезного действия насоса 62 %.

4.3.13. Расчет установочной мощности насоса

Мощность на валу насоса рассчитывается по формуле:

$$N_{\text{в}} = \frac{H \cdot Q \cdot \rho \cdot g}{1000 \eta} = \frac{44 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 1183 \cdot 9,81}{1000 \cdot 0,62} = 8,24 \text{ кВт.}$$

Полагая, что для лопастных насосов промежуточная передача между

двигателем и насосом отсутствует, а коэффициент полезного действия соединительной муфты можно принять равным $\eta_{\text{пер}} = 0,96$, определяют номинальную мощность двигателя, принимая коэффициент полезного действия двигателя $\eta_{\text{дв}} = 0,8$:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{в}}}{\eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{дв}}} = \frac{8,24}{0,96 \cdot 0,8} = 10,73 \text{ кВт.} \quad (4.27)$$

С учетом возможности пусковых перегрузок при включении насоса в работу установочную мощность двигателя принимают больше номинальной:

$$N_{\text{уст}} = \beta \cdot N_{\text{дв}}, \quad (4.28)$$

где β – коэффициент запаса мощности.

Таблица 4.7 – Значение коэффициента запаса мощности в зависимости от номинальной мощности двигателя

$N_{\text{дв}}, \text{ кВт}$	β
< 1	$2 \div 1,5$
$1 - 5$	$1,5 \div 1,2$
$5 - 50$	$1,2 \div 1,15$
> 50	$1,1$

Примем коэффициент запаса мощности $\beta = 1,2$ (таблица 4.7), тогда установочная мощность двигателя составит:

$$N_{\text{уст}} = 1,2 \cdot 10,73 = 12,88 \text{ кВт.}$$

Задание 4

1. Подобрать насос для подачи жидкости в колонну (рисунок 4.8).

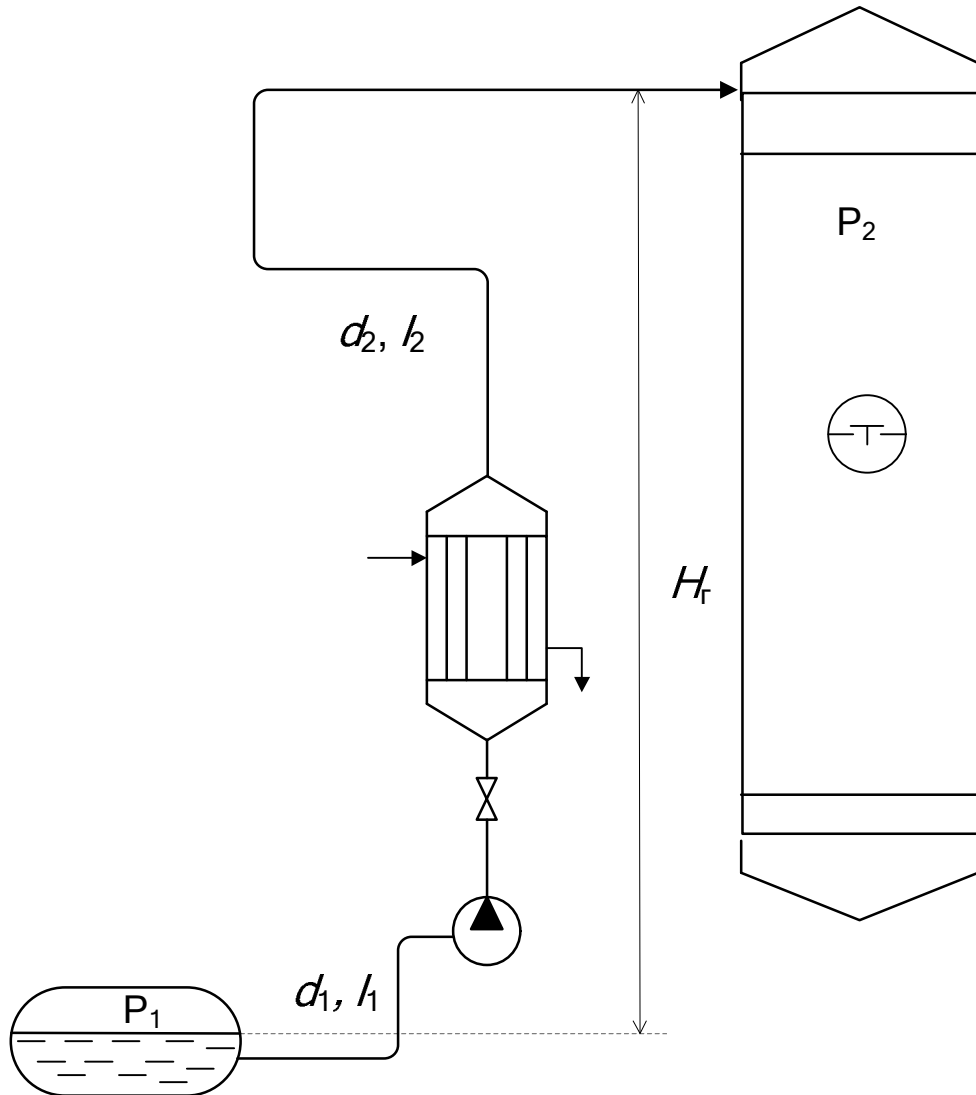


Рис. 4.8 – Схема установки

Местные сопротивления на трубопроводе:

Вид местного сопротивление	Количество, шт.
Всасывающая линия	
Вход в трубопровод	1
Плавный поворот на 90° (отвод)	2
Нагнетательная линия	
Вентиль	1
Плавный поворот на 90° (отвод)	K^*
* K – количество берется из задания.	

Варианты для расчета задания 4

№ вар.	Перекачиваемая жидкость	Температура жидкости во всасывающей линии $t_1, ^\circ\text{C}$	Температура жидкости в нагнетательной линии $t_2, ^\circ\text{C}$	Расход жидкости, кг/ч	Геометрическая высота подъема жидкости, м	Давление в исходном резервуаре P_1 , атм	Давление в колонне P_2 , атм	Длина всасывающей линии l_1 , м	Длина нагнетательной линии l_2 , м	Количество отводов на нагнетательной линии
Пример	Бензол	30	80	15000	30	1,20	2,00	12	120	3
4-1	Ацетон	15	35	17000	25,0	0,1	0,11	10,0	85	4
4-2	Метанол	20	45	15000	22,0	0,12	0,20	8,5	95	7
4-3	Этанол	25	50	17500	26,0	0,13	0,18	14,0	120	6
4-4	Муравьиная кислота	25	60	16500	30,0	0,11	0,14	7,5	78	3
4-5	Уксусная кислота	25	70	15500	19,0	0,10	1,55	12,0	145	4
4-6	Гексан	20	80	14500	28,0	0,12	1,75	10,0	155	6
4-7	Четыреххлористый углерод	25	60	14000	28,0	0,11	2,70	8,5	160	3
4-8	Бензол	20	70	16000	27,0	0,1	0,15	11,0	85	5
4-9	Толуол	20	90	16000	25,0	0,12	0,20	12,0	80	6
4-10	Вода	20	80	17000	22,0	0,13	0,18	8,5	95	7
4-11	Ацетон	15	25	15000	26,0	0,11	0,14	14,0	110	3
4-12	Метанол	20	35	17500	29,0	0,10	0,11	7,5	115	6
4-13	Этанол	25	45	16500	31,0	0,1	0,15	12,0	160	7
4-14	Муравьиная кислота	25	50	15500	28,0	0,12	0,20	10,0	145	4
4-15	Уксусная кислота	25	60	14500	27,0	0,13	0,18	9,5	135	5
4-16	Гексан	20	70	14000	25,0	0,11	0,14	12,5	115	4
4-17	Четыреххлористый углерод	25	50	16000	25,0	0,13	0,16	8,5	125	6
4-18	Бензол	20	60	17000	22,0	0,1	0,15	14,0	120	7
4-19	Толуол	20	80	15000	26,0	0,12	0,20	7,5	110	4
4-20	Вода	20	70	17500	19,0	0,13	0,18	12,0	115	6
4-21	Ацетон	15	30	16500	18,0	0,11	0,14	10,0	125	7
4-22	Метанол	20	40	15500	28,0	0,1	0,25	9,0	120	3
4-23	Этанол	25	45	14500	27,0	0,12	0,20	12,0	110	6
4-24	Муравьиная кислота	25	55	14000	25,0	0,13	0,18	8,5	80	7
4-25	Уксусная кислота	25	65	16000	22,0	0,11	0,14	14,0	95	4
4-26	Гексан	20	60	16000	26,0	0,13	0,16	7,5	110	5
4-27	Четыреххлористый углерод	25	55	17000	32,0	0,1	0,15	12,0	115	4
4-28	Бензол	20	50	15000	27,0	0,12	0,20	10,0	125	6
4-29	Толуол	20	70	17500	28,0	0,13	0,18	9,5	120	4
4-30	Вода	20	60	16500	27,0	0,11	0,14	12,5	110	5

4.4. Пример расчета и подбора насоса для подачи жидкости в колонну

Перекачиваемая жидкость – бензол; температура жидкости во всасывающей линии $t = 30$ °С; температура жидкости в нагнетательной линии $t = 80$ °С; расход жидкости = 15000 кг/ч; геометрическая высота подъема жидкости = 30 м; давление в исходном резервуаре $P_1 = 1,20$ атм; давление в колонне $P_2 = 2,00$ атм; длина всасывающей линии $l_1 = 12$ м; длина нагнетательной линии $l_2 = 120$ м; количество отводов на нагнетательной линии = 3.

4.4.1. Определение диаметра трубопровода всасывающей и нагнетательной линии

Расчет внутреннего диаметра трубопровода выполняется для всасывающей и нагнетательной линий:

$$d = \sqrt{\frac{4G}{\rho \cdot \pi \cdot v}}, \quad (4.29)$$

где d – внутренний диаметр трубопровода, м;
 G – массовый расход потока в трубопроводе, кг/с;
 v – скорость движения потока в трубопроводе, м/с;
 ρ – плотность потока при его средней температуре, кг/м³.

При этом скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе и нагнетательном (напорном) трубопроводе принимают равными 1,0 м/с. Плотность бензола при 30 °С составляют $\rho_1 = 868,5$ кг/м³ (таблица А.1), тогда расчетный диаметр всасывающей линии равен:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 15000}{3600 \cdot 868,5 \cdot 3,14 \cdot 1,0}} = 0,078 \text{ м.}$$

Плотность бензола при 80 °С составляют $\rho_2 = 815,0$ кг/м³ (таблица А.1), тогда расчетный диаметр нагнетательной линии равен:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 15000}{3600 \cdot 815 \cdot 3,14 \cdot 1,0}} = 0,080 \text{ м.}$$

Расчетные диаметры всасывающей и нагнетательной линии равны.

Действительный диаметр трубы выбирают из ряда размеров труб выпускаемых промышленностью (приложение А).

Выбираем стандартный размер всасывающего и нагнетательного трубопроводов $d_n \times \delta = 95 \times 4,0$ мм. Тогда внутренний диаметр всасывающего и нагнетательного трубопроводов будет равен:

$$d_1 = d_2 = 95 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 0,087 \text{ м.}$$

Пересчитаем скорость жидкости во всасывающей линии:

$$v_1 = \frac{4G}{\rho_1 \cdot \pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 15000}{3600 \cdot 868,5 \cdot 3,14 \cdot 0,087^2} = 0,81 \text{ м/с.}$$

Пересчитаем скорость жидкости в нагнетательной линии:

$$v_2 = \frac{4G}{\rho_2 \cdot \pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 15000}{3600 \cdot 815,0 \cdot 3,14 \cdot 0,087^2} = 0,86 \text{ м/с.}$$

4.4.2. Определение режима движения жидкости в трубопроводах

Режим движения жидкости определяется по значению критерия Рейнольдса – формула (4.4).

Динамический коэффициент вязкости бензола при 30 °С составляют $\mu_1 = 0,560$ мПа·с (таблица А.2), тогда для всасывающей линии:

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot d_1 \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,81 \cdot 0,087 \cdot 868,5}{0,560 \cdot 10^{-3}} = 109291. \text{ Режим движения турбулент-}$$

ный.

Динамический коэффициент вязкости бензола при 80 °С составляют $\mu_2 = 0,316$ мПа·с (таблица А.2), тогда для напорной линии:

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot d_2 \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,86 \cdot 0,087 \cdot 815}{0,316 \cdot 10^{-3}} = 192969. \text{ Режим движения турбулент-}$$

ный.

4.4.3. Расчет коэффициента трения для нагнетательного и всасывающего трубопровода

Так как $Re > 2320$, коэффициент трения определяется по графику Г. А. Мурина или рассчитывается по формуле А. Д. Альтшуля – формула (4.5).

Выбираем для трубопровода стальные цельносварные трубы с незначительной коррозией тогда согласно справочным данным абсолютная величина эквивалентной шероховатости составит $\Delta = 0,2$ мм (таблица А.4). Тогда коэффициент трения для всасывающего трубопровода равен:

$$\lambda_1 = 0,11 \left(\frac{68}{Re_1} + \frac{\Delta}{d_1} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{109291} + \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,087} \right)^{0,25} = 0,0256;$$

для нагнетательного трубопровода:

$$\lambda_2 = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}_2} + \frac{\Delta}{d_2} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{192969} + \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,119} \right)^{0,25} = 0,0250.$$

4.4.4. Определение потерь напора во всасывающем трубопроводе

Расчет потерь напора для всасывающего трубопровода ведется по принципу сложения потерь напора.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений для всасывающего трубопровода рассчитывается следующим образом:

$$\sum \xi_1 = 2 \xi_{\text{от}} + \xi_{\text{вх}},$$

где $\xi_{\text{от}}$ – коэффициент местного сопротивления для отвода на 90° ;

$\xi_{\text{вх}}$ – коэффициент местного сопротивления для входа в трубопровод.

Определим по справочным данным коэффициенты местных сопротивлений (таблица А.3):

Примем отношение радиуса изгиба трубы к диаметру трубопровода $R_0/d_1 = 4$, тогда

$$\xi_{\text{от}} = A \cdot B = 1 \cdot 0,11 = 0,11,$$

где A – коэффициент зависящий от угла поворота трубопровода, для поворота на 90° $A = 1$;

B – коэффициент зависящий от отношения R_0/d_1 , для отношения $R_0/d_1 = 4$ $B = 0,11$.

Для входа в трубопровод острыми краями $\xi_{\text{вх}} = 0,5$.

$$\sum \xi_1 = 2 \cdot 0,11 + 0,5 = 0,72.$$

Тогда потери напора на всасывающей линии составят:

$$h_{\text{н}}^{\text{вс}} = \left(0,0256 \frac{12}{0,087} + 0,72 \right) \frac{0,81^2}{2 \cdot 9,81} = 0,142 \text{ м.}$$

4.4.5. Определение потерь напора на нагнетательной линии

Расчет потерь напора на нагнетательной линии производится анало-

гично расчету потерь напора во всасывающем трубопроводе по формуле (4.6).

На нагнетательной линии имеются следующие местные сопротивления:

- вентиль;
- 3 отвода под углом 90° .

Сумма коэффициентов местных сопротивлений для нагнетательного трубопровода рассчитывается следующим образом:

$$\sum \xi_2 = 3 \xi_{\text{от}} + \xi_{\text{вент}},$$

где $\xi_{\text{вент}}$ – коэффициент местного сопротивления для вентиля.

Определим по справочным данным коэффициенты местных сопротивлений (таблица А.3).

Примем отношение радиуса изгиба трубы к диаметру трубопровода $R_0/d_2 = 4$, тогда

$$\xi_{\text{от}} = A \cdot B = 1 \cdot 0,11 = 0,11.$$

Для вентиля с диаметром проходного 87 мм ($d = 87$ мм) $\xi_{\text{вент}} = 0,55$.

Тогда

$$\sum \xi_2 = 3 \cdot 0,11 + 0,55 = 0,88.$$

Потери напора в нагнетательном трубопроводе равны:

$$h_{\text{п}}^{\text{н}} = \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \xi_2 \right) \frac{v_2^2}{2g} = \left(0,0250 \frac{120}{0,087} + 0,88 \right) \frac{0,863^2}{2 \cdot 9,81} = 1,33 \text{ м.}$$

Кроме того на нагнетательной линии установлен теплообменный аппарат, через который по трубному пространству проходит бензол. Необходимо учесть потери напора при движении потока через теплообменник. Потери напора при проходе через теплообменный аппарат рассчитываются как:

$$h_{\text{п}}^{\text{то}} = \frac{\Delta p_{\text{то}}}{\rho_2 \cdot g},$$

где $h_{\text{п}}^{\text{то}}$ – потери напора в теплообменнике, м;

$\Delta p_{\text{то}}$ – потери давления в теплообменнике, Па.

Потери давления при движении жидкости через теплообменный аппарат зависят от его размеров и конструктивных особенностей и составляют:

- для трубного пространства от 500 до 50000 Па;
- для межтрубного пространства от 1000 до 20000 Па.

