

Тема 1.14 Классификация и технические характеристики насосов

Насос – это устройство, в котором внешняя механическая энергия преобразуется в энергию перекачиваемой жидкости, в результате чего осуществляется её напорное перемещение. Принцип действия насоса заключается в преобразовании механической энергии в гидравлическую за счёт взаимодействия жидкости с рабочими органами. Насосным агрегатом называется агрегат, состоящий из насоса и приводящего его в движение двигателя, соединённых между собой.

К основному оборудованию НС относятся насосы и их привод, а к вспомогательному – оборудование, необходимое для нормальной эксплуатации основного: системы энергоснабжения, смазки, канализация, отопление, вентиляция и т. д.

Насосы для нефтяной и нефтехимической промышленности – предназначены для сырой нефти и продуктов ее переработки в широком диапазоне температур. Это насосы для магистральных нефтепродуктов, законтурного заводнения нефтяных пластов, бензина, сжиженных газов и др.

По принципу действия подающего элемента насосы по одним источникам подразделяются на динамические, объемные и специальные, по другим – на динамические и объемные.

В динамических насосах жидкость под воздействием гидродинамических сил перемещается в камере (незамкнутом объеме), постоянно сообщаемой с входом и выходом насоса.

По виду сил, действующих на жидкую среду, динамические насосы подразделяются на лопастные, электромагнитные и насосы трения.

Напор насоса

Напор насоса - это сила давления, созданная его лопастями или поршнями, необходимая для того, чтобы протолкнуть жидкость или воздух. Основной единицей измерения являются метры. Хотя напор измеряется в метрах, напор – не геометрическая величина. Напором называется полная удельная энергия, создаваемая насосом. Удельная потому что это энергия, отнесенная к единице веса. Если отнести значение энергии к единице веса, то получим размерность метры.

$$H = E/G \text{ [м]}$$

E = механическая энергия [Н•м]

G = вес перекачиваемой жидкости [Н]

Характеристикой насоса называется графическая зависимость основных параметров насосов (напора H , мощности N , η_v К.П.Д. , допустимого кавитационного запаса h_d или высоты всасывания H_s от подачи Q).

Расход насоса, напор - эти показатели довольно часто путают. Расход насоса - это количество жидкости, проходящей в заданную единицу времени, кубометрами в час. Попросту говоря, это способность насоса перекачивать определенный объем.

$Q = m/\rho$, где ρ — плотность жидкости.

Давление за насосом измеряется манометром (M), а давление перед насосом - вакуумметром (B). В справочной литературе и ГОСТах полный напор насоса H , измеряемый в м вод. ст., записывается так:



Где H_0 и B_0 - показания манометра и вакуумметра в м вод. ст., приведенные к оси насоса; v_2 и v_1 - скорости жидкости (в м/сек) в местах присоединения трубок манометра и вакуумметра.

$$10 \text{ м в.ст.} = 1 \text{ бар} = 100\,000 \text{ Па} = 100 \text{ кПа}$$

Кроме действительного полного напора насоса H , следует различать еще напор теоретический H_T , то есть такой напор, который мог бы быть, если бы отсутствовали гидравлические сопротивления в самом насосе. Очевидно, что протекание жидкости в изогнутых и расширяющихся каналах рабочего колеса центробежного насоса сопровождается не только потерями напора по длине, но и потерями напора на преодоление местных сопротивлений. Если бы эти потери отсутствовали, то данное колесо могло бы развить теоретический напор, больший действительного на величину этих потерь: h - гидравлическое сопротивление трубопровода

Отношение действительного полного напора к теоретическому будем называть гидравлическим к. п. д.

Отношение мощности на валу насоса к мощности, потребляемой из электросети, называется коэффициентом полезного действия электродвигателя:

$$\eta_s = \frac{N}{N_s}$$

Отношение полезной мощности к мощности на валу насоса называется КПД насоса – η

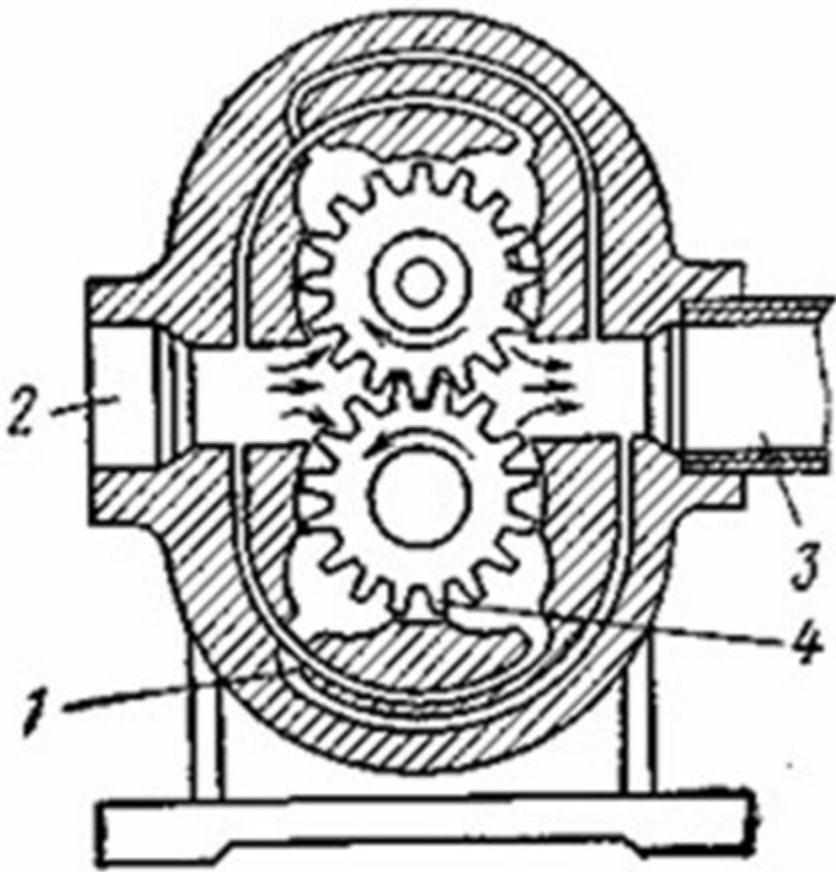
$$\eta = \frac{N_n}{N}$$

На НПС магистральных нефтепроводов используется два вида технологических насосов - подпорные и основные. Основными насосами оборудуются основные НС ГНПС и ПНПС. Данные насосы предназначены для непосредственного транспорта нефти. Подпорные насосы используются только на ГНПС (на их подпорных станциях) и играют вспомогательную роль. Они служат для отбора нефти из резервуарного парка и подачи ее на вход основным насосам с требуемым давлением (подпором), предотвращающим кавитацию в основных насосных агрегатах. Подпорные насосы соединяются между собой только параллельно, чтобы уменьшить подачу нефти на каждый из них, ведь подпорным насосам приходится забирать жидкость с очень малым напором на входе. В основном на подпорной станции используется один или два рабочих насоса и один резервный. Обычно подпорные насосы устанавливаются не в самом здании насосной, а рядом с ним непосредственно под открытым небом.

