

ВВЕДЕНИЕ

Пояснительная записка должна содержать следующие основные разделы.

- 1 Общая часть.
- 2 Гидравлический расчет трубопровода.
- 3 Подбор насосно-силового оборудования.
- 4 Пересчет характеристики насоса с воды на вязкую жидкость.
- 5 Регулирование подачи насосной установки.
- 6 Проверка всасывающей способности насоса.
- 7 Подбор электродвигателя.

В конце записки приводится перечень литературных источников, использованных при выполнении курсовой работы, и помещается оглавление.

1 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

1.1 Общая часть

В этом разделе необходимо привести принципиальную схему насосной установки и ее описание согласно заданию на курсовую работу.

1.2 Гидравлический расчет трубопровода

1.2.1 Обработка исходных данных

Для выполнения гидравлического расчета необходимо знать физические свойства перекачиваемой жидкости, а именно: плотность ρ , вязкость ν и давление насыщенных паров $p_{нп}$. Эти свойства зависят от температуры жидкости. Для их определения используют справочники [2-4] и др., по которым, зная род перекачиваемой жидкости и ее температуру t , определяют расчетные значения ρ_t , ν_t и $p_{нп}$.

1.2.2 Определение диаметров труб всасывающей и нагнетательной линии

В зависимости от рода перекачиваемой жидкости, ее агрессивности по справочнику [5] выбирают материал труб и с учетом средней скорости перекачки, в соответствии с ГОСТ 8732-78 на данные трубы, определяют диаметр трубопровода [5].

Рекомендуемые скорости перекачки для трубопроводов НПЗ могут быть выбраны в соответствии с таблицей 1.

Таблица 1 -Рекомендуемые скорости движения жидкости в трубопроводе

Транспортируемая жидкость	Скорость, м/с
Жидкости, движущиеся самотеком (конденсат и др.)	0,1÷0,5
Маловязкие жидкости – вода, бензин, керосин и др. в нагнетательном трубопроводе	1,0÷3,0
Вязкие жидкости – легкие и тяжелые масла, растворы солей и др. в нагнетательном трубопроводе	0,5÷1,0
Маловязкие жидкости во всасывающем трубопроводе	0,8÷1,2
Вязкие жидкости во всасывающем трубопроводе	0,2÷0,8

Задаваясь скоростью перекачки в рекомендуемых таблицей 1 пределах, определяют внутренний диаметр трубопровода на нагнетании и всасывании, используя при этом уравнение расхода

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v. \quad (1.1)$$

Рассчитывается внутренний диаметр нагнетательного и всасывающего трубопроводов:

$$d'_H = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_P}{\pi \cdot V_H}}, \quad d'_B = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_P}{\pi \cdot V_B}}, \quad (1.2)$$

Полученные значения d'_H и d'_B округляют до ближайших величин диаметров d_H и d_B по сортаменту труб, выпускаемых промышленностью, таким образом, чтобы скорости перекачки жидкости V_H и V_B оставались в допустимых пределах. Сортамент остальных нефтегазопроводных труб по ГОСТ 8732-78 приведен в таблице 2.

Сортамент остальных нефтегазопроводных труб Таблица 2.

Наружный диаметр	Толщина стенки трубы, мм					
	4	5	6	7	8	9
108	+	+				
114	+	+				
121	+	+	+			
133	+	+	+	+	+	
140	+	+	+	+	+	
159	+	+	+	+	+	+
168	+	+	+	+	+	+
219	+	+	+	+	+	+
245	+	+	+	+	+	+
273		+	+	+	+	+
325	+	+	+	+	+	+
377		+	+	+	+	+
426		+	+	+	+	+
530				+	+	+
630				+	+	+
720					+	+
820					+	+
1020					+	+

1.2.3 Принципиальная схема насосной установки

Насосная установка (рисунок 1.1) состоит из насоса, всасывающего и нагнетательного трубопроводов. Насос перекачивает жидкость из питающей емкости Б1 в приемную емкость Б2, преодолевая гидравлическое сопротивление системы, противодействие $(p_2 - p_1)$ и геометрическую высоту $H_G = H_B + H_H$.

Геометрическая высота нагнетания насосной установки H_H определяется расстоянием от оси насоса до максимального уровня жидкости в приемном резервуаре.

Геометрическая высота H_B – это превышение оси насоса над минимальным уровнем жидкости в питающей емкости.

В зависимости от варианта задания на проектирование схемы имеют некоторые отличия. Например, жидкость к насосу может подаваться с напором ($-H_B$). Наличие и характер местных сопротивлений могут быть различными.

Насос должен быть подобран таким образом, чтобы обеспечить стабильную работу насосной установки в заданном режиме. Подача насоса Q должна равняться проектной, а развиваемый напор $H = H_{номр}$ - потребному напору системы.

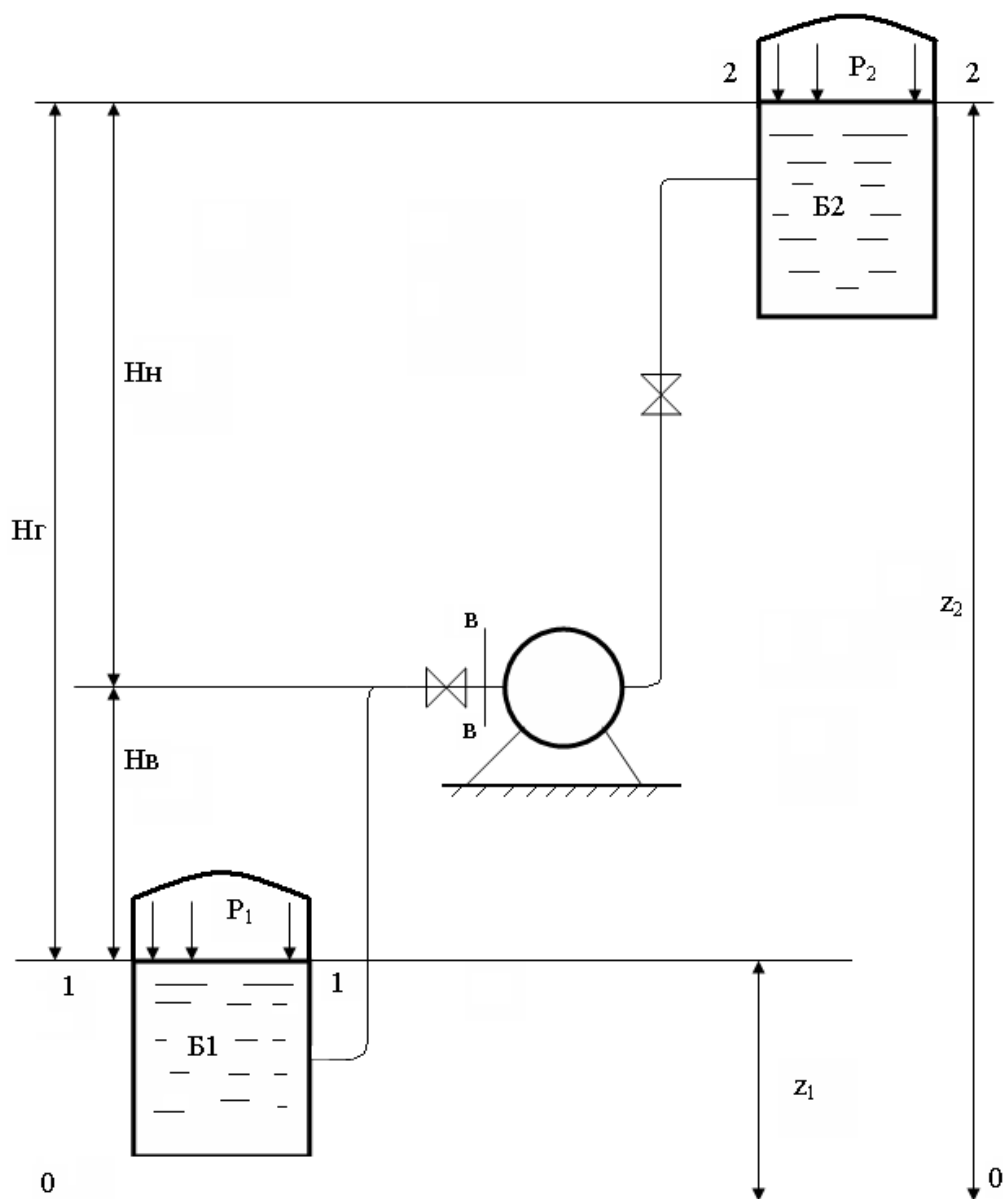


Рисунок 1.1 – Принципиальная схема насосной установки

1.2.4 Построение графика потребного напора

Расчетные уравнения для определения потребного напора можно получить, записав уравнение Бернулли для сечений 1÷1 и 2÷2 относительно плоскости сравнения 0-0 с учетом источника энергии (напоров насоса H) – см. рисунок 1.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + H = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h \quad (1.2)$$

С учетом обозначений, принятых на рисунке 1.1, пренебрегая разностью скоростных напоров (в виду малости по отношению к напору статическому), получаем потребный напор:

$$H_{\text{потр}} = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \sum_1^2 h = \Delta z' + \sum_1^2 h, \quad (1.3)$$

где величину $\Delta z'$ называют статическим напором установки.