Примем размер потерь давления в теплообменном аппарате равным 2000 Па, тогда потеря напора в теплообменнике составит:

$$h_{\text{п}}^{\text{то}} = \frac{2000}{815 \cdot 9,81} = 0,25 \text{ м.}$$

4.4.6. Расчет потребного напора

Потребный напор определяется по формуле (4.9), при этом потери напора в трубопроводе определяются как сумма потерь напора во всасывающей, нагнетательной линии и в теплообменном аппарате:

$$h_{\text{п}} = h_{\text{п}}^{\text{вс}} + h_{\text{п}}^{\text{н}} + h_{\text{п}}^{\text{то}}. \quad (4.30)$$

Тогда потребный напор, обеспечивающий заданный расход, согласно формуле (4.7) будет равен

$$H_{\text{потр}} = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + h_{\text{п}} = 30 + \frac{2 \cdot 10^5}{815,05 \cdot 9,81} - \frac{1,2 \cdot 10^5}{868,5 \cdot 9,81} + 0,142 + 1,33 + 0,25 = 42,65 \text{ м.}$$

Исходными параметрами для подбора насоса являются подача, соответствующая заданному расходу жидкости и потребный напор. Для подачи 5,2 л/с бензола и создания потребного напора 42,65 м подойдет насосный агрегат 1(2)-АНГК-7.30/50 с частотой вращения рабочего колеса $n = 2900$ об/с (приложение В).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дытнерский, Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов. Ч. 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – 2-е изд. – М. : Химия, 1995. – 400 с.: ил.
2. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – 13-е изд. – М. : Альянс, 2005. – 576 с.: ил.
3. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – 15-е изд. – М. : Альянс, 2009. – 759 с.: ил.
4. Лащинской, А. А. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры / А. А. Лащинский, А. Р. Толчинский. – М. ; Л. : Машгиз, 1963. – 470 с.
5. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов. – Минск : Высш. школа, 1976. – 415 с.: ил.
6. Краткий справочник физико-химических величин / под. общ. ред. К. П. Мищенко, А. А. Равделя. – 9-е изд. – СПб. : СпецЛит, 1998. – 232 с.
7. Туркин, В. В. Подбор насосов : метод. указания / В. В. Туркин, Ю. И. Гушин. – Ярославль : Яросл. политехн. ин-т, 1987. – 36 с.
8. Туркин, В. В. Расчет насосной установки : метод. указания / В. В. Туркин, Ю. Г. Звездин. – 2-е изд. – Ярославль : Яросл. политехн. ин-т, 1991. – 19 с.
9. ГОСТ 2.782-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические. – Минск : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1996. – 17 с.
10. ГОСТ 2.785-70 Обозначения условные графические. Арматура трубопроводная. – М. : Государственный стандарт Союза ССР, 1970. – 5 с.
11. Насосные агрегаты. Модернизация насосов : каталог : научно-производственный центр АНОД. – Нижний Новгород, 2006. – 33 с.
12. Насосы : каталог-справочник : Государственное научно-техническое издательство машиностроительной и судостроительной литературы. – М., 1953. – 410 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)

**Таблица А.1 – Плотность жидких веществ и водных растворов
в зависимости от температуры**

Вещество	Плотность, кг/м ³						
	0 °С	20 °С	40 °С	60 °С	80 °С	100 °С	120 °С
Азотная кислота	1547	1513	1478	1443	1408	1373	1338
Анилин	1039	1022	1004	987	969	952	933
Ацетон	813	791	768	746	719	693	665
Бензол	900	879	858	836	815	793	769
Бутиловый спирт	824	810	795	781	766	751	735
Вода	1000	998	992	983	972	958	943
Гексан	677	660	641	622	602	581	559
Дихлорэтан	1282	1254	1224	1194	1163	1133	1102
Изопропиловый спирт	801	785	768	752	735	718	700
п-Ксилол	882	865	847	831	796	796	770
Метиловый спирт	810	792	774	756	736	714	—
Муравьиная кислота	1244	1220	1195	1171	1147	1121	1096
Октан	718	702	686	669	653	635	617
Пропиловый спирт	819	804	788	770	752	733	711
Серная кислота, 98 %	1857	1837	1817	1798	1779	1761	1742
Серовуглерод	1293	1263	1233	1200	1165	1125	1082
Соляная кислота, 30 %	1161	1149	1138	1126	1115	1103	1090
Толуол	884	866	847	828	808	788	766
Уксусная кислота	1072	1048	1027	1004	981	958	922
Хлорбензол	1128	1107	1085	1065	1041	1021	995
Хлороформ	1526	1489	1450	1411	1380	1326	1280
Четыреххлористый углерод	1633	1594	1556	1517	1471	1434	1390
Этилацетат	924	901	876	851	825	797	768
Этиловый спирт	806	789	772	754	735	716	693

Таблица А.2 – Динамический коэффициент вязкости жидких веществ и водных растворов в зависимости от температуры

Вещество	Динамический коэффициент вязкости, мПа·с										
	0 °С	10 °С	20 °С	30 °С	40 °С	50 °С	60 °С	80 °С	100 °С	110 °С	
Азотная кислота	1,050	0,920	0,800	0,720	0,640	0,570	0,500	0,390	0,350	0,310	
Анилин	10,200	6,500	4,400	3,120	2,300	1,800	1,500	1,100	0,800	0,590	
Ацетон	0,395	0,356	0,322	0,293	0,268	0,246	0,230	0,200	0,170	0,150	
Бензол	0,910	0,760	0,650	0,560	0,492	0,436	0,390	0,316	0,261	0,219	
Бутиловый спирт	5,190	3,870	2,950	2,280	1,780	1,410	1,140	0,760	0,540	0,380	
Вода	1,790	1,310	1,000	0,801	0,656	0,549	0,469	0,357	0,284	0,232	
Гексан	0,397	0,355	0,320	0,290	0,264	0,241	0,221	0,190	0,158	0,132	
Дихлорэтан	1,080	0,950	0,840	0,740	0,650	0,565	0,510	0,420	0,360	0,310	
Изопропиловый спирт	4,600	3,260	2,390	1,760	1,330	1,030	0,800	0,520	0,380	0,290	
п-Ксилол	0,830	0,740	0,640	0,570	0,510	0,456	0,414	0,345	0,292	0,251	
Метиловый спирт	0,817	0,680	0,584	0,510	0,450	0,396	0,351	0,290	0,240	0,210	
Муравьиная кислота	-	2,500	1,780	1,460	1,220	1,030	0,890	0,680	0,540	0,400	
Октан	0,703	0,610	0,540	0,479	0,428	0,386	0,350	0,291	0,245	0,208	
Пропиловый спирт	3,850	2,890	2,200	1,700	1,380	1,150	0,920	0,630	0,447	0,337	
Серная кислота, 98 %	55,000	37,000	25,800	17,100	12,900	9,460	7,500	4,100	2,700	2,000	
Сероуглерод	0,433	0,396	0,366	0,319	0,290	0,270	0,250	0,210	0,190	0,170	
Соляная кислота, 30 %	-	2,100	1,700	1,480	1,300	-	-	-	-	-	
Толуол	0,768	0,667	0,586	0,522	0,466	0,420	0,381	0,319	0,271	0,231	
Уксусная кислота	-	-	1,220	1,040	0,900	0,790	0,70	0,560	0,460	0,370	
Хлорбензол	1,060	0,910	0,800	0,710	0,640	0,570	0,520	0,435	0,370	0,320	
Хлороформ	0,700	0,630	0,570	0,510	0,466	0,426	0,390	0,330	0,290	0,260	
Четыреххлористый	1,350	1,130	0,970	0,840	0,740	0,650	0,590	0,472	0,387	0,323	
Этилацетат	0,578	0,507	0,449	0,400	0,360	0,326	0,297	0,248	0,210	0,178	
Этиловый спирт	1,780	1,460	1,190	1,000	0,825	0,701	0,591	0,435	0,326	0,248	

Таблица А.3 – Коэффициенты местных сопротивлений

Значение коэффициента местного сопротивления ξ																																									
<p>Вход в трубу</p> 	<p>С острыми краями: $\xi = 0,5$ С закругленными краями: $\xi = 0,2$</p>																																								
<p>Выход из трубы</p> 	<p>$\xi = 1$</p>																																								
<p>Отвод круглого или квадратного сечения</p> 	<p>Коэффициент местного сопротивления для отвода определяется как:</p> $\xi = A \cdot B,$ <p>где A – коэффициент, зависящий от угла поворота трубы φ; B – коэффициент, зависящий от отношения радиуса изгиба трубы R_0 к внутреннему диаметру трубопровода d.</p> <table border="1"> <tr> <td>Угол поворота трубы φ,</td> <td>20°</td> <td>30°</td> <td>45°</td> <td>60°</td> <td>90°</td> <td>110°</td> <td>130°</td> <td>150°</td> <td>180°</td> </tr> <tr> <td>Коэффициент A</td> <td>0,31</td> <td>0,45</td> <td>0,60</td> <td>0,78</td> <td>1,00</td> <td>1,13</td> <td>1,20</td> <td>1,28</td> <td>1,40</td> </tr> </table> <table border="1"> <tr> <td>Отношение радиуса изгиба трубы к внутреннему диаметру R_0/d</td> <td>1,0</td> <td>2,0</td> <td>4,0</td> <td>6,0</td> <td>15</td> <td>30</td> <td>50</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Коэффициент B</td> <td>0,21</td> <td>0,15</td> <td>0,11</td> <td>0,09</td> <td>0,06</td> <td>0,04</td> <td>0,03</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>	Угол поворота трубы φ ,	20°	30°	45°	60°	90°	110°	130°	150°	180°	Коэффициент A	0,31	0,45	0,60	0,78	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40	Отношение радиуса изгиба трубы к внутреннему диаметру R_0/d	1,0	2,0	4,0	6,0	15	30	50			Коэффициент B	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03		
Угол поворота трубы φ ,	20°	30°	45°	60°	90°	110°	130°	150°	180°																																
Коэффициент A	0,31	0,45	0,60	0,78	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40																																
Отношение радиуса изгиба трубы к внутреннему диаметру R_0/d	1,0	2,0	4,0	6,0	15	30	50																																		
Коэффициент B	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03																																		

Окончание таблицы А.3

		Значение коэффициента масляного сопротивления ξ							
Колено (угольник) 90 ° стандартный чугунный	Условный проход, мм	12,5	25	37	50				
	ξ	2,2	2	1,6	1,1				
Обратный клапан	Диаметр трубы, м	0,04	0,07	0,10	0,15	0,20	0,30	0,50	0,75
	Коэффициент местного сопротивления	12	8,5	7	6	5,2	3,7	2,5	1,6
Задвижка	Размер условного прохода, м	от 0,01 до 0,015		от 0,175 до 0,200		от 0,300			
	Коэффициент местного сопротивления	0,5		0,25		0,15			
Пробочный кран	Размер условного прохода, м	0,013	0,019	0,025	0,032	0,038	0,05 и выше		
	Коэффициент местного сопротивления	4	2	2	2	2	2		
Прямоточный вентиль	Диаметр трубы, м	0,038	0,050	0,065	0,076	0,100	0,150	0,200	
	Коэффициент местного сопротивления	0,85	0,79	0,65	0,60	0,50	0,42	0,36	

Стандартные размеры труб выпускаемых в промышленности:

14×2,0; 18×2,0; 20×2,0; 22×2,0; 25×3,0; 32×3,5; 38×2,0; 45×4,0; 48×4,0; 57×3,5; 70×3,5; 76×4,0; 80×4,0; 95×4,0; 108×5,0; 133×7,0; 159×5,0; 194×6,0; 219×6,0; 245×7,0; 273×9,0; 325×10,0; 377×10,0; 426×11,0 мм.

Соотношения между единицами измерения давления

Физическая атмосфера

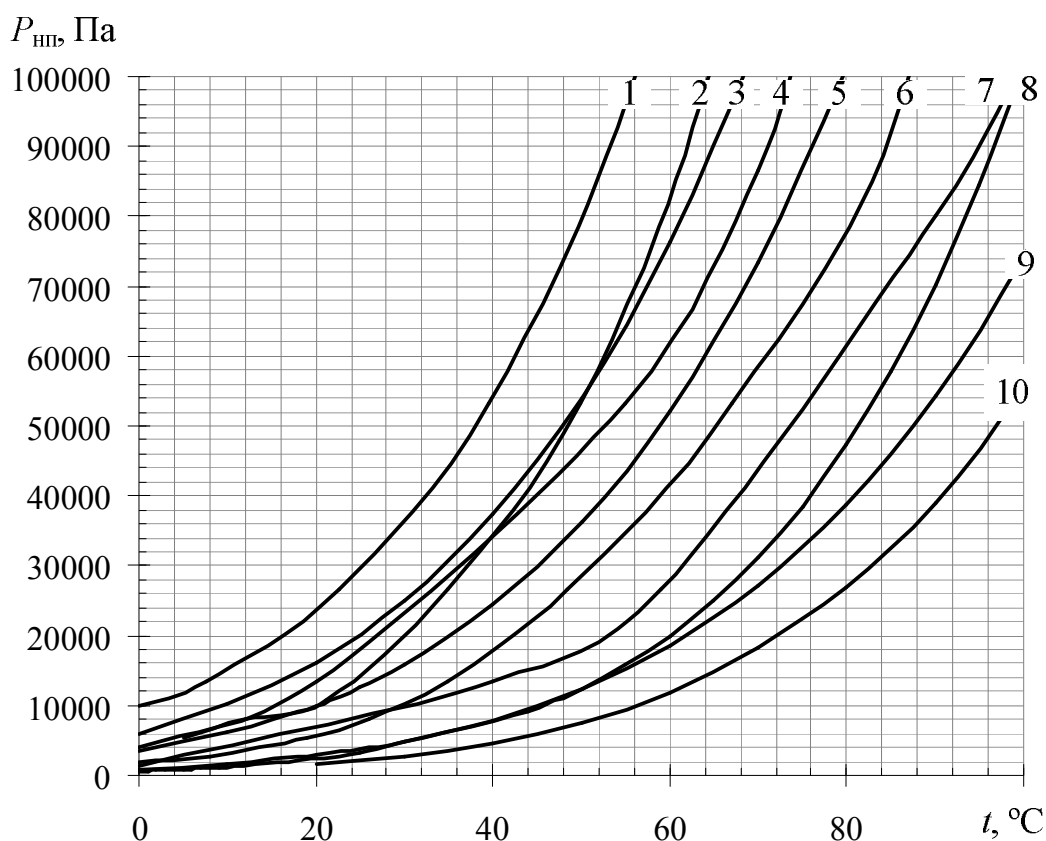
1 атм = 760 мм рт. ст. = 101325 Па = 1,033 кгс/см² = 10,33 м вод.ст. = 1,01325 бар

Техническая атмосфера

1 ат = 735 мм рт. ст. = 98100 Па = 1 кгс/см² = 10 м вод.ст. = 0,981 бар

Таблица А.4 – Средние значения шероховатости стенок труб

Трубопроводы	Δ , мм
Трубы стальные цельнотянутые и сварные при незначительной коррозии	0,2
Старые заржавленные стальные трубы	0,67 и выше
Трубы из кровельной стали проолифенные	0,125
Чугунные трубы водопроводные, бывшие в эксплуатации	1,4
Алюминиевые технически гладкие трубы	0,015-0,060
Чистые цельнотянутые трубы из латуни, меди и свинца; стеклянные трубы	0,0015-0,0100
Бетонные трубы; хорошая поверхность с затиркой	0,3-0,8
Бетонные трубы; грубая (шероховатая) поверхность	3-9
Нефтепроводы при средних условиях эксплуатации и паропроводы насыщенного пара	0,2
Паропроводы, работающие периодически	0,5
Воздухопроводы сжатого воздуха от компрессора	0,8
Конденсатопроводы, работающие периодически	1,0



1 – ацетон, 2 – метиловый спирт; 3 – гексан; 4 – четыреххлористый углерод;
5 – бензол; 6 – этиловый спирт; 7 – муравьиная кислота; 8 – вода; 9 – толуол;
10 – уксусная кислота

Рис. А.1 – Давление насыщенных паров некоторых органических жидкостей в зависимости от температуры

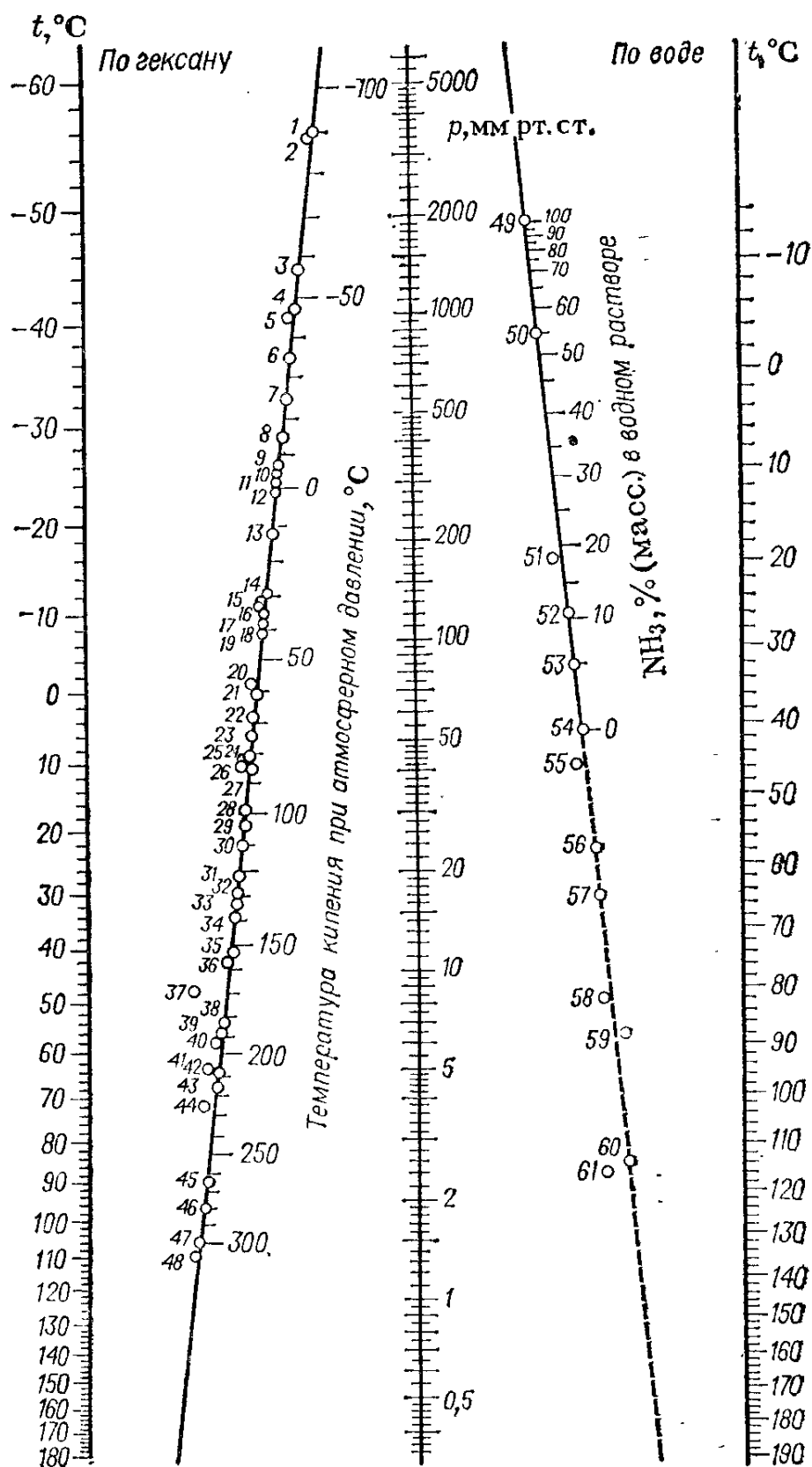


Рис. А.2 – Номограмма для определения давления насыщенного пара и температуры кипения некоторых жидкостей