Из подпорных насосов нефть попадает в узел учета, в котором установлены устройства для измерения расхода жидкости на потоке. Для того чтобы эти устройства могли работать нужен определенная скорость жидкости, которую как раз и обеспечивают подпорные насосы.

На промежуточных НПС, работающих по схеме «из насоса — в насос», установка подпорных насосов не требуется. Подпор, необходимый для нормального функционирования основных насосов, создается предыдущей НПС.

Нефть из резервуаров парка самотеком, т.е. под действием тяжести столбов жидкости, подается к основным насосам через подпорные насосы. Центробежная сила, действующая на нефть, попадающую в рабочее колесо подпорного насоса (примерно 1000 об/мин), с силой выбрасывает жидкость из нижней части стакана корпуса насоса в напорный трубопровода, из которого уже поджатая нефть с давлением, как правило, 5-7 атм, направляется к основным насосам НПС.



Конструкция корпуса насоса зависит от трёх основных факторов: давления, температуры и свойств перекачиваемой жидкости. Для нефтяных насосов наибольшее распространение получили корпуса с осевым разъемом.

Выбор материалов, конструкция и принцип работы насосов зависят от физических и химических свойств перекачиваемых жидкостей. Подразделяют насосы для перекачивания:

- чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей;
- загрязненных жидкостей и взвесей;
- легко загазованных жидкостей;
- газожидкостных смесей;
- агрессивных жидкостей;
- жидких металлов и т.д.

В зависимости от температуры перекачиваемой жидкости насосы подразделяются на холодные ($T \leq 373 \text{ K}$) и горячие ($T > 373 \text{ K}$).

Шестеренный насос

- 1 – разгрузочные канавки;
- 2 – всасывающее отверстие;
- 3 – напорный патрубок;
- 4 – ведущая шестерня

В качестве основных насосов на НС

Лопастными называют насосы, в которых жидкость перемещается за счет энергии, передаваемой ей при обтекании лопастей рабочего колеса. Лопастные насосы в зависимости от характера силового взаимодействия и направления потока в рабочем колесе подразделяются на: центробежные (радиальные и диагональные) и осевые (выделяют еще вихревые).

В центробежных насосах, используемых для перекачки нефти и нефтепродуктов, жидкость перемещается от сечения с меньшим давлением к сечению с большим давлением центробежной силой, возникающей при быстром вращении рабочего колеса с профильными лопатками. В центробежных насосах поток жидкости в области лопастного колеса имеет радиальное направление и перемещается главным образом под воздействием центробежных сил. Каждый центробежный нефтеперекачивающий агрегат состоит из двух основных частей: привода, в задачу которого входит создание вращения вала насоса (как правило, это мощный электродвигатель), и центробежного нагнетателя, содержащего внутри своего корпуса (статора), рабочее колесо с профильными лопатками. С помощью лопаток рабочего колеса нефть перемещается из области низкого давления (линии всасывания), в область высокого давления (линию нагнетания).

В осевых насосах поток жидкости движется через рабочее колесо в направлении его оси, т.е. параллелен оси вращения и перемещается в поле действия гидродинамических сил, возникающих при взаимодействии потока и лопастного колеса .

В насосах трения жидкость перемещается под воздействием сил трения. К этой группе относятся вихревые, дисковые, черпаковые, вибрационные, лабиринтные, шнековые и струйные насосы.