Для определения суммарных потерь напора $\sum_1^2 h$ выполняют гидравлический расчет трубопроводов.

Как правило, диаметр всасывающего трубопровода насоса больше диаметра нагнетательного. Поэтому гидравлический расчет для каждого трубопровода выполняется отдельно. При этом рекомендуется следующий порядок действий:

1) Определяется режим течения жидкости в трубопроводе по числу Рейнольдса Re ;

2) Определяется зона гидравлического сопротивления и по соответствующим формулам коэффициент гидравлического сопротивления λ . [4, 6]

В общем случае λ зависит от двух параметров: числа Re и относительной шероховатости $\overline{k_{\text{э}}} = \frac{k_{\text{э}}}{D}$. Величину эквивалентной шероховатости $k_{\text{э}}$ можно определить по таблице 2, приняв равной среднему значению, указанному в знаменателе;

3) Коэффициенты местных сопротивлений ξ определяются по справочнику [4, 6] в зависимости от вида местных сопротивлений;

4) Определяются потери напора в трубопроводе как сумма потерь на трение и местные сопротивления;

5) Потребный напор рассчитывают по формуле (1.3).

График потребного напора представляет собой смещенную на величину статического напора $\Delta z'$ вдоль оси напоров характеристику трубопровода.

Таблица 2 - Значения эквивалентной шероховатости труб

Материал труб	$k_{э}$, мм
Новые тянутые трубы из стекла и цветных материалов	<u>0,001÷0,001</u> 0,005
Новые бесшовные стальные трубы	<u>0,02÷0,05</u> 0,03
Новые стальные сварные трубы	<u>0,03÷0,1</u> 0,05
Новые стальные сварные трубы	<u>0,03÷0,1</u> 0,05
Стальные трубы сварные с незначительной коррозией	<u>0,10÷0,80</u> 0,15
Стальные трубы сварные старые, заржавленные	<u>0,80÷1,50</u> 1,00
Новые оцинкованные стальные трубы	<u>0,10÷0,20</u> 0,15
Новые чугунные трубы	<u>0,20÷0,50</u> 0,30
Старые чугунные трубы	до 3,00
Новые асбоцементные трубы	<u>0,05÷0,10</u> 0,085

Характеристика трубопровода – зависимость потерь напора от расхода жидкости – строится по результатам гидравлического расчета, выполненного не менее чем для 5÷7 значений расходов.

Выполнив графические построения в координатах $Q-H$, отмечают точку P , т.е. точку, соответствующую проектной подаче Q_p и $H_{нотр}$ (рисунок 1.2). По параметрам режимной точки производят подбор насоса.

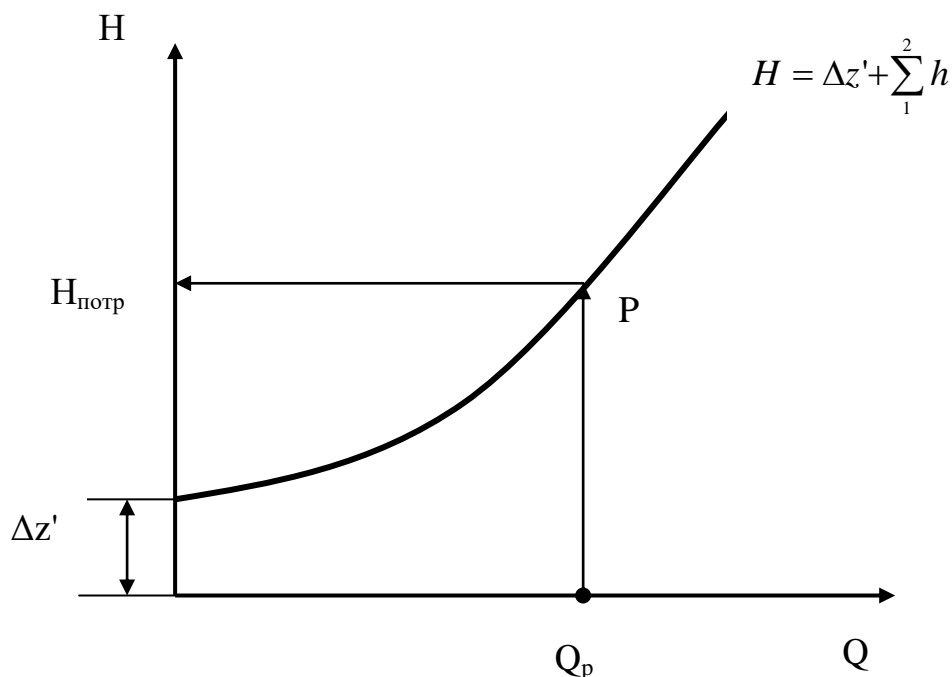


Рисунок 1.2 – Характеристика трубопровода

1.3 Выбор типа и подбор по каталогу марки насоса

Выбор типа и марки насоса, обеспечивающего заданную подачу нефтепродукта, реагента или другой рабочей жидкости в технологическую установку, является ответственным моментом. При правильном подборе насоса обеспечивается не только непрерывность технологического процесса, но и режим работы самого насоса с максимально возможным КПД.

При выборе типа насоса необходимо учитывать:

- характер перекачиваемого продукта (его вязкость, летучесть, огнеопасность, токсичность, химическую агрессивность);
- наличие в нем взвешенных твердых частиц и т.д.;
- температурный режим;
- надежность и экономичность работы насоса в данных условиях;
- удобство и безопасность обслуживания.

Например, центробежные насосы целесообразно применять для перекачки сравнительно маловязких жидкостей. Центробежные насосы экономичны при перекачке больших количеств жидкости при относительно низких

напорах. Они лучше, чем какие-либо другие, приспособлены для перекачки суспензий и загрязненных жидкостей. Они просты в эксплуатации, компактны и дешевле других типов такой же мощности.

Для создания высоких напоров при малой подаче, что характерно для работы опрессовочных, дозировочных насосов, преимущественно используются поршневые или импеллерные насосы. Несмотря на ряд существенных недостатков (дороговизна, большие габариты, сложность эксплуатации и др.) поршневые насосы широко применяются при перекачке высоковязких нефтепродуктов и газожидкостных смесей.

Во всех остальных случаях предпочтение следует отдавать центробежным насосам, как более дешевым, простым в обслуживании и компактным. Кроме того, центробежные насосы быстроходны, что позволяет соединять их непосредственно с электродвигателями без редуктора. Существенным преимуществом центробежных насосов является их саморегулируемость.

После выбора типа насоса по заданным Q и H по каталогу подбирается марка насоса. Для выбора марки насоса удобны сводные графики, на которых нанесены рабочие поля отдельных насосов.

Рабочее поле центробежного насоса (рисунок 1.3) ограничивается рабочими участками характеристик Q - H при максимальном (AB) и минимальном (CD) диаметре рабочего колеса. Насос надо подбирать таким образом, чтобы заданные Q_p и H_p находились в пределах рабочего поля насоса.

Если режимная точка попадет на поля нескольких насосов, то нужно выбрать тот насос, для которого данный режим ближе к оптимальному (при наибольшем диаметре рабочего колеса и максимальном КПД.).

Если рабочая точка не попадет ни в одно из рабочих полей центробежных насосов, то выбирают несколько совместно работающих насосов. При этом соединяют их последовательно, если рабочая точка ложится выше рабочего поля, и параллельно, если она оказывается правее. Количество потребных насосов определяется в процессе построения кривой потребного напора и суммарной характеристики насосов. Параметры рабочей точки при этом

должны быть: $Q_n \geq Q_p$ и $H_n \geq H_p$. Рекомендуется при подборе насоса (насосов) использовать сводный график центробежных насосов нормального ряда для нефтей и нефтепродуктов. Подобные графики приводятся в каталогах насосов [10-12] и др.