Продолжение рисунка А.2

Вещество	Номер точки	Вещество	Номер точки
Аллен	6	Метиламин	50
Аммиак	49	Метилмоносилан	3
Анилин	40	Метиловый спирт	52
Ацетилен	2	Метилформиат	16
Ацетон	51	Нафталин	43
Бензол	24	α -Нафтол	47
Бромбензол	35	β -Нафтол	48
Бромистым этил	18	Нитробензол	37
α -Бромнафталин	46	Октан	31
1,3-Бутадиен	10	Пентан	17
Бутан	11	Пропан	5
α -Бутилен	9	Пропилен	4
β -Бутилен	12	Пропионовая кислота	66
Бутиленгликоль	58	Ртуть	61
Вода	54	Тетралин	42
Гексан	22	Толуол	30
Гептан	28	Уксусная кислота	55
Глицерин	60	Фторбензол	27
Декалин	38	Хлорбензол	33
Декан	36	Хлористый винил	8
Диоксан	29	Хлористый метил	7
Дифенил	45	Хлористый метилен	19
1,2-Дихлорэтан	26	Хлористый этил	13
Диэтиловый эфир	15	Хлороформ	21
Изопрен	14	Четыреххлористый углерод	23
Иодбензол	39	Этан	1
м-Крезол	44	Этилацетат	25
о-Крезол	41	Этилглицерин	59
м-Ксилол	34	Этиловый спирт	53
изо-Масляная кислота	57	Этилформиат	20

Примечание – 1 мм рт. ст. = 133,3 Па

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

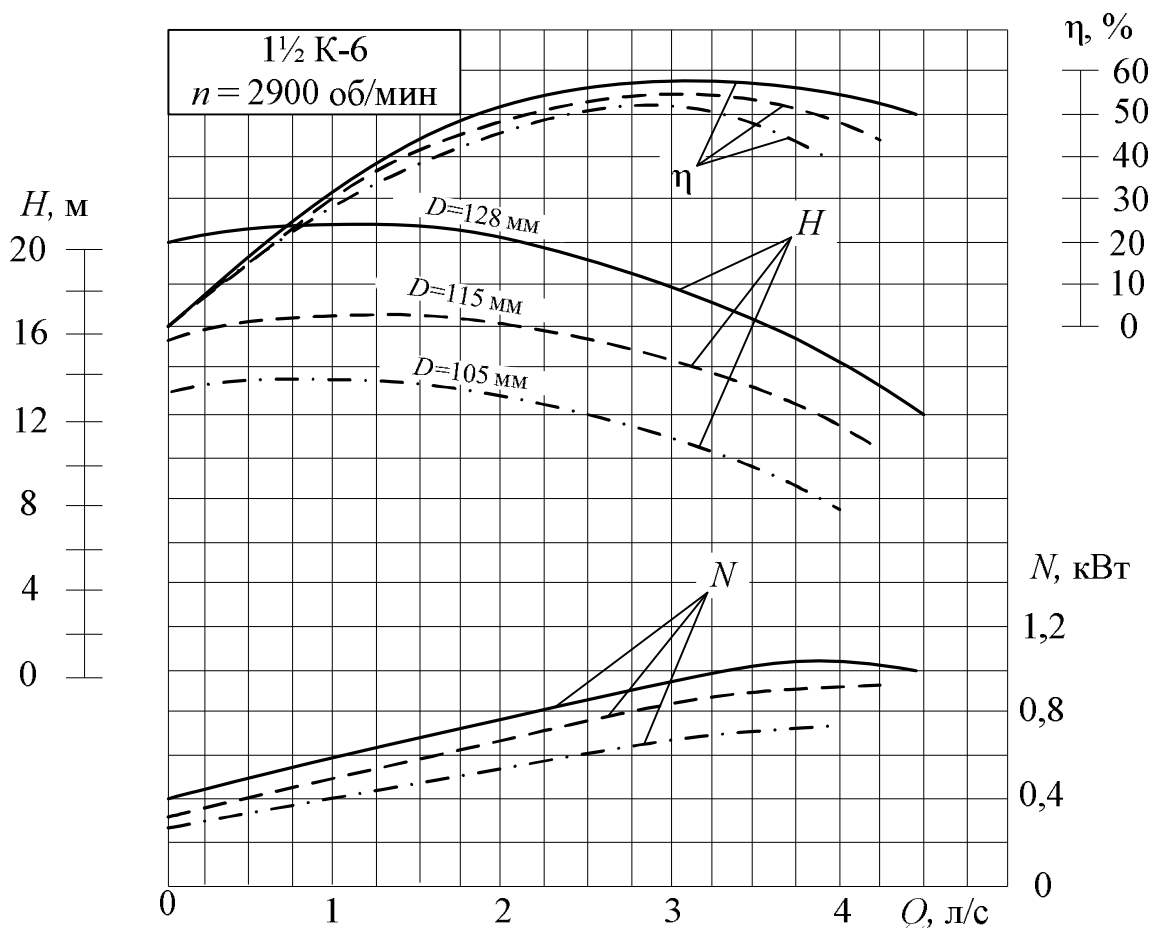
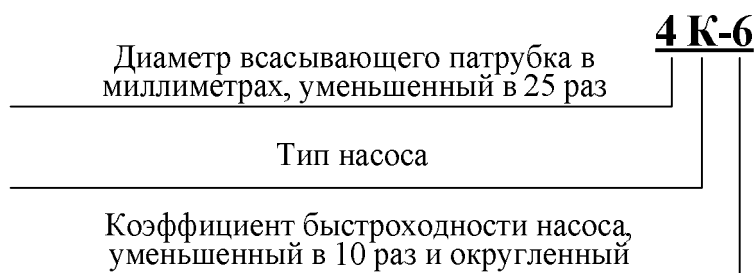
(справочное)

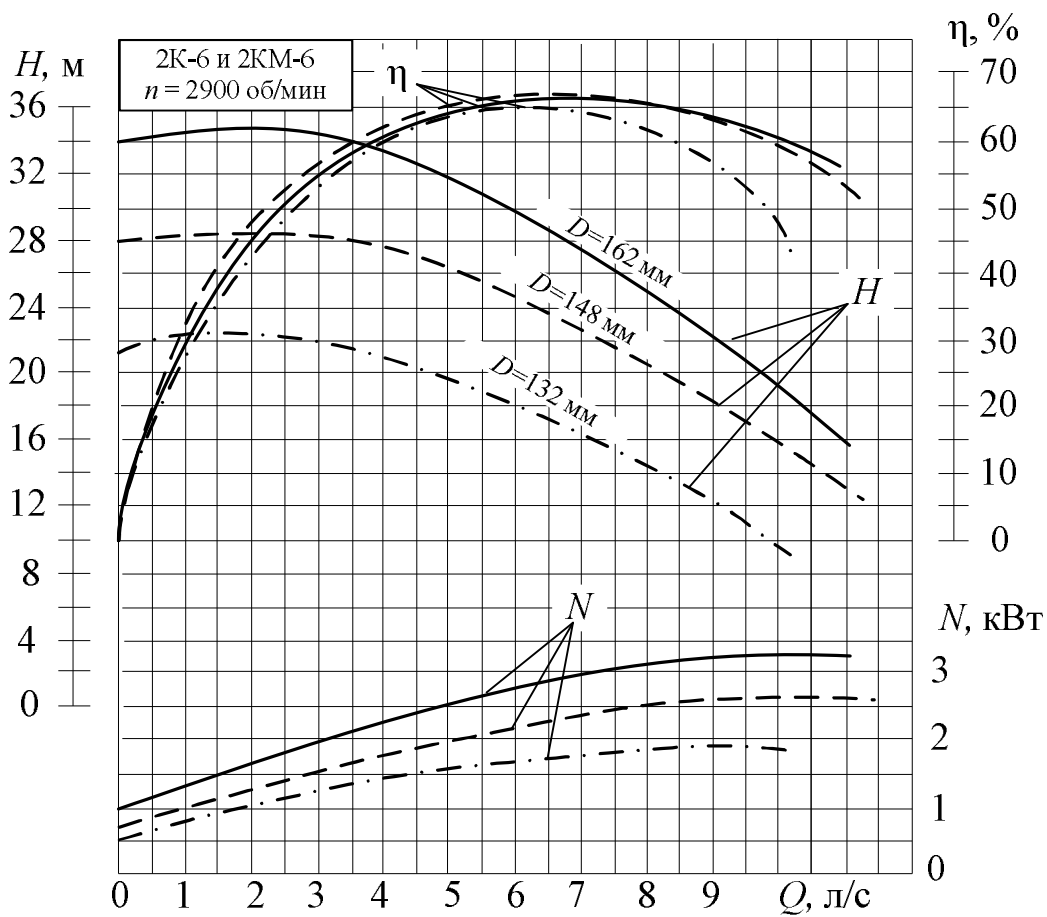
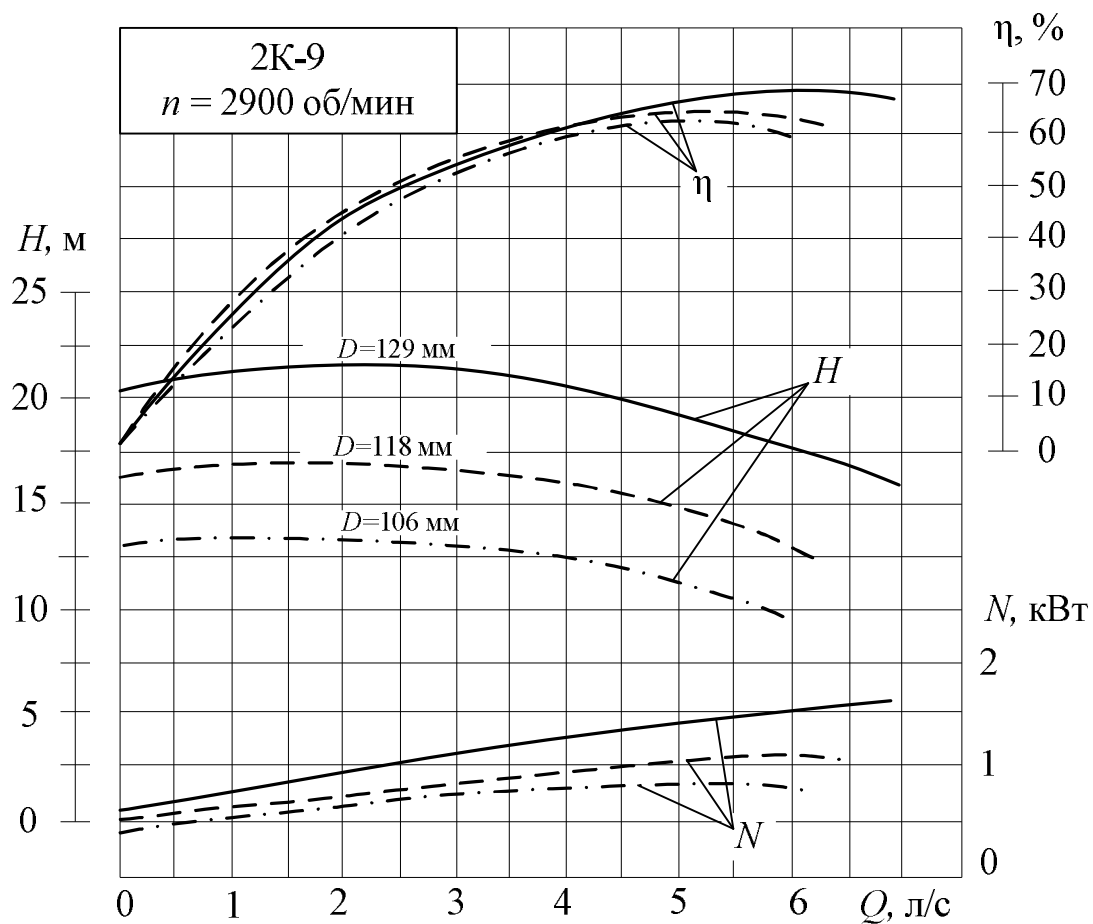
Характеристики насосов

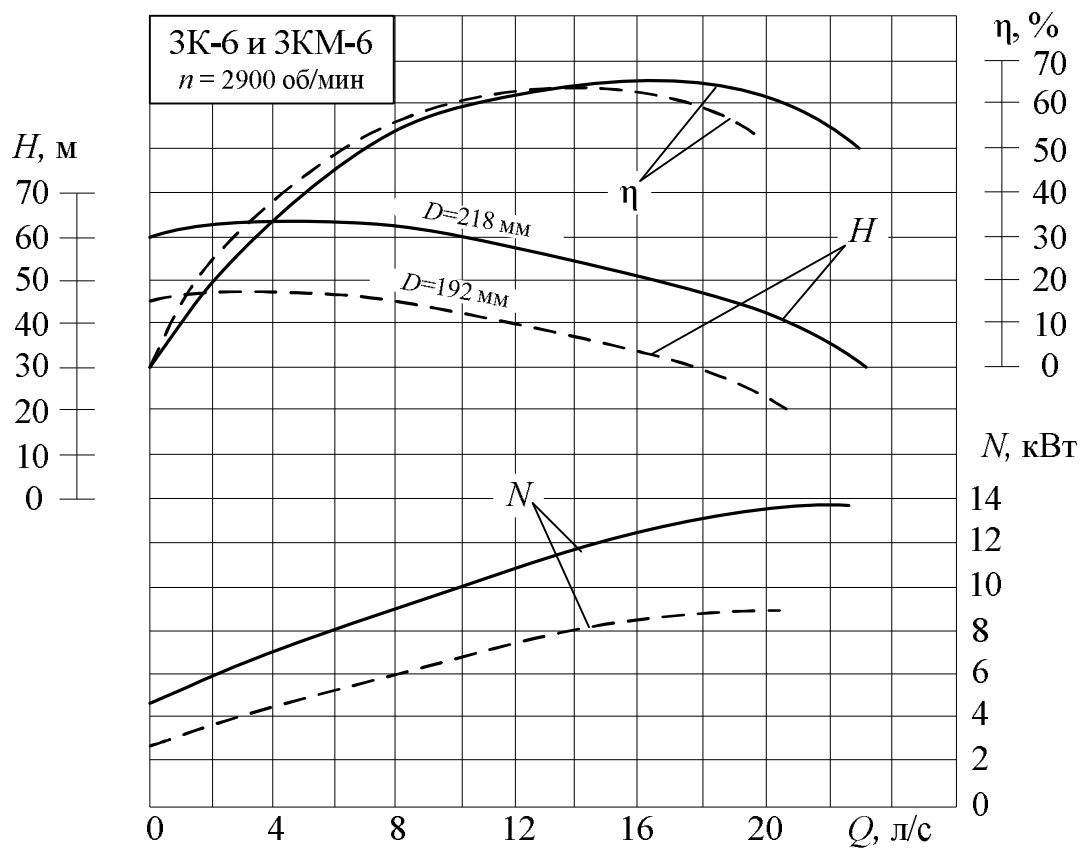
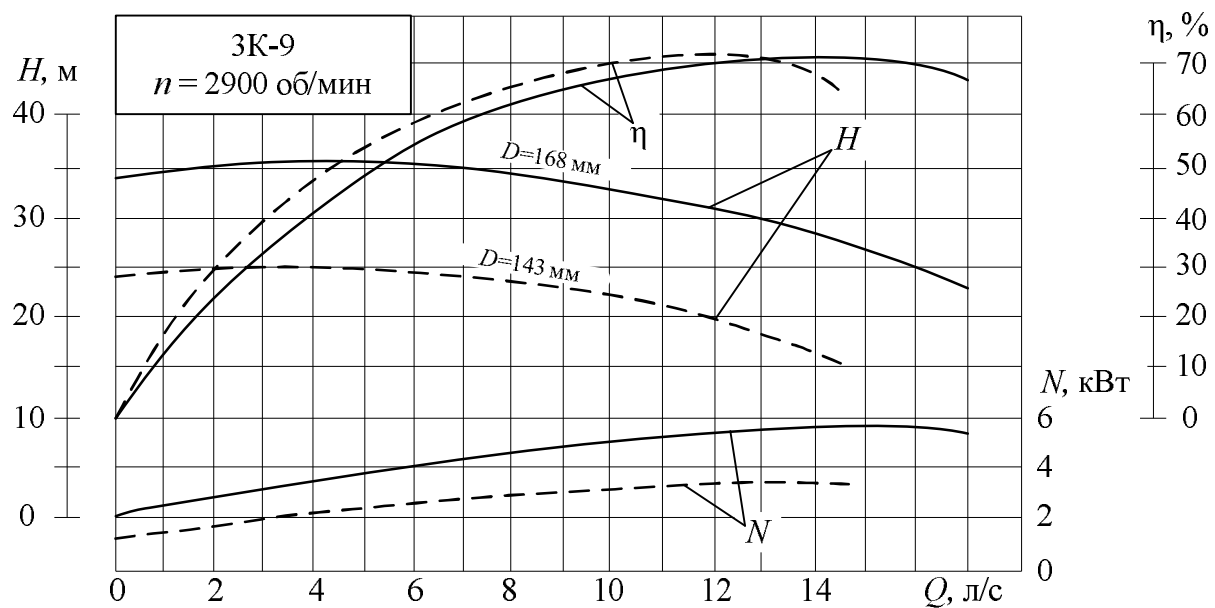
Насосы **типа К** – центробежные консольные одноступенчатые насосы с горизонтальным осевым подводом жидкости к рабочему колесу. В насосах типа К – валы насоса и двигателя соединены с помощью муфты. Консольные насосы **типа КМ** – центробежные консольно-моноблочные насосы. В консольно-моноблочных насосах рабочее колесо насажено непосредственно на вал двигателя с удлиненным концом вала.

