

филиал МГТУ
Майкопский государственный технологический
университет п. Яблоновский

Учебно-методическое пособие

по дисциплине:

«Насосы и компрессоры»

На выполнение курсовой работы

на тему: Расчет насосной и компрессорной установки для
нефтегазопровода

УДК 621.65(07)
ББК 31.7
У 91

Авторы: Бибко Д.А., Горохов Р.В., Щербатова Т.А., Буныкин А.В.,

Кафедра «Нефтегазовое дело и землеустройство»

по дисциплине: "Насосы и компрессоры"

на тему: "Расчет насосной и компрессорной установки для

нефтегазопровода"

стр. 47

по дисциплине Б1.В.10 Насосы и компрессоры

по направлению подготовки бакалавров 21.03.01 Нефтегазовое дело

по профилю подготовки Эксплуатация и обслуживание объектов транспорта и хранения нефти, газа и продуктов переработки

квалификация (степень) выпускник Бакалавр

Содержание

Исходные данные	4
1. Гидравлический расчёт трубопровода	5
2. Построение гидравлических характеристик трубопровода	5
3. Выбор насоса	7
4. Регулирование работы центробежного насоса	8
5. Определение предельно допустимой высоты всасывания	11
6. Устройство насосной установки	13
7. Выбор и расчет электродвигателя.....	20
8. Виды насосных агрегатов.....	20
9. Система автоматического управления нефтяными насосами.....	22
10. Расчет производительности для различных насосов.....	24
11. Примеры задач по расчету и подбору насосов с решениями.....	36
Список литературы.....	47

Исходные данные

Жидкость: нефтепродукт

Расчётная производительность Q , м³/час

Вязкость, см²/с 1)0,025;2)0,027;3)0,028;4)0,029;5)0,030;6)0,031

Плотность, ρ 800,1000, 1100, 1200, 1300, 1400, 1500, кг/м³

Давление насыщенных паров P_n , кПа - 3,44

Приёмный трубопровод

Длина L , м -16,0 ;25;

30;40;50;100;110;120;130;150;160;170;180;200;210;220;230;300;400;500

Геометрическая высота всасывания H , м +5,0;

10;12;13;20;25;30;40;50;60;65;73;74;80;

Суммарный коэффициент местных сопротивлений 4,2

Давление в приёмном баке P_0 , Па 1;2; 3;4,5;6 x10⁵

Напорный трубопровод

Длина L , м 30;40;50;100;110;120;130;150;160;170;180;200;210;220;230;300;400;500

Q_p расчетный расход м³/ч;

10;20;24;26;28;30;45;56;78;86;90;100;110;120;130;140;150;

Геометрическая высота H , м

60;70;80;90;100;110;130;40;25;78;79;85;120;140;150;160

Суммарный коэффициент местных сопротивлений $\epsilon=23,1$

Давление нагнетания P , МПа 0,18;0,19;0,25;0,34;0,32;0,42

1. Гидравлический расчёт трубопровода

В практике проектирования насосных установок и насосных станций выбор трубопроводов и подбор насосного

оборудования осуществляется просчётом нескольких вариантов при различных диаметрах труб с минимизацией затрат на строительство линейной части трубопровода и стоимости расхода электрической энергии на привод насосных агрегатов.

Для определения диаметров нагнетательного d_H и всасывающего d_B трубопроводов задаются средним значением скоростей

V_H, V_B движения жидкостей в трубах в пределах: вязкие жидкости ($\nu > 0,1$ см²/с): нефти, лёгкие и тяжелые масла,

мазуты-

$$V_H = 0,5 \dots 1,0 \text{ м/с,}$$

$$V_B = 0,2 \dots 0,8 \text{ м/с;}$$

Рассчитывается внутренний диаметр нагнетательного и всасывающего трубопроводов:

$$d_H = \sqrt{\frac{4 + Q_p}{\pi \cdot V_H}} \quad d_B = \sqrt{\frac{4 + Q_p}{\pi \cdot V_B}} \quad (1.1)$$

Полученные значения d_H и d_B округляем до ближайших величин диаметров d_H и d_B по сортаменту труб, выпускаемых

промышленностью, согласно ГОСТ 8732–78, таким образом, чтобы скорости перекачки V_H и V_B оставались в допускаемых пределах.

$$Q_{1-7} = (\pi \cdot d^2) / 4 \cdot V_{1-7}$$

$$V_{1-7} = 4Q_{1-7} \cdot k / \pi \cdot d^2$$

K -коэффициент относительных потерь скорости потока; $k_1=0; 0,02; 0,4; 0,6; 0,8; 1; 1,2$

Определение толщины стенки трубопровода

$$\delta = \frac{n p_n D_n}{2(R_1 + n p_n)}$$

Где n – коэффициент надежности по нагрузке - внутреннему рабочему давлению в трубопроводе – принимается $n=1,1$;

P_n - проектное рабочее давление $P_n = 7,6$ МПа

D_n - наружный диаметр трубопровода (нефти или газа), $D_n = 100$ -
1420 см.

2. Построение гидравлических характеристик нефтепровода

Для построения характеристики трубопровода, то есть зависимости потребного напора $H_{потр}$ от расхода жидкости Q_r , определяется величина приведённой высоты нагнетания Z , величина суммарных потерь напора h : на трение жидкости о стенки трубопровода $h_{тр}$, потерь напора на местных сопротивлениях h_m :

гидравлический трубопровод насосный центробежный

$$Z = H_{зв} + H_{zn} + \frac{P_n - P_o}{\rho \cdot g} \quad (1.2)$$

Определяем скорость движения жидкости для 7 режимов расхода жидкости и относительный эквивалент шероховатости внутренней поверхности труб:

$$V_{1-7} = 4Q_{1-7} \cdot \kappa / \pi \cdot d^2$$

$$K_{ЭН} = \frac{\Delta_{э}}{d_H} = \frac{\Delta_{э}}{d_B}$$

Определяем число Рейнольдса:

Исходя из числа Рейнольдса определяем коэффициент Дарси λ :

Для ламинарного режима при $Re \leq Re_{кр} = 2320$ коэффициент Дарси рассчитывается по формуле Стокса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (1.3)$$

Для турбулентного режима течения жидкости коэффициент Дарси рассчитывается по эмпирическим и полуэмпирическим формулам:

в зоне гладкого трения $Re_{кр} < Re \leq Re_1 = 15/KЭ$

$$Re_1 = \frac{15}{0,0013} = 11538,46$$

Потери на трение определяются по формуле Дарси – Вейсбаха:

$$h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \quad (1.4)$$

Потери на местных сопротивлениях вычисляются по формуле:

$$h_m = \varepsilon \frac{V^2}{2g} \quad (1.5)$$

Коэффициент шероховатости $\Xi=23, 1$

Суммарные потери напора h определяем по формуле:

$$h = h_{TP} + h_m \quad (1.6)$$

Потребный напор определяем сложением суммарных потерь напора h и приведённой высоты нагнетания Z :

$$H = h + Z \quad (1.7)$$

Результаты гидравлического расчёта трубопровода сводим в таблицу 1.

Таблица 1 Результаты гидравлического расчёта трубопровода.

Q м ³ /ч	V м/ч	Re	λ	h_{TP} м	h_м м	Z	H

По полученным значениям Q и H на миллиметровой бумаге в масштабе производим графическое построение гидравлической характеристики трубопровода в координатах $Q - H$ и определяем режимную точку, соответствующую проектной подаче Q_p и $H_{потр}$, по которой производим подбор перекачивающего насоса.

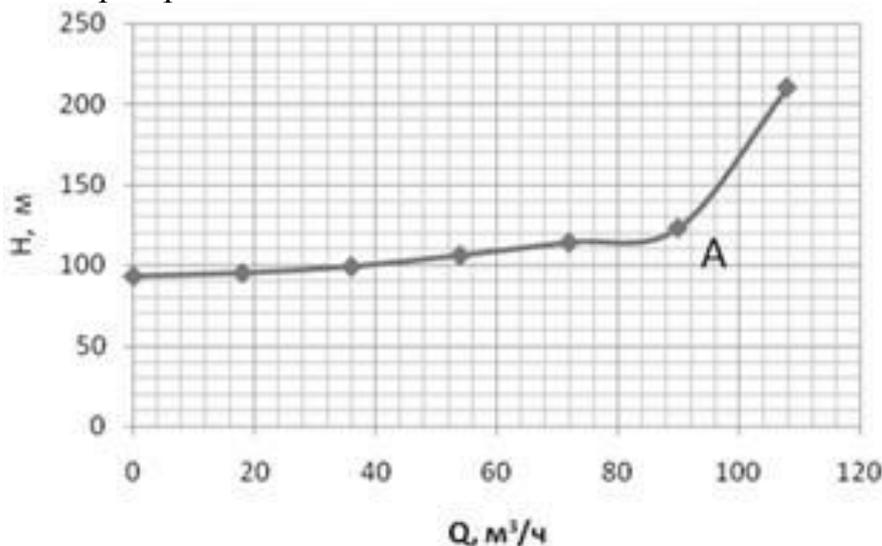
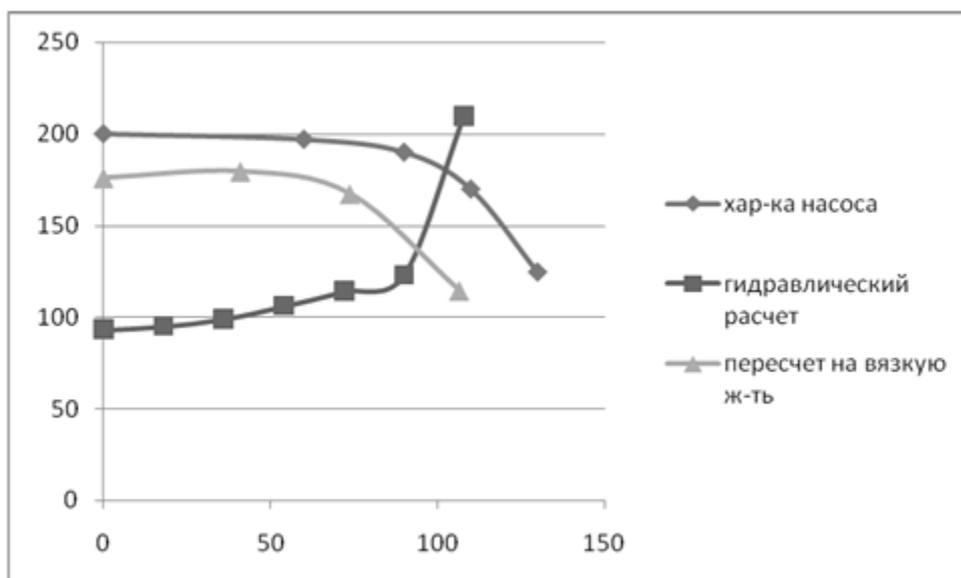


Рисунок 1.1 Диаграмма зависимости производительности и напора насоса

3. Выбор насоса

По полученным данным выбираем центробежный насос типа НК: 6НК-9×1.