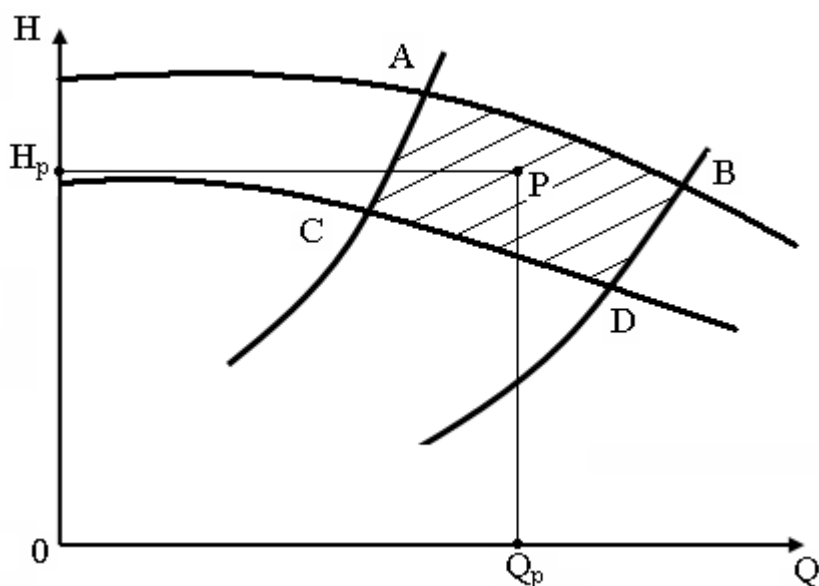


Рисунок 1.3 – Рабочее поле центробежного насоса

Если перекачке подлежит вязкая жидкость, то при выборе центробежного насоса необходимо учитывать:

- 1) коэффициент быстроходности n_s должен быть больше 80-ти;
- 2) корпус насоса должен быть спирального типа, без направляющего аппарата.

При этом следует помнить о необходимости пересчета характеристик с воды на вязкую жидкость.

1.3.1 Характеристика центробежного насоса

Характеристику выбранного центробежного насоса необходимо пере-чертить из каталога на миллиметровую бумагу. На характеристику нанести график потребного напора и отметить режимную точку P (рисунок 1.4).

Считается, что насос подобран правильно, если режимной точке P с подачей Q_p соответствует значение η_p , отличающееся от η_{\max} не более чем на $(5 \div 7) \%$.

При подборе насоса следует учитывать, что для насосов, имеющих характеристику Q-H с перегибом, работа на сеть может быть неустойчивой и сопровождаться явлением помпажа [7].

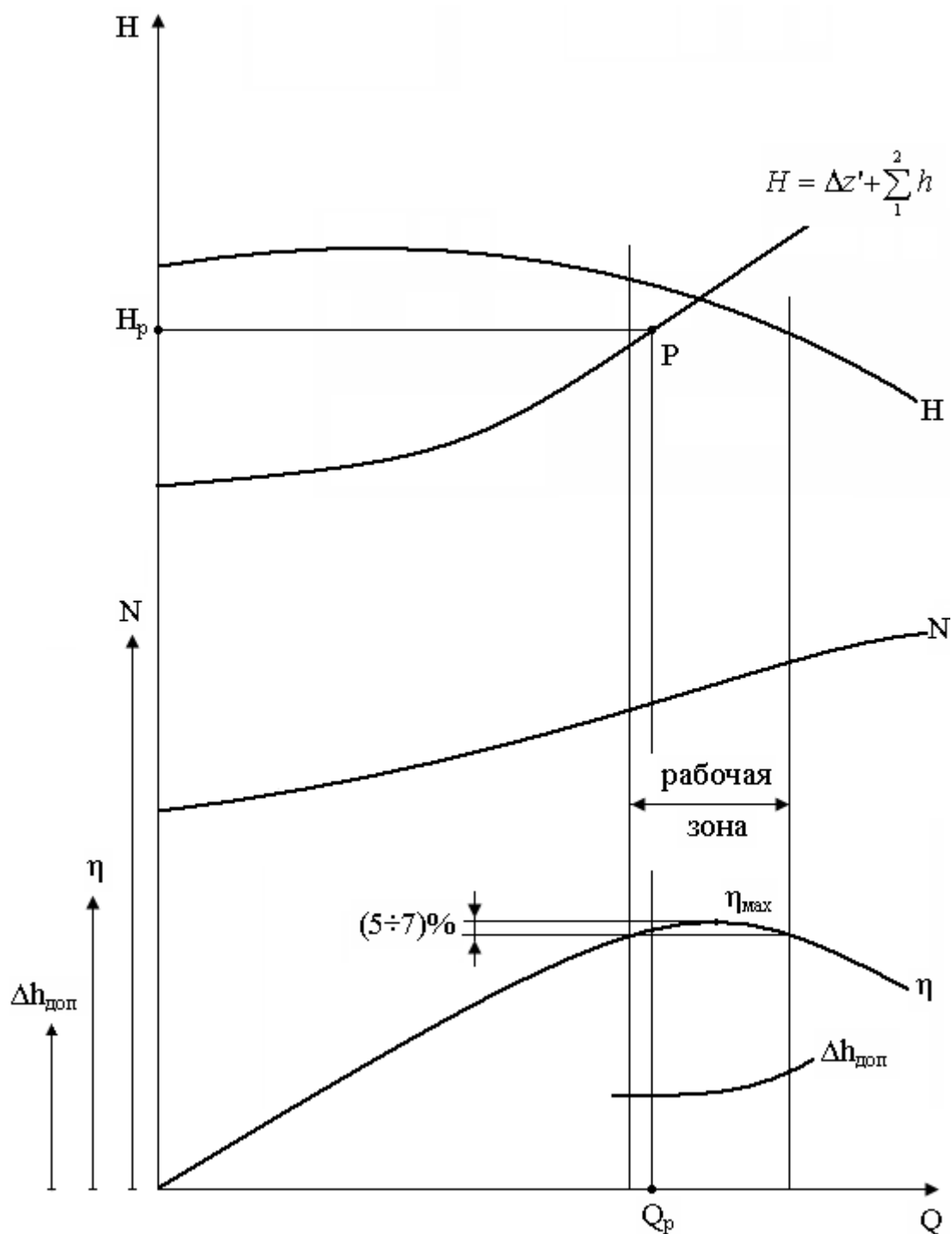


Рисунок 1.4 – Характеристика насоса

Участок СМВ (рисунок 1.5) является участком неустойчивой работы насоса. Поэтому необходимо, чтобы при работе насоса режимная точка А

всегда лежала правее точки В. При переменных режимах работы следует применять насосы со стабильными характеристиками (без перегиба).

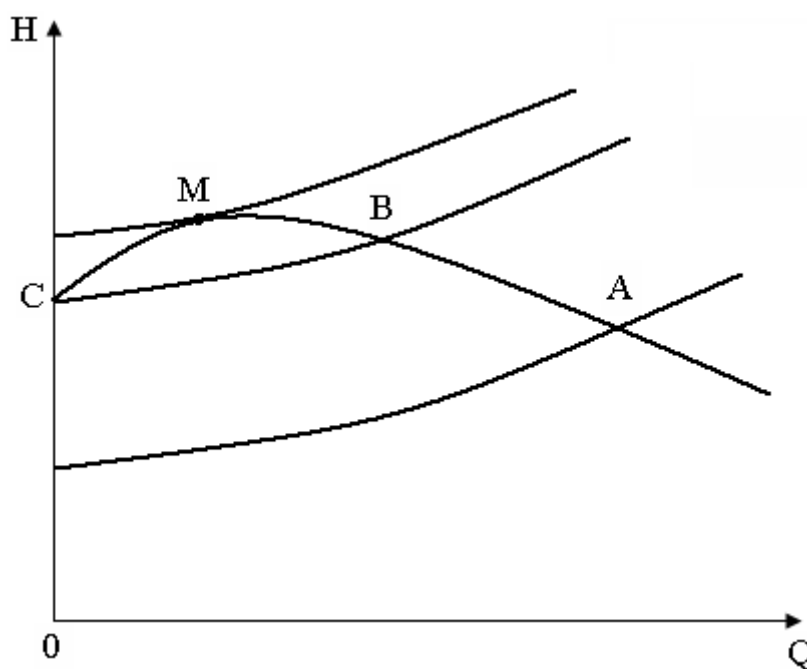


Рисунок 1.5 – Характеристика насоса и сети

1.3.2 Пересчет характеристик центробежных насосов с воды на вязкую жидкость

Для пересчета выбранного насоса на вязкую жидкость в соответствии с заданием рекомендуется метод М.Д. Айзенштейна [2], [4].

