

## **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  $N$ ,  $\eta_v$  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  $\rho$  — 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 –  $\eta$

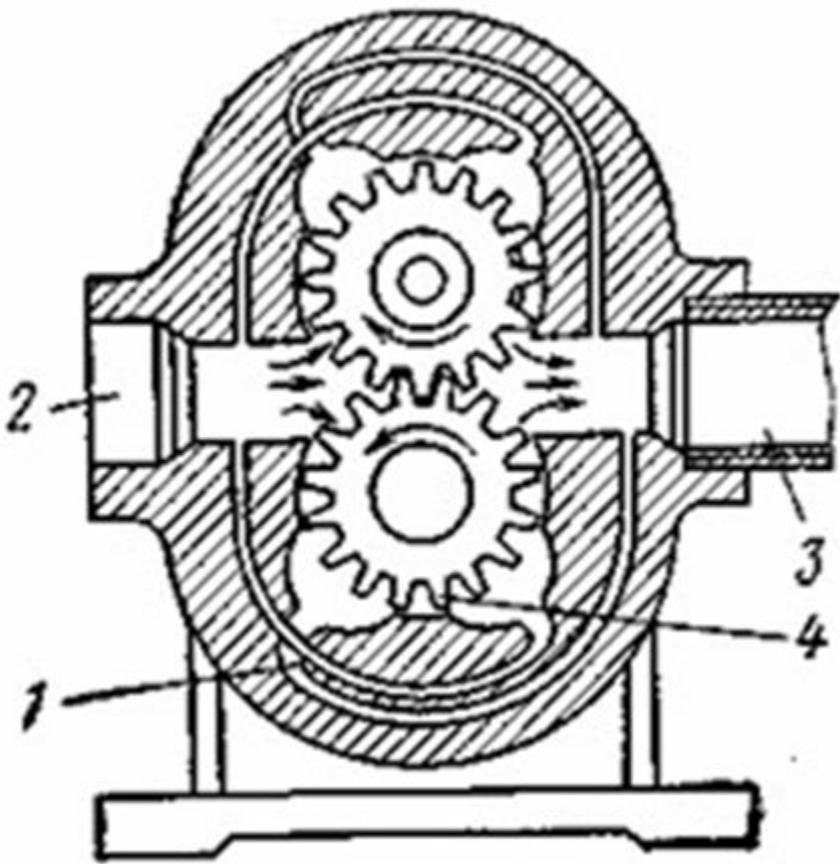
$$\eta = \frac{N_n}{N}$$

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**

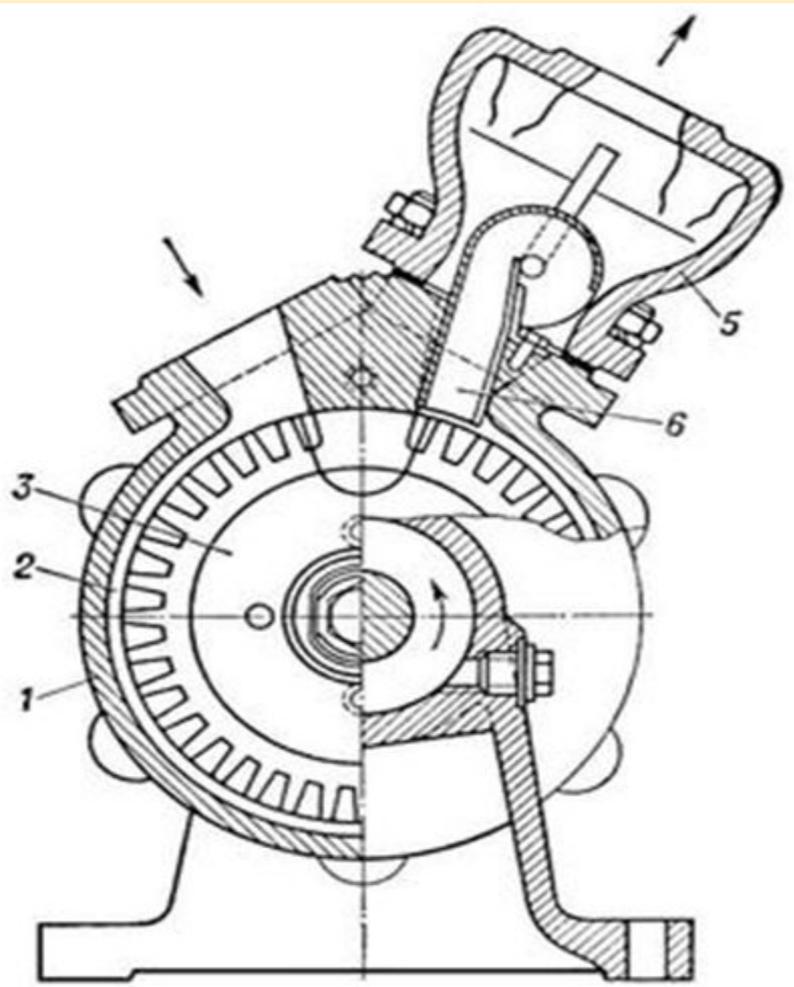