Центробежный насос



Буровой насос



Вакуумный насос с магнитной муфтой



Быстросъемный криогенный насос



Насос вертикальный гермитичный

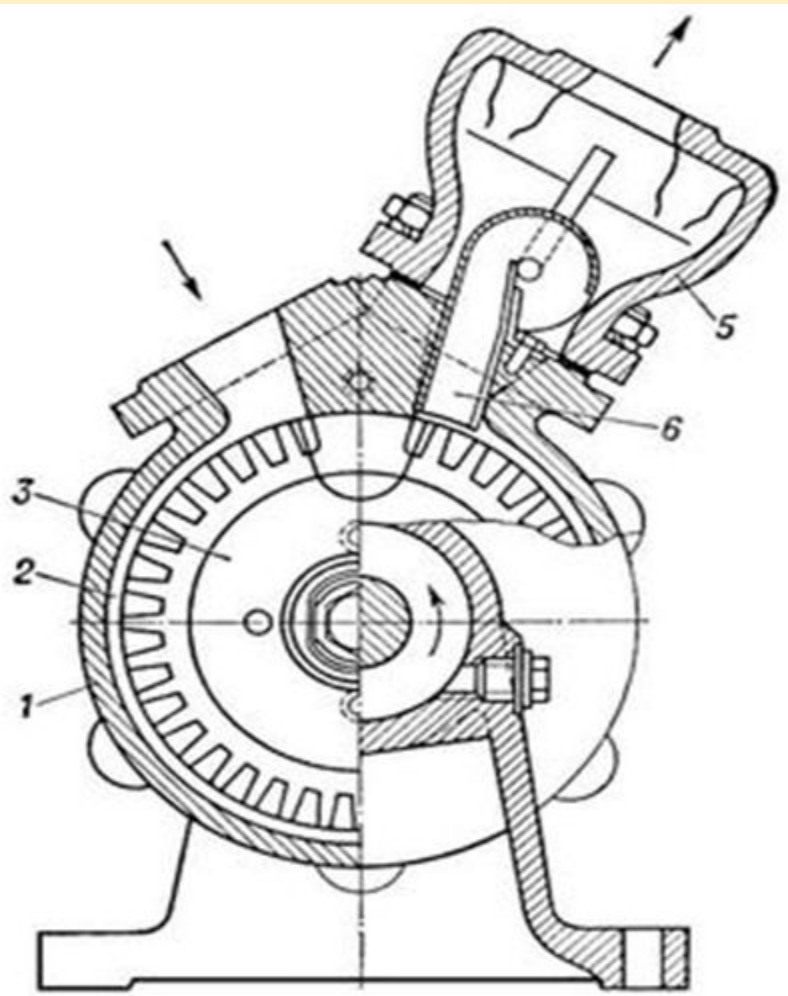


Химический нефтяной насос двухстороннего всасывания

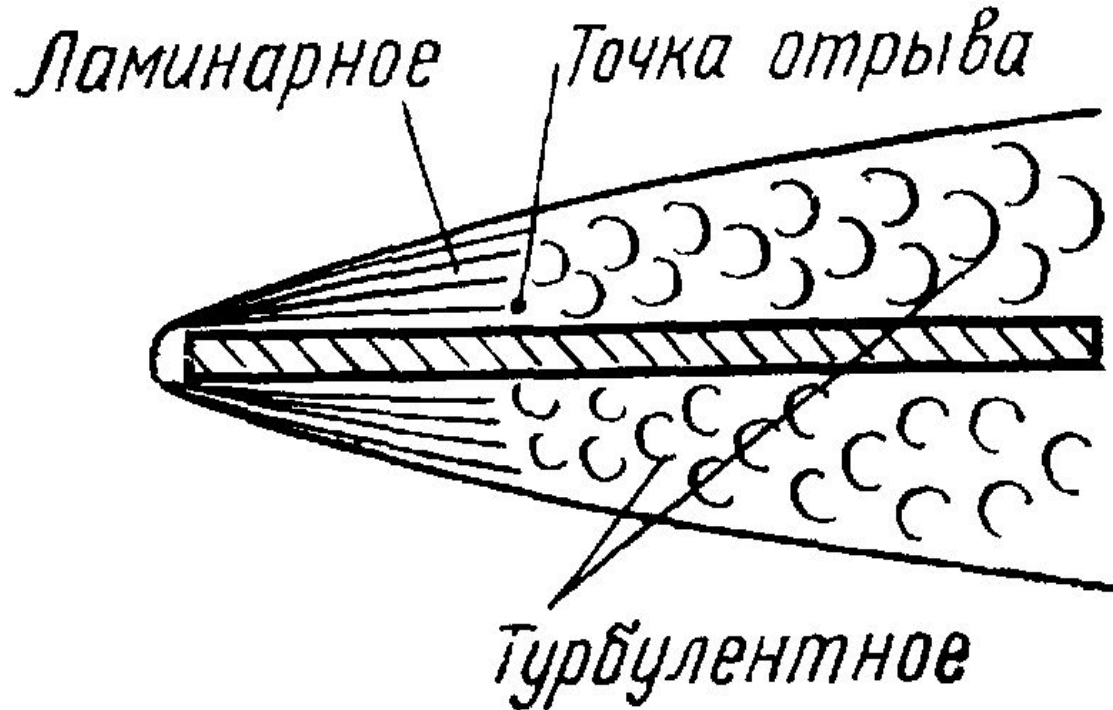


Многоступенчатый секционный насос

В *вихревых* насосах использование центробежной силы для нагнетания жидкости и применение лопастного колеса создают впечатление большой схожести вихревого насоса с центробежным. Отличие: в вихревом насосе приращение энергии перекачиваемой жидкости происходит в результате турбулентного обмена энергией основного потока на входе насоса и вторичного потока в рабочем колесе, т.е. при работе насоса жидкость, заполняющая рабочее колесо, в результате трения увлекает жидкость из всасывающего патрубка в кольцевой канал и перемещает ее до нагнетательного штуцера



Вихревой насос закрытого типа
1 – корпус; 2 – канал; 3 – рабочее колесо;
4, 6 – отверстия для подвода и отвода жидкости;
5 – воздухоотделитель



Ламинарным называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсаций скоростей и давления. При таком течении все линии тока определяются формой русла, по которому течет жидкость. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, т. е. прямолинейно; отсутствуют поперечные перемещения жидкости.

Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости и пульсациями скоростей и давлений. При турбулентном течении векторы скоростей имеют не только осевые, но и нормальные составляющие, поэтому наряду с основным продольным перемещением жидкости вдоль русла происходят поперечные перемещения (перемешивание) и вращательное движение отдельных объемов жидкости.

Число Рейнольдса - это безразмерная характеристика потока жидкости. Для трубопроводов число Рейнольдса выражается следующим образом:

$$Re = \rho u d_h / \mu = u d_h / \nu ,$$

Где: ρ - плотность (кг/м³)

u - скорость (м/с)

μ = динамическая вязкость (Н*с/м²)

d_h = гидравлический диаметр (м)

ν = кинематическая вязкость (м²/с)

Критическое число Рейнольдса $Re_{кр}$ является критерием, определяющим режим течения в трубах: $v_{кр} = (v \cdot D) / Re_{кр} = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot D \cdot Re_{кр})$,

где: $v_{кр}$ – критическая кинематическая вязкость;

$Re_{кр}$ – критическое значение критерия Рейнольдса;

D – диаметр трубы;

v – скорость потока;

Q – расход.

Как показывают опыты, для труб круглого сечения $Re_{кр} \approx 2300$. Зная скорость движения жидкости, ее вязкость и диаметр трубы, можно расчетным путем найти число Re и, сравнив его с $Re_{кр}$, определить режим течения жидкости.

При $Re < Re_{кр}$ течение является ламинарным, при $Re > Re_{кр}$ — турбулентным. Поток (в диапазонах, близких к критическим значениям неопределенность разрешается только экспериментом):

- ламинарный, если $Re < 2300$

- промежуточный, если $2300 < Re < 4000$ (иногда указывают 10000)

- турбулентный, если $4000 < Re$

На практике имеют место как ламинарное, так и турбулентное течения, причем первое наблюдается в основном в тех случаях, когда по трубам движутся весьма вязкие жидкости, например смазочные масла, второе обычно происходит в водопроводах, а также в трубах, по которым перетекают бензин, керосин, спирты, кислоты и другие маловязкие жидкости.

В *электромагнитных насосах* жидкость перемещается под действием электромагнитных сил. Данные насосы предназначены главным образом для перекачивания жидкого металла в магнитном поле.

В *объемном насосе* жидкая среда перемещается вследствие периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой с входом и выходом, т.е. жидкость в нем перемещается отдельными порциями.

Принцип действия объемного насоса состоит в вытеснении (перемещении) некоторого рабочего объема жидкости, поэтому их называют также насосами вытеснения (например, поршневой насос, в котором поршень постепенно вытесняет всю жидкость, заключенную в рабочем объеме цилиндра). Объемные насосы – самовсасывающие, они перекачивают маловязкие и высоковязкие жидкости, пасты, смолы и т.д., а также жидкости с большим содержанием газов и криогенные.

Насосы объемного типа обычно подразделяют на две группы – возвратно-поступательного действия и роторные. В возвратно-поступательных насосах жидкость перемещается под действием поршня или диафрагмы. С помощью клапанов цилиндр соединяется попеременно то с подводящим, то с напорным трубопроводом.

В роторных насосах один или несколько вращающихся роторов образуют в корпусе насоса полости, которые захватывают перекачиваемую жидкость и перемещают ее от входного патрубка насоса к напорному.

К роторным насосам относятся шестеренные, винтовые, пластинчатые.