Коэффициент пересчета расхода K , напора K_H , к.п.д. K_η находятся с помощью графиков (рис.1) в зависимости от

$$Re = \frac{Q_p}{\nu \cdot D_{э\kappa\upsilon}},$$

где Q_p – производительность насоса; $D_{э\kappa\upsilon}$ – эквивалентный диаметр рабочего колеса:

$$D_{э\kappa\upsilon} = \sqrt{2D_2 \cdot K \cdot b_2}, \quad (2.14)$$

где D_2 – внешний диаметр рабочего колеса;

b_2 – ширина лопатки рабочего колеса на внешней диаметре;

K – коэффициент сужения сечения рабочего колеса лопатками на выходе, $K=0,8-0,9$.

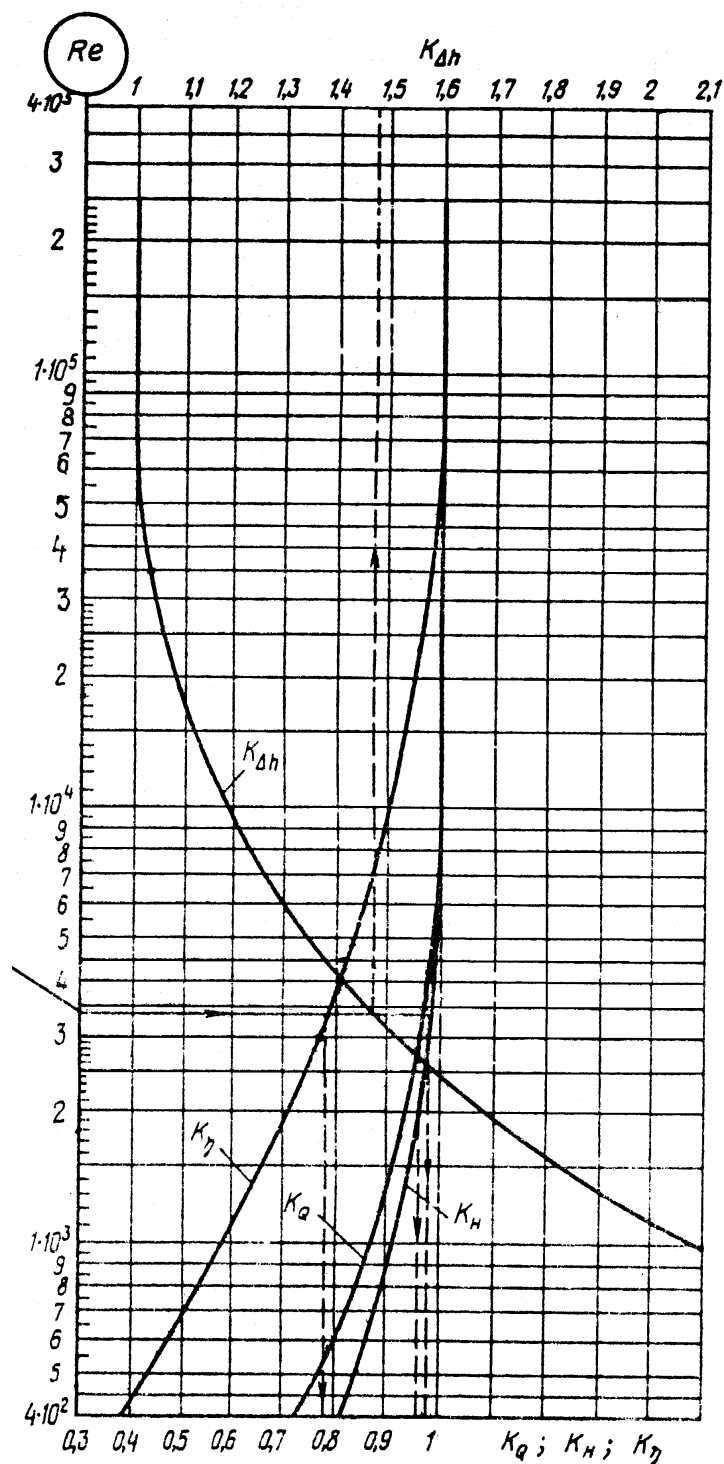


Рисунок 1.6 – Номограмма для пересчета характеристики насоса

Значения внешних диаметров рабочих колес D_2 и размеров ширины лопаток на выходе b_2 для нефтяных центробежных горизонтальных насосов приведены в источнике [5].

Характеристики центробежного насоса при работе его на вязкой жидкости строят по значениям:

$$Q_{в.жс.} = K_Q Q_B, \quad (2.15)$$

$$H_{в.жс.} = K_H Q_B, \quad (2.16)$$

$$\eta_{в.жс.} = K_\eta \eta_B, \quad (2.17)$$

Потребляемая мощность насосом вычисляется по соотношению

$$N_{в.жс.} = \frac{Q_{в.жс.} \cdot \rho_{в.жс.} \cdot g \cdot H_{в.жс.}}{\eta_{в.жс.}}. \quad (2.17)$$

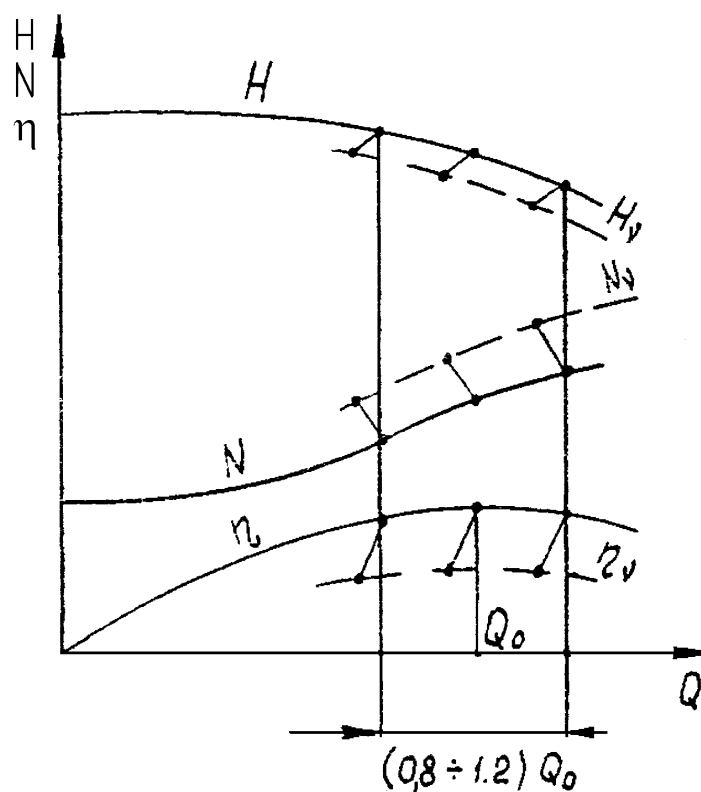


Рисунок 1.7 – Характеристика насоса на воде и вязкой жидкости

1.4 Регулирование работы центробежного насоса

Если режимная точка P не совпадает с точкой пересечения характеристик насоса и трубопровода, точкой A , то работу насоса регулируют. Методы регулирования могут быть различными: воздействие на коммуникацию (дросселирование и байпасирование), воздействие на привод (изменение ча-

стоты вращения вала насоса), воздействие на насос (изменение размеров рабочих колес: сменные роторы, обточка колес) и др.

1.4.1 Регулирование дросселированием

Регулирование дросселированием в напорном трубопроводе производится задвижкой (рисунок 1.8).

При работе подобранного насоса на данный трубопровод (без регулирования) параметры его работы определяются рабочей точкой А – балансовой точкой, в которой напор, развиваемый насосом, равен напору, необходимому для преодоления гидравлического сопротивления трубопровода, а подача насоса равна расходу жидкости по трубопроводу.

При закрытии задвижки на нагнетании увеличивается гидравлическое сопротивление трубопровода, его характеристика становится круче, рабочая точка переходит из положения А в В. При этом подача насоса снижается, оставаясь одинаковой с расходом жидкости в трубопроводе. При обеспечении подачи $Q_p = Q_v$ рабочей точкой насоса будет точка В. Очевидно, что ΔH будет представлять потери напора в дросселирующей задвижке.

