

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования

«УФИМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «процессы и аппараты химической технологии»

Домашняя работа

«Расчет насоса для перекачки жидкости»

Вариант

Выполнил:

Проверил:

преподаватель

Уфа 2008

Исходные данные:

Перекачиваемая жидкость	Октан	
Производительность	36 т/ч	
Температура	54°C	
Давление в приемной ёмкости	2,8 атм	
Давление в напорной ёмкости	7,8 атм	
Общая длина трубопровода	31,5 м	
Диаметр трубопровода	32×2 мм	
Диафрагма	m=0,29	
Отвод	число	4 шт
	φ градусы	180
	R_0/d	13
Колено	2 шт	
Вентиль нормальный	1 шт	
Задвижка	2 шт	
Высота подъёма жидкости	17 м	
К.П.Д. насосной установки (общий)	0,79	

Введение:

Чтобы перемещать капельные жидкости по трубопроводам и через технологические аппараты, обладающие свойством оказывать гидравлическое сопротивление потоку перемещаемой вязкой жидкости, необходимо создавать разность давлений на входе потока в трубопровод и на выходе из него. Для этого используется прибор – насос – устройство, служащее для преобразования механической энергии движущихся частей насоса в энергию вырабатываемого насосом избыточного статического давления, которая передается потоку транспортируемой жидкости.

Объемные насосы. К ним относятся плунжерные и поршневые насосы. На рис. 1.61 представлен поршневой насос.

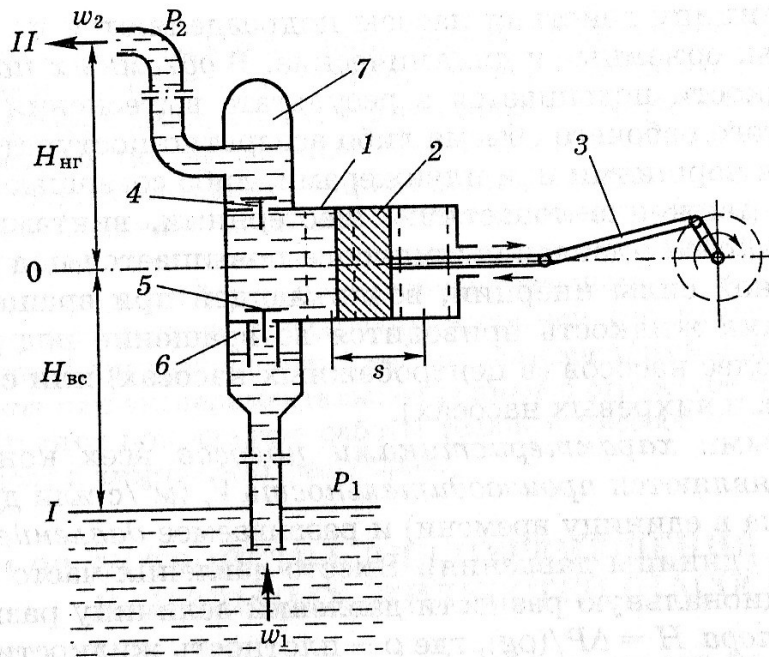


Рис. 1.61. Горизонтальный поршневой насос простого действия:

1 – рабочий цилиндр; 2 – поршень; 3 – кривошипно-шатунный механизм; 4 и 5 – нагнетательный и всасывающий клапаны; 6 и 7 – воздушные демпфирующие колпаки

Наиболее распространенными динамическими насосами являются центробежные, в которых избыточное давление (напор) создается за счет вращения жидкости.

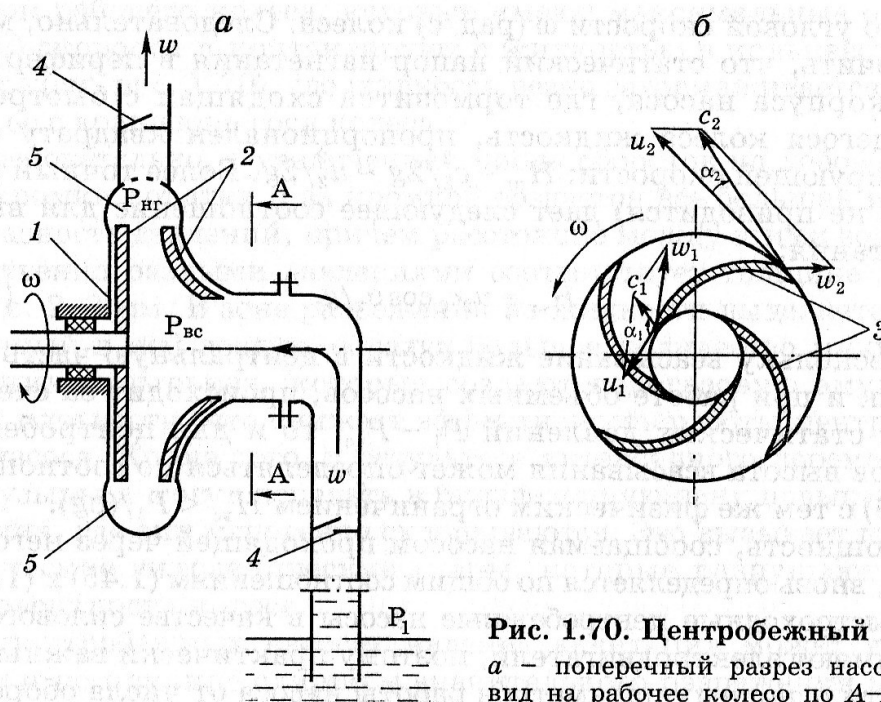
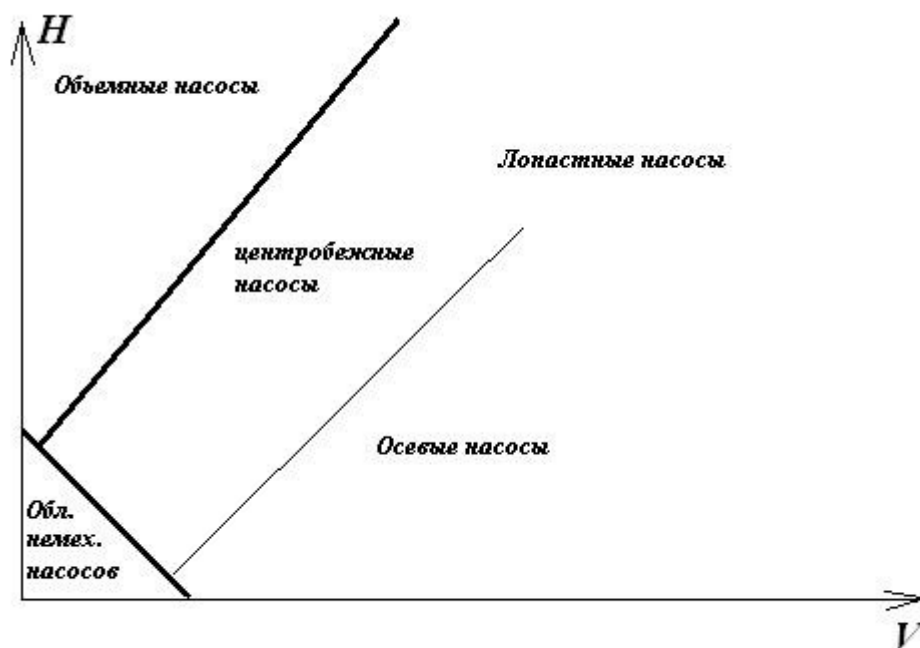