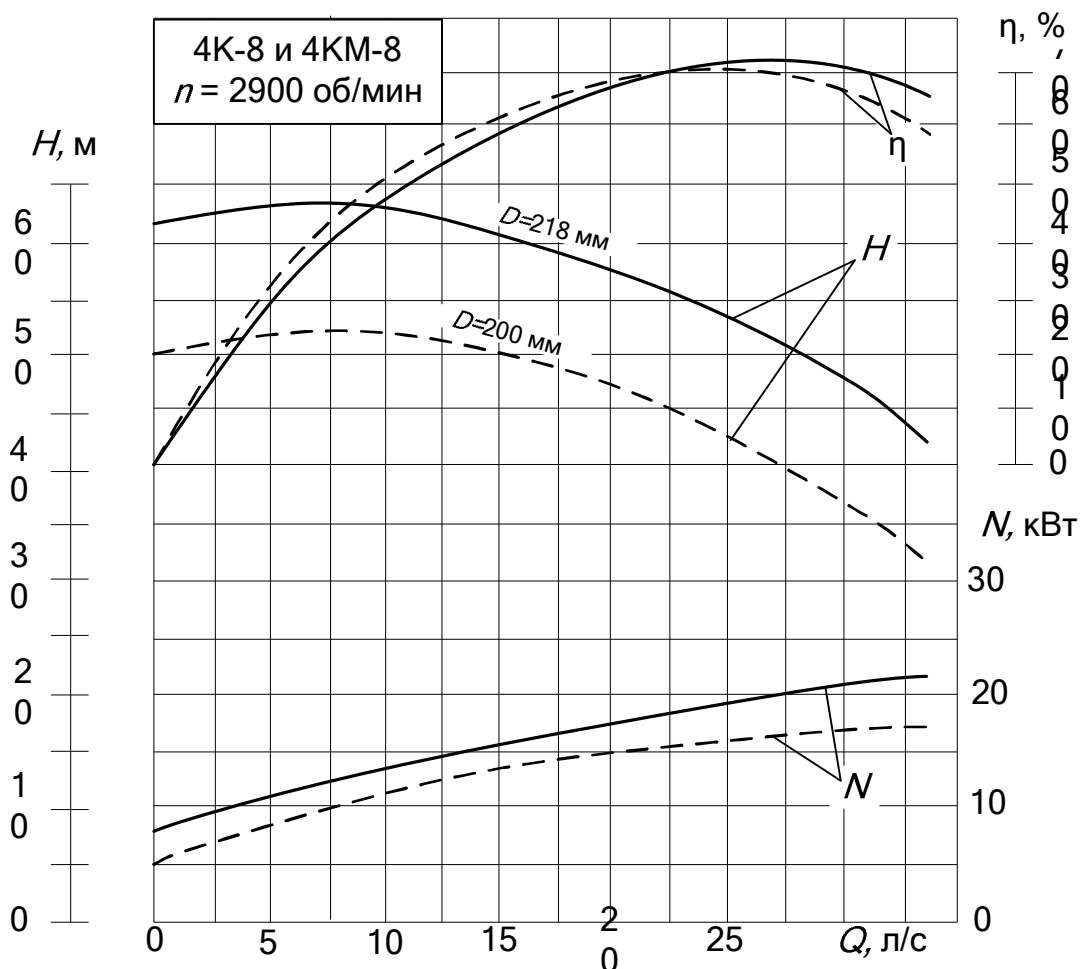
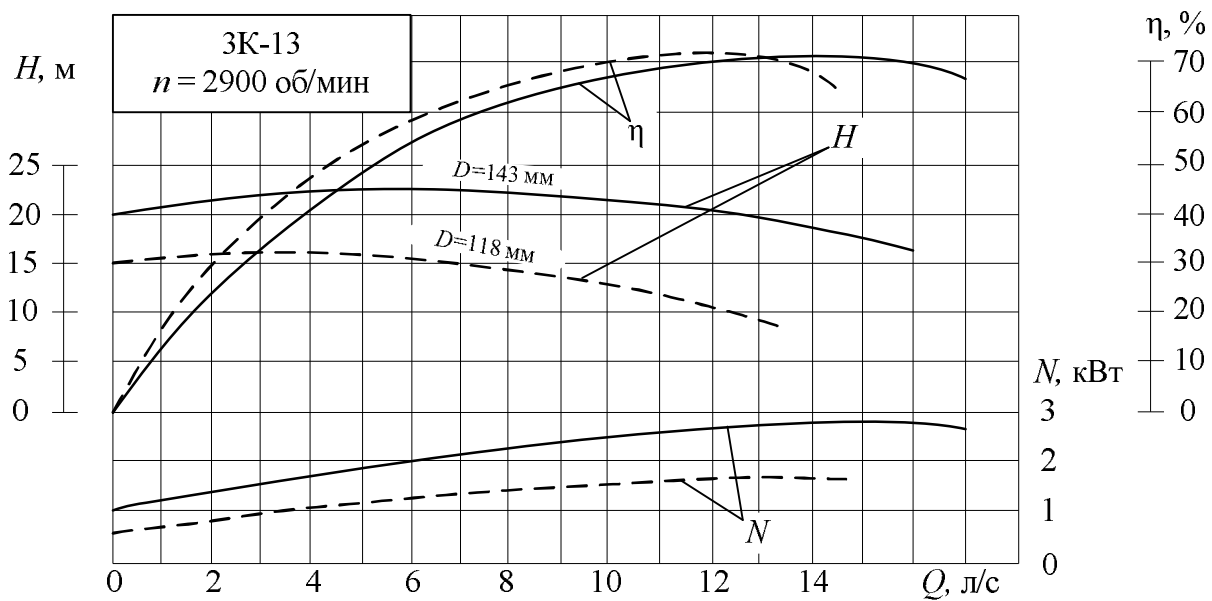
Такие насосы предназначены для перекачивания в стационарных условиях чистой воды (кроме морской) с рН от 6 до 9 и других жидкостей, сходных с водой по плотности, вязкости и химической активности, содержащих твердые включения по объему не более 0,1 % и размером до 0,2 мм. Температура перекачиваемой жидкости от 0 до 105 °С.

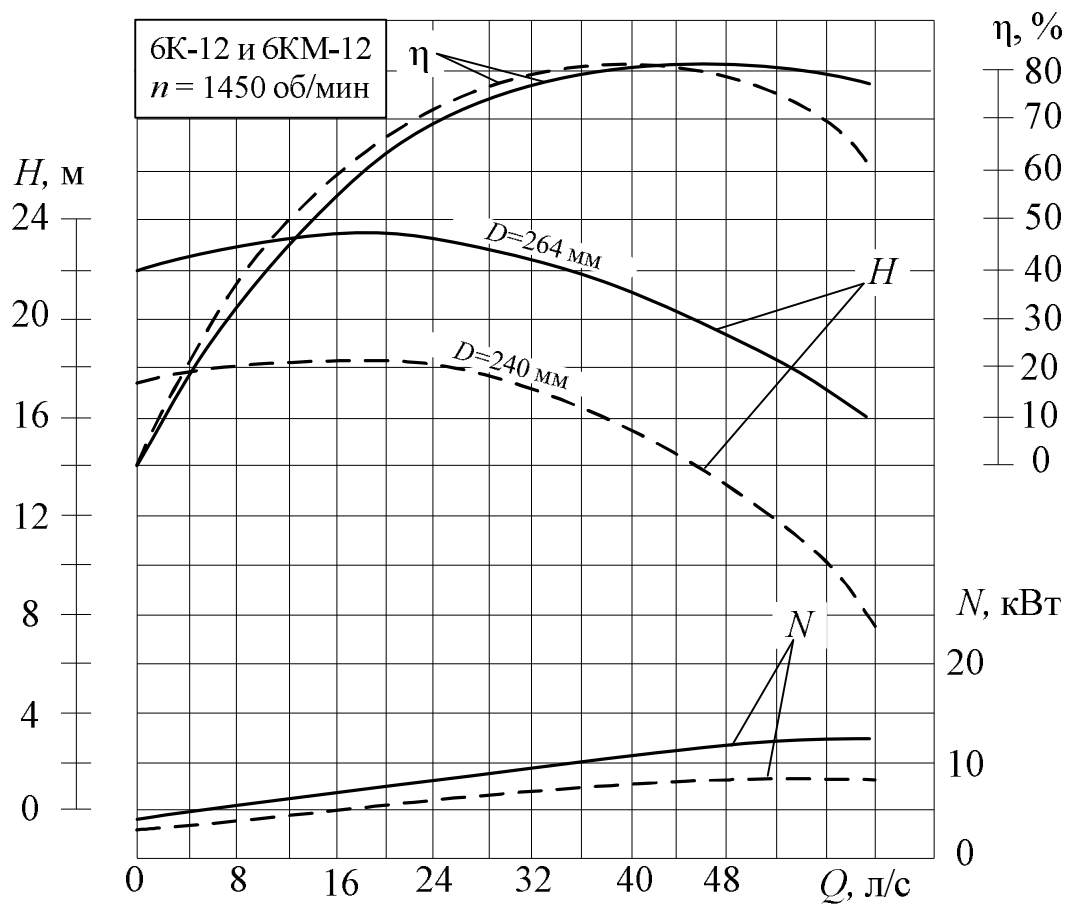
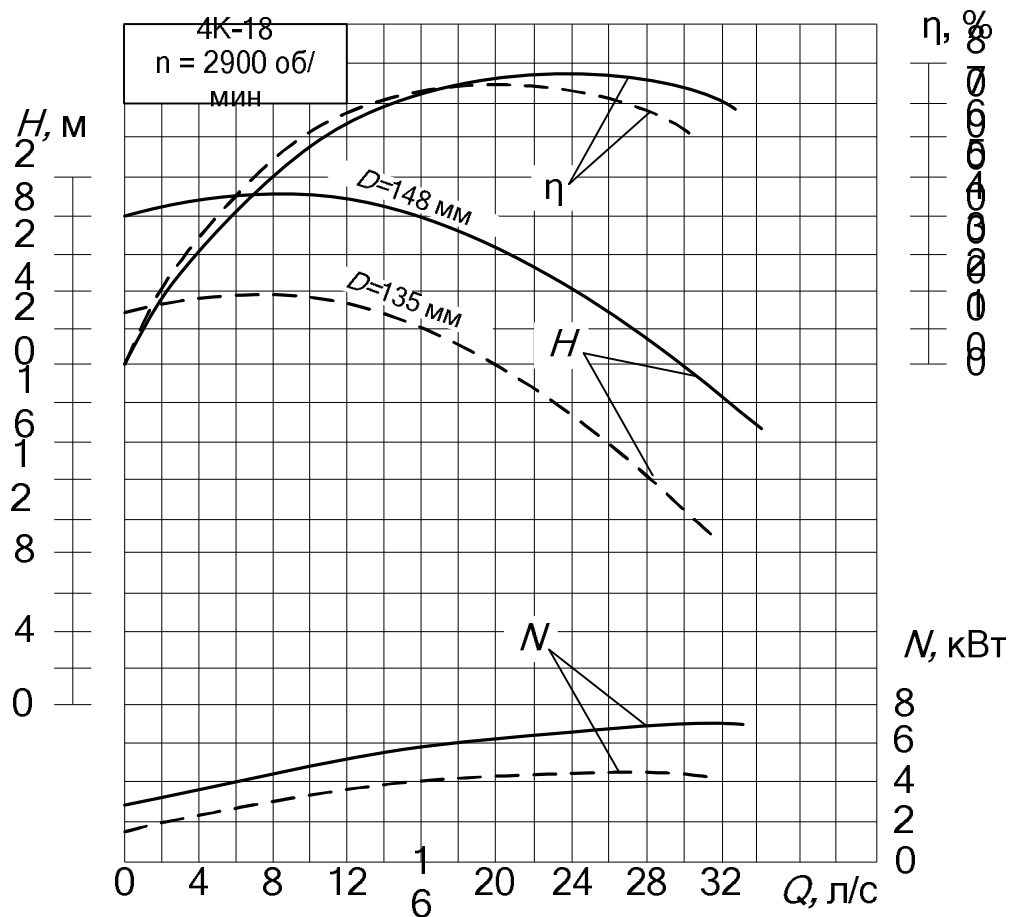
Расшифровка обозначения насосов типа К и КМ

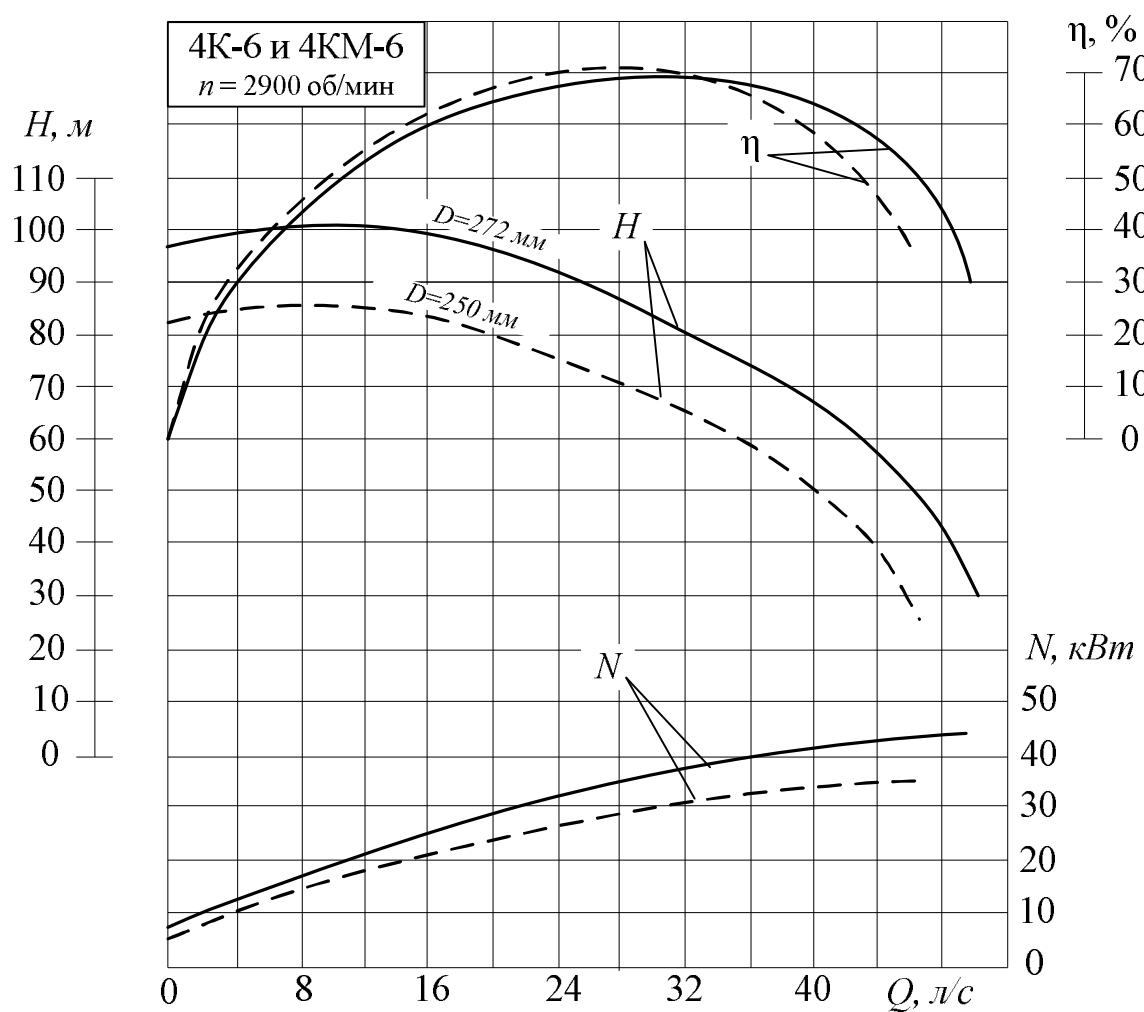
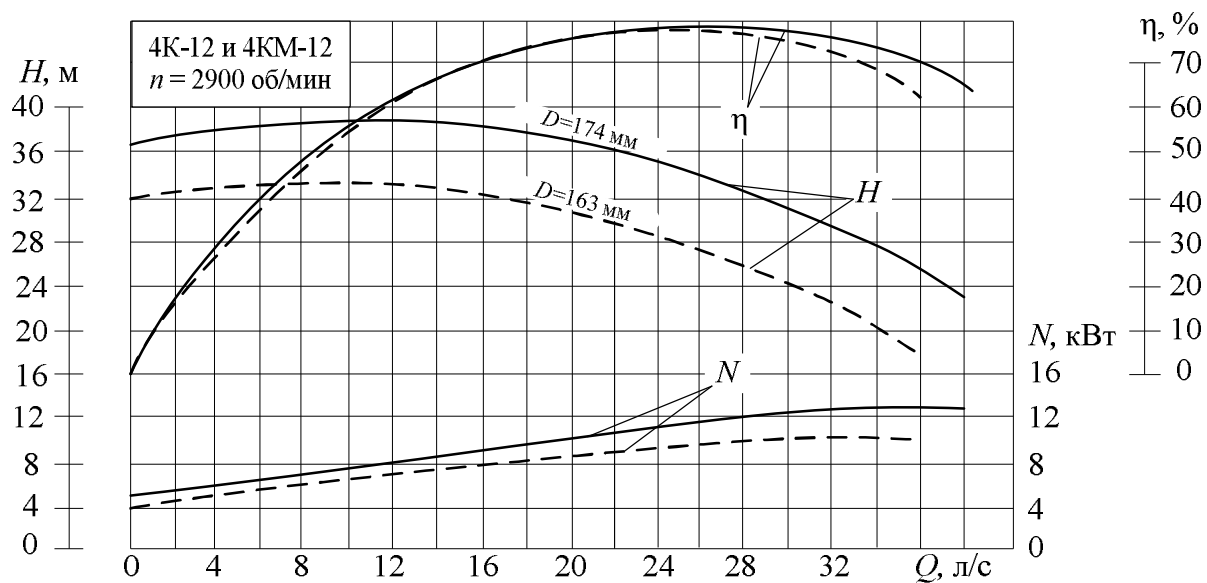