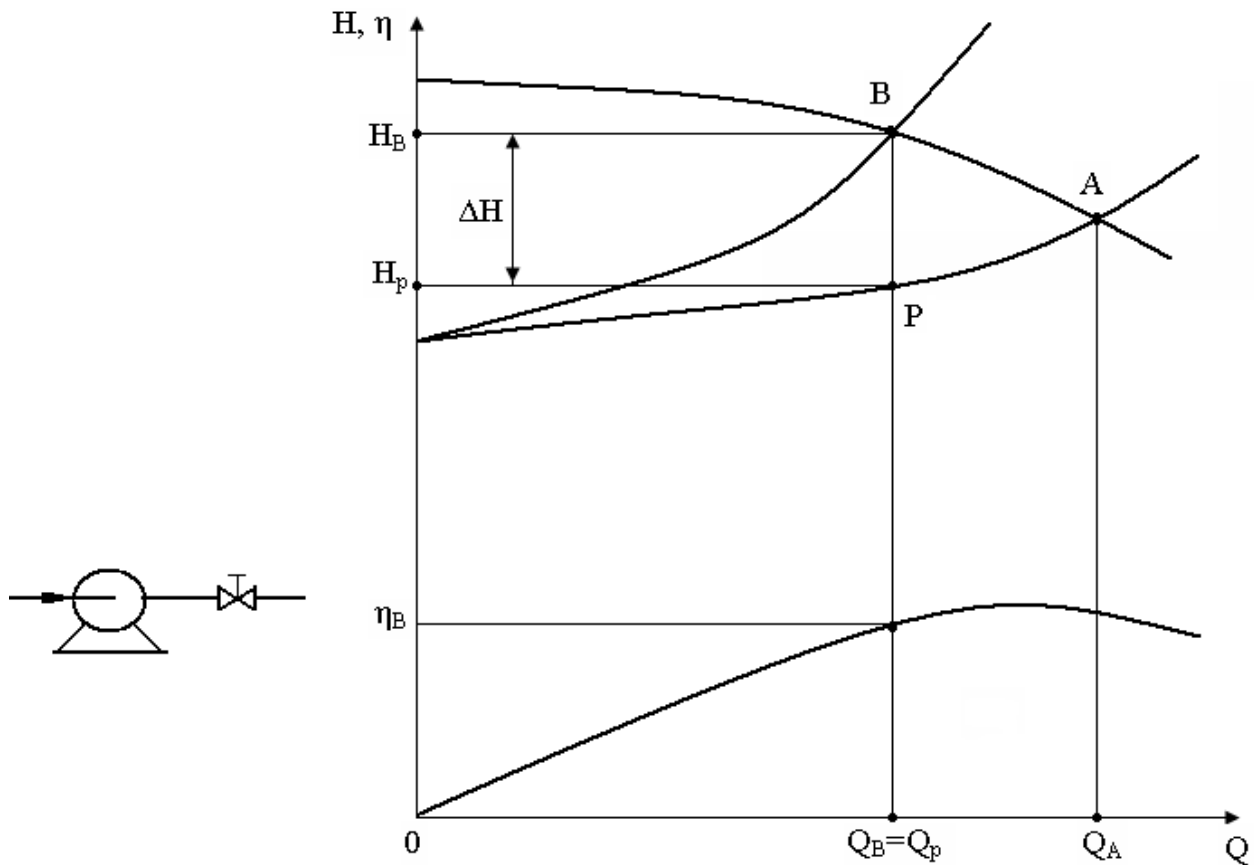


Рисунок 1.8 – Регулирование насоса методом дросселирования задвижкой на нагнетании

Соответственно уменьшается КПД самого насоса и КПД регулирования $\eta_{др}$ в целом насосной установки:

$$\eta_{др} = \frac{N_{\Pi}}{N} = \frac{Q_p \rho g H}{Q_B \rho g H_B} \eta_B = \frac{H}{H_B} \eta_B = \left(1 - \frac{\Delta H}{H_B}\right) \eta_B, \quad (1.7)$$

где N_{Π} – полезная мощность, создаваемая насосом;

N – потребляемая насосом мощность.

Отсюда видно, что дроссельное регулирование, хотя и является наиболее простым, но экономически невыгодно из-за сильного снижения КПД.

Регулирование дросселированием на всасывающем трубопроводе может вызвать явление кавитации, поэтому его производят только в исключительных случаях, например, при перекачке кислот, когда кислота поступает в насос под напором.

1.4.2 Регулирование перепуском жидкости с нагнетания на всасывание (байпасированием)

Регулирование перепуском осуществляется подачей части перекачиваемой жидкости из напорного трубопровода во всасывающий по обводному трубопроводу (байпасу), на котором установлена задвижка 2 (рисунок 1.9). На рисунке 1.9 приведены графические характеристики I и II – кривая потребного напора трубопровода и суммарная, соответственно.

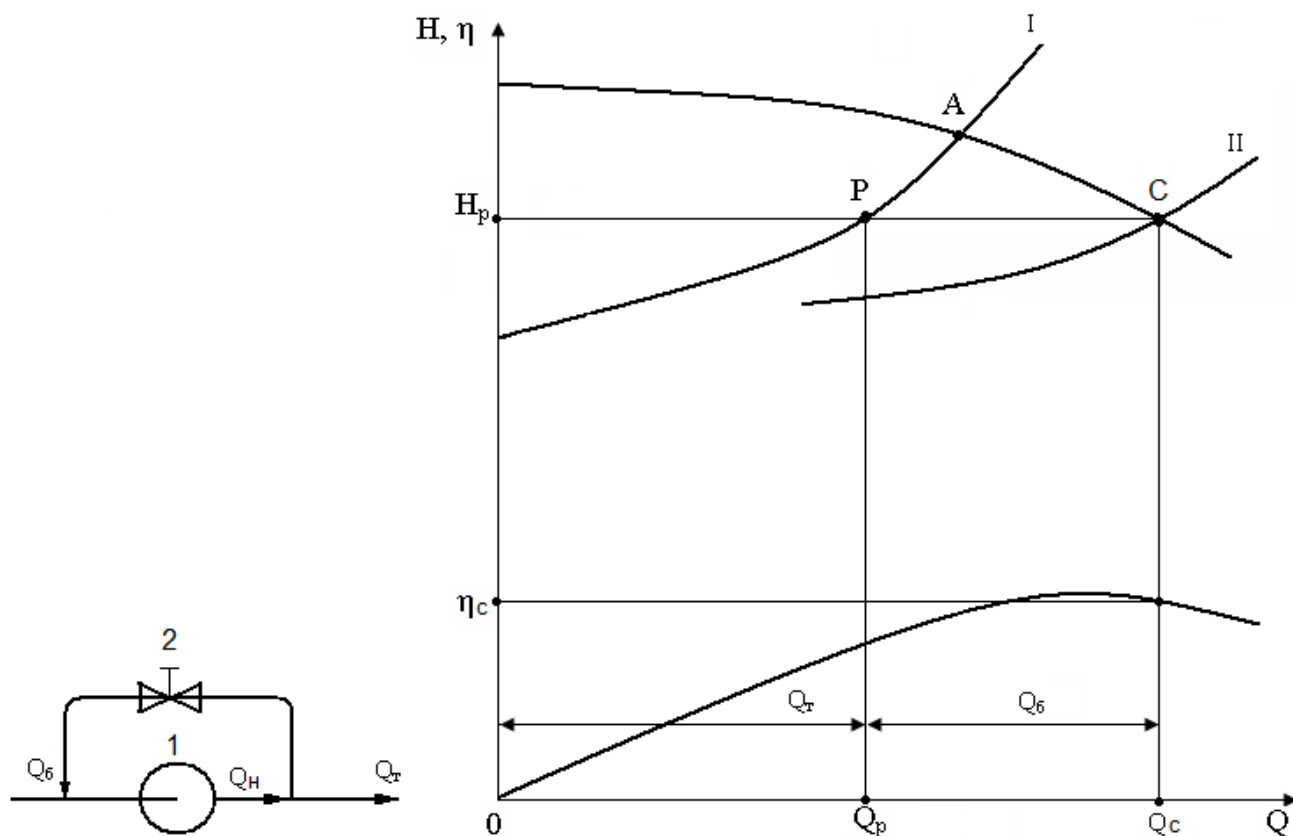


Рисунок 1.9 – Регулирование насоса методом байпасирования

При изменении степени открытия задвижки 2 меняется характеристика гидравлической системы. Задвижка 2 открывается таким образом, чтобы напор насоса стал равным потребному напору (точка P). При этом напор насоса H равен суммарному гидравлическому сопротивлению системы (байпаса и трубопровода): $H_c = H_p$, а подача насоса равна расходу жидкости через байпас и трубопровод: $Q_c = Q_T + Q_6$.