НАСОСЫ

ПО ВИДУ РАБОЧЕЙ КАМЕРЫ И СООБЩЕНИЕМ ЕЕ СО ВХОДОМ И ВЫХОДОМ НАСОСОВ

ДИНАМИЧЕСКИЕ

ОБЪЕМНЫЕ

ПО ВИДУ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЖИДКУЮ СРЕДУ

ЛОПАСТНОЙ

ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЙ

ТРЕНИЯ

ПО НАПРАВЛЕНИЮ

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ

ОСЕВОЙ

ДВИЖЕНИЯ

ЦЕНТРОБЕЖНО-
ВИХРЕВОЙ

ВИХРЕВОЙ

СВОБОДНО-
ВИХРЕВОЙ

ЧЕРПАКОВЫЙ

ЖИДКОЙ

СРЕДЫ

НАКЛОННО-
ДИСКОВЫЙ

ДИСКОВЫЙ

ВИБРАЦИОННЫЙ

ШНЕКОВЫЙ

СТРУЙНЫЙ

ПО ВИДУ

РАБОЧИХ

ОРГАНОВ

ЗАКРЫТО-
ВИХРЕВОЙ

ОТКРЫТО-
ВИХРЕВОЙ

ЖЕСТКО-
ЛОПАСТНОЙ

ПОВОРОТНО-
ЛОПАСТНОЙ

ЛАБИРИНТНЫЙ

ЧЕРВЯЧНЫЙ

ПО ВИДУ

СО СПИРАЛЬНЫМ
ОТВОДОМ

С ПОЛУСПИРАЛЬНЫМ
ОТВОДОМ

С КОЛЬЦЕВЫМ
ОТВОДОМ

ОТВОДА

С ДВУХЗАВИТКОВЫМ
ОТВОДОМ

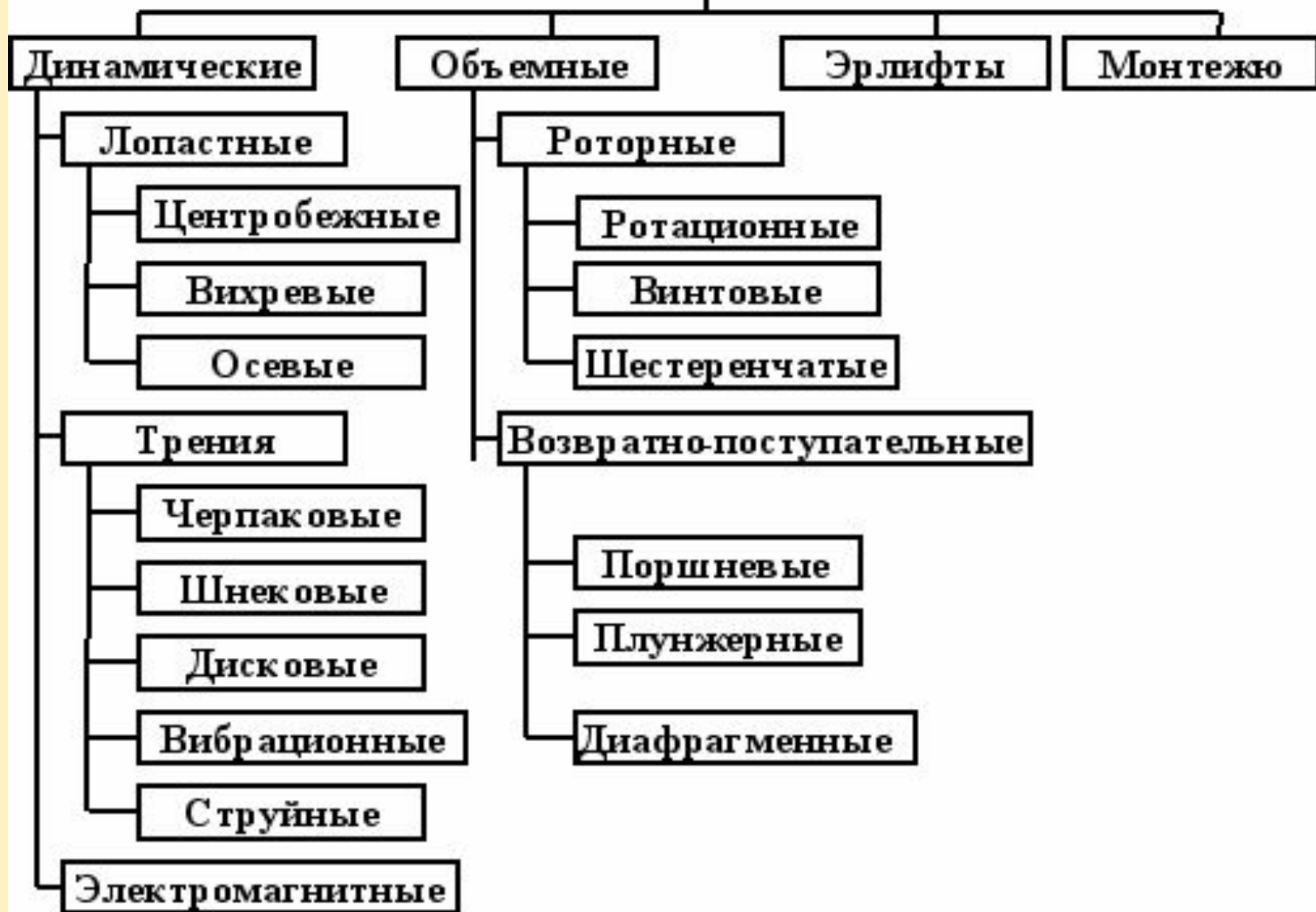
С НАПРАВЛЯЮЩИМ
АППАРАТОМ

ПО КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

С ЗАКРЫТЫМ РАБОЧИМ
КОЛЕСОМ

С ОТКРЫТЫМ РАБОЧИМ
КОЛЕСОМ

Насосы



Выбор двигателя

При выборе типа насоса выделяют три группы критериев:

- 1) Технологические и конструктивные требования
- 2) Характер перекачиваемой среды
- 3) Основные расчетные параметры

Зная фактический расход, напор и КПД сети рассчитывают мощность электродвигателя.

Зная мощность, подбирают из ряда стандартных двигателей ближайший к расчётному.

Подбор двигателей для привода насоса проводится по мощности и частоте вращения вала насоса n_n и двигателя n_d на основе технических характеристик двигателей

$$N = k_3 \cdot \frac{\rho_t \cdot g \cdot Q_{\max.\text{сек}} \cdot H}{\eta_n \cdot \eta_d}$$

где, N – требуемая мощность двигателя, Вт;

k_3 – коэффициент запаса, равный 1,15 для электродвигателей мощностью менее 500 кВт и 1,10 – для электродвигателей с большей мощностью;

ρ_t – плотность при расчетной температуре t , кг/м³;

η_d – к.п.д. двигателя, $\eta_d = 0,97$;

H – действительный напор насоса соответствующий Q_{\max} , м;

η_n – к.п.д. насоса соответствующий Q_{\max} ;

$Q_{\max.\text{сек}}$ – максимальная секундная подача станции, м³/сек;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

Для подобранного двигателя n_d должно равняться n_n .

Определение всасывающей способности насосов

Всасывающая способность насосов определяется для Q_{\max} по формуле:

$$H_S = \frac{P_a - P_S}{\rho_{\max} \cdot g} - \Delta h_{\text{доп.н}} - \frac{v_{\text{вх}}^2}{2 \cdot g}$$

где, H_S – допустимая высота всасывания насоса, м;

P_a – атмосферное (барометрическое) давление, Н/м²;

ρ_{\max} – плотность жидкости при максимальной температуре перекачки, кг/м³;

$\Delta h_{\text{доп.н}}$ – допустимый кавитационный запас для нефтепродукта, м;

$v_{\text{вх}}$ – скорость потока во входном патрубке насоса, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с².