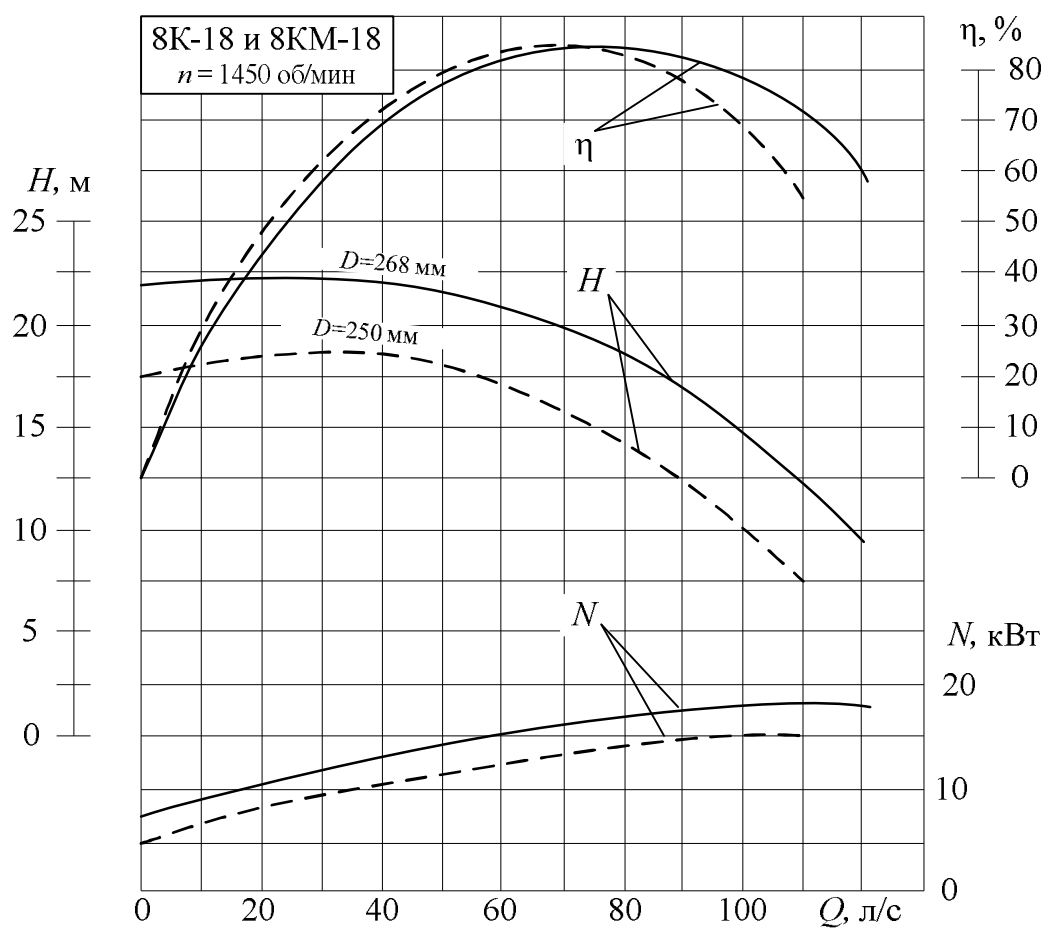
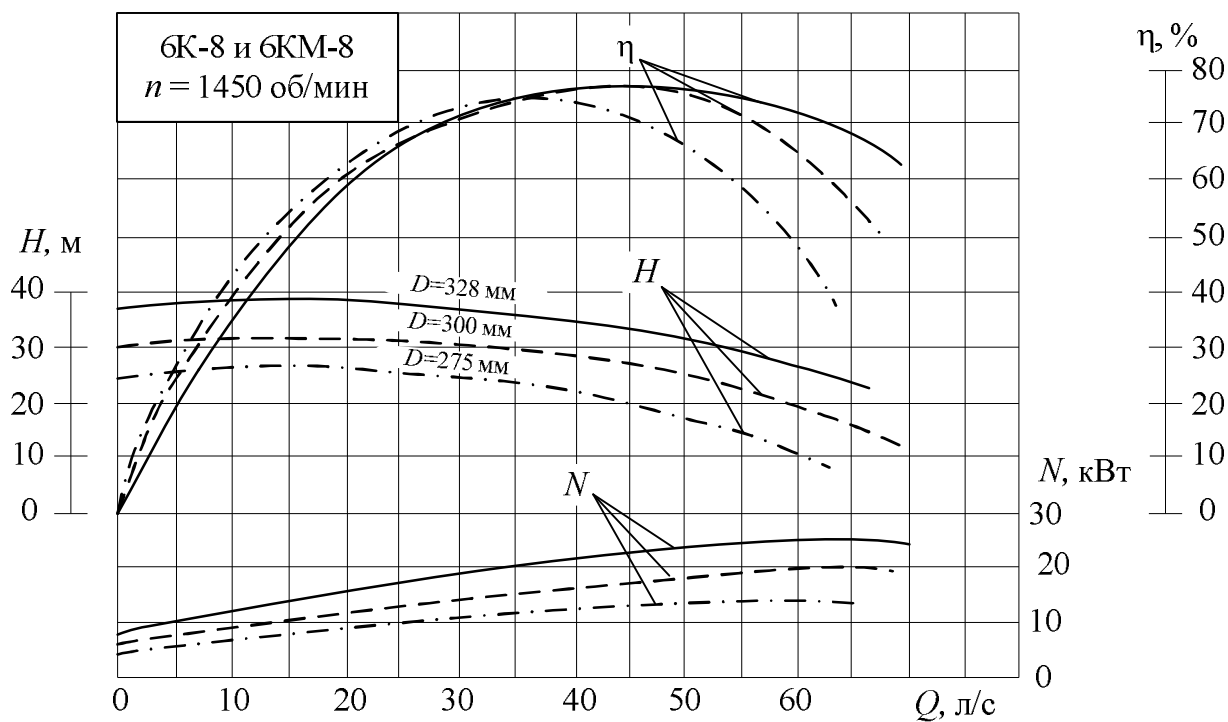








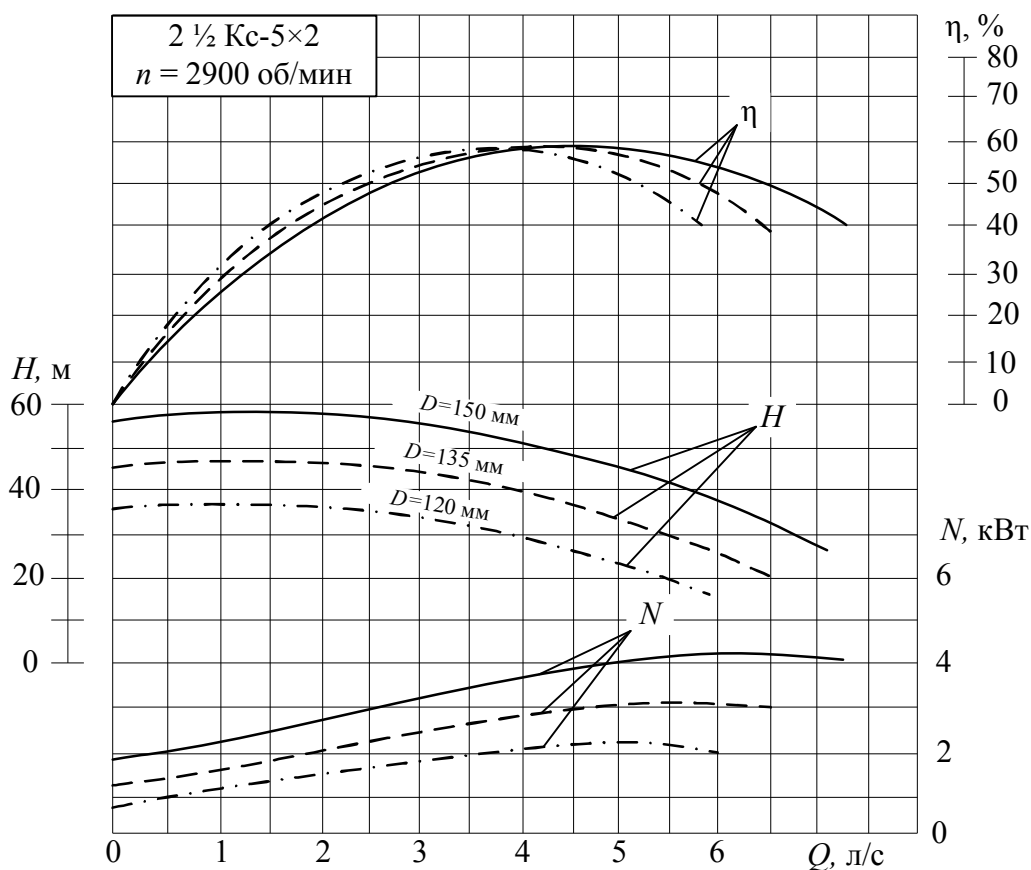
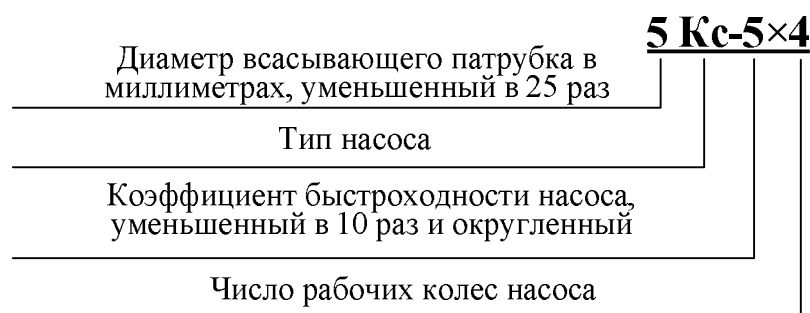


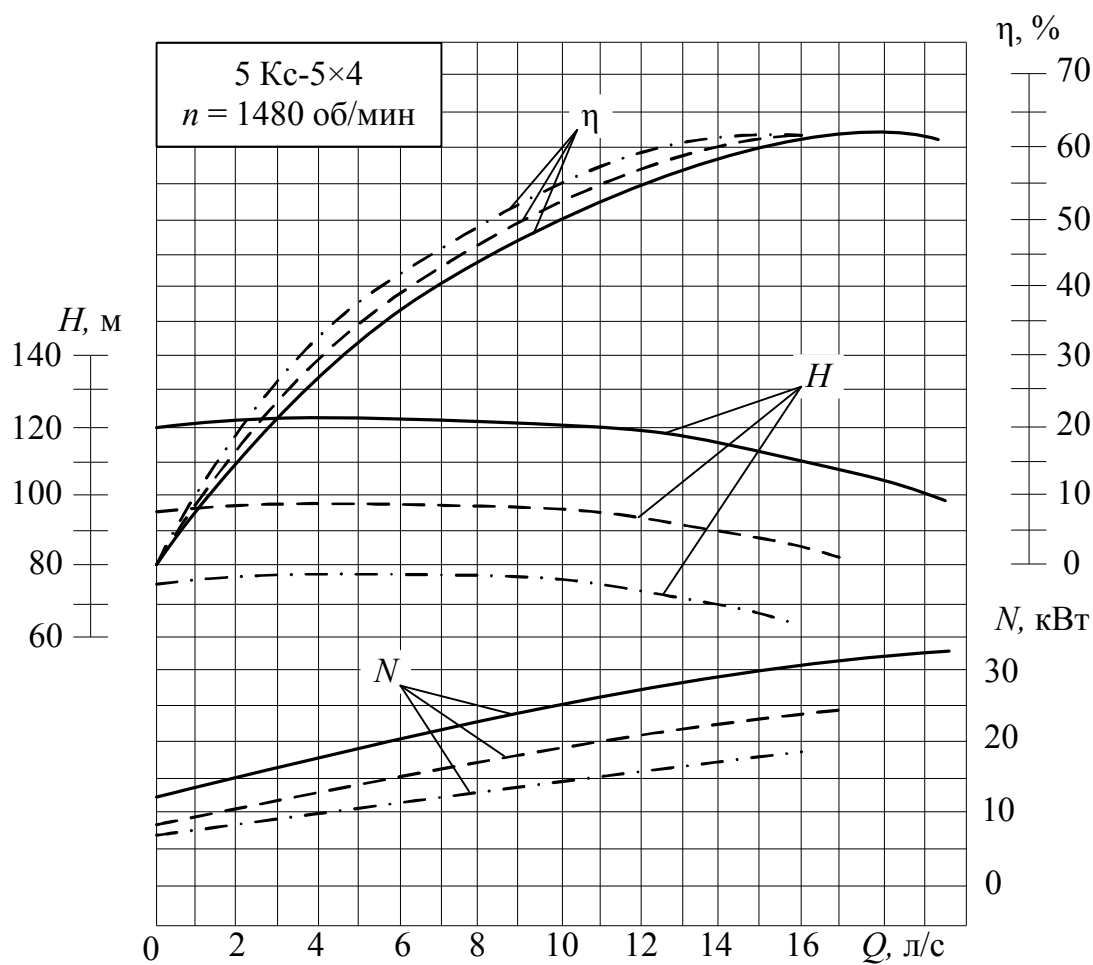
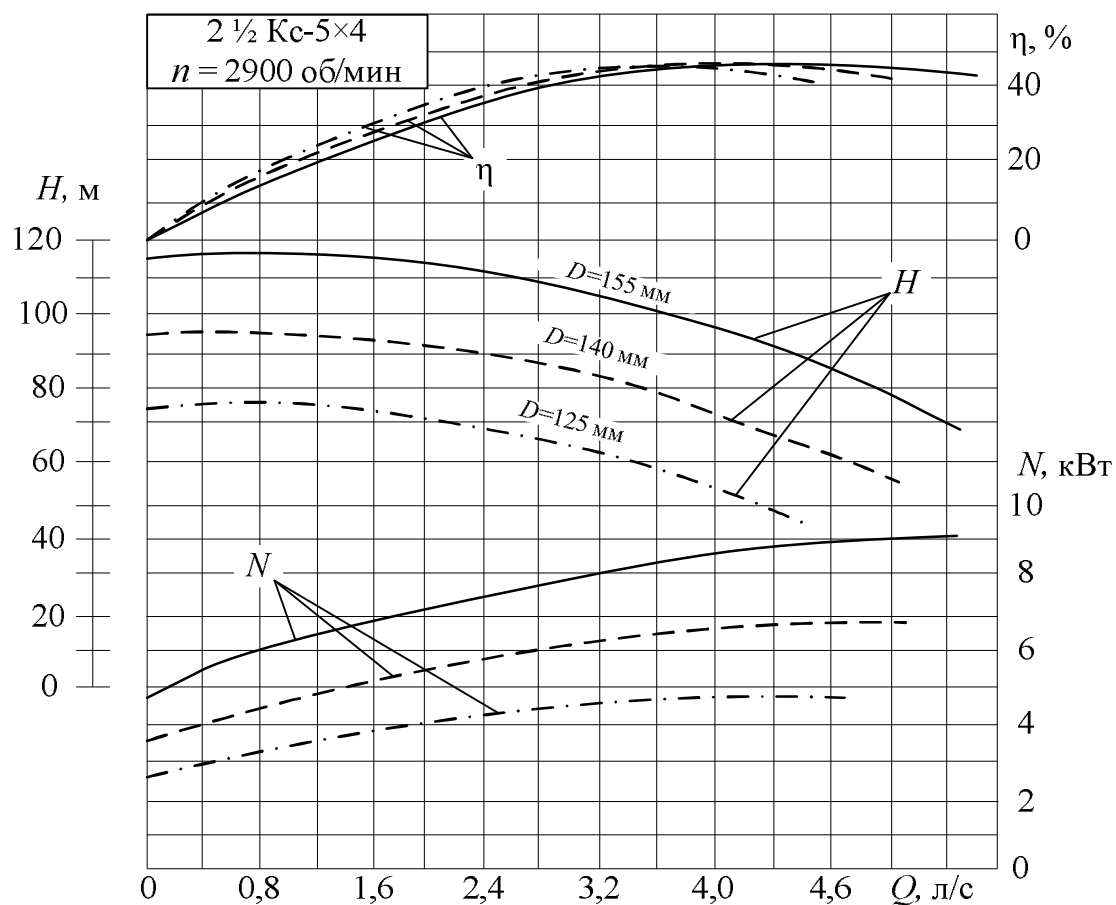


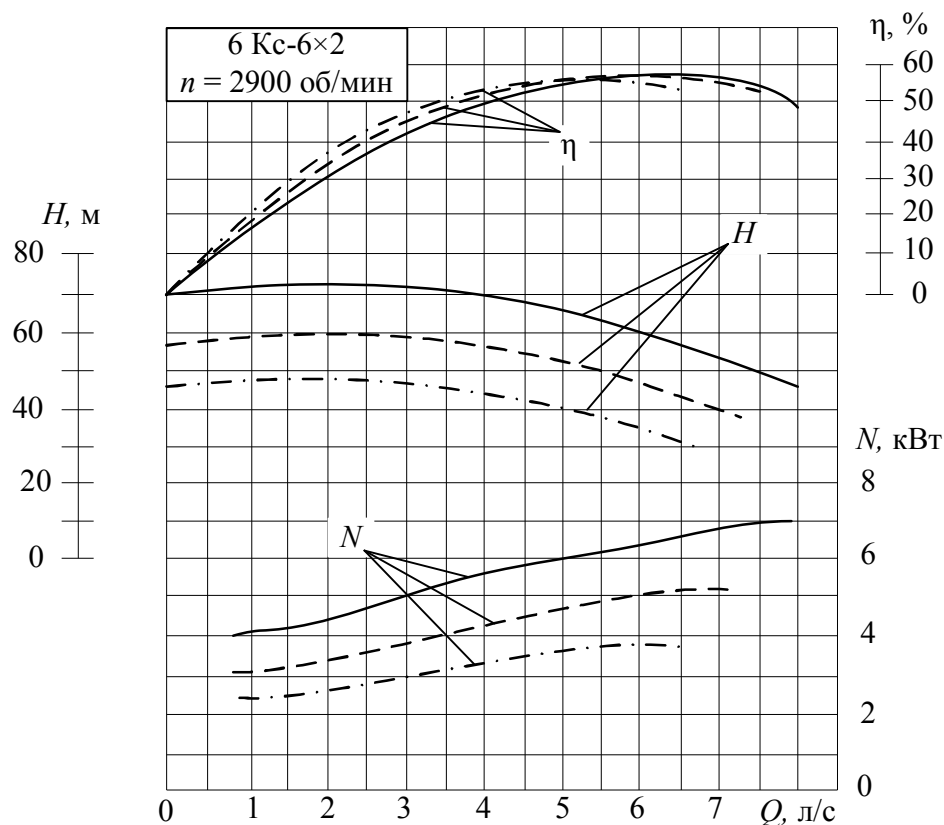
Насосы типа **Кс** – горизонтальные, центробежные, многоступенчатые насосы, используются для перекачивания конденсата в паровых сетях тепловых электростанций, работающих на органическом топливе, а также жидкостей, сходных конденсатом по свойствам и содержанию твердых частиц. Конденсат должен иметь водородный показатель рН 6,8-9,2 и не должен содержать твердых частиц размером более 0,1 мм и концентрацией не более 5 мг/л. Уплотнение вала насоса – одинарное, двойное сальниковое или одинарное торцовое.