При закрытии задвижки 2 рабочая точка C и режимная точка P переместятся в положение балансовой точки A. Диапазон регулирования расхода

жидкости по трубопроводу находится в пределах $Q_T = Q_P \div Q_A$. КПД насосной установки при этом уменьшается:

$$\eta_{\text{байп}} = \frac{Q_P \rho g H}{Q_C \rho g H_C} \eta_c = \frac{Q_P}{Q_C} \cdot \eta_c = \left(1 - \frac{Q_B}{Q_C}\right) \eta_c. \quad (1.8)$$

Поэтому регулирование байпасированием неэкономично и применяется как кратковременная мера, например, при пуске насосного агрегата, при переключениях и т.п.

1.4.3 Регулирование изменением частоты вращения вала

Этот способ регулирования является экономичным, если для изменения частоты вращения вала насоса используется электродвигатель постоянного тока, паровая турбина или двигатель внутреннего сгорания. Если в качестве привода используется электродвигатель переменного тока, то частоту вращения вала насоса целесообразно изменять при помощи гидромуфт или магнитных муфт.

Однако следует учитывать, что КПД гидромуфт в рабочей зоне равен $\eta = 0,94 \div 0,98$ и применяется для регулирования работы насосов в сравнительно узком диапазоне подач [7]. Выбор конкретного устройства регулирования следует обосновать.

Для определения числа оборотов вала насоса, обеспечивающего подачу $Q_1=Q_P$, используют формулы подобия (1.9 и 1.10):

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n'}{n}; \quad (1.9)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2, \quad (1.10)$$

где n и n' - число оборотов до и после изменения числа оборотов.

Точки (рисунок 1.10) 1 и 2 соответствуют подобным режимам и лежат на параболе подобных режимов при $\eta_i = \text{const}$, которая строится по уравнению (1.11)

$$H = C \cdot Q^2. \quad (1.11)$$

Постоянная параболы подобия (С) определяется из условия $C = \frac{H_1}{Q_1^2}$.

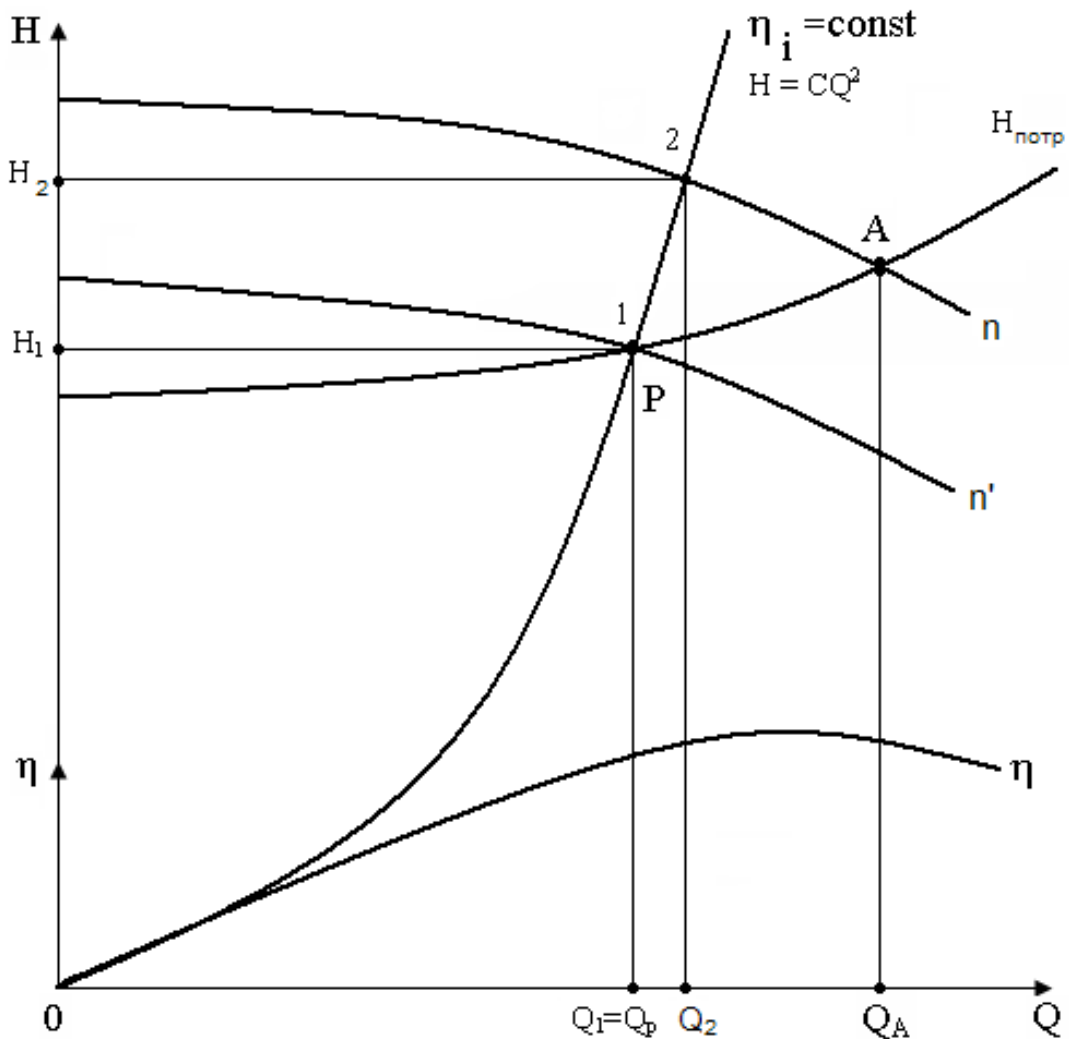


Рисунок 1.10 - Регулирование насоса методом изменения частоты вращения вала

Параметры точки 1 соответствуют параметрам режимной точки $Q_1=Q_p$, $H_1=H_p$. Параболу подобных режимов строят, задавшись несколькими значениями Q .

Таким образом, получают точку 2 – пересечение параболы подобных режимов, проходящую через точку 1, с характеристикой насоса. После этого по любой формуле (1.9 – 1.10) определяют искомое число оборотов n' . При регулировании числом оборотов КПД установки меняется незначительно, так как пропорционально n' снижается и мощность насоса.

1.4.4 Регулирование обточкой рабочего колеса

Регулирование подачи насоса путем изменения диаметра (обточки) рабочего колеса находит все большее применение. Оно простое и достаточно экономичное. Несмотря на то, что при обточке рабочего колеса на выходе геометрическое подобие нарушается, существуют режимы, для которых остаются справедливыми формулы, аналогичные формулам подобия (1.12 – 1.13):

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_2'}{D_2}; \quad (1.12)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^2. \quad (1.13)$$

Точка 1 на рисунке 1.11 соответствует режимной точке Р. Точка 2 находится как пересечение напорной характеристики насоса с параболой обточки:

$$H = C^* \cdot Q^2, \quad (1.14)$$

где $C^* = \frac{H_1}{Q_1^2}$.

Определив коэффициент C^* , по параметрам режимной точки 1, строят параболу обточки, получая при этом на пересечении с характеристикой насоса точку 2 с параметрами, удовлетворяющими уравнениям (12) – (13).