**Химический нефтяной насос двухстороннего всасывания**

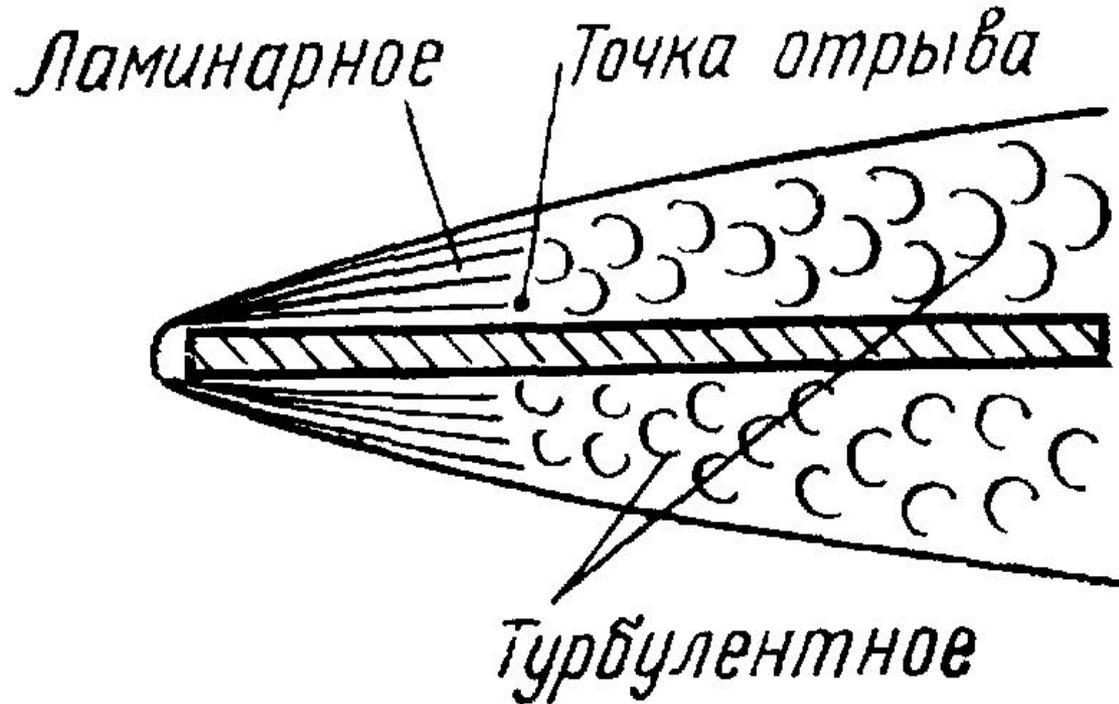


**Многоступенчатый секционный насос**

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:  $\rho$ - плотность (кг/м<sup>3</sup>)

$u$  - скорость (м/с )

$\mu$  = динамическая вязкость (Н\*с/м<sup>2</sup>)

$d_h$  = гидравлический диаметр (м)

$\nu$  = кинематическая вязкость (м<sup>2</sup>/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