Насосы типа **КсД** – центробежные, горизонтальные, спиральные с горизонтальным разъемом корпуса, трехступенчатые с колесом первой ступени двустороннего входа. Предназначены для перекачивания конденсата в пароводяных сетях тепловых и энергетических блоков ТЭС, а также чистой воды с температурой до 125 °С в системах тепло- и водоснабжения, металлургии.

Расшифровка обозначения насосов типа Кс и КсД



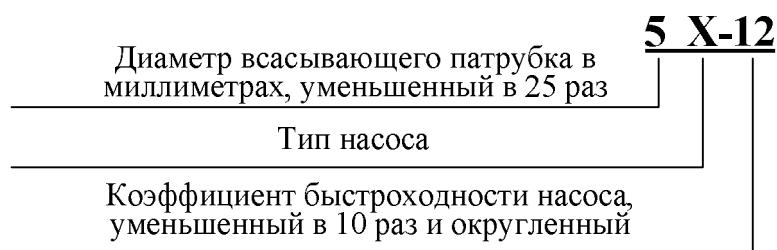




Насосы **типа X** предназначены для перекачивания химически активных жидкостей (кислот, щелочей) и нейтральных жидкостей плотностью не более 1850 кг/м^3 , содержащих твердые включения в количестве не более 0,1 % по объему с размером частиц не более 0,2 мм.

Насосы типа ХНЗ, КНЗ, ЯНЗ, ЭИНЗ – центробежные одноступенчатые насосы консольного типа, предназначенные для подачи чистых кислот и щелочей, не содержащих взвешенных частиц. Насосы ХНЗ, КНЗ, ЯНЗ и ЭИНЗ по конструкции и рабочей характеристике (подача, напор, мощность, КПД, частота вращения рабочего колеса) совершенно одинаковы и отличаются только сплавом, из которых отлиты проточные детали насоса.

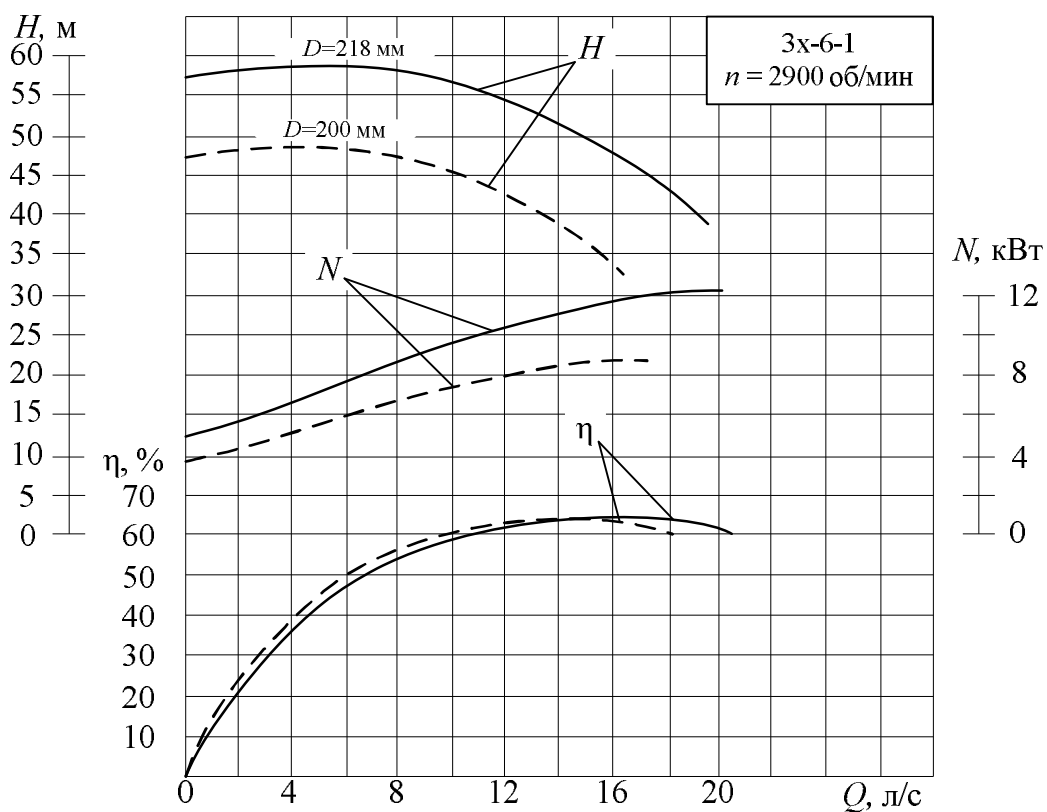
Расшифровка обозначения насосов типа X

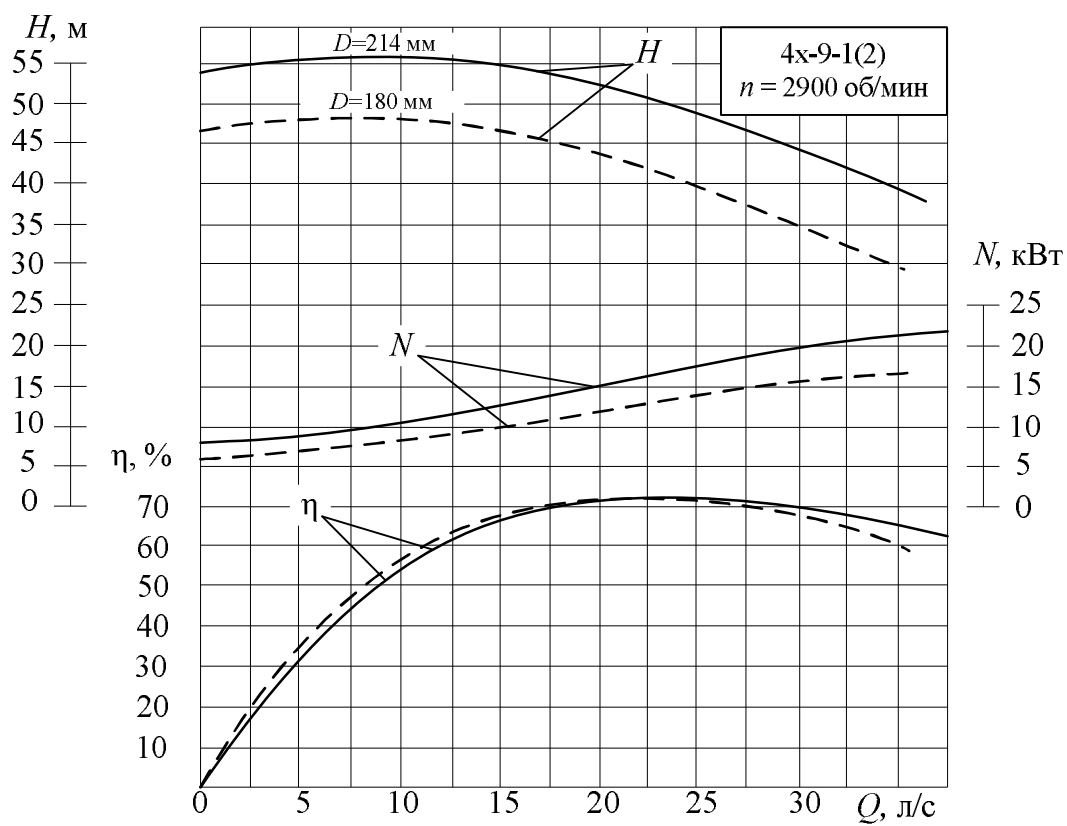
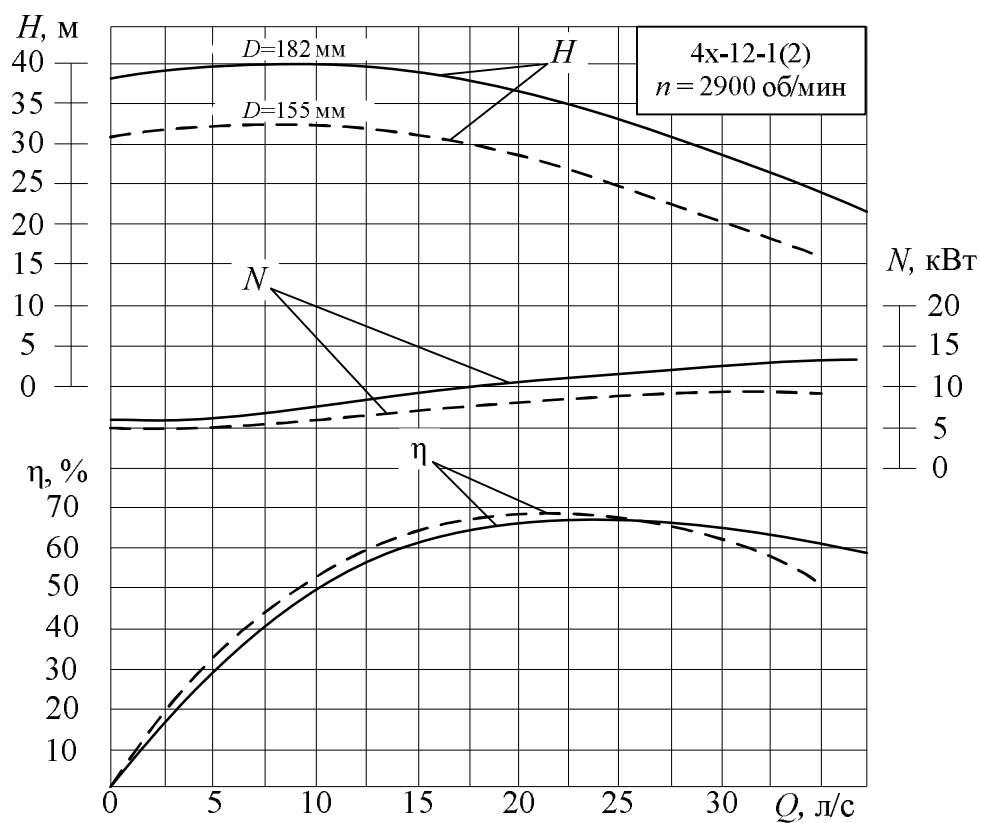


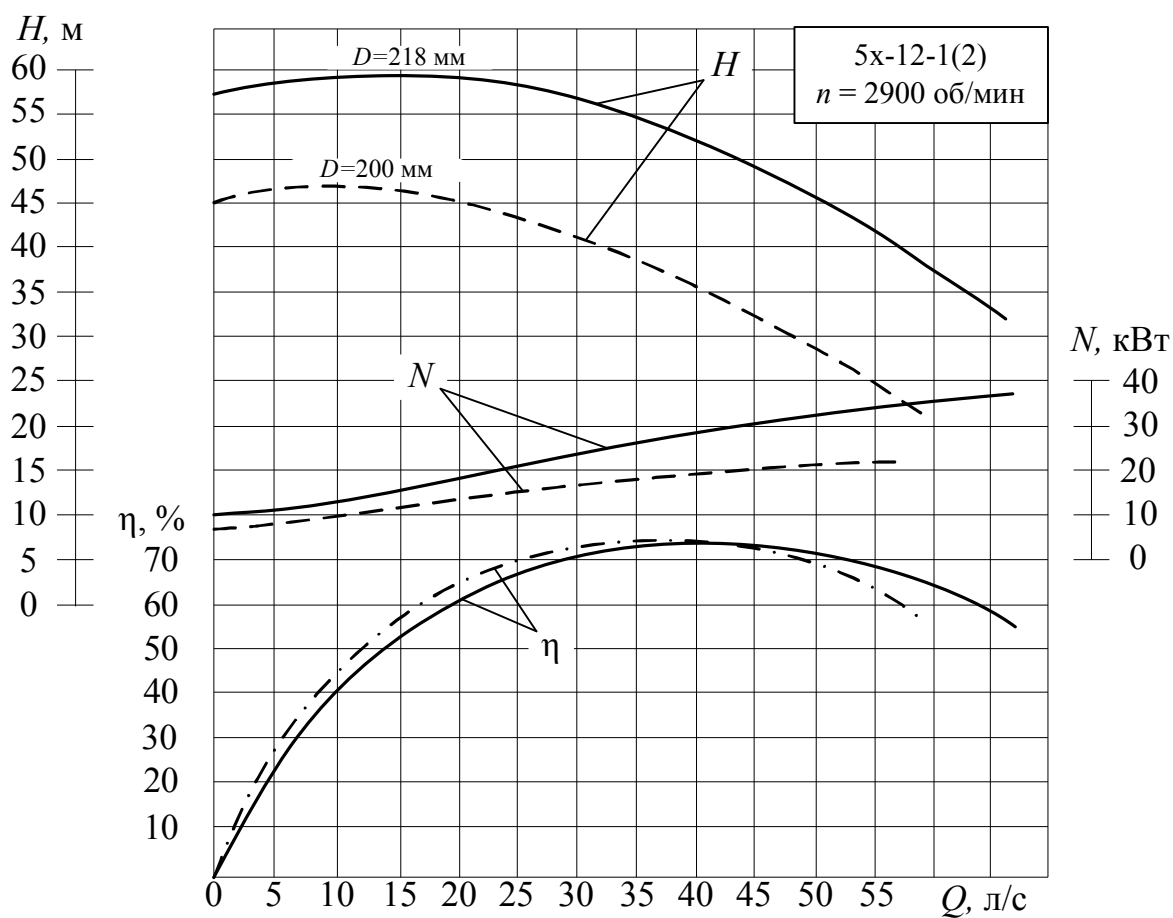
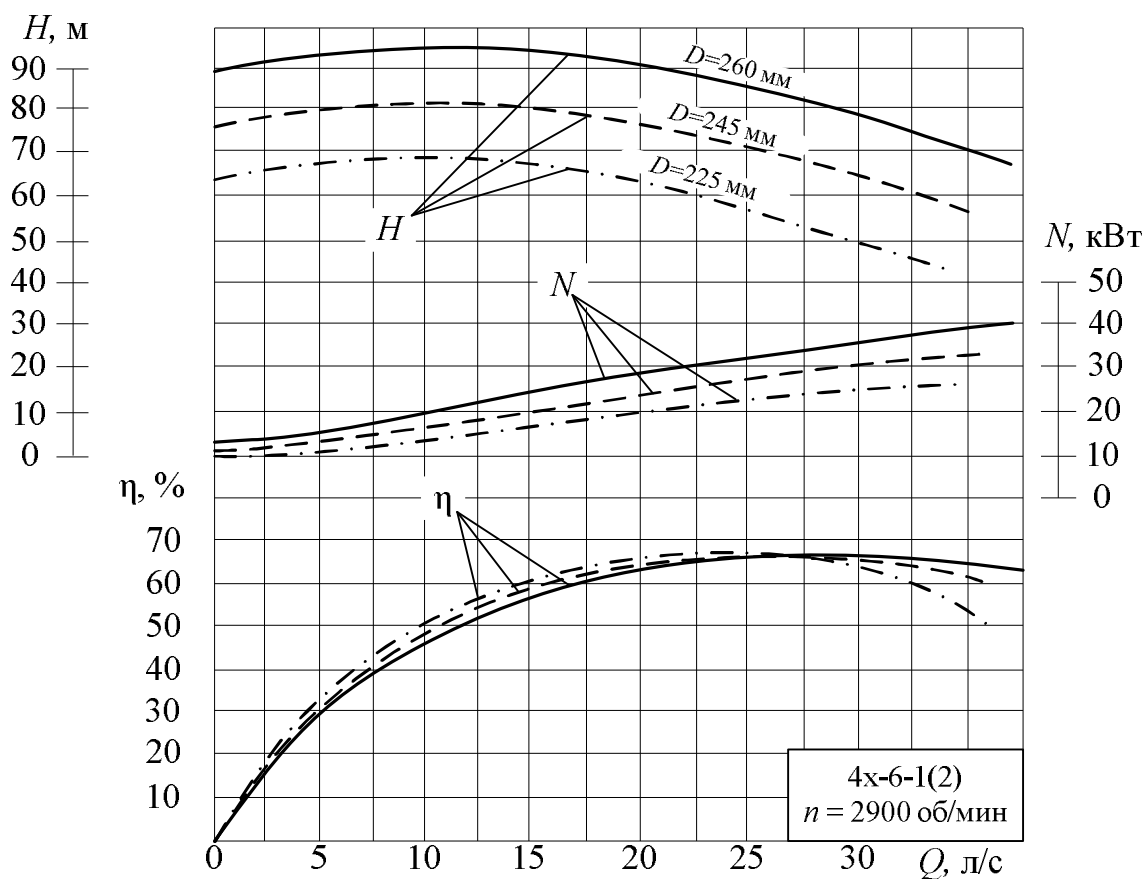
Расшифровка обозначения насосов типа КНЗ, ХНЗ, ЯНЗ и ЭИНЗ