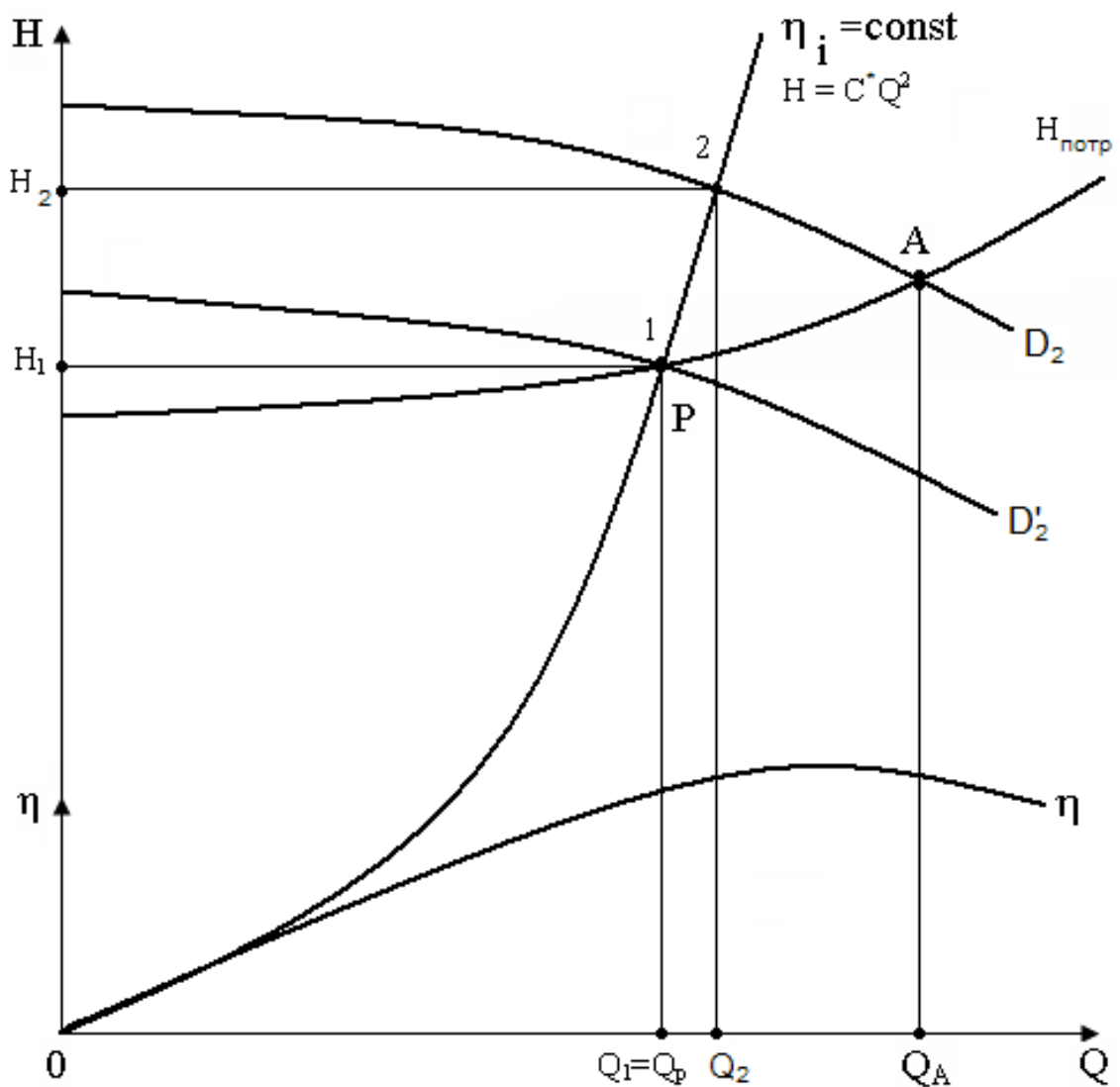


Рисунок 1.11 - Регулирование насоса методом обточки рабочего колеса

При обточке колеса наблюдается незначительное уменьшение КПД насоса, зависящее от коэффициента быстроходности n_s и степени обточки рабочего колеса. Предельная величина обточки рабочего колеса зависит от коэффициента быстроходности (таблица 3).

Таблица 3 - Предельная величина обточки колес

n_s	60	120	200	300	350	350
$\frac{D_2 - D'_2}{D_2}$	0,20	0,15	0,11	0,09	0,07	0,05

Коэффициент быстроходности определяется по формуле (1.15):

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{\frac{Q_{opt}}{i}}}{\left(\frac{H_{opt}}{j}\right)^{\frac{3}{4}}}, \quad (1.15)$$

где n – частота вращения вала насоса, [об/мин]; Q_{opt} – оптимальная подача насоса при максимальном КПД, [м³/с]; H_{opt} – оптимальный напор, [м]; i – коэффициент, учитывающий тип рабочего колеса (для колес с односторонним входом жидкости $i = 1$, для колес с двухсторонним входом жидкости $i = 2$); j – количество ступеней центробежного насоса.

1.5 Совместная работа насосов на трубопровод

При подборе насоса нередко возникает ситуация, когда один насосный агрегат не может обеспечить необходимый напор при заданной подаче. В таких случаях подбирается группа насосов, см. п. 1.3.

При определении числа насосов, работающих совместно в заданном режиме, необходимо учитывать, что

- 1) экономически выгоднее устанавливать как можно меньше рабочих насосов, так как крупные насосы имеют более высокий к.п.д., чем группа малых;
- 2) при учете особенностей технологического процесса, в котором участвует данная насосная установка, определяя число насосов, следует вводить в рассмотрение коэффициент использования оборудования;
- 3) целесообразно устанавливать насосы одного типоразмера, что обеспечивает взаимозаменяемость насосов и упрощает их эксплуатацию.

Центробежные насосы могут включаться параллельно и последовательно.

1 Последовательное соединение насосов применяется для увеличения напора в тех случаях, когда один насос не может создать требуемого напора.

Суммарная характеристика насосов Q-H получается сложением ординат отдельных характеристик $H = \sum H_i$ при $Q = \text{const}$.

Если при подборе насосного оборудования выбор пал, например, на два ($i = 2$) последовательно соединенных насосов, то суммарная характеристика их строится, как показано на рисунке 1.12. В остальном, расчет ведется так же.

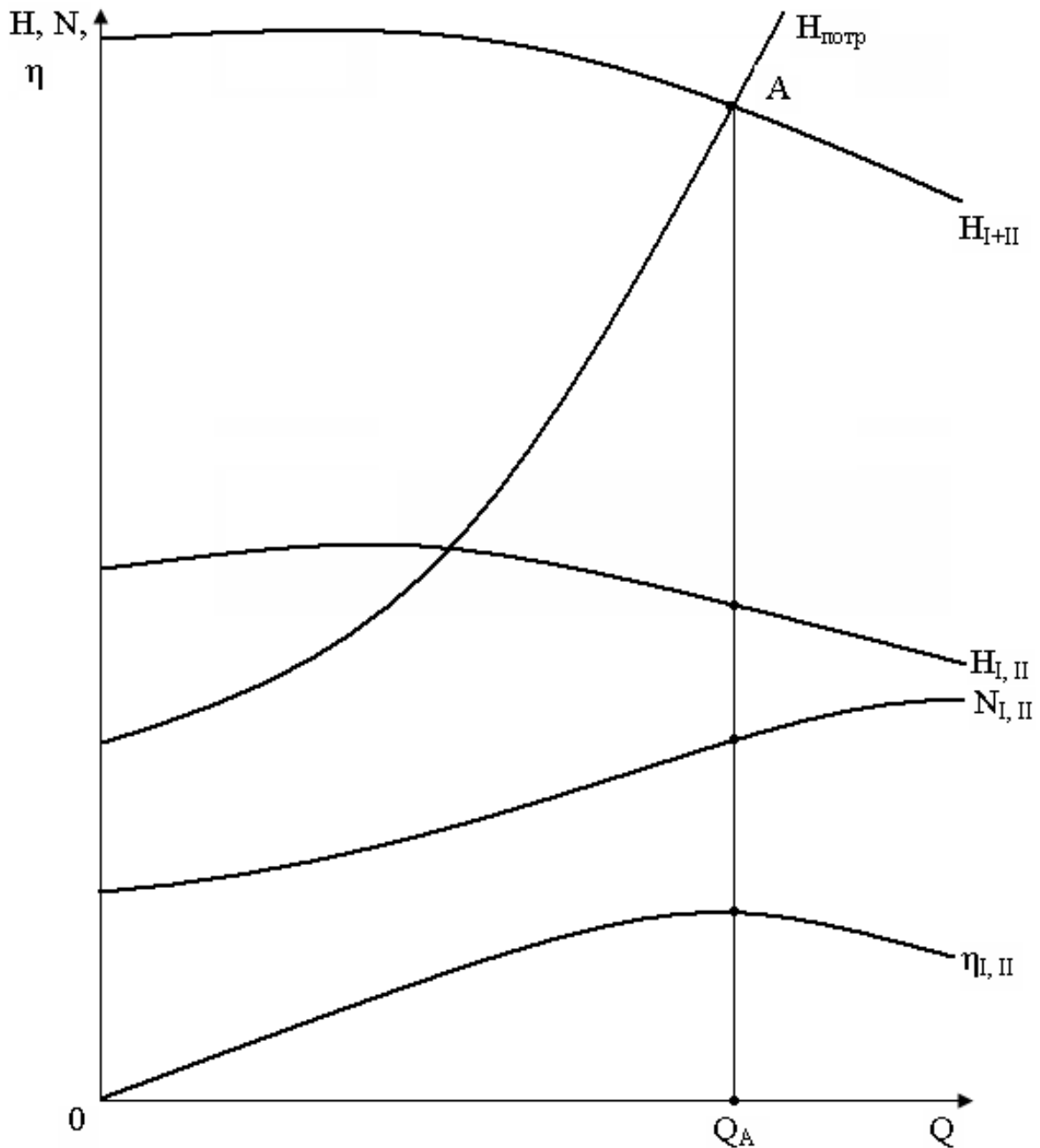


Рисунок 1.12 – Последовательная работа центробежных насосов

При последовательной работе насосов следует обращать особое внимание на выбор насосов, так как не все они могут быть использованы для последовательной работы по условиям прочности корпуса и узлов уплотнения. Эти условия оговариваются в технической характеристике насоса. Обычно последовательное соединение насосов допускается в 2...3 ступени.