4. Регулирование работы центробежного насоса

. Регулирование работы центробежной насосной установки

Возможные 3 варианты регулирования насосной установки

4.1. Дросселирование задвижкой на нагнетание насосной установки

Целью дросселирования является, основная задача это снижение напора на величину $\Delta h_{др}$ для обеспечения напора при заданной подаче.

Величина $\Delta h_{др}=12,3\text{м}$ определяется из графика

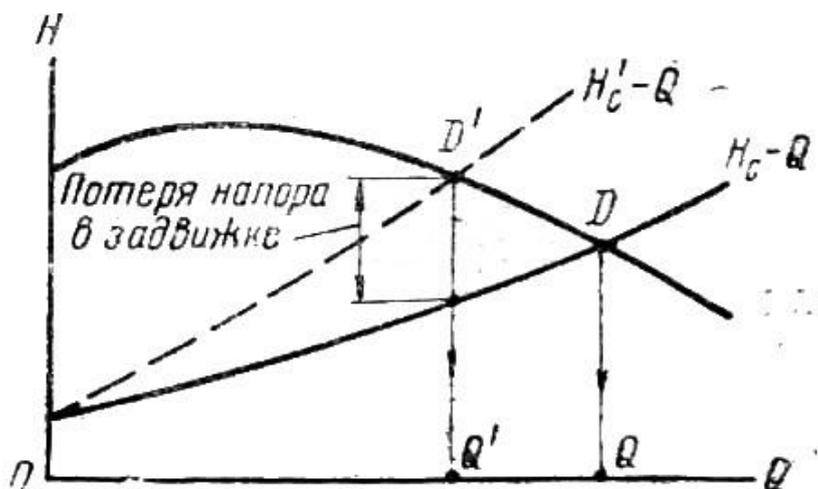


Рисунок 4. – Диаграмма характеристики при дросселировании

Коэффициент полезного действия насосной установки в этом случае определяется по формуле:

$$\eta_{\text{оп}} = \eta_n \cdot \left(1 - \frac{\Delta h_{\text{оп}}}{H_n}\right). \quad (4.1)$$

4.2. Байпасирование нефтепровода

Байпасирование нефтепровода осуществляется путем отведения излишка напора обратно в нагнетательный нефтепровод. Величина $Q_{\text{б}}$ определяется из графика

Коэффициент полезного действия при данной системе в этом случае определяется по формуле:

$$\eta_{\text{бн}} = \eta_n \cdot \left(1 - \frac{Q_{\text{б}}}{Q_n}\right) \% . \quad (4.2)$$

4.3. Регулирование подачи нефтепровода изменением числа оборотов привода насосной установки

Для определения требуемого числа оборотов насосной установки необходимо построить параболу подобных циклов, которая описывается уравнением:

$$H = C \cdot Q^2 \quad (4.3)$$

Для построение графической параболы определяется константа C при известных значения нефтепровода подачи и напора:

$$C = \frac{H_{\text{нотр}}}{Q_{\text{нотр}}^2} \quad (4.4)$$

По найденному значению константы C по формуле определяются 4.4 точек, принадлежащих параболе:

Результаты расчета представлены в таблице 3

Таблица 3 – Расчет точек параболы подобия насосной установки

Q, м ³ /ч	18	36	54	72	90	108	126
H, м							

Парабола построенная по данным таблицы 3 представлена на графике

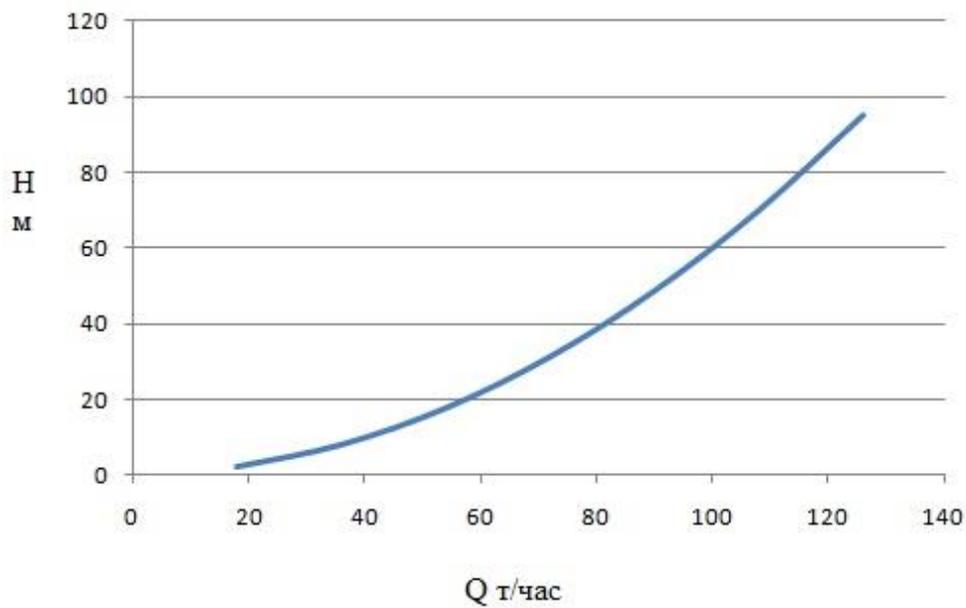


Рисунок 5. – Диаграмма характеристики насосной установки

Необходимое число оборотов определяется по формуле:

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{Q_{2(P)}}{Q_{1(A)}} \quad (4.5)$$

Коэффициент полезного действия насосной установки определенный графически составляет 70%.

4.4. Регулирование насосной установки обточкой рабочих колес

Как и в предыдущем случае строится парабола подобия насосной установки, но так как насосная установка имеет одно рабочее колесо, то она совпадает с параболой предыдущих, подобных режимов при регулировании числа оборотов электродвигателя. Диаметр обточенного колеса насосной установки определяется по формуле:

$$D_2' = D_2 \cdot \frac{Q_{2(P)}}{Q_{1(A)}} \quad (4.6)$$

Процентная величина обточки рабочего колеса насосной установки определяется по формуле:

$$\delta = \frac{D_2 - D_2'}{D_2} \cdot 100\% \quad (4.7)$$

Обточка колеса насосной установки допустима, так как для данного значения быстроходности насосной установки максимальный процент обточки равен 20%.

Таким образом, для кратковременного регулирования в нефтепроводе целесообразно применять регулирование дросселем, так как КПД в этом случае выше, чем при регулировании байпасом.

При регулировании насоса путём изменения размеров (обточки) рабочих колёс характеристики насоса будут изменяться по соотношениям:

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3, \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2, \frac{N'}{N} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^5 \quad (4.8)$$

где штрихом обозначены параметры насоса после обточки.

На графике гидравлической характеристики нефтепровода и характеристики насосной установки строим параболу обточки по формуле:

$$H = KQ, \quad (4.9)$$

где

$$K = H' / (Q') = H_{\text{потр}} / Q_p ;$$

Таблица 3. Зависимость (Q-H) для параболы обточки.

Q, м ³ /ч	0	18	36	54	72	98	108
H, м	0	12,6	17,5	24,5	32,9	43,1	55,1

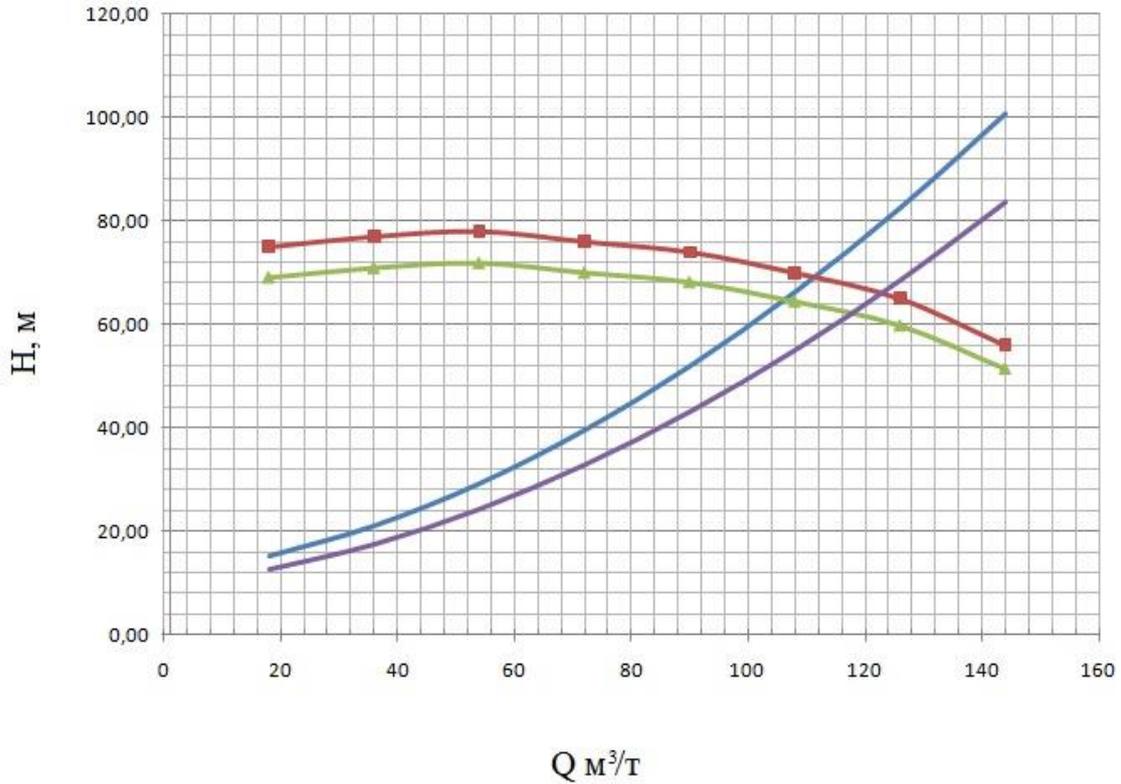


Рисунок 6. – Диаграмма характеристики насосной установки с использованием дросселирования

При определении диаметра насосного агрегата, после обточки рабочего колеса D_2 вместо Q и H подставляются координаты точки пересечения параболы обточки и кривой H - Q насоса, соответствующей диаметру рабочего колеса до обточки D_2^I :

При обточке рабочего колеса изменяется КПД насосной установки. Предельные относительные величины обрезки рабочих колёс зависят от коэффициента быстроходности.

$$\frac{D_2 - D_2^I}{D_2}$$

значит значение n должно быть не больше 120.