При H_S отрицательном насосу требуется подпор величиной $|H_S|$, при положительном – насос имеет самовсасывающую способность величиной H_S .

Расчет режима работы ПНПС

Расчет состоит в выборе технически возможных и экономически целесообразных методов регулирования работы насосов, обеспечивающих транспорт заданных объемов жидкости с наименьшими затратами.

Самым экономичным способом регулирования режима работы насосной станции является ступенчатое регулирование. К способам ступенчатого регулирования относятся:

- 1) Смена рабочего колеса (ротора насоса);
- 2) Изменение количества работающих насосов на НС;
- 3) Изменение схемы соединения насосов на НС;
- 4) Изменение диаметра рабочего колеса насоса.

В нашем случае нужно добиться двух производительностей ПНПС:

Q_p – основной производительности станции и Q_{\max} – максимальной производительности станции, на случай перераспределения потоков в системе нефтепроводов в процессе ее эксплуатации.

Так как данную задачу решаем на стадии проектирования, то для достижения поставленной цели будем использовать один способ регулирования – изменение диаметра рабочего колеса насоса с подрегулированием при помощи дросселирования.

Для регулирования режима работы необходимо произвести построение совместной характеристики насосов и трубопровода.

При построении характеристики насосов возьмем любые пять подач с их комплексной характеристики, и определим соответствующий напор. Принятые напоры для заданных подач запишем в таблицу

Значения для построения совмещенной характеристики НС и НП

	Q ₃ =4000 м ³ /час	Q ₄ =5000 м ³ /час	Q ₅ =6000 м ³ /час	Q ₄ =7000 м ³ /час	Q ₅ =8000 м ³ /час
H _{осн} , М					
H _{осн} + H _{п,М}					
2H _{осн} + H _{п,М}					
3H _{осн} + H _{п,М}					
H _{тр} , М					

Определим некоторые значения потерь напора для построения характеристики трубопровода.

Для расчета потери напора по длине трубопровода можно воспользоваться формулой

$$H = 1,01 \cdot \beta \cdot \frac{Q^{2-m} \cdot \nu^m}{D_{вн}^{5-m}} \cdot L + \Delta z + H_k$$

где, β , m – коэффициенты, принимаемые в соответствии с режимом течения: для зоны Блазиуса $\beta = 0,0246$, $m = 0,25$;

ν – вязкость при расчетной температуре, м²/с;

$D_{вн}$ – внутренний диаметр трубопровода, мм;

Q – подача насоса, м³/с;

L – длина трубопровода, м;

Δz – разность геодезических отметок начала и конца трубопровода, м;

H_k – максимальный напор в конце нагнетательного трубопровода H_k принимаем равным 30 м с учетом потерь напора в трубопроводах конечного пункта и высоты уровня в заполненном резервуаре), м;

Регулирование режима работы ПНПС при помощи изменения диаметра рабочих колес

Требуемый диаметр рабочего колеса находится по формуле

$$D_1 = D_0 \sqrt{\frac{H'_{\text{нас}} + b_0 \cdot Q_1^2}{a_0}}$$

где, D_0 – диаметр необточенного рабочего колеса, м;

$H'_{\text{нас}}$ – необходимый напор насоса с обточенным ротором, м;

Q_1 – рабочая производительность насосов, м³/ч;

a и b – эмпирические коэффициенты.

Эмпирические коэффициенты a и b находятся с помощью формулы, аппроксимирующей H – Q характеристику насоса

$$H = a - bQ^2$$

где, a и b – эмпирические коэффициенты; H – напор насоса, м;

Q – производительность насоса м³/ч.

Описание метода нахождения коэффициентов a и b :

На исходной H – Q характеристике произвольно берется две точки, обычно на границах рабочей зоны, и данная формула записывается дважды: «Первый раз для координат одной из точек, второй для координат другой» – получается система двух уравнений с двумя неизвестными a и b , из этих уравнений a и b находятся

$$\begin{cases} H_1 = a_0 - b_0 \cdot Q_1^2 \\ H_2 = a_0 - b_0 \cdot Q_2^2 \end{cases}$$

1. Определим требуемый диаметр рабочего колеса, который обеспечит насосу необходимое значение производительности равной Q_{\max} :
2. Определим требуемый диаметр рабочего колеса, который обеспечит насосу необходимое значение производительности равной $Q_{\text{раб}}$:

Изменение H-Q характеристики после обточки рабочего колеса

$$H = H_0 \cdot \left(\frac{D}{D_0} \right)^2$$

$$Q = Q_0 \cdot \frac{D}{D_0}$$

где, H_0 и Q_0 – напор и подача насоса при диаметре рабочего колеса, равном D_0 ; H и Q – напор и подача насоса при диаметре рабочего колеса, равном D .

Значения для построения совмещенной характеристики НС и НП после обточки рабочего колеса занесем в таблицу

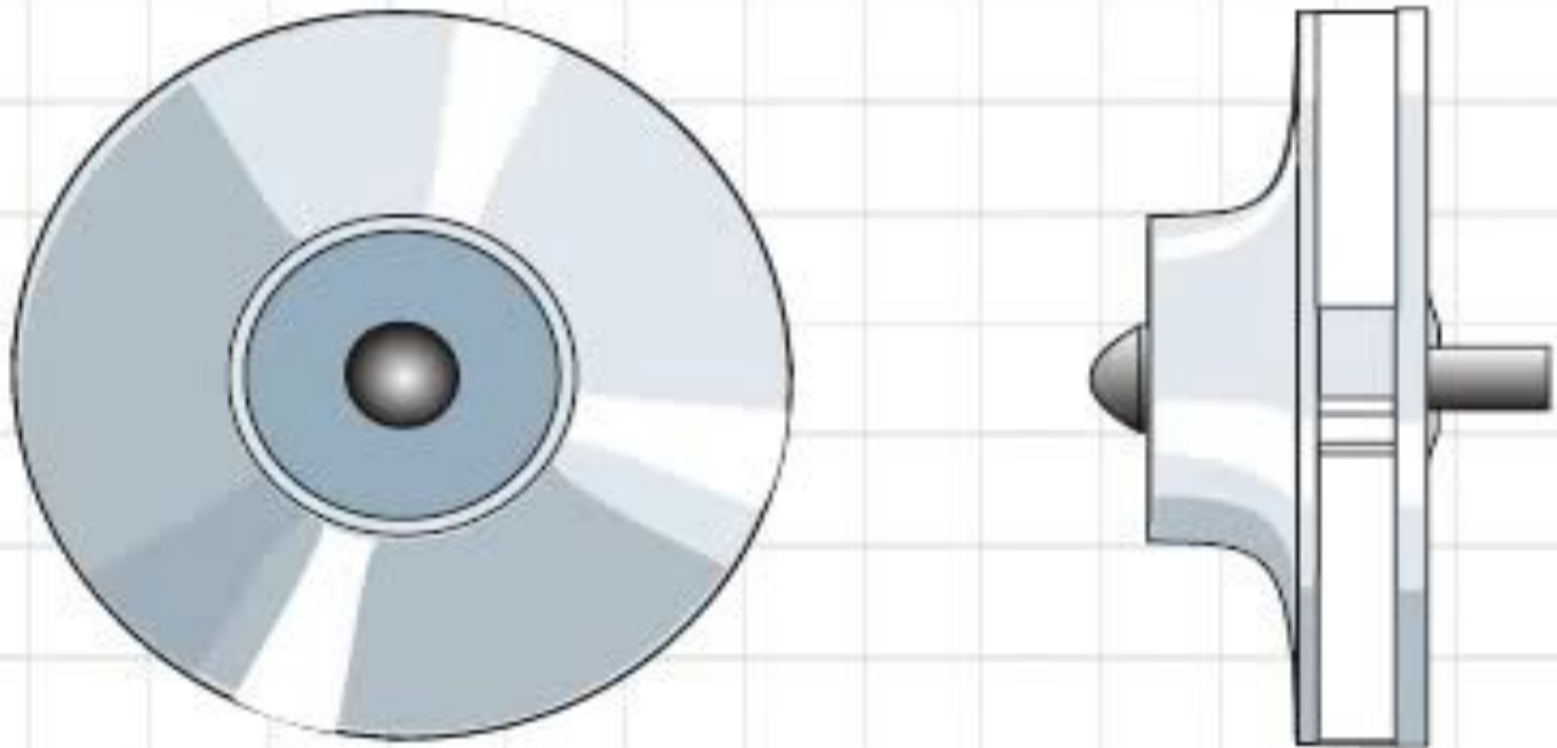
На насосных станциях магистральных нефтепроводов применяются синхронные и асинхронные электродвигатели.