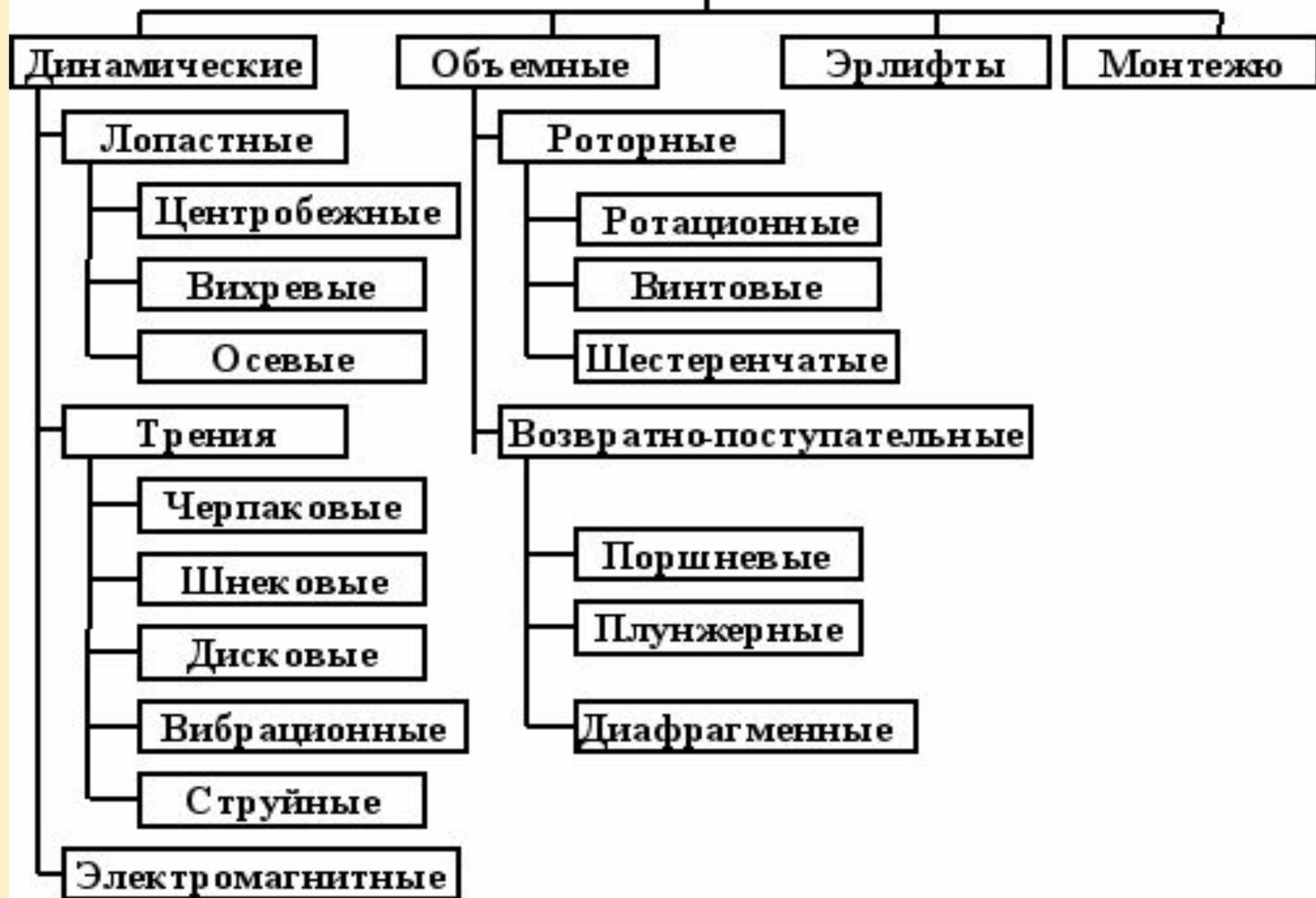
С НАПРАВЛЯЮЩИМ  
АППАРАТОМ

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

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

где,  $N$  – требуемая мощность двигателя, Вт;

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

$\rho_t$  – плотность при расчетной температуре  $t$ , кг/м<sup>3</sup>;

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

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

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

$Q_{\max.\text{сек}}$  – максимальная секундная подача станции, м<sup>3</sup>/сек;

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

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/м<sup>2</sup>;

$\rho_{\max}$  – плотность жидкости при максимальной температуре перекачки, кг/м<sup>3</sup>;