5. Определение предельно допустимой высоты всасывания насосной установки

Допустимая высота всасывания насосной установки H определяется из уравнения

$$H = \frac{P_0 - P_{\text{нп}}}{\rho \cdot g} - (1,2...1,3)\Delta h_{\text{кр}} - h_g \quad (5.1)$$

где

h_g - гидравлические потери на трение и местное сопротивление во всасывающем нефтепроводе;

$$h_{\text{кр}} = \Delta h = \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{C} \right)^{\frac{3}{4}} \cdot 10 \quad (5.2)$$

n — число оборотов вала насосной установки в минуту; Q — подача насосной установки, м³/с (у насосной установки с колесом двухстороннего действия следует принимать $Q/2$); C — коэффициент Руднёва — принимается в зависимости от коэффициента быстроходности n :

$$h_s = 3.65 \cdot n \frac{\sqrt{Q}}{(H_{\text{ном}})^{\frac{3}{4}}} \quad (5.3)$$

Таким образом, $H > H = 3,3$ м.

6. Устройство насосной установки

Насосная установка, оборудование которого смонтировано по определенной схеме. На рисунке 2 приведена схема насосной установки для перекачки жидкости. Насос 2, приводимый в движение электродвигателем 1, засасывает жидкость из расходного бака 8 и по всасывающему трубопроводу 3 и напорному трубопроводу 6, перекачивает жидкость в приемный бак.

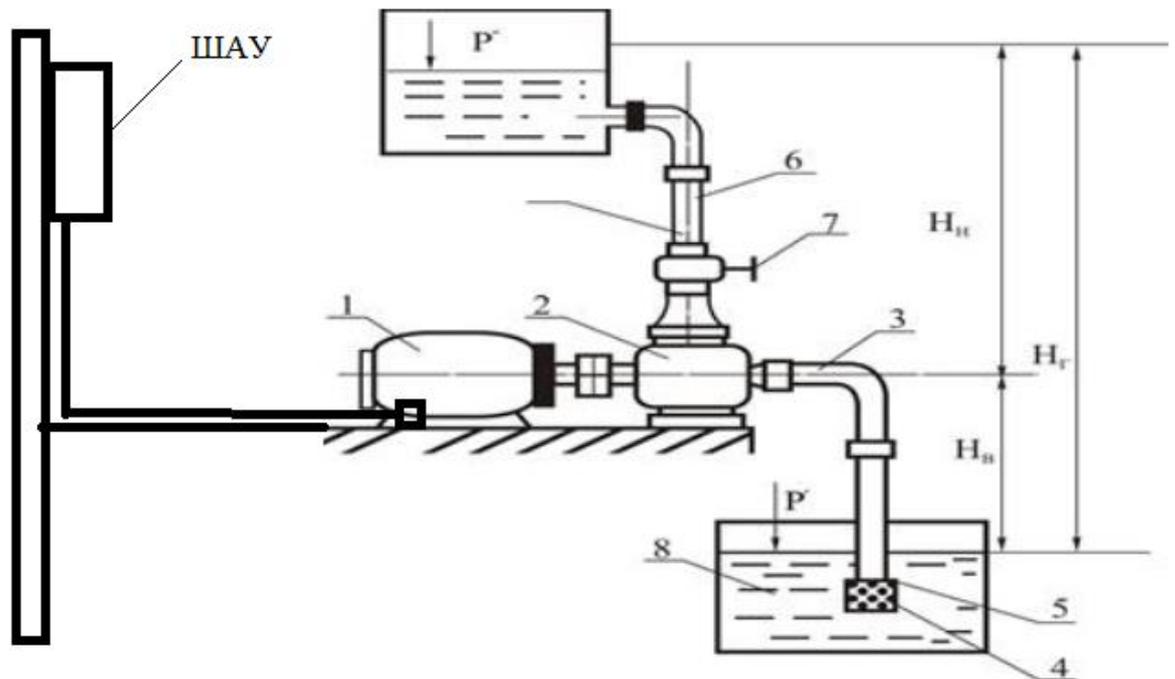


Рисунок 7.- Схема насосной установки:

- 1 - электродвигатель;
- 2 - насос;
- 3 - всасывающий нефтепровод;
- 4 - фильтр;
- 5 - обратный клапан;
- 6 - напорная трубопровод;
- 7- вентили;
- 8 - расходная емкость;
- 9 - расходомер;
- 10 - приемная емкость;

Насосная установка состоит из следующих элементов:

- емкость с перекачиваемой жидкостью (резервуарс нефтью);
- система нефтепроводов;
- контрольно-измерительных приборов (манометров, расходомеров);

- задвижки, обратные клапана;
- вспомогательное оборудование.
- шкаф автоматического управления насосным агрегатом

Состав сооружений, тип и количество основного и вспомогательного оборудования насосной установки определяется исходя из назначения насосной установки.

Насосным агрегатом называется агрегат, состоящий из соединенных между собой насоса и приводящего двигателя.



Рисунок 8. - Насос НК насос нефтяной консольного типа

Основные принципы подбора насосов

- Технологические и конструктивные требования
- Характер перекачиваемой среды
- Основные расчетные параметры
- Области применения (подбора) насосов по создаваемому напору
- Области применения (подбора) насосов по производительности

• **Основные расчетные параметры насосов (производительность, напор, мощность)**

- **Расчет производительности для различных насосов.**

Формулы

- **Поршневые насосы**
- **Шестеренчатые насосы**

- **Винтовые насосы**
- **Центробежные насосы**
- **Расчет напора насоса**
- **Расчет потребляемой мощности насоса**
- **Предельная высота всасывания (для центробежного насоса)**
- **Примеры задач по расчету и подбору насосов с решениями**
 - расчет объемного коэффициента полезного действия плунжерного насоса
 - расчет необходимой мощности электродвигателя двухпоршневого насоса
 - расчет величины потери напора трехпоршневого насоса
 - расчет объемного коэффициента полезного действия винтового насоса
 - расчет напора, расхода и полезной мощности центробежного насоса
 - расчет целесообразности перекачки воды центробежным насосом
 - расчет коэффициента подачи шестеренчатого (шестеренного) насоса
 - определить, удовлетворяет ли данный насос требованиям по пусковому моменту
 - расчет полезной мощности центробежного насоса
 - расчет предельного повышения расхода насоса

Основные принципы подбора насосов

Выбор насосного оборудования – ответственный этап, от которого будут зависеть как технологические параметры, так и эксплуатационные качества проектируемой установки. При выборе типа насоса можно выделить три группы критериев:

- 1) Технологические и конструктивные требования
- 2) Характер перекачиваемой среды

3) Основные расчетные параметры

Технологические и конструктивные требования:

В некоторых случаях выбор насоса может диктоваться какими-либо строгими требованиями по ряду конструктивных или технологических параметров. Центробежные насосы, в отличие от поршневых, могут обеспечивать равномерную подачу перекачиваемой среды, в то время как для выполнения условий равномерности на поршневом насосе приходится значительно усложнять его конструкцию, располагая на коленчатом вале несколько поршней, совершающих возвратно-поступательные движения с определенным отставанием друг от друга. В то же время подача перекачиваемой среды дискретными порциями заданного объема также может являться технологическим требованием. Примером определяющих конструктивных требований может служить использование погружных насосов в тех случаях, когда необходимо или единственно возможно расположить насос ниже уровня перекачиваемой жидкости.

Технологические и конструктивные требования к насосу редко являются определяющими, а диапазоны подходящих типов насосов для различных специфических случаев применения известны исходя из накопленного человечеством опыта, поэтому в доскональном их перечислении нет необходимости.

Характер перекачиваемой среды:

Характеристики перекачиваемой среды часто становятся определяющим фактором в выборе насосного оборудования. Различные типы насосов подходят для перекачки самых разнообразных сред, отличающихся по вязкости, токсичности, абразивности и множеству других параметров. Так винтовые насосы способны перекачивать вязкие среды с различными включениями, не повреждая структуру среды, и могут с успехом применяться в пищевой промышленности для перекачивания джемов и паст с различными наполнителями. Коррозионные свойства перекачиваемой среды

определяют материальное исполнение выбираемого насоса, а токсичность – уровень его герметизации.

Основные расчетные параметры:

Требованиям по эксплуатации, предъявляемые различными отраслями, могут удовлетворять несколько типов насосов. В такой ситуации предпочтение отдается тому типу насосов, который наиболее применим при конкретных значениях основных расчетных параметров (производительность, напор и потребляемая мощность). Ниже приведены таблицы, в общих чертах отражающие границы применения наиболее распространенных типов насосов.

Таблица 6.1 Области применения (подбора) насосов по создаваемому напору

До 10 м	От 10 до 100 м	От 100 до 1 000 м	От 1 000 до 10 000	От 10 000 м и более
Одноступенчатые центробежные				
		Многоступенчатые центробежные		
Осевые (напор до 20-30 м)				
	Поршневые			
	Винтовые			
			Плунжерные	
Вихревые				

Области применения (подбора) насосов по производительности

До 10 м ³ /ч	От 10 до 100 м ³ /ч	От 100 до 1 000 м ³ /ч	От 1 000 до 10 000 м ³ /ч	От 10 000 м ³ /ч и более
Одноступенчатые центробежные				
		Многоступенчатые		

		центробежные		
		Осевые		
Поршневые				
Винтовые				
Плунже рные				
	е	Вихревые		

Только соответствующий всем трем группам критериев насос может гарантировать длительную и надежную эксплуатацию.

Основные расчетные параметры насосов

Несмотря на многообразие машин для перекачки жидкостей и газов, можно выделить ряд основных параметров, характеризующих их работу: производительность, потребляемая мощность и напор.

Производительность (подача, расход) – объем среды, перекачиваемый насосом в единицу времени. Обозначается буквой Q и имеет размерность $\text{м}^3/\text{час}$, $\text{л}/\text{сек}$, и т.д. В величину расхода входит только фактический объем перемещаемой жидкости без учета обратных утечек. Отношение теоретического и фактического расходов выражается величиной объемного коэффициента полезного действия:

Однако в современных насосах, благодаря надежной герметизации трубопроводов и соединений, фактическая производительность совпадает с теоретической. В большинстве случаев подбор насоса идет под конкретную систему трубопроводов, и величина расхода задается заранее.

Напор – энергия, сообщаемая насосом перекачиваемой среде, отнесенная к единице массы перекачиваемой среды. Обозначается буквой H и имеет размерность метры. Стоит уточнить, что напор не является геометрической характеристикой и не является высотой, на которую насос может поднять перекачиваемую среду.

Потребляемая мощность (мощность на валу) – мощность, потребляемая насосом при работе. Потребляемая мощность отличается от полезной мощности насоса, которая затрачивается непосредственно на сообщение энергии перекачиваемой среде. Часть потребляемой мощности может теряться из-за протечек, трения в подшипниках и т.д. Коэффициент полезного действия определяет соотношение между этими величинами.

Для различных типов насосов расчет этих характеристик может отличаться, что связано с различиями в их конструкции и принципах действия.