В связи с этим одна из главных задач эксплуатации насосного оборудования нефтепроводов – получение максимального к.п.д. насосов в любой момент времени.

КПД насоса учитывает все потери, связанные с передачей насосом энергии перекачиваемой жидкости. Эти потери можно представить в виде суммы трех основных видов потерь: гидравлических, объемных и механических.

Максимальные значения КПД серийно выпускаемых крупных насосов достигают 0,9—0,92, малых —0,6—0,75.

Движение жидкости в рабочем колесе

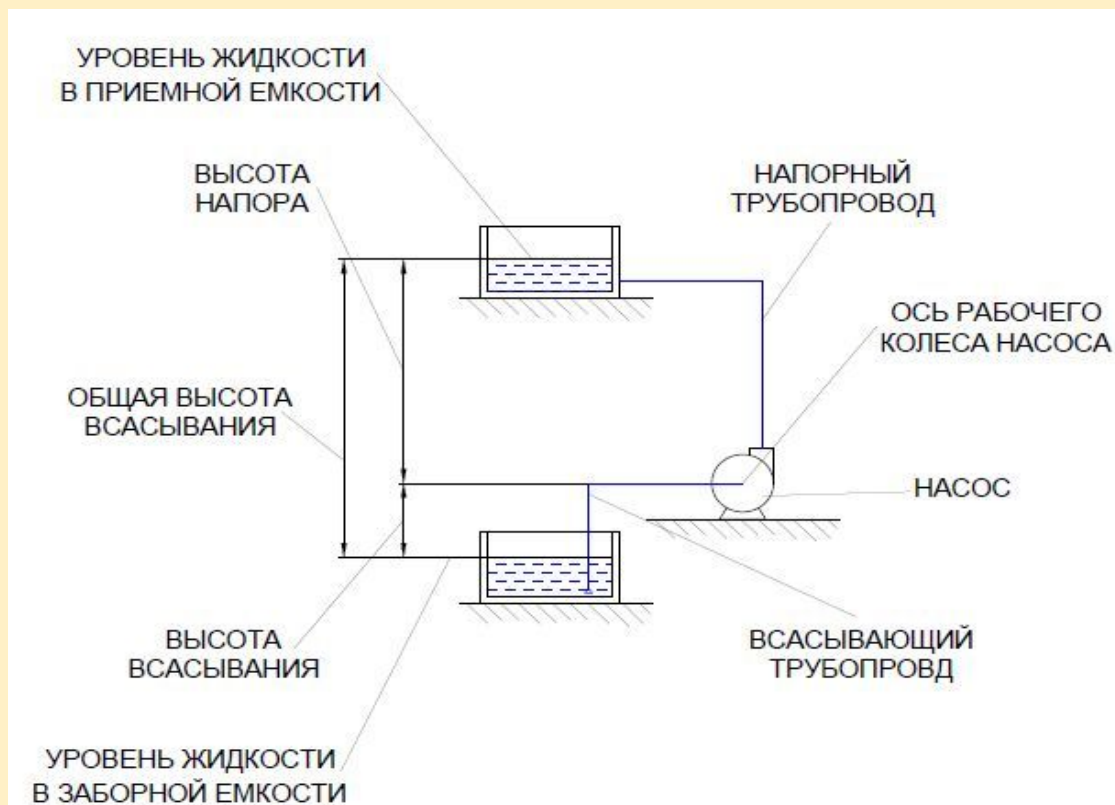


Предельная высота всасывания

(для центробежного насоса)

Всасывание в центробежном насосе происходит за счет разности давлений в сосуде, откуда происходит забор перекачиваемой среды, и на лопатках рабочего колеса. Чрезмерное увеличение разности давлений может привести к появлению кавитации – процессу, при котором происходит понижение давления до значения, при котором температура кипения жидкости опускается ниже температуры перекачиваемой среды и начинается ее испарение в пространстве потока с образованием множества пузырьков. Пузырьки уносятся потоком дальше

по ходу течения, где под действием возрастающего давления они конденсируются, и происходит их “схлопывание”, сопровождаемое многочисленными гидравлическими ударами, негативно сказывающимися на сроке службы насоса. В целях избегания негативного воздействия кавитации необходимо ограничивать высоту всасывания центробежного насоса.