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

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

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

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 <sub>3</sub> =4000 м <sup>3</sup> /час	Q <sub>4</sub> =5000 м <sup>3</sup> /час	Q <sub>5</sub> =6000 м <sup>3</sup> /час	Q <sub>4</sub> =7000 м <sup>3</sup> /час	Q <sub>5</sub> =8000 м <sup>3</sup> /час
H <sub>осн</sub> , М					
H <sub>осн</sub> + H <sub>п,М</sub>					
2H <sub>осн</sub> + H <sub>п,М</sub>					
3H <sub>осн</sub> + H <sub>п,М</sub>					
H <sub>тр</sub> , 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,  $\beta$ ,  $m$  – коэффициенты, принимаемые в соответствии с режимом течения: для зоны Блазиуса  $\beta = 0,0246$ ,  $m = 0,25$ ;

$\nu$  – вязкость при расчетной температуре, м<sup>2</sup>/с;

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

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

$L$  – длина трубопровода, м;

$\Delta z$  – 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, м<sup>3</sup>/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 м<sup>3</sup>/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

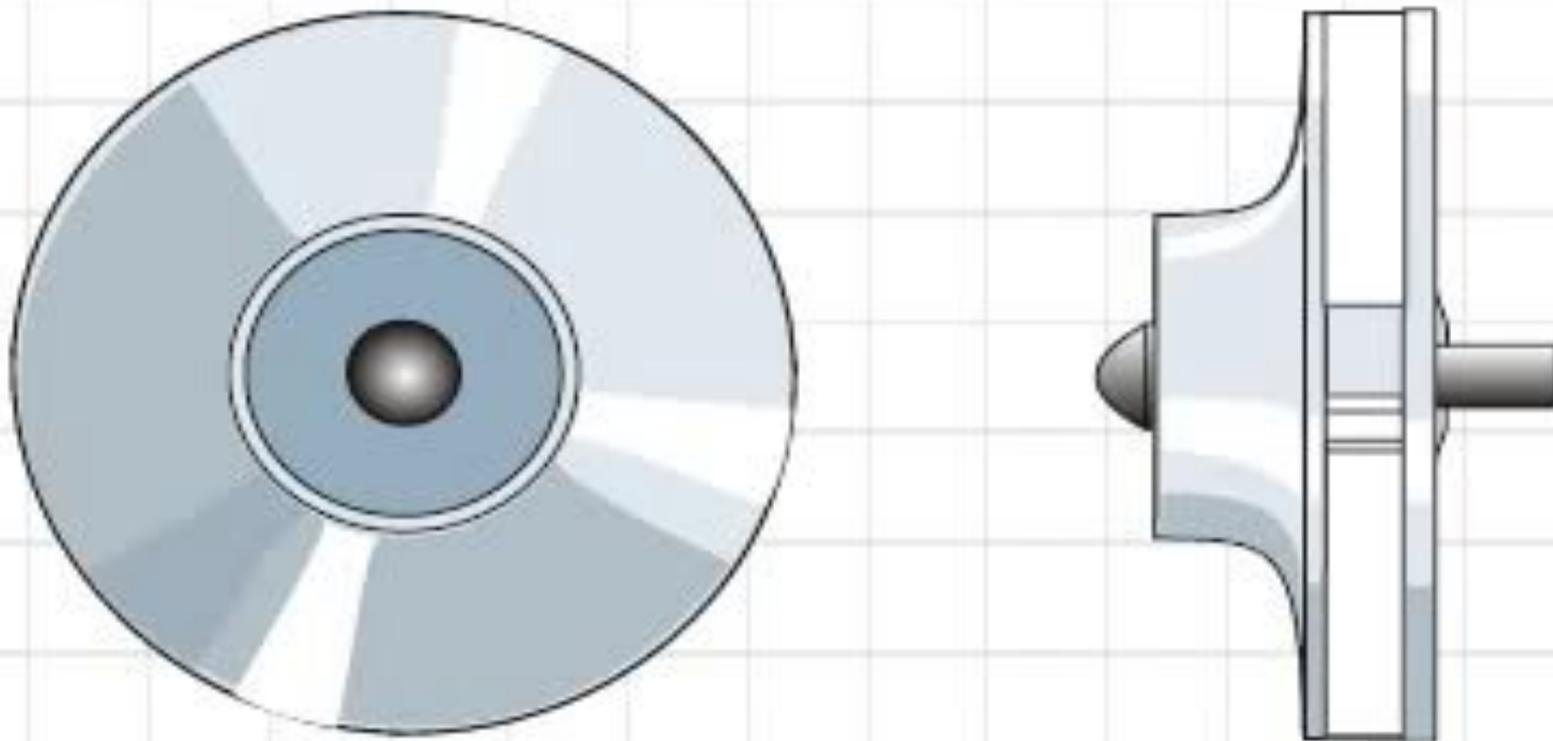
На насосных станциях магистральных нефтепроводов применяются синхронные и асинхронные электродвигатели.