7. Выбор и расчет электродвигателя

Расчетная мощность электродвигателя находится по формуле:

$$P_{\text{дв}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot H_{\text{н}} \cdot K_{\text{э}}}{\eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{пер}}} \quad (7.1)$$

где $Q_{\text{н}} \cdot H_{\text{н}} / \eta_{\text{н}}$ – мощность, затрачиваемая на перекачку нефти объемом $Q_{\text{н}}$ при напоре $H_{\text{н}}$;

$Q_{\text{н}}$ – производительность насоса; $Q_{\text{н}} = 108 \text{ м}^3/\text{час}$

$H_{\text{н}}$ – напор насоса ; $H_{\text{н}} = 55 \text{ м}$

$\eta_{\text{н}}$ - КПД насосного агрегата; ($\eta_{\text{н}} = 0,58$)[8]

$\eta_{\text{пер}}$ – КПД передачи ($\eta_{\text{пер}} = 1,0$); [3]

$K_{\text{э}}$ – коэффициент запаса мощности, принимается по) $K_{\text{э}} = 2,5$ [3].

Зная $P_{\text{дв}}$, частоту вращения насоса – n , условия работы насоса, характеристику окружающей среды, подбирается электродвигатель для данного центробежного насоса) [3]

8. Виды насосных агрегатов.

Виды насосных агрегатов можно классифицировать по роду привода:

1) электронасосный агрегат, приводящим является электродвигатель;

- 2) трубонасосный агрегат, приводящим двигателем является гидро или пневмо - турбина;
- 3) дизель-насосный агрегат, приводящим двигателем является дизель;
- 4) мотонасосный агрегат, приводящем двигателем является карбюраторный двигатель;
- 5) гидроприводный насосный агрегат, приводящим двигателем является гидродвигатель;
- 6) пневмоприводный насосный агрегат, приводящем двигателем является пневмодвигатель;

по конструктивному объединению насоса с приводом:

- 1) электронасос - насосный агрегат, привод от электродвигателя, узлы которого входят в конструкцию насоса;
- 2) турбонасос - насосный агрегат, привод от турбины, узлы входят в конструкцию насоса;
- 3) паровой насос - насосный агрегат, привод от парового цилиндра, устройство которого входит в конструкцию насоса;
- 4) гидроприводный насос - насосный агрегат, привод от гидроцилиндра, устройство которого входит в конструкцию насоса;
- 5) пневмонасос - насосный агрегат, привод от пневмо-цилиндра, устройство которого входит в конструкцию насоса.

В системах водоснабжения, водоотведения, отопления а также нефтяной и газовой промышленности для привода насоса обычно используют электродвигатель. Можно сделать вывод, что электронасосный агрегат является наиболее применимым элементом гидравлических установок. Разрез насосного агрегата НК показан на рисунке 10.

Возможные режимы работы насосной установки:

- 1) непрерывный режим работы насосного оборудования, при котором насос должен работать непрерывно в течение продолжительного периода времени (скважены и тд);

- 2) неравномерный режим работы технологического оборудования при постоянно включенном насосном агрегате, (при неравномерном потреблении);
- 3) повторно-кратковременный режиме работы насосного оборудования, характеризующейся периодическим включением и выключением насоса нефтепровода, (при работе в технологическом процессе);
- 4) равномерный режим работы насосного оборудования при неравномерном потреблении из расходной емкости технологического процесса;
- 5) режим кратковременной работы насосного оборудования, (пожарный насос и др).

Насосная установка (насосный агрегат) состоит из различных систем: гидравлической системы, системы электроснабжения, системы автоматики и управления технологическим процессом и др.. Определение технологической системы частично субъективно, так как приходится выделять элементы из каждой технологической цепочки и явления, которые отвечают целям исследования технологического процесса и достаточно легко поддаются анализу или синтезу, и различным расчетам. Элемент - часть системы, выполняющий определенные функции.

Гидравлическая система перекачки нефти и представляет собой совокупность элементов, нефтепроводов, насосов, контрольно - измерительной и пускорегулирующей аппаратуры, аналоговых элементов регулирования приводами насоса и предназначена для выполнения определенных функций.

9. Система автоматического управления нефтяным насосом

Система энергоснабжения установки обеспечивает электрическую связь с энергосистемой и обеспечивает непрерывное электроснабжение всех потребителей электроэнергией.

Система автоматики обеспечивает дистанционное управление насосной установкой и плавного повышения давления в нефтепроводе согласно[3], показана на рисунке 9.1

настройках частотного преобразователя. При аварии частотного преобразователя или цепей электродвигателя нефтенасоса замыкается цепь А-С преобразователя, обеспечивает срабатывание К2 размыкаются его контакты в цепи К1. Происходит отключение частотного преобразователя и реле К2. Повторное включение возможно, только при устранении аварии и сброса защиты кнопкой SB 3.1.. Датчик давления ВР1 с аналоговым выходом 3...20мА подключен к аналоговому входу частотного преобразователя обеспечивая обратную связь в системе стабилизации давления. Функционирование системы стабилизации обеспечивается ПИД-регулятором преобразователя частоты. Требуемое значение давления задается потенциометром R1 или с пульта управления частотного преобразователя.

10. Расчет производительности для различных насосов

Все многообразие типов насосов можно разделить на две основные группы, расчет производительности которых имеет принципиальные отличия. По принципу действия насосы подразделяют на динамические и объемные. В первом случае перекачка среды происходит за счет воздействия на нее динамических сил, а во втором случае – за счет изменения объема рабочей камеры насоса.

К динамическим насосам относятся:

- 1) Насосы трения (вихревые, шнековые, дисковые, струйные и т.д.)
- 2) Лопастные (осевые, центробежные)
- 3) Электромагнитные

К объемным насосам относятся:

- 1) Возвратно-поступательные (поршневые и плунжерные, диафрагменные)
- 2) Роторные
- 3) Крыльчатые

Ниже будут приведены формулы расчета производительности для наиболее часто встречающихся типов.

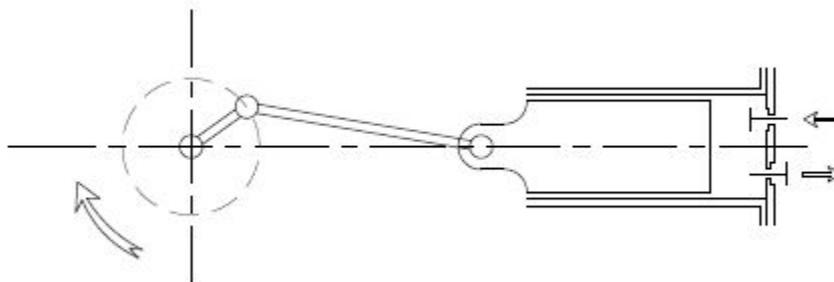


Рисунок 10.1 Поршневые насосы (объемные насосы)

Поршневые насосы (объемные насосы)

Основным рабочим элементом поршневого насоса является цилиндр, в котором двигается поршень. Поршень совершает возвратно-поступательные движения за счет кривошипно-шатунного механизма, чем обеспечивается последовательное изменение объема рабочей камеры. За один полный оборот кривошипа из крайнего положения поршень совершает полный ход вперед (нагнетание) и назад (всасывание). При нагнетании в цилиндре поршнем создается избыточное давление, под действием которого всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан открывается, и перекачиваемая жидкость подается в нагнетательный трубопровод. При всасывании происходит обратный процесс, при котором в цилиндре создается разрежение за счет движения поршня назад, нагнетательный клапан закрывается, предотвращая обратный ток перекачиваемой среды, а всасывающий клапан открывается и через него происходит заполнение цилиндра. Реальная производительность поршневых насосов несколько отличается от теоретической, что связано с рядом факторов, таких как утечки жидкости, дегазация растворенных в перекачиваемой жидкости газов, запаздывание открытия и закрытия клапанов и т.д.

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

$$Q = F \cdot S \cdot n \cdot \eta_v \quad (10.1)$$

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

Для поршневого насоса двойного действия формула расчета производительности будет несколько отличаться, что связано наличием штока поршня, уменьшающего объем одной из рабочих камер цилиндра.

$$Q = F \cdot S \cdot n + (F-f) \cdot S \cdot n = (2F-f) \cdot S \cdot n \quad (10.2)$$

Где Q – расход, $\text{м}^3/\text{с}$

F – площадь поперечного сечения поршня, м^2

f – площадь поперечного сечения штока, м^2

S – длина хода поршня, м

n – частота вращения вала, сек^{-1}

η_v – объемный коэффициент полезного действия

Если пренебречь объемом штока, то общая формула производительности поршневого насоса будет выглядеть следующим образом:

$$Q = N \cdot F \cdot S \cdot n \cdot \eta_v \quad (10.3)$$

Где N – число действий, совершаемых насосом за один оборот вала.

Шестеренчатые насосы (объемные насосы)

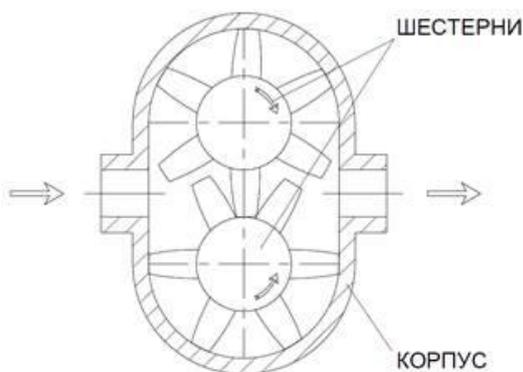


Рисунок 10.2 Шестеренчатые насосы (объемные насосы)

В случае шестеренчатых насосов роль рабочей камеры выполняет пространство, ограничиваемое двумя соседними зубьями шестерней. Две шестерни с внешним или внутренним зацеплением размещаются в корпусе. Всасывание перекачиваемой среды в насос происходит за счет разрежения, создаваемого между зубьями шестерен, выходящими из зацепления. Жидкость переносится зубьями в корпусе насоса, и затем выдавливается в нагнетательный патрубок в момент, когда зубья вновь входят в зацепление. Для протока перекачиваемой среды в шестеренных насосах предусмотрены торцевые и радиальные зазоры между корпусом и шестернями.