КПД насосной установки определяется по формуле

$$\eta_{уст} = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot \sum H_i}{\sum N_i} \quad (1.16)$$

2 При параллельном включении насосов для работы на трубопровод суммарная характеристика строится путем сложения абсцисс характеристик насосов ($Q = \sum Q_i$ при $H = const$) (рисунок 1.13).

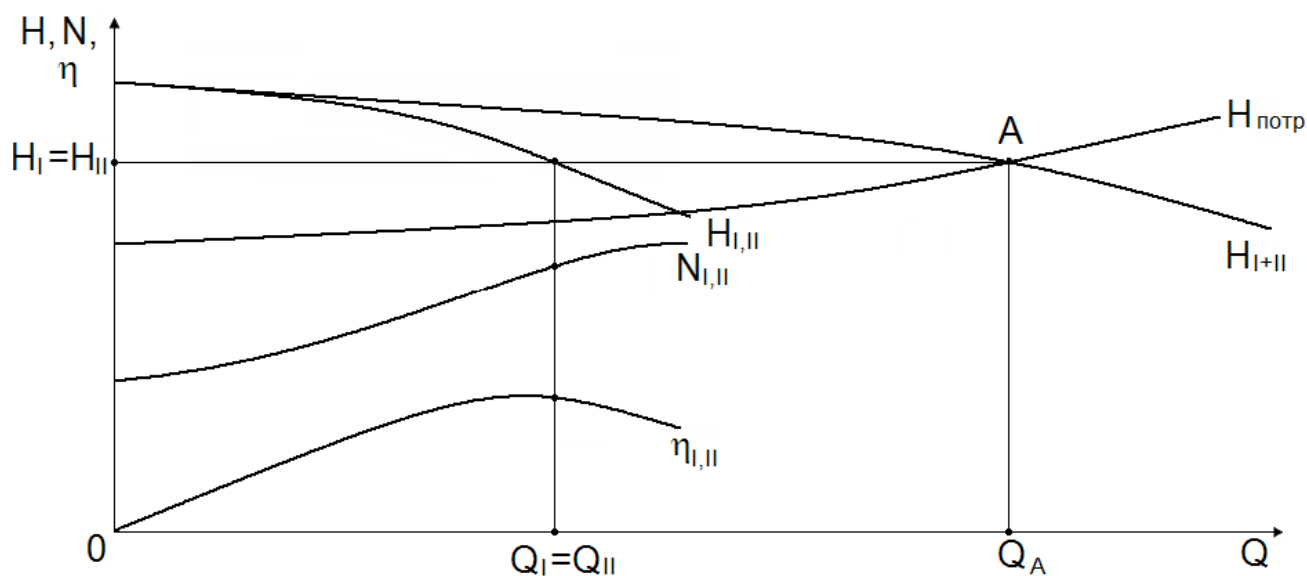


Рисунок 1.13 – Параллельная работа центробежных насосов

При выборе насосов следует помнить, что центробежные насосы могут работать параллельно только при условии, что они имеют одинаковый напор. В противном случае насос, имеющий меньшие подачу и напор, будет "задавлен" другим насосом, и его подача на общий трубопровод будет уменьшаться до нуля.

Поэтому для параллельной работы особо важно подбирать насосы од- нотипные, в крайнем случае, с незначительно отличающимися характери- стиками. КПД насосной установки определяется по формуле

$$\eta_{уст} = \frac{H \cdot \rho \cdot g \cdot \sum Q_i}{\sum N_i} \quad (1.17)$$

1.6 Определение допустимой высоты всасывания

Высота всасывания насоса $H_{ГВ}$ определяется из условия работы насосной установки в бескавитационном режиме.

По методу Руднева С.С. [2], [7] допустимое значение кавитационного запаса

$$\Delta h_{доп} = (1,2...1,3)\Delta h_{кр}; \quad (2.25)$$

Кавитационный запас при оптимальном режиме вычисляется по соотношению

$$\Delta h = \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{C} \right)^{\frac{3}{4}} \cdot 10, \quad (2.26)$$

где n - число оборотов вала насоса в минуту;

Q – подача насоса, м³/с (у насоса с колесом двухстороннего всасывания следует принимать $Q/2$);

C – коэффициент Руднева.

Значение кавитационного коэффициента C принимается в зависимости от коэффициента быстроходности n_s (таблица 2.5).

Таблица 2.5

n_s	50-70	70-80	150-220	800-1200
C	600-700	800	1000-1200	1800-2000

Допустимая высота всасывания насоса $H_B^{доп}$ определяется из уравнения

$$H_B^{доп} = \frac{P_0 - P_{нп}}{\rho g} - (1,2...1,3)\Delta h_{кр} - h_B \quad (2.27)$$

где h_B - гидравлические потери на трение и местное сопротивление во всасывающем трубопроводе определяется по (2.3) и (2.4) $h_{кр} = \Delta h$ – по (2.26).

Если полученное значение допустимой высоты всасывания $H_B^{доп} \leq H_{ГН}$ по заданию, то принимаются меры для устранения возможной кавтиационной работы, например, путем увеличения диаметра всасывающего трубопровода или изменения геометрической высоты всасывания.

1.7 Подбор электродвигателя и описание насосной установки

Подбор электродвигателя к насосу осуществляется по мощности, потребляемой насосом в заданном режиме работы N и при данном числе оборотов ротора n . Исходя из потребляемой мощности, определяют коэффициент запаса мощности, который приведен в таблице 4.

Таблица 4 - Коэффициент запаса мощности

Мощность на валу насоса, кВт	до 20	20-50	50-300	свыше 300
Коэффициент запаса мощности, K_3	1,25	1,2	1,15	1,1

Учитывая коэффициент полезного действия, определяют мощность электродвигателя.

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta_{дв} \eta_{пер}} \cdot K_3. \quad (1.24)$$

Ориентировочно КПД передачи можно принимать равным $\eta_{пер} = 0,95 \dots 0,98$.

Так как насосно-силовые агрегаты работают в условиях нефтеперерабатывающих заводов, то электродвигатели необходимо выбирать во взрывозащищенном исполнении.

После окончания курсовой работы необходимо описать насосную установку, указать ее комплектность, отметить характерные особенности ее эксплуатации, условия пуска, оценить достоинства и недостатки работы спроектированной в данных условиях установки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 2.105-2002 Единая система конструкторской документации.
2. Товарные нефтепродукты, свойства и применение: Справочник / Под ред. В.М. Школьников. – М.: Химия, 1978. – 700 с.
3. Нефти СССР: Справочник. Дополнительный том. Физико-химическая характеристика нефтей СССР / З.В. Дриацкая, М.А. Мхчян, Н.М. Жмыкова. – М.: Химия, 1975. – 88 с.
4. Глазырина В.М., Тугунов П.И. Необходимые для транспорта свойства газов, нефтей и нефтепродуктов и их определение.- Уфа: УГНТУ, 1991.- 90 с.
5. Тимонин А.С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования. Справочник. т. 1. – Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2002. – 960 с.
6. Справочник по гидравлическим расчетам / Под ред. П.Г. Киселева. – М.: Энергия, 1972. – 312 с.
7. . Гидравлика, гидромашины и гидроприводы/ Т.В. Артемьева; ред. С.П. Стесина. –М.: Академия, 2005. – 336 с.
8. Абдурашитов С.А., Тупиченков А.А., Вершинин И.Н. Насосы и компрессоры. – М.: Недра, 1974. – 296 с.
9. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 432 с.
10. Центробежные насосы: Каталог – М.: Изд. ЦИНТИнефтемаш, 1980. – 52 с.
11. Бабышкин Д.В., Снегирев И.В. Насосы для химии и нефтехимии 2005. Справочник. – М.: Infobook, 2005.- 270 с.
12. Центробежные нефтяные магистральные и подпорные насосы: Каталог – М.: Изд. ЦИНТИхиммаш, 1973. – 19 с.
13. Колпаков Л.Г. Эксплуатация магистральных центробежных насосов. Учебное пособие.- 2-е изд. перераб. – Уфа.: Изд-во УНИ, 1993. – 123 с.

14. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.

15. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств. Примеры и задачи/ Под ред. М.Ф. Михалева. – Л.: Машиностроение, 1984. – 301 с.