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

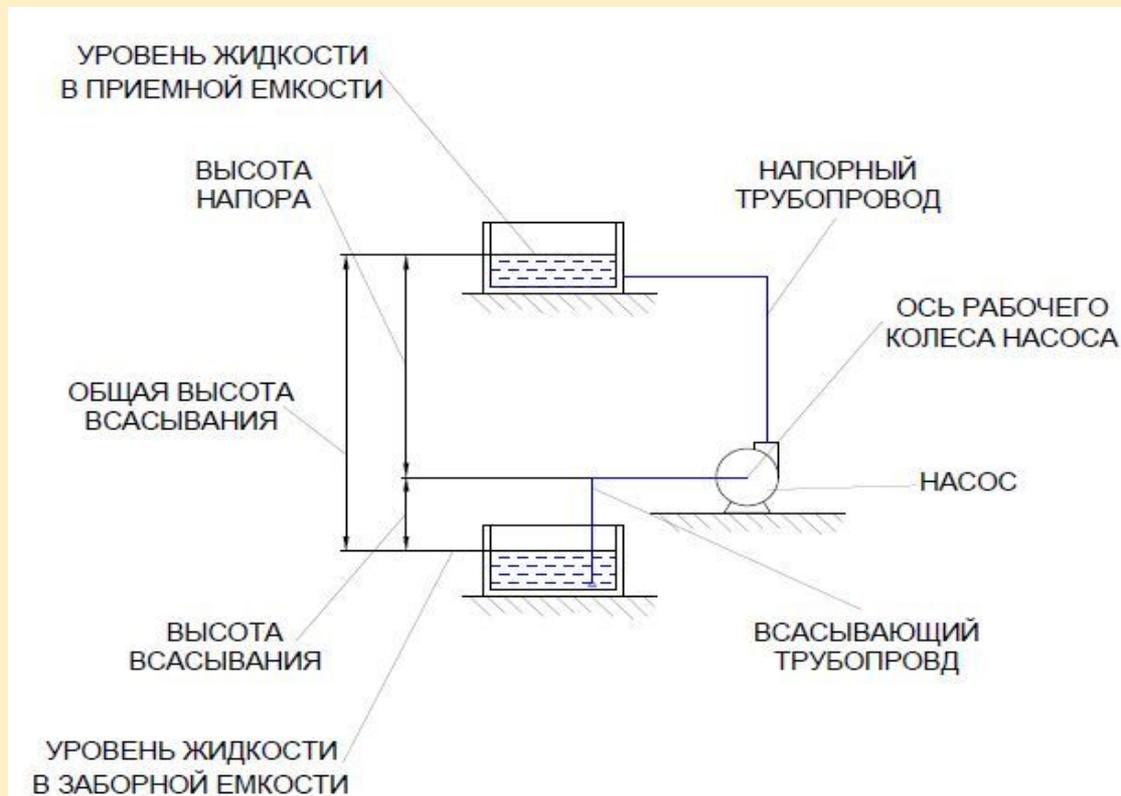


# Предельная высота всасывания

(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

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

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

$h_{св}$  – 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  $\sigma$  – коэффициент кавитации,

$H$  – создаваемый насосом напор

Коэффициент кавитации может быть рассчитан по эмпирической формуле:

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

$\sigma$  – коэффициент кавитации

$n$  – частота вращения рабочего колеса, сек<sup>-1</sup>

$Q$  – производительность насоса, м<sup>3</sup>/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, м<sup>3</sup>/с