Производительность шестеренного насоса может быть рассчитана следующим образом:

$$Q = 2 \cdot f \cdot z \cdot n \cdot b \cdot \eta_v \quad (10.4)$$

Q – производительность шестеренчатого насоса, м³/с

f – площадь поперечного сечения пространства между соседними зубьями шестерни, м²

z – число зубьев шестерни

b – длина зуба шестерни, м

n – частота вращения зубьев, сек⁻¹

η_v – объемный коэффициент полезного действия

Существует также альтернативная формула расчета производительности шестеренного насоса:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot D_H \cdot m \cdot b \cdot n \cdot \eta_v \quad (10.5)$$

Q – производительность шестеренчатого насоса, м³/с

D_H – начальный диаметр шестерни, м

m – модуль шестерни, м

b – ширина шестерни, м

n – частота вращения шестерни, сек⁻¹

η_v – объемный коэффициент полезного действия

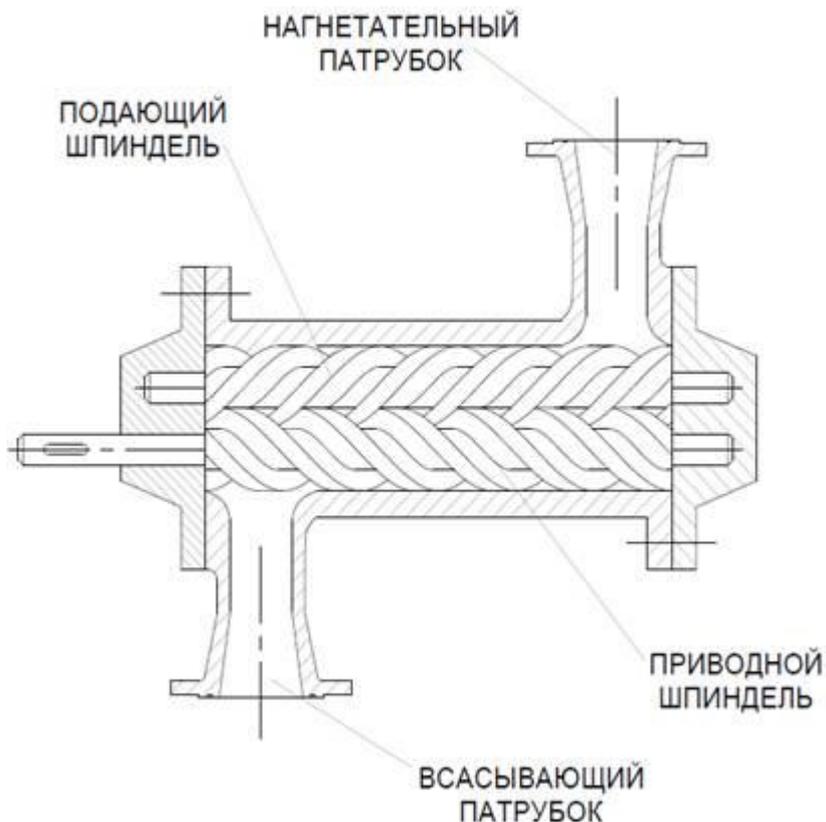


Рисунок 10.3 Винтовой насос (объемный насос)

Винтовые насосы (объемные насосы)

В насосах данного типа перекачивание среды обеспечивается за счет работы винта (одновинтовой насос) или нескольких винтов, находящихся в зацеплении, если речь идет о многвинтовых насосах. Профиль винтов подбирается таким образом, чтобы область нагнетания насоса была изолирована от области всасывания. Винты располагаются в корпусе таким образом, чтобы при их работе образовывались заполненные перекачиваемой средой области замкнутого пространства, ограниченные профилем винтов и корпусом и движущиеся по направлению в области нагнетания.

Производительность одновинтового насоса может быть рассчитана следующим образом:

$$Q = 4 \cdot e \cdot D \cdot T \cdot n \cdot \eta_v \quad (10.6)$$

Q – производительность винтового насоса, м³/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

Центробежные насосы

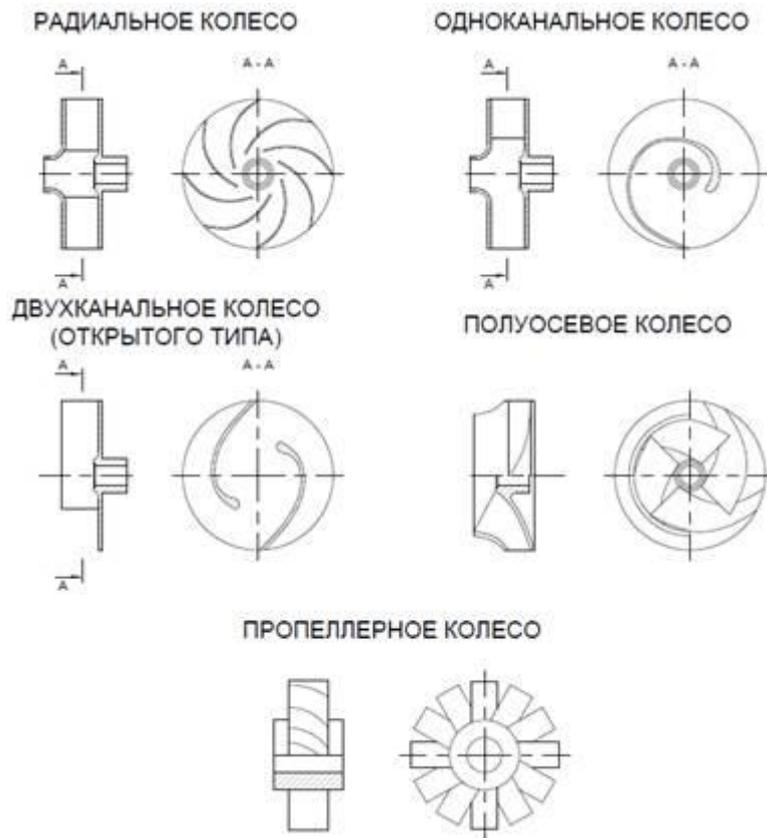


Рисунок 10.4- Центробежные насосы

Центробежные насосы являются одним из наиболее многочисленных представителей динамических насосов и широко распространены. Рабочим органом в центробежных насосах является насаженное на вал колесо, имеющее лопасти, заключенные между дисками, и расположенное внутри спиралевидного корпуса.

За счет вращения колеса создается центробежная сила, действующая на массу перекачиваемой среды, находящейся внутри колеса, и передает ей часть кинетической энергии, которая затем переходит в потенциальную энергию напора. Создаваемое при этом в колесе разрежение обеспечивает непрерывную подачу перекачиваемой среды их всасывающего

патрубка. Важно отметить, что перед началом эксплуатации центробежный насос должен быть предварительно заполнен перекачиваемой средой, так как в противном случае всасывающей силы будет недостаточно для нормальной работы насоса.

Центробежный насос может иметь не один рабочий орган, а несколько. В таком случае насос называется многоступенчатым. Конструктивно он отличается тем, что на его валу расположено сразу несколько рабочих колес, и жидкость последовательно проходит через каждое из них. Многоступенчатый насос при той же производительности будет создавать больший напор в сравнении с аналогичным ему одноступенчатым насосом.

Совместная работа колес многоступенчатого насоса

Производительность центробежного насоса может быть рассчитана следующим образом:

$$Q = b_1 \cdot (\pi \cdot D_1 - \delta \cdot Z) \cdot c_1 = b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 - \delta \cdot Z) \cdot c_2 \quad (10.7)$$

Где Q – производительность центробежного насоса, м³/с

$b_{1,2}$ – ширины прохода колеса на диаметрах D_1 и D_2 , м

$D_{1,2}$ – внешний диаметр входного отверстия (1) и внешний диаметр колеса (2), м

δ – толщина лопаток, м

Z – число лопаток

$c_{1,2}$ – радиальные составляющие абсолютных скоростей на входе в колесо (1) и выходе из него (2), м/с

Расчет напора

Как было отмечено выше, напор не является геометрической характеристикой и не может отождествляться с высотой, на которую необходимо поднять перекачиваемую жидкость. Необходимое значение напора складывается из нескольких слагаемых, каждое из которых имеет свой физический смысл.

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

$$H = (p_2 - p_1) / (\rho \cdot g) + H_T + h_{\Sigma} \quad (10.8)$$

H – напор, м

p_1 – давление в заборной емкости, Па

p_2 – давление в приемной емкости, Па

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³

g – ускорение свободного падения, м/с²

H_T – геометрическая высота подъема перекачиваемой среды, м

h_{Σ} – суммарные потери напора, м

Первое из слагаемых формулы расчета напора представляет собой перепад давлений, который должен быть преодолен в процессе перекачивания жидкости. Возможны случаи, когда давления p_1 и p_2 совпадают, при этом создаваемый насосом напор будет уходить на поднятие жидкости на определенную высоту и преодоление сопротивления.

Второе слагаемое отражает геометрическую высоту, на которую необходимо поднять перекачиваемую жидкость. Важно отметить, что при определении этой величины не учитывается геометрия напорного трубопровода, который может иметь несколько подъемов и спусков.

Третье слагаемое характеризует снижение создаваемого напора, зависящее от характеристик трубопровода, по которому перекачивается среда. Реальные трубопроводы неизбежно будут оказывать сопротивление току жидкости, на преодоление которого необходимо иметь запас величины напора. Общее сопротивление складывается из потерь на трение в трубопроводе и потерь в местных сопротивлениях, таких как повороты и отводы трубы, вентили, расширения и сужения прохода и т.д. Суммарные потери напора в трубопроводе рассчитываются по формуле:

$H_{об}$ – суммарные потери напора, складывающиеся из потерь на трение в трубах H_T и потерь в местных сопротивлениях $H_{мс}$

$$H_{об} = H_T + H_{MC} = (\lambda \cdot l) / d_э \cdot [w^2 / (2 \cdot g)] + \sum \zeta_{MC} \cdot [w^2 / (2 \cdot g)] = ((\lambda \cdot l) / d_э + \sum \zeta_{MC}) \cdot [w^2 / (2 \cdot g)] \quad (10.9)$$

Где λ – коэффициент трения

l – длина трубопровода, м

$d_э$ – эквивалентный диаметр трубопровода, м

w – скорость потока, м/с

g – ускорение свободного падения, м/с²

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

$\sum \zeta_{MC}$ – сумма всех коэффициентов местных сопротивлений

Расчет потребляемой мощности насоса

Выделяют несколько мощностей в зависимости от потерь при ее передаче, которые учитываются различными коэффициентами полезного действия. Мощность, идущая непосредственно на передачу энергии перекачиваемой жидкости, рассчитывается по формуле:

$$N_{П} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (10.9)$$

$N_{П}$ – полезная мощность, Вт

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³

g – ускорение свободного падения, м/с²

Q – расход, м³/с

H – общий напор, м

Мощность, развиваемая на валу насоса, больше полезной, и ее избыток идет на компенсацию потерь мощности в насосе. Взаимосвязь между полезной мощностью и мощностью на валу устанавливается коэффициентом полезного действия насоса. КПД насоса учитывает утечки через уплотнения и зазоры (объемный КПД), потери напора при движении перекачиваемой среды внутри насоса (гидравлический КПД) и потери на трение между подвижными частями насоса, такими как подшипники и сальники (механический КПД).

$$N_B = N_{П} / \eta_H \quad (10.10)$$

Где N_B – мощность на валу насоса, Вт

N_{II} – полезная мощность, Вт

η_H – коэффициент полезного действия насоса

В свою очередь мощность, развиваемая двигателем, превышает мощность на валу, что необходимо для компенсации потерь энергии при ее передаче от двигателя к насосу. Мощность электродвигателя и мощность на валу связаны коэффициентами полезного действия передачи и двигателя.

$$N_D = N_B / (\eta_{II} \cdot \eta_D) \quad (10.11)$$

N_D – потребляемая мощность двигателя, Вт

N_B – мощность на валу, Вт

η_{II} – коэффициент полезного действия передачи

η_H – коэффициент полезного действия двигателя

Окончательная установочная мощность двигателя высчитывается из мощности двигателя с учетом возможной перегрузки в момент запуска.

$$N_y = \beta \cdot N_D \quad (10.12)$$

N_y – установочная мощность двигателя, Вт

N_D – потребляемая мощность двигателя, Вт

β – коэффициент запаса мощности

Коэффициент запаса мощности может быть приближенно выбран из таблицы:

N, кВт	Менее 1	От 1 до 5	От 5 до 50	Более 50
β	2 – 1,5	1,5 – 1,2	1,2 – 1,15	1,1

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.