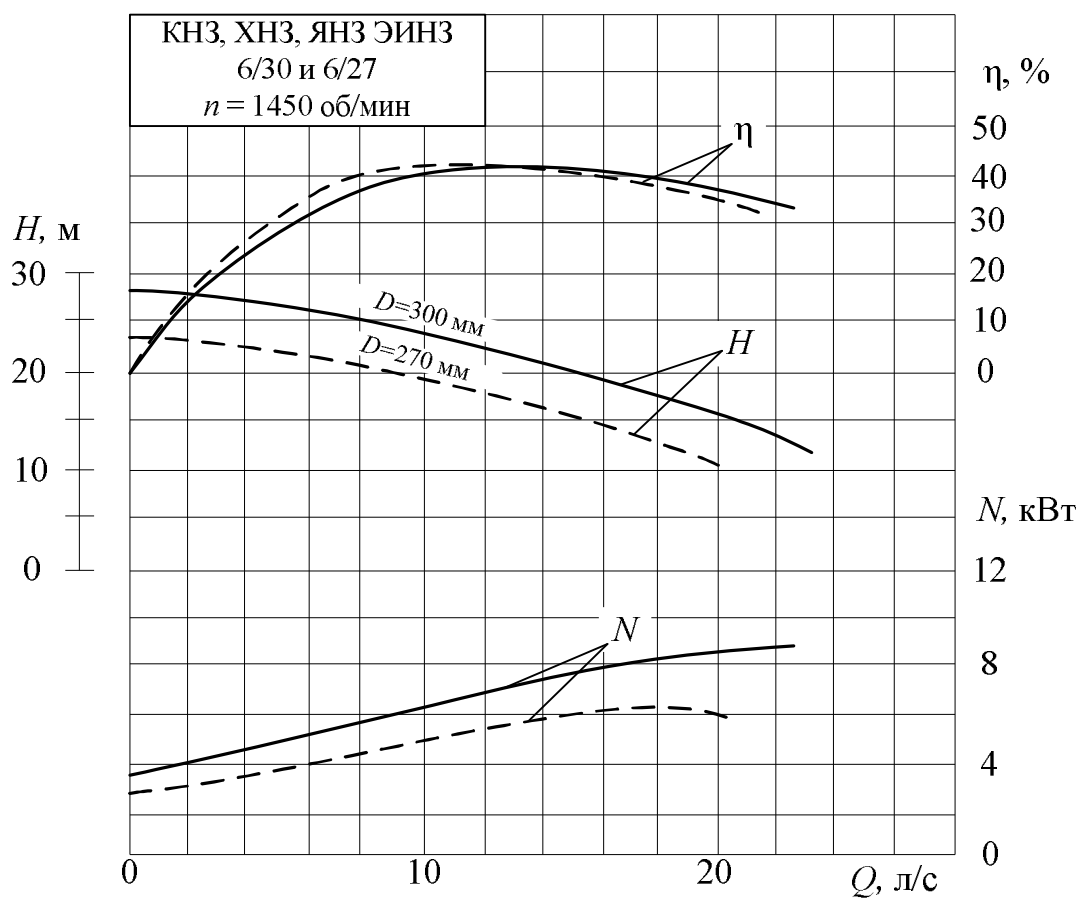
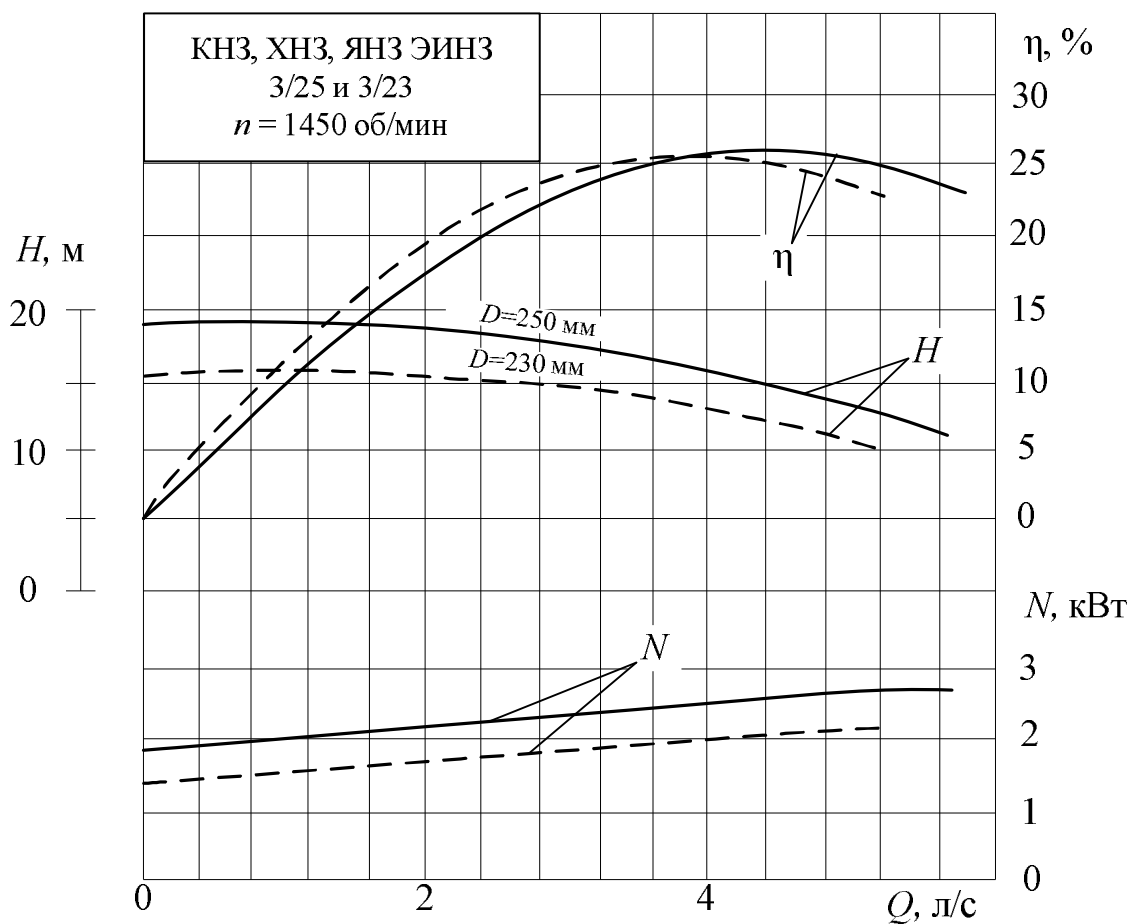
КНЗ 6/30

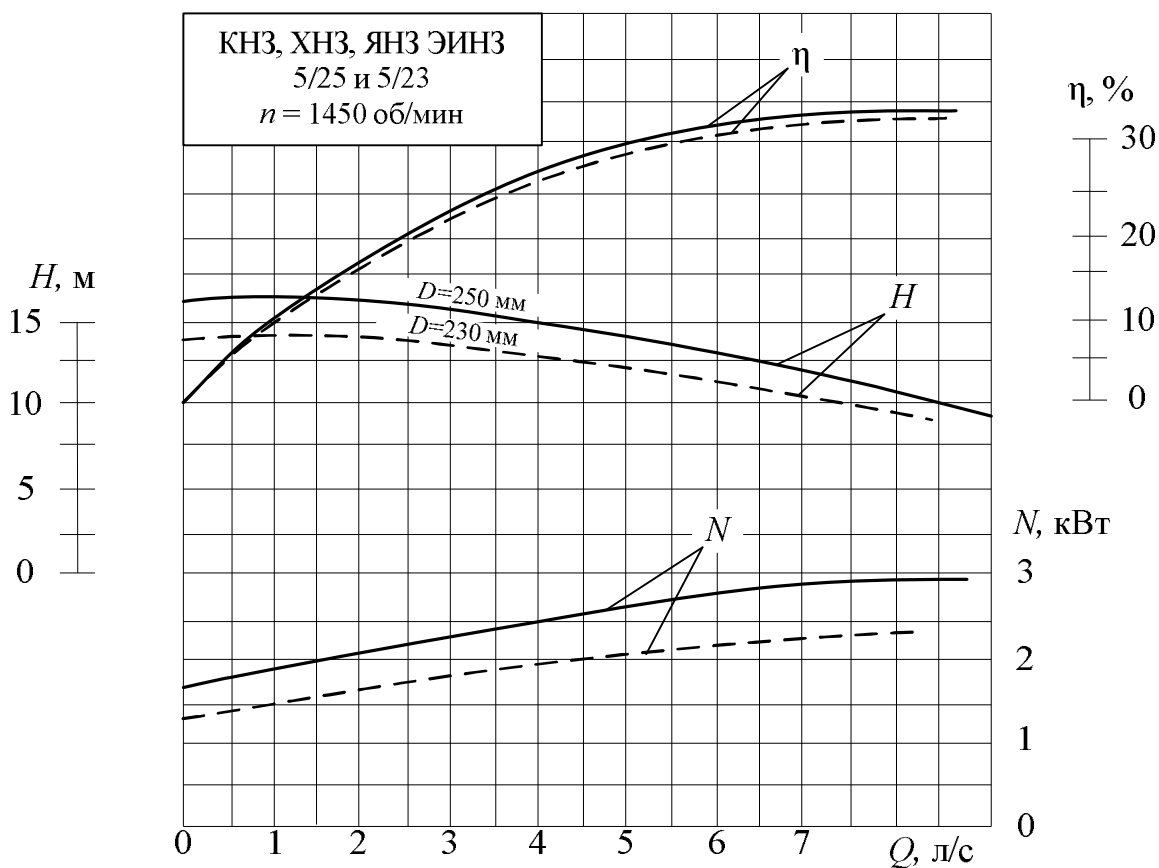
Сплав, из которого отлиты проточные детали насоса: К - железокремнистый сплав; Х - железохромистый сплав; Я – нержавеющая сталь; ЭИ – жароупорная сталь
Насос
Условное обозначение конструкции насоса
Диаметр напорного патрубка, см
Наружный диаметр рабочего колеса, см





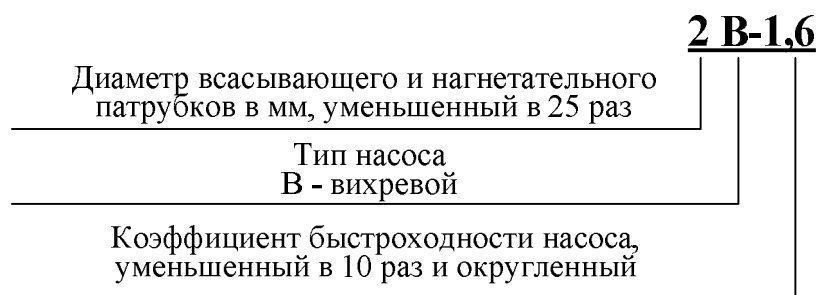




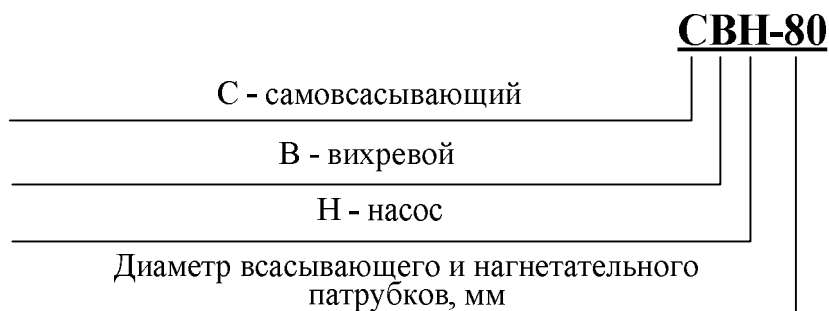


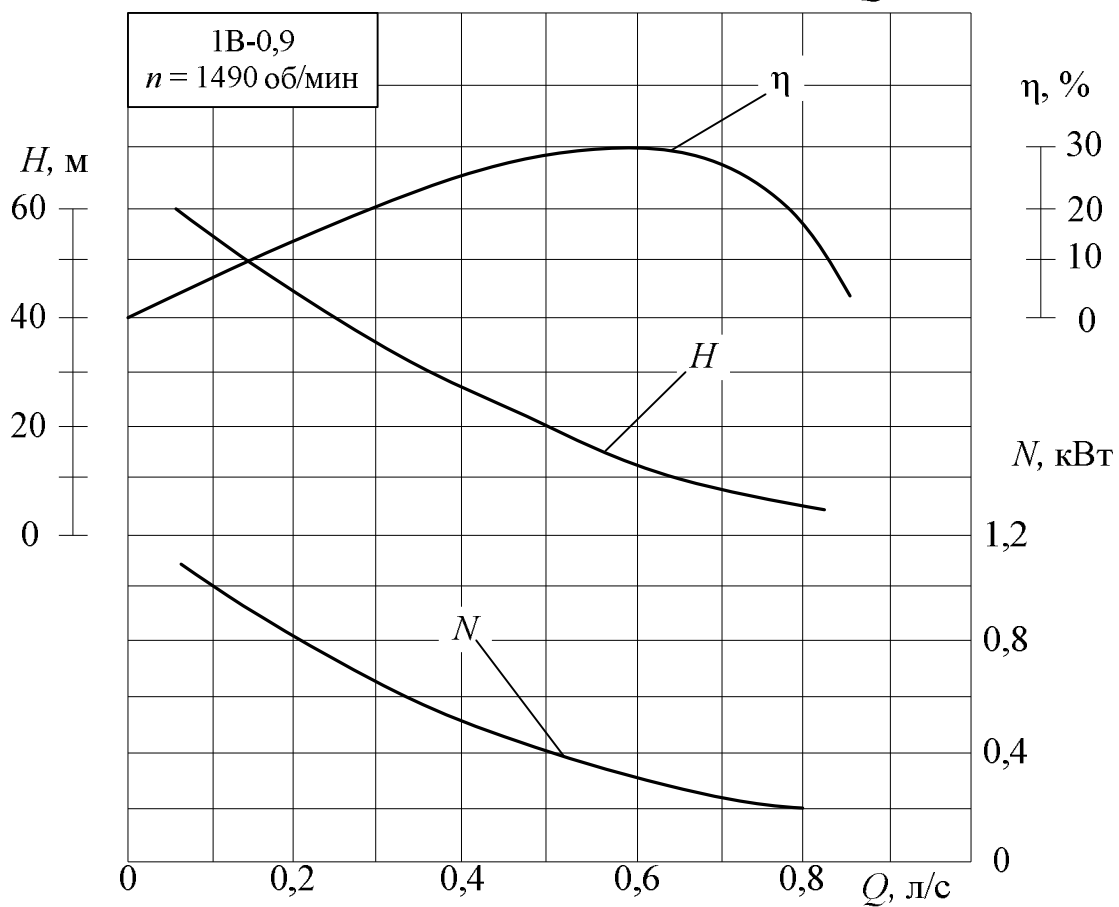
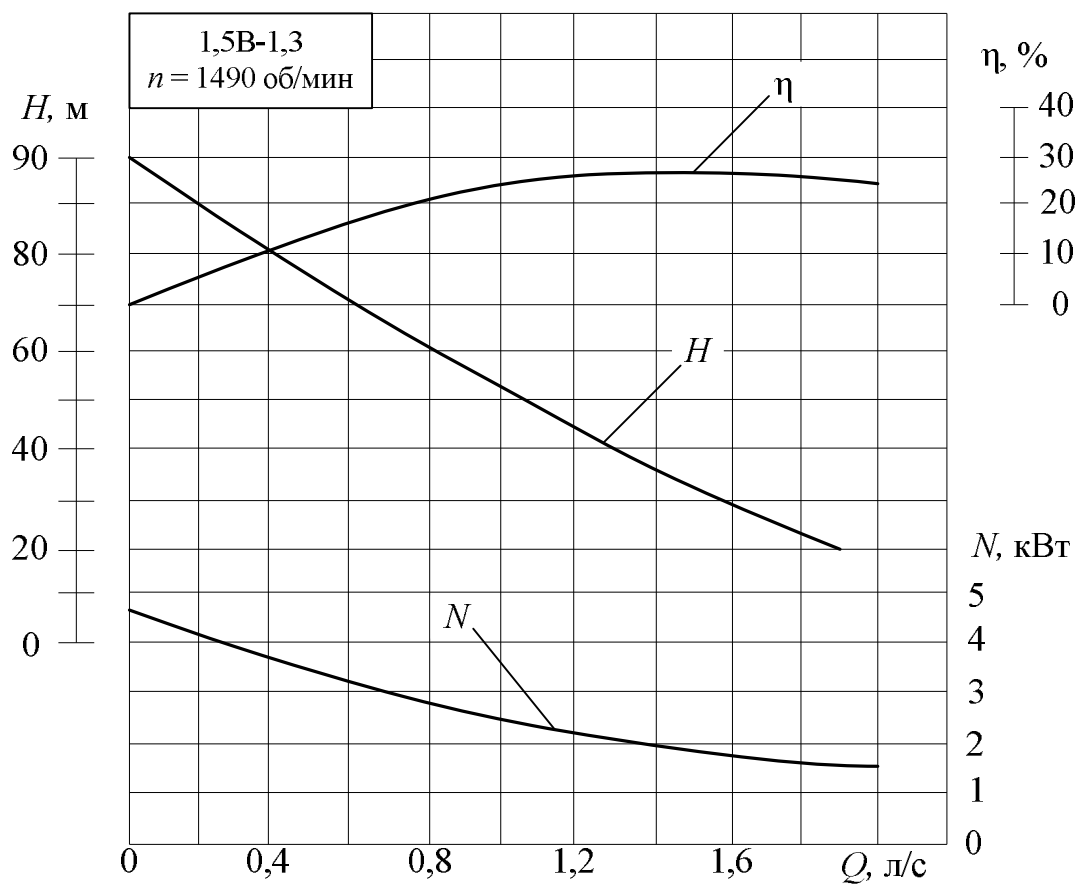
Насосы типа **В** и **СВН** – вихревые насосы. Предназначены для перекачки воды и других жидкостей с температурой до 90°C без абразивных примесей и вязкостью не более $36 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