$n$  – частота вращения рабочего колеса, с<sup>-1</sup>

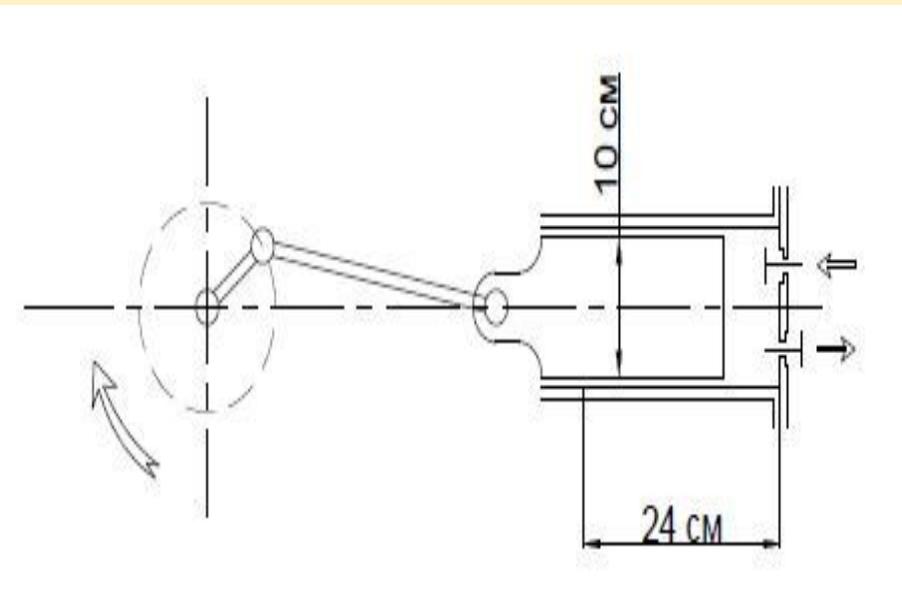
# Кавитация



# Задача 1

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

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,  $\text{м}^2$

$S$  – длина хода поршня,  $\text{м}$

$n$  – частота вращения вала,  $\text{сек}^{-1}$

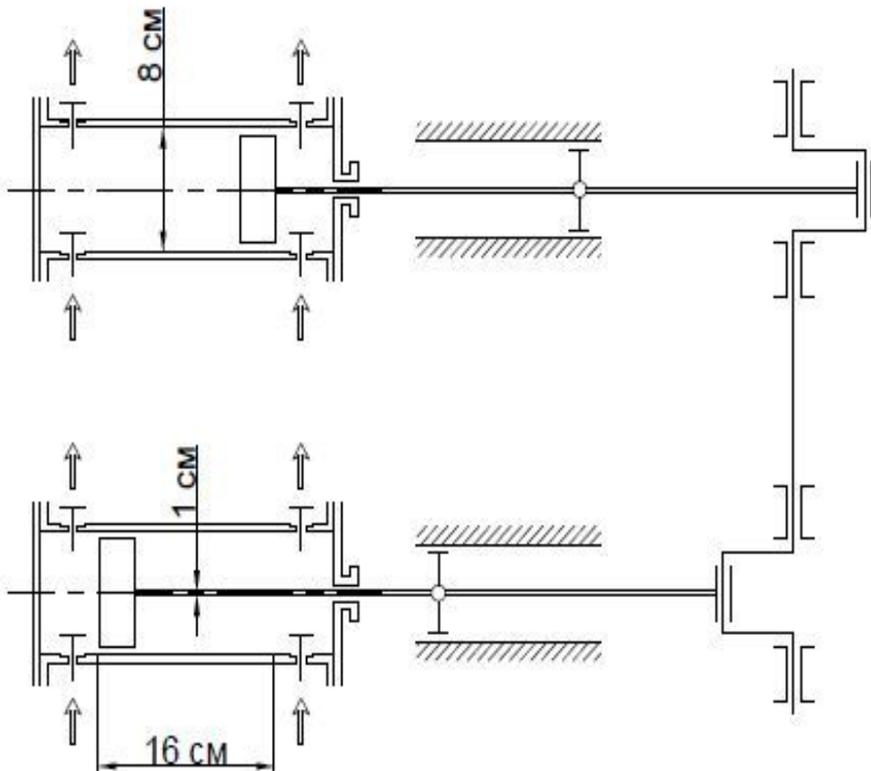
$\eta_v$  – объемный коэффициент полезного действия

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  $920 \text{ кг/м}^3$ . 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  $\eta_v$  ( $\eta_{дв}$ ) = 0,95, а установочный коэффициент  $\lambda$



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,  $\text{сек}^{-1}$

$S$  – длина хода поршня, м

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

$N_{п}$  – полезная мощность, Вт

$\rho$  – плотность перекачиваемой среды,  $\text{кг/м}^3$

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

$Q$  – расход,  $\text{м}^3/\text{с}$

$H$  – общий напор, м

$\eta_v$  – 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  $h_{\Pi}$ .