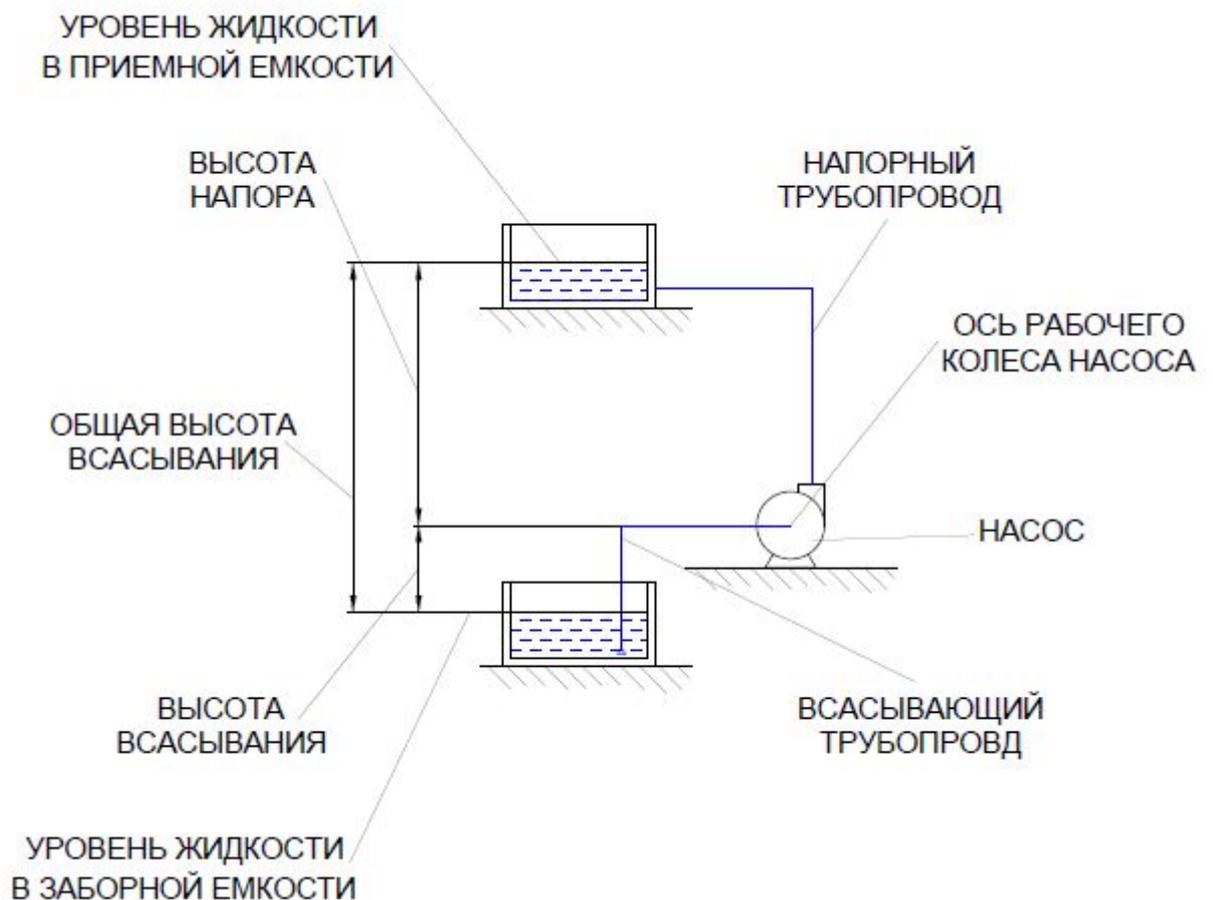


Рис. 4 Технологическая схема насосной установки

Геометрическая высота всасывания может быть определена по формуле:

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

h_{Γ} – 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

$h_{\text{св}}$ – 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

11. Примеры задач по расчету и подбору насосов с решениями

Пример №1

Плунжерный насос одинарного действия обеспечивает расход перекачиваемой среды $1 \text{ м}^3/\text{ч}$. 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.

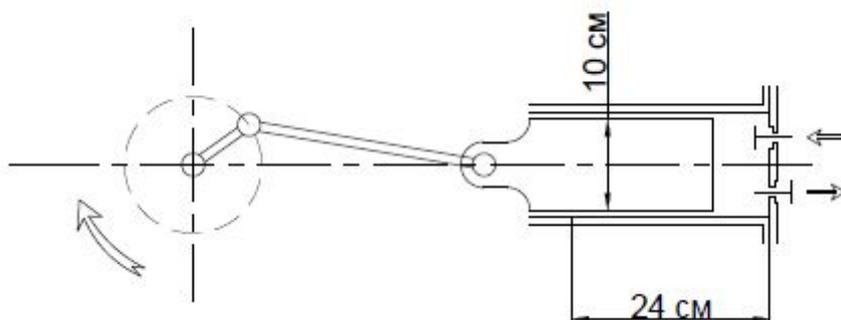


Рис. 5 Плунжерный насос одинарного действия

Решение:

Площадь поперечного сечения плунжера :

$$F = (\pi \cdot d^2) / 4 = (3,14 \cdot 0,1^2) / 4 = 0,00785 \text{ м}^2$$

Выразим коэффициент полезного действия из формулы расхода плунжерного насоса:

$$\eta_v = Q / (F \cdot S \cdot n) = 1 / (0,00785 \cdot 0,24 \cdot 40) \cdot 60 / 3600 = 0,88$$

Пример №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 $0,95$, а установочный коэффициент $1,1$).

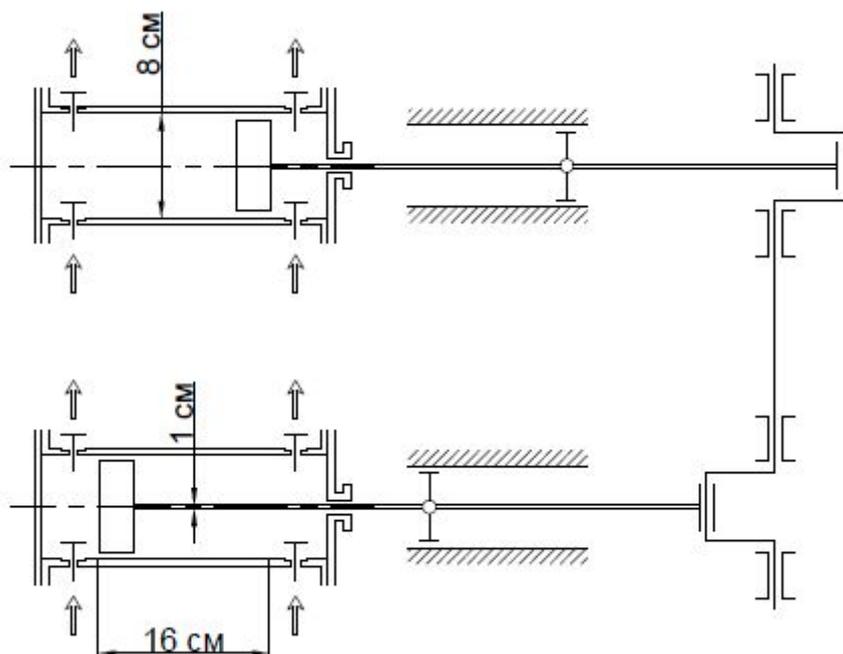


Рис. 6 Двухпоршневой насос двойного действия

Решение:

Площади поперечного сечения поршня и штока:

$$F = (3,14 \cdot 0,08^2) / 4 = 0,005024 \text{ м}^2$$

$$F = (3,14 \cdot 0,01^2) / 4 = 0,0000785 \text{ м}^2$$

Производительность насоса находится по формуле:

$$Q = N \cdot (2F - f) \cdot S \cdot n = 2 \cdot (2 \cdot 0,005024 - 0,0000785) \cdot 0,16 \cdot 85 / 60 = 0,0045195$$

м³/час

Далее находим полезную мощность насоса:

$$N_{\text{П}} = 920 \cdot 9,81 \cdot 0,0045195 \cdot 160 = 6526,3 \text{ Вт}$$

С учетом КПД и установочного коэффициента получаем итоговую установочную мощность:

$$N_{\text{УСТ}} = 6526,3 / (0,95 \cdot 0,95) \cdot 1,1 = 7954,5 \text{ Вт} = 7,95 \text{ кВт}$$

Пример №3

Трехпоршневой насос перекачивает жидкость с плотностью 1080 кг/м³ из открытой емкости в сосуд под давлением 1,6 бара с расходом 2,2 м³/час. Геометрическая высота подъема жидкости составляет 3,2 метра.

Полезная мощность, расходуемая на перекачивание жидкости, составляет 4 кВт. Необходимо найти величину потери напора.

Решение:

Найдем создаваемый насосом напор из формулы полезной мощности:

$$H = N_{\text{п}} / (\rho \cdot g \cdot Q) = 4000 / (1080 \cdot 9,81 \cdot 2,2) \cdot 3600 = 617,8 \text{ м}$$

Подставим найденное значение напора в формулу напора, выраженную через разность давлений, и найдем искомую величину:

$$h_{\text{п}} = H - (p_2 - p_1) / (\rho \cdot g) - H_{\text{г}} = 617,8 - ((1,6 - 1) \cdot 10^5) / (1080 \cdot 9,81) - 3,2 = 69,6$$

м

Пример №4

Реальная производительность винтового насоса составляет 1,6 м³/час. Геометрические характеристики насоса: эксцентриситет – 2 см; диаметр ротора – 7 см; шаг винтовой поверхности ротора – 14 см. Частота вращения ротора составляет 15 об/мин. Необходимо определить объемный коэффициент полезного действия насоса.