Геометрическая высота всасывания может быть определена по формуле:

$$h_r = (P_0 - P_1) / (\rho \cdot g) - h_{св} - w^2 / (2 \cdot g) - \sigma \cdot H$$

h_r – геометрическая высота всасывания, м

P_0 – давление в заборной емкости, Па

P_1 – давление на лопатках рабочего колеса, Па

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³

g – ускорение свободного падения, м/с²

$h_{св}$ – потери на преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем трубопроводе, м

$w^2 / (2 \cdot g)$ – скоростной напор во всасывающем трубопроводе, м

$\sigma \cdot H$ – потери на добавочное сопротивление, пропорциональное напору, м

где σ – коэффициент кавитации,

H – создаваемый насосом напор

Коэффициент кавитации может быть рассчитан по эмпирической формуле:

$$\sigma = [(n \cdot \sqrt{Q}) / (126H^{4/3})]^{4/3}$$

σ – коэффициент кавитации

n – частота вращения рабочего колеса, сек⁻¹

Q – производительность насоса, м³/с

H – создаваемый напор, м

Также существует формула для центробежных насосов для расчета запаса напора, обеспечивающего отсутствие кавитации:

$$H_{\text{кв}} = 0,3 \cdot (Q \cdot n^2)^{2/3}$$

$H_{\text{кв}}$ – запас напора, м

Q – производительность центробежного насоса, м³/с

n – частота вращения рабочего колеса, с⁻¹

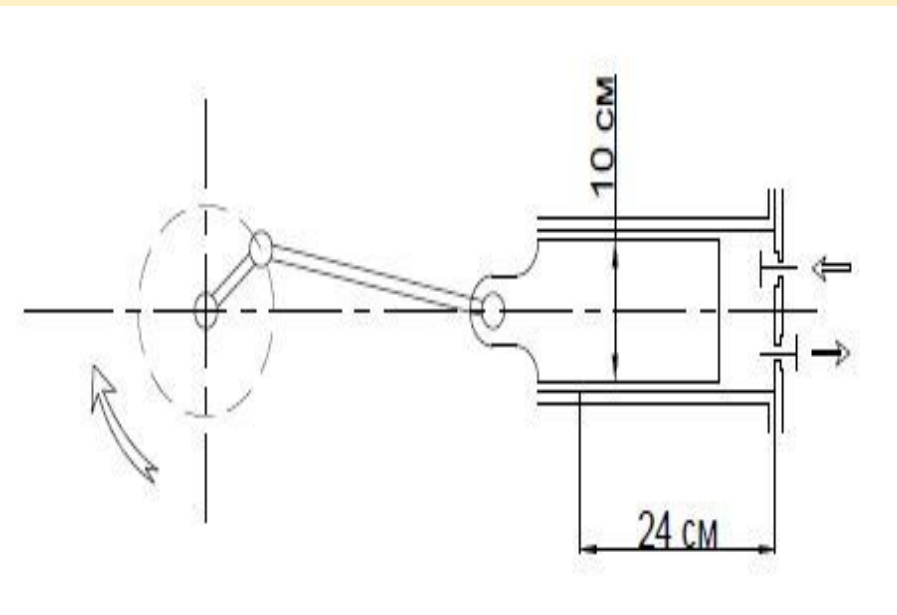
Кавитация



Задача 1

Плунжерный насос одинарного действия обеспечивает расход перекачиваемой среды $4 \text{ м}^3/\text{ч}$. Диаметр плунжера составляет 10 см , а длина хода – 24 см . Частота вращения рабочего вала составляет 40 об/мин .

Требуется найти объемный коэффициент полезного действия насоса.



$F = (\pi \cdot d^2)/4$ - площадь поперечного сечения плунжера

$\pi = 3,14$

Для поршневого насоса простого действия формула расхода будет выглядеть следующим образом:

$$Q = F \cdot S \cdot n \cdot \eta_v$$

Q – расход ($\text{м}^3/\text{с}$)

F – площадь поперечного сечения поршня, м^2

S – длина хода поршня, м

n – частота вращения вала, сек^{-1}

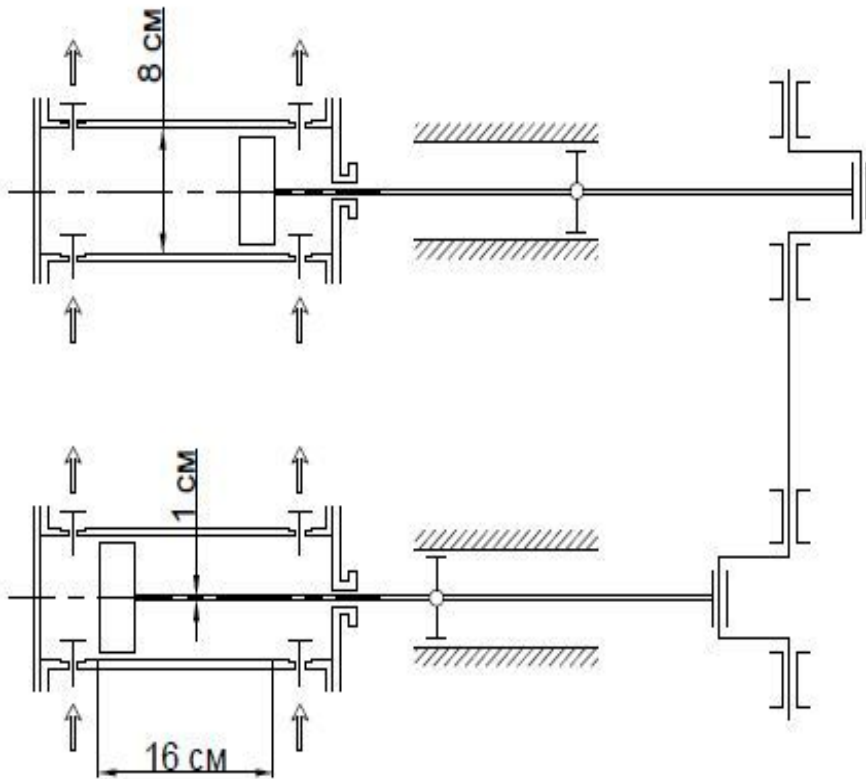
η_v – объемный коэффициент полезного действия

Выразим коэффициент полезного действия:

$$\eta_v = Q // (F \cdot S \cdot n)$$

Задача 2.

Двухпоршневой насос двойного действия создает напор 160 м при перекачивании масла с плотностью 920 кг/м^3 . Диаметр поршня составляет 8 см, диаметр штока – 1 см, а длина хода поршня равна 16 см. Частота вращения рабочего вала составляет 85 об/мин. Необходимо рассчитать необходимую мощность электродвигателя (КПД насоса и электродвигателя принять η_v ($\eta_{дв}$) = 0,95, а установочный коэффициент λ



Площади поперечного сечения поршня и штока: $F_1 = (\pi \cdot d^2)/4$; $F_2 = (\pi \cdot d^2)/4$

Производительность насоса находится по формуле: $Q = N (2F_1 - F_2) \cdot S \cdot n$

n – частота вращения вала, сек^{-1}

S – длина хода поршня, м

Полезная мощность насоса: $N_{п} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$

$N_{п}$ – полезная мощность, Вт

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м^3

g – ускорение свободного падения, м/с^2

Q – расход, $\text{м}^3/\text{с}$

H – общий напор, м

η_v – объемный коэффициент полезного

действия

Итоговая установочная мощность: $N_{уст} = [N_{п} / (\eta_v \cdot \eta_{дв})] \cdot \lambda$

Задача 3.

Трехпоршневой насос перекачивает жидкость с плотностью $\rho = 1080 \text{ кг/м}^3$ из открытой емкости $p_1 = 1$ бара в сосуд под давлением $p_2 = 1,6$ бара с расходом $Q = 2,2 \text{ м}^3/\text{час}$. Геометрическая высота подъема жидкости составляет $H_r = 3,2$ метра. Полезная мощность, расходуемая на перекачивание жидкости, составляет $N_{\Pi} = 4$ кВт. Необходимо найти величину потери напора h_{Π} .