#### Формула полезной мощности трехпоршневого насоса:

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

$N_{\Pi}$  – полезная мощность, Вт

$\rho$  – плотность перекачиваемой среды,  $\text{кг/м}^3$

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

$Q$  – 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

$\rho$  – плотность перекачиваемой среды,  $\text{кг/м}^3$

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

$H_r$  – геометрическая высота подъема перекачиваемой среды, м

$h_{\Pi}$  – 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  $\eta_V$  - 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,  $\text{м}^3/\text{с}$

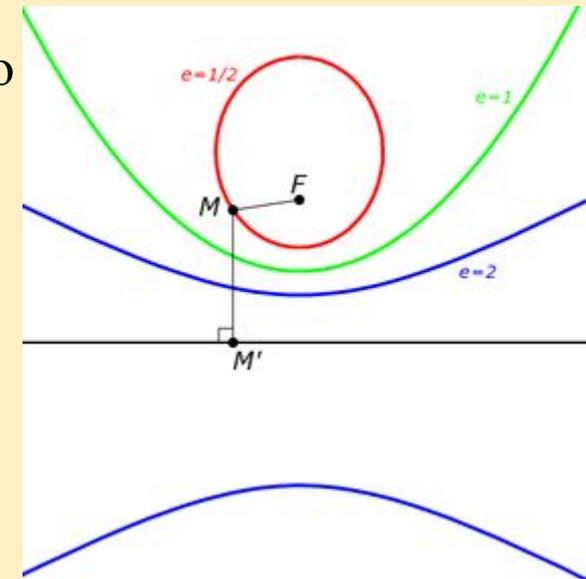
$e$  – эксцентриситет, м

$D$  – диаметр винта ротора, м

$T$  – шаг винтовой поверхности статора, м

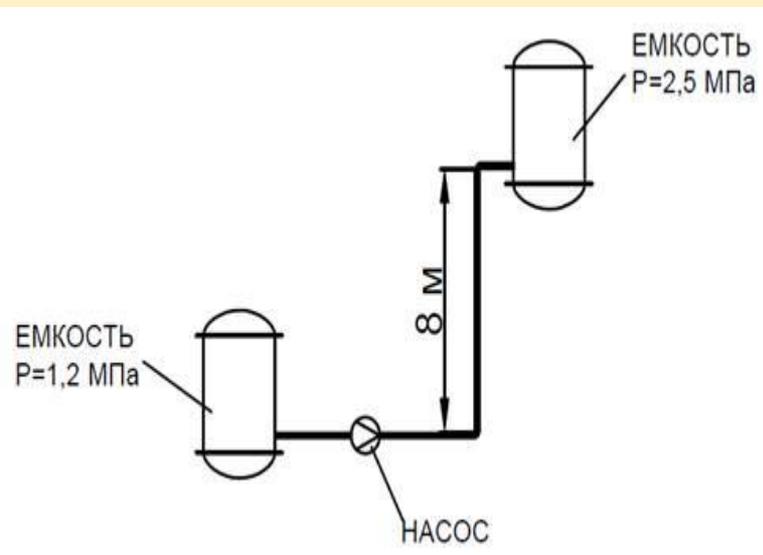
$n$  – частота вращения ротора,  $\text{сек}^{-1}$

$\eta_V$  – объемный коэффициент полезного действия



## Задача 5.

Рассчитать  $Q$  – расход,  $w^2/(2 \cdot g)$  – напор и  $N_{\Pi}$  – 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 длинна трубопровода (суммарно с эквивалентной длинной местных сопротивлений) составляет  $d_3 = 78$  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,  $\text{м/с}^2$

**Потери на трение:**  $h_{\Pi} = [(\lambda \cdot d_3) / d_t] \cdot [w^2/(2g)]$ , 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  $Q = 90$  м<sup>3</sup>/час. Температура воды равна  $t = 20$  °С, при которой динамическая вязкость составляет  $\mu = 1 \cdot 10^{-3}$  Па·с, а плотность  $\rho = 998$  кг/м<sup>3</sup>. Критическое значение критерия Рейнольдса  $Re_{кр}$  для случая труб круглого сечения равняется 2300. Определить режим течения жидкости в трубе.

Скорость потока воды в трубе:

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

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