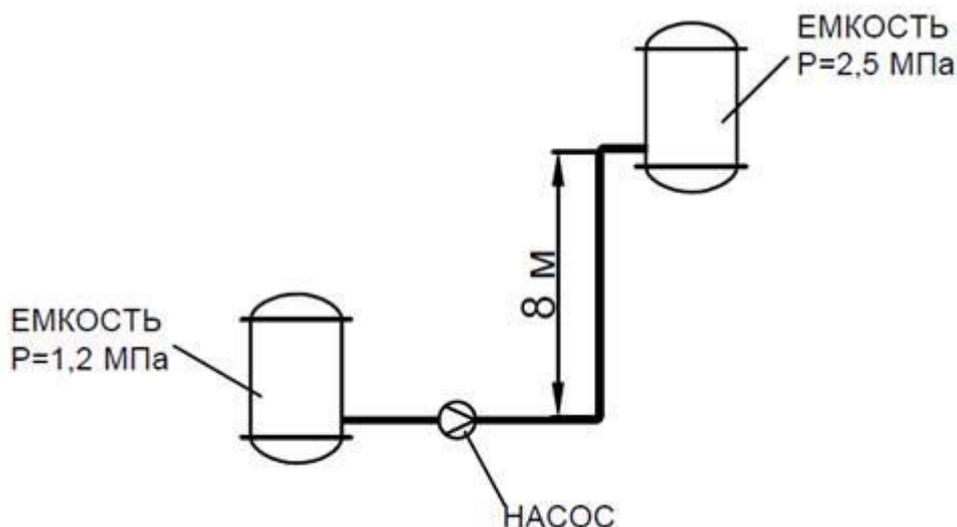
Решение:

Выразим искомую величину из формулы производительности винтового насоса:

$$\eta_v = Q / (4 \cdot e \cdot D \cdot T \cdot n) = 1,6 / (4 \cdot 0,02 \cdot 0,07 \cdot 0,14 \cdot 15) \cdot 60 / 3600 = 0,85$$

Пример №5

Необходимо рассчитать напор, расход и полезную мощность центробежного насоса, перекачивающего жидкость (маловязкая) с плотностью 1020 кг/м³ из резервуара с избыточным давлением 1,2 бара а резервуар с избыточным давлением 2,5 бара по заданному трубопроводу с диаметром трубы 20 см. Общая длина трубопровода (суммарно с эквивалентной длиной местных сопротивлений) составляет 78 метров (принять коэффициент трения равным 0,032). Разность высот резервуаров составляет 8 метров.



Решение:

Для маловязких сред выбираем оптимальную скорость движения в трубопроводе равной 2 м/с. Рассчитаем расход жидкости через заданный трубопровод:

$$Q = (\pi \cdot d^2) / 4 \cdot w = (3,14 \cdot 0,2^2) / 4 \cdot 2 = 0,0628 \text{ м}^3/\text{с}$$

Скоростной напор в трубе:

$$v = w^2 / (2 \cdot g) = 2^2 / (2 \cdot 9,81) = 0,204 \text{ м}$$

При соответствующем скоростном напоре потери на трение и местные сопротивления составят:

$$H_T = (\lambda \cdot l) / d_3 \cdot [w^2 / (2g)] = (0,032 \cdot 78) / 0,2 \cdot 0,204 = 2,54 \text{ м}$$

Общий напор составит:

$$H = (p_2 - p_1) / (\rho \cdot g) + H_T + h_{\text{п}} = ((2,5 - 1,2) \cdot 10^5) / (1020 \cdot 9,81) + 8 + 2,54 = 23,53 \text{ м}$$

Остается определить полезную мощность:

$$N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 1020 \cdot 9,81 \cdot 0,0628 \cdot 23,53 = 14786 \text{ Вт}$$

Пример №6

Целесообразна ли перекачка воды центробежным насосом с производительностью 50 м³/час по трубопроводу 150x4,5 мм?

Решение:

Рассчитаем скорость потока воды в трубопроводе:

$$Q = (\pi \cdot d^2) / 4 \cdot w$$

$$w = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot d^2) = (4 \cdot 50) / (3,14 \cdot 0,141^2) \cdot 1/3600 = 0,89 \text{ м/с}$$

Для воды скорость потока в нагнетательном трубопроводе составляет 1,5 – 3 м/с. Получившееся значение скорости потока не попадает в данный интервал, из чего можно сделать вывод, что применение данного центробежного насоса нецелесообразно.

Пример №7

Определить коэффициент подачи шестеренчатого насоса. Геометрические характеристики насоса: площадь поперечного сечения пространства между зубьями шестерни 720 мм²; число зубьев 10; длина зуба шестерни 38 мм. Частота вращения составляет 280 об/мин. Реальная подача шестеренчатого насоса составляет 1,8 м³/час.

Решение:

Теоретическая производительность насоса:

$$Q = 2 \cdot f \cdot z \cdot n \cdot b = 2 \cdot 720 \cdot 10 \cdot 0,38 \cdot 280 \cdot 1 / (3600 \cdot 10^6) = 0,0004256 \text{ м}^3/\text{час}$$

Коэффициент подачи соответственно равен:

$$\eta_v = 0,0004256 / 1,8 \cdot 3600 = 0,85$$

Пример №8

Насос, имеющий КПД 0,78, перекачивает жидкость плотностью 1030 кг/м³ с расходом 132 м³/час. Создаваемый в трубопроводе напор равен 17,2 м. Насос приводится в действие электродвигателем с мощностью 9,5 кВт и КПД 0,95. Необходимо определить, удовлетворяет ли данный насос требованиям по пусковому моменту.

Решение:

Рассчитаем полезную мощность, идущую непосредственно на перекачивание среды:

$$N_{\Pi} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 1030 \cdot 9,81 \cdot 132/3600 \cdot 17,2 = 6372 \text{ Вт}$$

Учтем коэффициенты полезного действия насоса и электродвигателя и определим полную необходимую мощность электродвигателя:

$$N_{\text{д}} = N_{\Pi} / (\eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{д}}) = 6372 / (0,78 \cdot 0,95) = 8599 \text{ Вт}$$

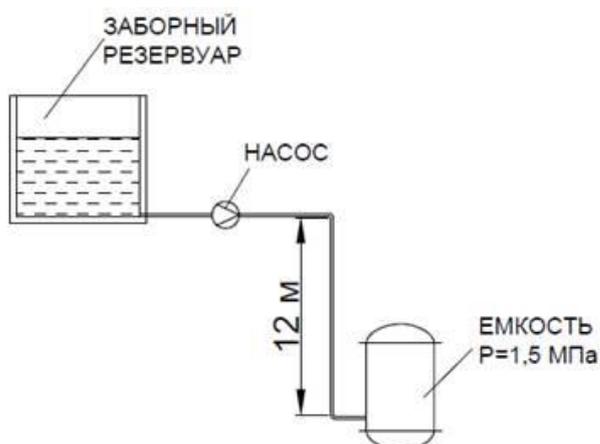
Поскольку нам известна установочная мощность двигателя, определим коэффициент запаса мощности электродвигателя:

$$\beta = N_{\text{у}} / N_{\text{д}} = 9500 / 8599 = 1,105$$

Для двигателей с мощностью от 5 до 50 кВт рекомендуется повышать пусковой запас мощности от 1,2 до 1,15. Полученное нами значение не попадает в данный интервал, из чего можно сделать вывод, что при эксплуатации данного насоса при заданных условиях могут возникнуть проблемы в момент его пуска.

Пример №9

Центробежный насос перекачивает жидкость плотностью 1130 кг/м^3 из открытого резервуара в реактор с рабочим давлением 1,5 бар с расходом $5,6 \text{ м}^3/\text{час}$. Геометрическая разница высот составляет 12 м, причем реактор расположен ниже резервуара. Потери напора на трение в трубах и местные сопротивления составляет 32,6 м. Требуется определить полезную мощность насоса.



Решение:

Рассчитаем напор, создаваемый насосом в трубопроводе:

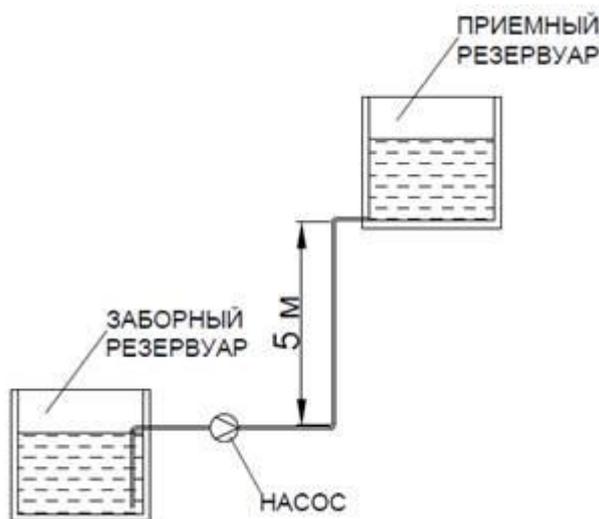
$$H = (p_2 - p_1) / (\rho \cdot g) + H_r + h_n = ((1,5 - 1) \cdot 10^5) / (1130 \cdot 9,81) - 12 + 32,6 = 25,11 \text{ м}$$

Полезная мощность насоса может быть найдена по формуле:

$$N_{\text{П}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 1130 \cdot 9,81 \cdot 5,6 / 3600 \cdot 25,11 = 433 \text{ Вт}$$

Пример №10

Определить предельное повышение расхода насоса, перекачивающего воду (плотность принять равной 1000 кг/м^3) из открытого резервуара в другой открытый резервуар с расходом $24 \text{ м}^3/\text{час}$. Геометрическая высота подъема жидкости составляет 5 м . Вода перекачивается по трубам $40 \times 5 \text{ мм}$. Мощность электродвигателя составляет 1 кВт . Общий КПД установки принять равным $0,83$. Общие потери напора на трение в трубах и в местных сопротивлениях составляет $9,7 \text{ м}$.



Решение:

Определим максимальное значение расхода, соответствующее максимально возможной полезной мощности, развиваемой насосом. Для этого предварительно определим несколько промежуточных параметров.

Рассчитаем напор, необходимый для перекачивания воды:

$$H = (p_2 - p_1) / (\rho \cdot g) + H_r + h_n = ((1 - 1) \cdot 10^5) / (1000 \cdot 9,81) + 5 + 9,7 = 14,7 \text{ м}$$

Полезная мощность, развиваемая насосом:

$$N_{\text{П}} = N_{\text{общ}} / \eta_{\text{Н}} = 1000 / 0,83 = 1205 \text{ Вт}$$

Значение максимального расхода найдем из формулы:

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

Найдем искомую величину:

$$Q_{\max} = N_{\Pi} / (\rho \cdot g \cdot H) = 1205 / (1000 \cdot 9,81 \cdot 14,7) = 0,00836 \text{ м}^3/\text{с}$$

Расход воды может быть увеличен максимально в 1,254 раза без нарушения требований эксплуатации насоса.

$$Q_{\max} / Q = 0,00836 / 24 \cdot 3600 = 1,254$$

Расчет параметров газовых компрессоров

Количество параллельно работающих полнонапорных нагнетателей n_p , шт.. Вычисляются по формуле:

$$\rho_{1H} = \frac{P_{1H} \cdot 10^3}{R_{CM} \cdot T_{1H} \cdot Z_{1H}}; n_p = \frac{Q_{KC}}{q_H} \cdot Q_H \text{ М}^3$$

где Q_{KC} - номинальный расход данного типа нагнетателя (млн./сут.), приведенный в паспорте нагнетателя:

$$n_p = \frac{98}{33} = 2,97 \approx 3 \text{ (шт.)}$$

Т.е. нам необходимо 3 нагнетателя.