Формула полезной мощности трехпоршневого насоса:

$$N_{\Pi} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

N_{Π} – полезная мощность, Вт

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м^3

g – ускорение свободного падения, м/с^2

Q – расход, $\text{м}^3/\text{с}$

H – общий напор, м

Создаваемый насосом напор из формулы полезной мощности:

$$H = N_{\Pi} / (\rho \cdot g \cdot Q)$$

Общая формула расчета напора (диаметры всасывающего и нагнетающего патрубком приняты одинаковыми):

$$H = (p_2 - p_1) / (\rho \cdot g) + H_r + h_{\Pi}$$

H – напор, м

p_1 – давление в заборной емкости, Па

p_2 – давление в приемной емкости, Па

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м^3

g – ускорение свободного падения, м/с^2

H_r – геометрическая высота подъема перекачиваемой среды, м

h_{Π} – суммарные потери напора, м

Формула напора, выраженная через разность давлений:

$$h_{\Pi} = H - [(p_2 - p_1) / (\rho \cdot g)] - H_r$$

Задача 4.

Реальная производительность винтового насоса составляет $Q = 1,6 \text{ м}^3/\text{час}$.
Геометрические характеристики насоса: эксцентриситет - $e = 2 \text{ см}$; диаметр ротора $D = 7 \text{ см}$; шаг винтовой поверхности ротора $T = 14 \text{ см}$. Частота вращения ротора составляет $n = 15 \text{ об/мин}$. Необходимо определить η_V - объемный коэффициент полезного действия насоса.

Эксцентриситет — числовая характеристика конического показывающая степень его отклонения от окружности.

Формула производительности винтового насоса:

$$Q = 4 \cdot e \cdot D \cdot T \cdot n \cdot \eta_V$$

Q – производительность винтового насоса, $\text{м}^3/\text{с}$

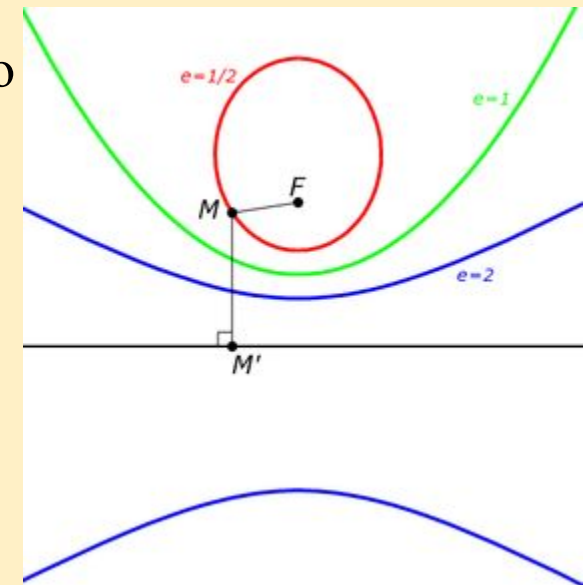
e – эксцентриситет, м

D – диаметр винта ротора, м

T – шаг винтовой поверхности статора, м

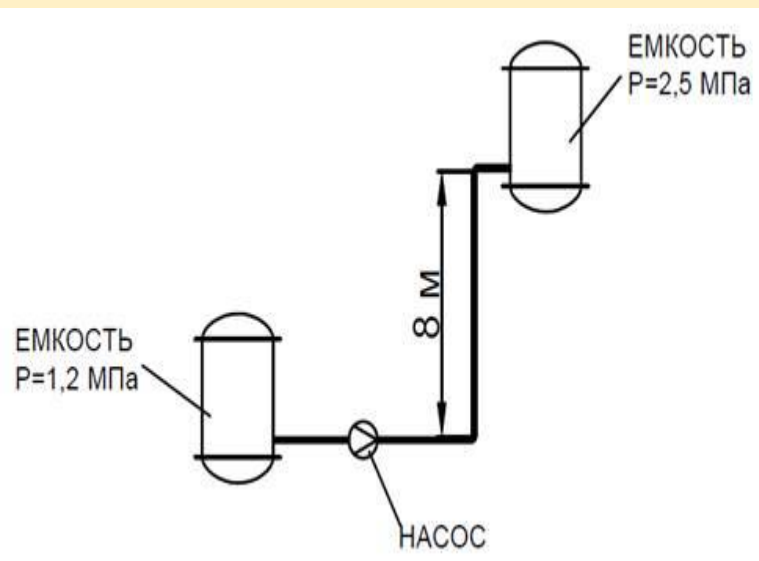
n – частота вращения ротора, сек^{-1}

η_V – объемный коэффициент полезного действия



Задача 5.

Рассчитать Q – расход, $w^2/(2 \cdot g)$ – напор и N_{Π} – полезную мощность центробежного насоса, перекачивающего жидкость (маловязкая) с плотностью $\rho = 1020 \text{ кг/м}^3$ из резервуара с избыточным давлением (заборная емкость) $p_1 = 1,2$ бара а резервуар с избыточным давлением (приемная емкость) $p_2 = 2,5$ бара по заданному трубопроводу с диаметром трубы $d_T = 20$ см. Скорость потока жидкости $W = 2$ м/сек. Общая длина трубопровода (суммарно с эквивалентной длиной местных сопротивлений) составляет $d_э = 78$ метров (принять коэффициент трения равным $\lambda = 0,032$). Разность высот резервуаров составляет (геометрическая высота подъема) $H_r = 8$ метров.



Расход жидкости через трубопровод:

$Q = [(\pi \cdot d_T^2) / 4] \cdot W$, - измеряется в ($\text{м}^3/\text{с}$)

$\pi = 3,14$, 1 Паскаль = 0,00001 бар, это $1 \cdot 10^{-5}$

Мега Паскаль, это 10 в 6 степени, т.е. 10^6

Скоростной напор в трубе: $w^2/(2 \cdot g)$, в метрах, где g – ускорение свободного падения, м/с^2

Потери на трение: $h_{\Pi} = [(\lambda \cdot d_э) / d_T] \cdot [w^2/(2g)]$, м

Общий напор – H , метров:

$H = (p_2 - p_1) / (\rho \cdot g) + H_r + h_{\Pi}$, в метрах

Полезная мощность: $N_{\Pi} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$, в Вт

Задача 6.

Трубопровод диаметром $d = 0,2$ м, по которому движется поток жидкости с расходом $Q = 90$ м³/час. Температура воды равна $t = 20$ °С, при которой динамическая вязкость составляет $\mu = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с, а плотность $\rho = 998$ кг/м³. Критическое значение критерия Рейнольдса $Re_{кр}$ для случая труб круглого сечения равняется 2300. Определить режим течения жидкости в трубе.

Скорость потока воды в трубе:

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

$$\text{Значение критерия Рейнольдса: } Re = (\rho \cdot v \cdot d) / \mu$$