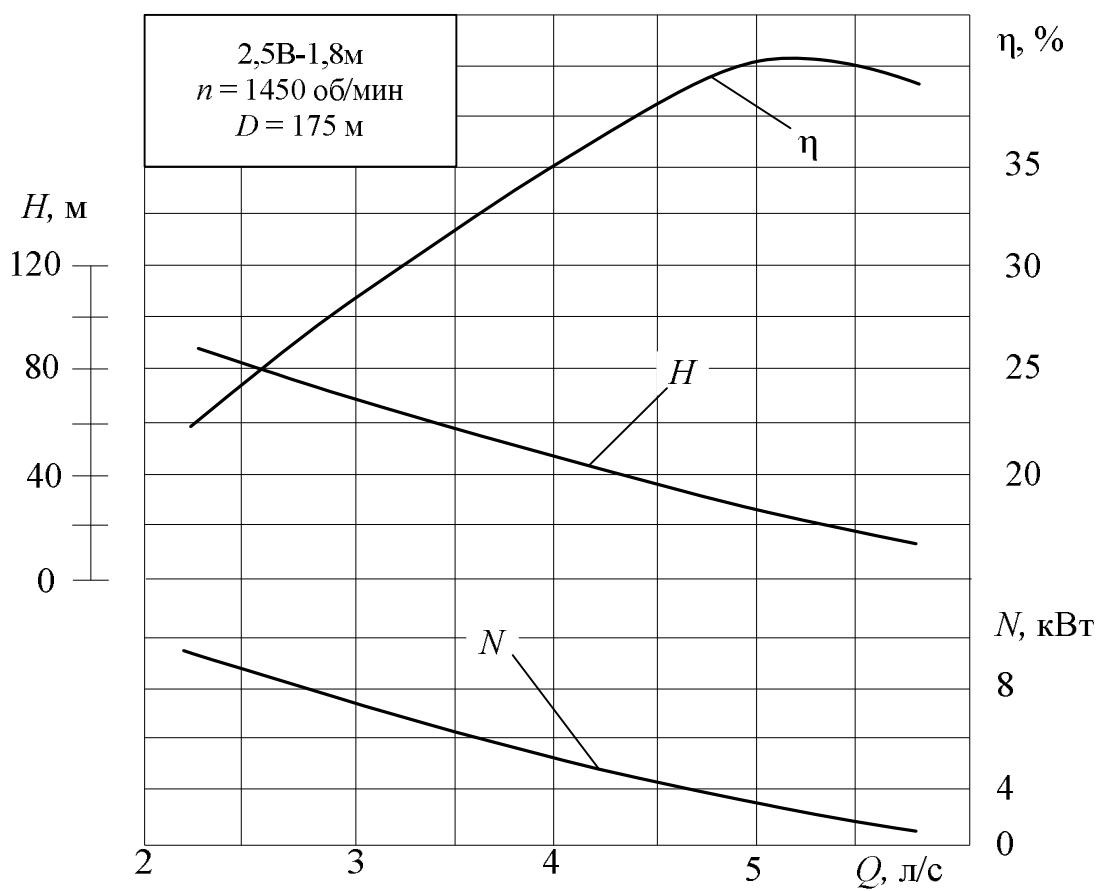
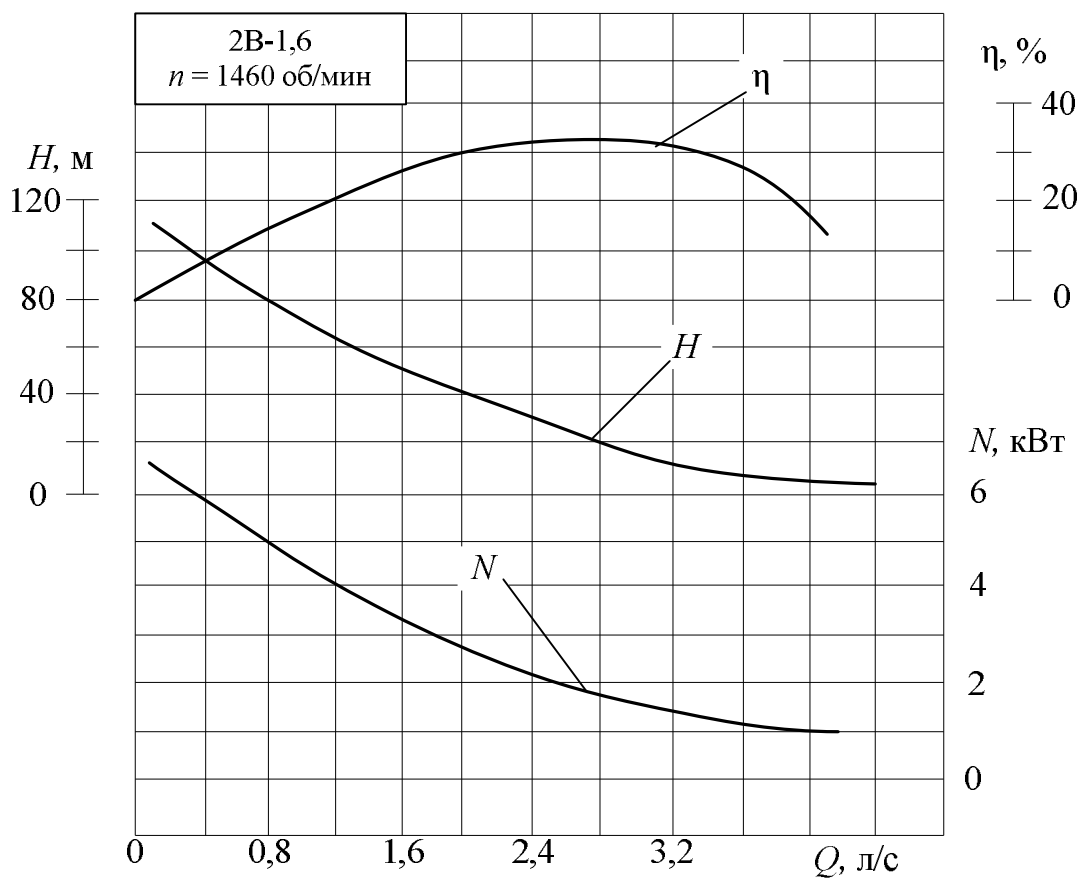
Расшифровка обозначения вихревых насосов типа В

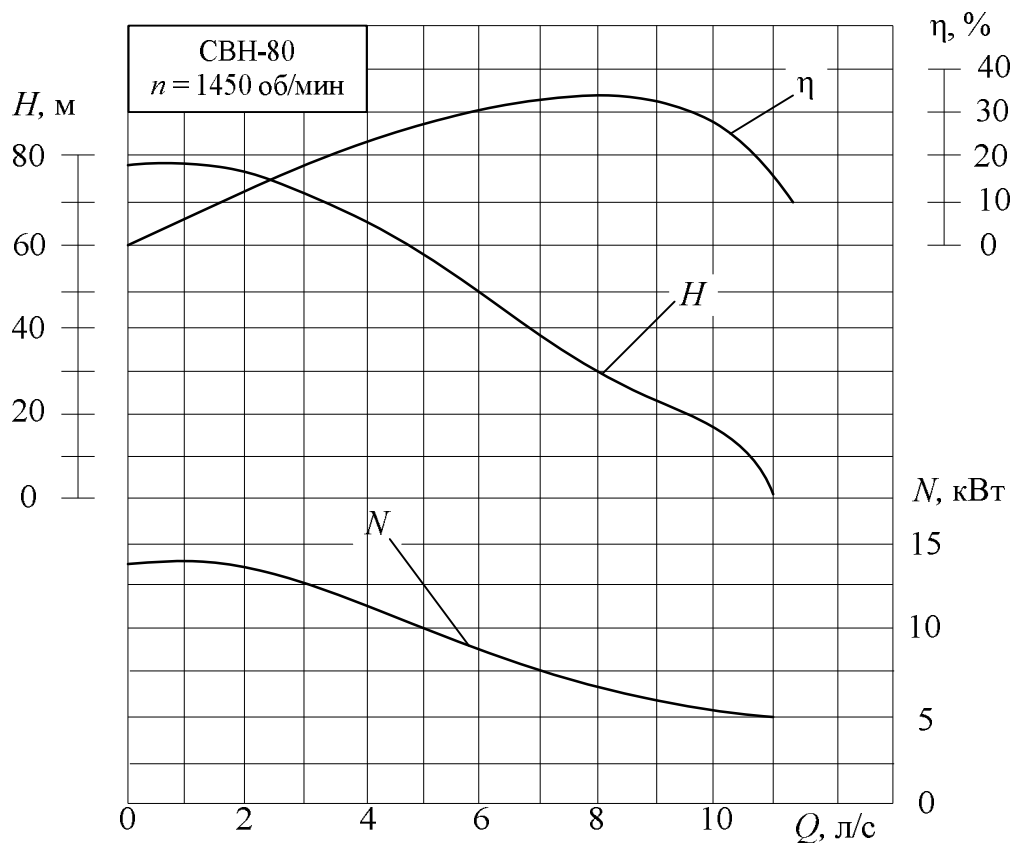


Расшифровка обозначения вихревых насосов типа СВН

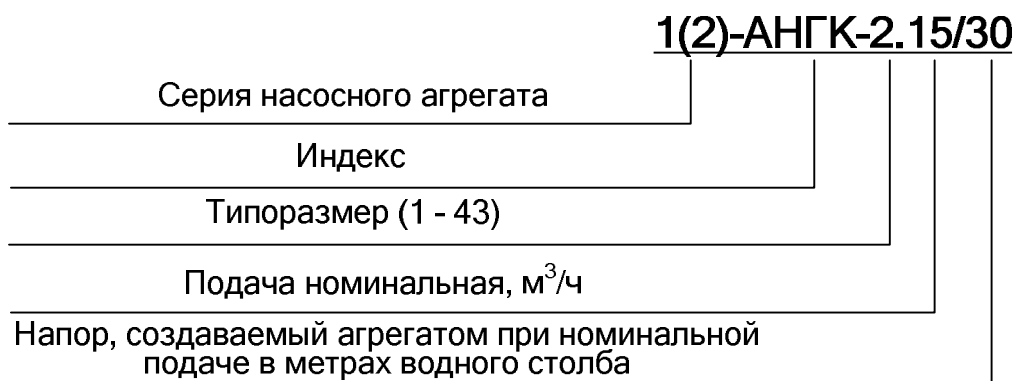








Расшифровка обозначения насосных агрегатов типа АНГК



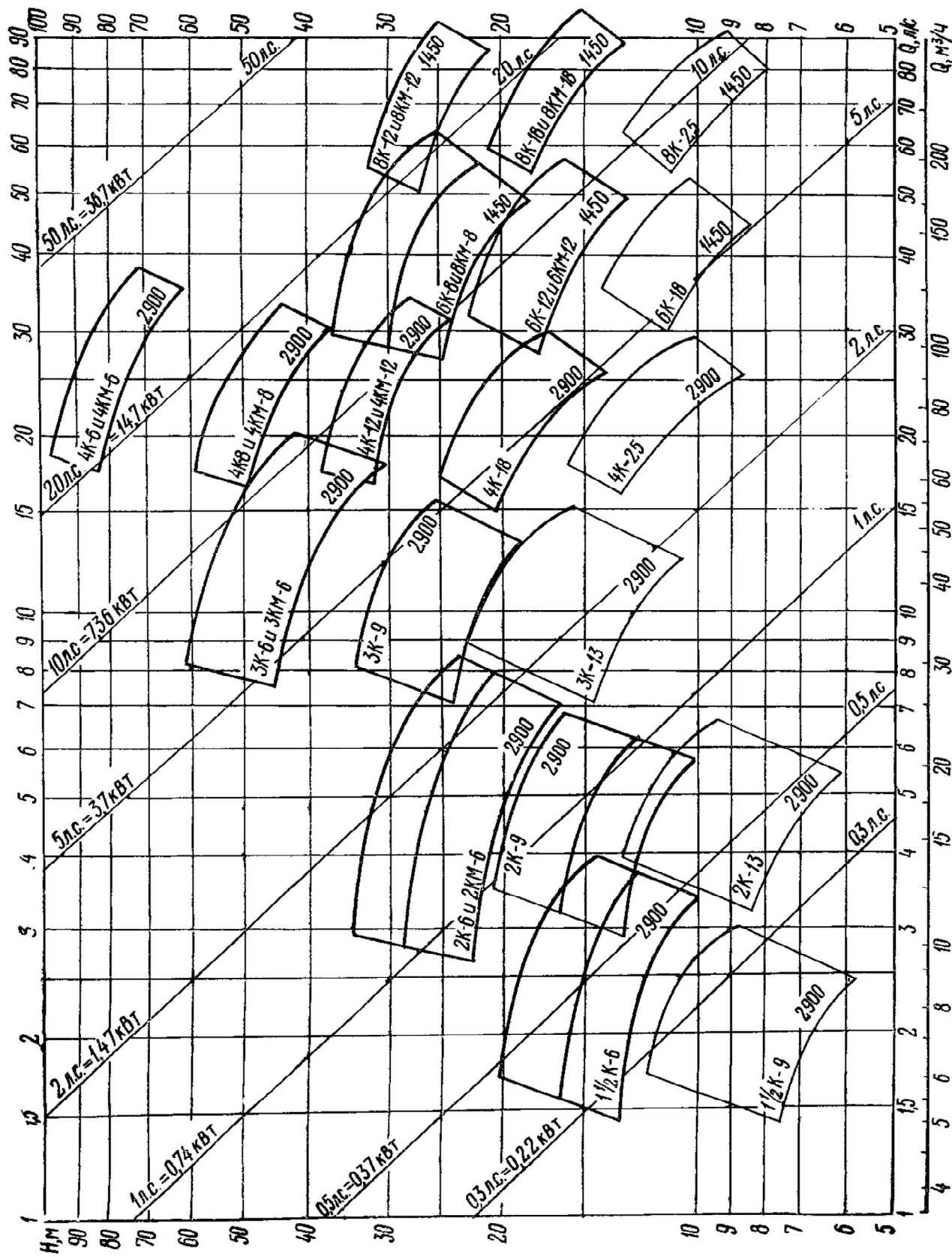


Рис. Б.1—Сводный график подачи и напоров насосов типа К и КМ

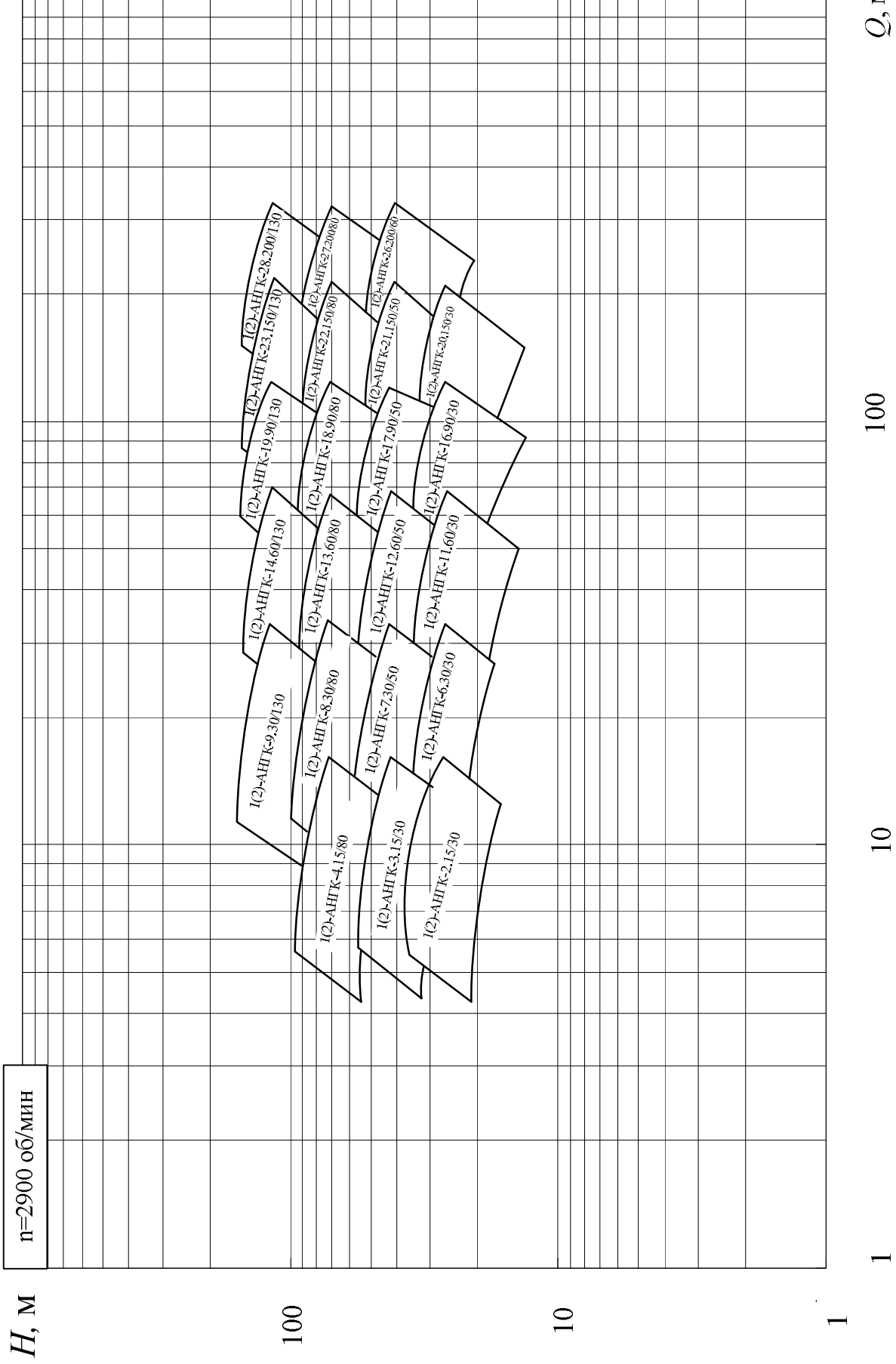





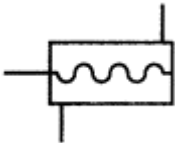




Рис. Б.2 – Сводный график подачи и напоров насосных агрегатов серий 1-АНГК и 2-АНГК

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Условные обозначения оборудования на технологических схемах

Таблица В.1 – Условные обозначения насосов на технологических схемах

Наименование	Обозначение
1. Насос нерегулируемый: - с нереверсивным потоком	
- с реверсивным потоком	
2. Насос регулируемый: - с нереверсивным потоком	
- с реверсивным потоком	
3. Насос шестеренный	
4. Насос винтовой	
5. Насос пластинчатый	
6. Насос радиально-поршневой	

Окончание таблицы В.1


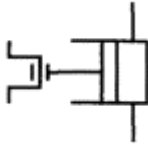
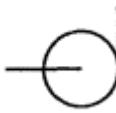
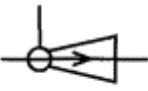
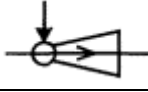
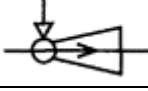
Наименование	Обозначение
7. Насос аксиально-поршневой	
8. Насос кривошипный	
9. Насос лопастной центробежный	
10. Насос струйный: - общее обозначение	
- с жидкостным внешним потоком	
- с газовым внешним потоком	

Таблица В.2 – Условные обозначение трубопроводной арматуры


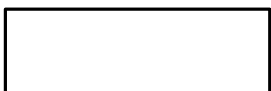
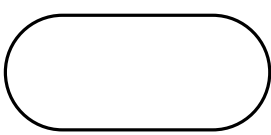
Наименование	Обозначение
1. Вентиль (клапан) запорный: проходной	
угловой	
2. Вентиль (клапан) трехходовой	
3. Вентиль, клапан регулирующий: проходной	
угловой	
4. Клапан обратный (клапан невозвратный): проходной	
угловой	

Окончание таблицы В.2

Наименование	Обозначение
5. Клапан предохранительный: проходной	
угловой	
6. Задвижка	
7. Затвор поворотный	
8. Кран: проходной	
угловой	
9. Кран трехходовой: общее обозначение	
10. Фильтр	

Примечание – Движение рабочей среды через клапан должно быть направлено от белого треугольника к черному.

Таблица В.3 – Условные обозначения емкостей на технологических схемах

Наименование	Обозначение
1. Емкости под атмосферным давлением: открытая	
закрытая	
2. Емкости под давлением выше атмосферного	
3. Емкости под давлением ниже атмосферного	