Отсюда реальный расход равен:

$$q_H = \frac{98}{3} = 32,67 \text{ (млн. м}^3/\text{сут.)}$$

Пересчет расходов и производительностей газового компрессора (нагнетателя) производят по следующим формулам:

Объемный расход на входе компрессора, $\text{м}^3/\text{мин}$

$$Q_{1H} = \frac{60 \cdot G_H}{\rho_{1H}} = 0,24 \cdot \frac{Z_{1H} \cdot T_{1H}}{P_{1H}} \cdot q_H,$$

где G_H - массовый расход, $\text{кг}/\text{с}$:

$$G_H = 4,0 \cdot \frac{q_H}{R_{CM}}$$

$$G_H = 4 \cdot \frac{32,67}{0,5145} = 253,99 \text{ (кг/с)} \quad Q_{1H} = \frac{60 \cdot 253,99}{37,98} = 401,24 \text{ (м}^3/\text{мин.)}$$

$$Q_{1H} = 0,24 \cdot \frac{0,8964 \cdot 290}{5,08} \cdot 32,67 = 401,24 \text{ (м}^3/\text{мин.)}$$

Степень повышения давления (степень сжатия) - отношение абсолютных давлений, измеренных в сечениях выходного и входного патрубков (фланцев) компрессора. Вычисляются по формуле:

$$\varepsilon_H = \frac{P_{2H}}{P_{1H}},$$

$$\text{где: } P_{2H} = P_K + \delta * P_{\text{ВЫХ}}, \text{ где } \delta * P_{\text{ВЫХ}}$$

- потери давления в трубопроводе и оборудовании КЦ, МПа. При рабочем давлении до 7,34 МПа и наличие АВО газа потери составляют 0,07 МПа.

$$P_{2H} = 7,3 + 0,07 = 7,37 \text{ (МПа)} \quad \varepsilon_H = \frac{7,37}{5,08} = 1,451$$

Степень повышения температуры - отношение абсолютных температур на выходе и входе компрессора. Вычисляют по формуле:

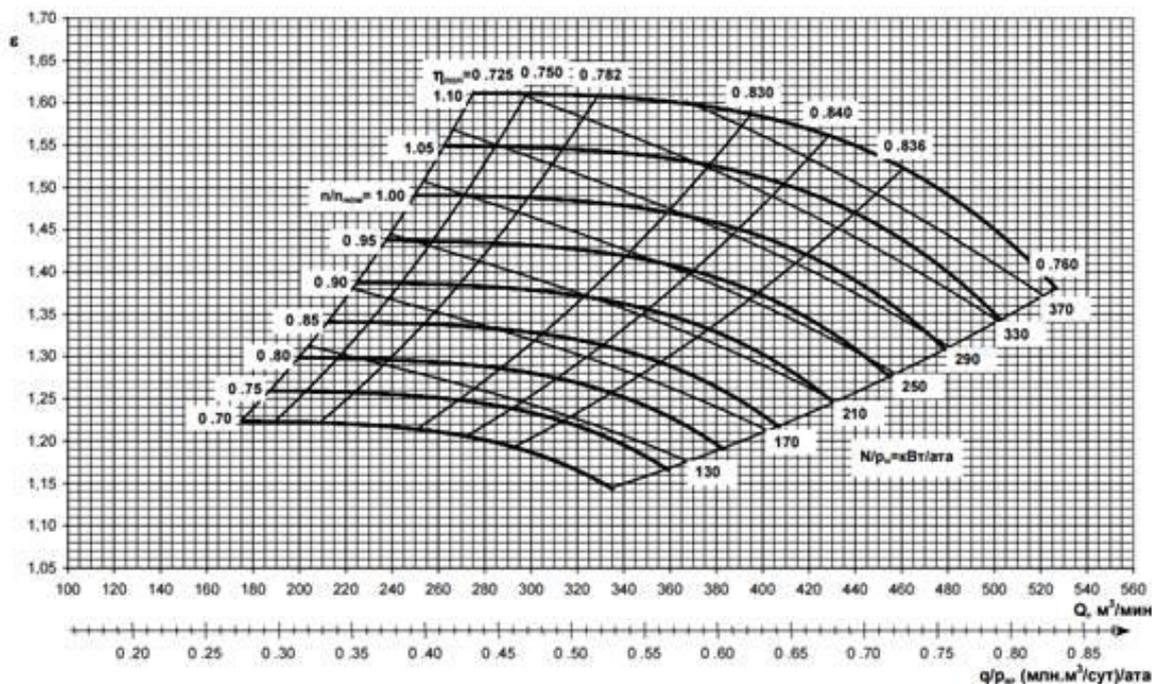
$$T_H = \frac{T_{2H}}{T_{1H}} T_{2H} = T_{1H} * \varepsilon_H^{\frac{0,235}{n_H}},$$

где n_H - политропный к.п.д. газового компрессора, $n_H=0,839$.

Определяется по рис.2.

Система представления газодинамических характеристик ЦК

$$T_{2H} = 290 * 1,451^{\frac{0,235}{0,839}} = 321,87 \text{ (K)}$$



*

Рисунок.10 Газодинамическая характеристика нагнетателя НЦ-16/76-1,44 при $k=1,312$; $Z=0,9$; $R=507,9$ Дж/(кг К); $T_H=288$ К; $n_{\text{НОМ}}=5300$ об/мин.

Из газодинамической характеристики находим:

1) Приведенная объемная производительность минимальная, м³/мин:

$$[Q]_{\text{min}} = 252 \text{ (м}^3\text{/мин.)};$$

2) Относительная коммерческая производительность, (млн.м³/сут)/ата:

$$\frac{q}{P_{1H}} = 0,631 \text{ (млн. м}^3\text{/сут)/ата;}$$

3) Относительные приведенные обороты ротора центробежного компрессора:

$$\left[\frac{n}{n_H} \right] = 1,01;$$

4) Политропный коэффициент полезного действия:

$$n_{\text{пол}} = 0,837;$$

5) Относительная приведенная потребляемая мощность, кВт/(ата):

$$\frac{N_i}{P_{1H}} = 295 \text{ (кВт/(ата)).}$$

Приведенная объемная производительность, м³/мин. Вычисляют по формуле:

$$[Q] = Q_{1H} * \sqrt{\frac{(zRT_{1H})_{\text{пр}}}{(zRT_{1H})_{1H}}} [Q] = 401,24 * \sqrt{\frac{0,9*507,9*288}{0,8964*514,5*290}} = 398,1 \text{ (м}^3\text{/мин.)}$$

Частота вращения ЦН. Вычисляют по формуле:

$$\left[\frac{n}{n_H} \right] = \frac{n}{n_H} * \sqrt{\frac{zRT_{1H}}{(zRT_H)_{\text{пр}}}} \left[\frac{n}{n_H} \right] = 5300 * \sqrt{\frac{0,8964*514,5*290}{0,9*507,9*288}} = 5342 \text{ (об/мин.)}$$

Внутреннюю мощность ЦБН (мощность сжатия), кВт, вычисляют по формуле:

$$N_i = \left[\frac{N_i}{P_{1H}} \right] * \frac{100P_{1H}}{g} 'g$$

где g- ускорение свободного падения.

$$N_i = 295 * \frac{100*5,08}{9,8} = 15291 \text{ (кВт)}$$

Мощность, кВт, на муфте ГТУ-ЦН в зависимости от внутренней мощности ЦН вычисляют по формуле:

$$N_H = \frac{N_i}{n_m K_N} 'K_N$$

где n_m - коэффициент технического состояния ЦН;

-механический к.п.д. ЦН, включающий в себя потери в подшипниках, насосах и других устройствах, способных привести к потерям энергии от ЦН. Вычисляют по формуле:

$$n_m = 1 - \frac{100}{N_g^0} = 1 - \frac{100}{16000} = 0,99375 N_H = \frac{15291}{0,99375*0,95} = 16197 \text{ (кВт)}$$

$$16197 < 17528,9 \text{ кВт,}$$

т.о.следовательно турбина может развивать такую мощность.

Удаленность от границы помпажа S, %. Вычисляют по формуле:

$$S = \frac{[Q] - [Q]_{\text{min}}}{[Q]} * 100\% = \frac{398,1 - 252}{398,1} * 100\% = 36,7\%$$

Список литературы

1. С. А. Абдурапштов, А. А. Тупиченков, И. М. Вершинин, С. М. Тенешольц «Насосы и компрессоры» 1974 г. 296 с.
2. Рахмилевич З.З. Насосы в химической промышленности: Справ. изд. – М.: Химия, 1990. – 240 с.
3. Оськин С.В. «Автоматизированный электропривод» учебник.- Изд. 2-е, пере-раб. и доп. / С.В.Оськин - Краснодар: Изд-во ООО «КРОН», 2014.- 510 с.
4. Елисеев Б.М. Расчет деталей центробежных насосов (справочное пособие). М., «Машиностроение», 1975, 208 с.
5. Гидравлика, насосы и компрессоры. Бобровский С.А., Соколовский С.М. М., изд-во «Недра», 1972 г., 296 с
6. Дурнов П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры Киев, Одесса: Вища школа, 1985. - 264 с. Центробежные насосы и вентиляторы. Осевые насосы и вентиляторы. Поршневые насосы. Шестеренные и винтовые насосы. Насосы и тягодутьевые машины тепловых электростанций. Термодинамические основы процесса сжатия газа. Центробежные компрессоры. Осевые компрессоры. Поршневые компрессоры. Роторные компрессорные машины.
7. Общие технические условия по ремонту центробежных насосов. УО 38.12.018 – 94 г. Волгоград 1995 г.
8. e-mail: info@99-t.ru
9. Приказ Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 12.03.2013 № 101. "ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОСТИ В НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ"
10. Сооружение и эксплуатация насосных и компрессорных станций [Электронный ресурс]: учебное пособие/ О.Н. Петров [и др.]. - Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2018. - 192 с. - ЭБС «Znanium.com» - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/1032200>
11. Эксплуатация насосных и компрессорных станций [Электронный ресурс]: учебное пособие / сост. А.Л. Саруев, Л.А. Саруев. - Томск: Томский политехнический университет, 2017. - 358 с. - ЭБС «IPRbooks» - Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/84046.html>