Рис. 1.70. Центробежный насос:

а – поперечный разрез насоса; б – вид на рабочее колесо по А-А и параллелограмм скоростей

1 – корпус; 2 – колесо; 3 – направляющие лопатки; 4 – клапаны; 5 – напорный коллектор

Выбор насоса в зависимости от значения производительности и напора.



Наиболее оптимальными считаются центробежные насосы (сочетание H и V). Но так же можно использовать объемные насосы, если необходим большой напор. Где не нужен мощный насос, можно использовать немеханические насосы.

Расчет:

Мощность, потребляемая двигателем насоса, рассчитывается по формуле:

$$N_{\text{насоса}} = \frac{V * \Delta P}{1000 * \eta} \quad [\text{кВт}], \quad (1)$$

где V - объемный расход жидкости $\text{м}^3 / \text{с}$;

ΔP – повышение давления, сообщаемое насосом перекачиваемому потоку и равное полному гидравлическому сопротивлению системы трубопроводов и аппаратов (ч/з которую насос прокачивает жидкость).

В уравнении (1) неизвестно только ΔP .

ΔP подсчитывают как сумму следующих слагаемых:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{ск}} + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}} + \Delta P_{\text{под}} + \Delta P_{\text{дон}} ;$$

где $\Delta P_{\text{ск}}$ -затрата давления на создание скорости потока на выходе из сети ;

$\Delta P_{\text{тр}}$ - потеря давления на преодоление сопротивления трения;

$\Delta P_{\text{м.с.}}$ -потеря давления на преодоление местных сопротивлений (задвижки, сужения, расширения трубопроводов и тд);

$\Delta P_{\text{под}} = \rho * g * h_{\text{под}}$ -затрата давления на подъем жидкости;

$\Delta P_{\text{дон}} = P_1 - P_2$ -разность давлений в пространстве нагнетения и в пространстве всасывания;

1. Рассчитаем для начала скорость потока в трубопроводе:

$$w = \frac{M}{\rho * S} = \frac{4 * M}{\rho * \pi * d^2} \quad (2), \text{ где } M\text{-массовый расход жидкости кг/с;}$$

S - площадь потока жидкости в трубопроводе (перпендикулярно направлению движения) м^2 ;

ρ -плотность жидкости ;

Для октана при 54°C значение ρ находим по таблице 4 [1] путем интерполяции

$$\rho_{40} = 686 \text{ кг/м}^3 ; \quad \rho_{60} = 669 \text{ кг/м}^3 ;$$

$$\rho_{54} = \frac{(686 - 669)}{20} * (-14) + 686 = 674,1 \text{ кг/м}^3 ;$$

d-значение внутреннего диаметра трубопровода;

d=32-2*2=28 мм; Подставим все значения в (2):

$$w = \frac{36 * 10^3 * 4}{674,1 * \pi * (28 * 10^{-3})^2 * 3600} = 24,1 \text{ м/с} ;$$

В трубопроводе не должна быть такая скорость течения жидкости. Это может привести к разрушению трубопровода. Оптимальной считается скорость в пределах от 1 м/с до 3 м/с; Изменим внутренний диаметр трубопровода , чтобы скорость течения жидкости была около 2 м/с:

$$d = \sqrt{\frac{4 * M}{\rho * \pi * w}} = \sqrt{\frac{4 * 36000}{674,1 * \pi * 2 * 3600}} \approx 97 \text{ мм} ;$$

т.е. при таком диаметре $w = \frac{36 * 10^3 * 4}{674,1 * \pi * (97 * 10^{-3})^2 * 3600} \approx 2,008 \text{ м/с} ;$

Теперь приступим к расчетам потерь ΔP :

1) Затрата давления на создание скорости потока на выходе из сети :

$$\Delta P_{ск} = \frac{w^2 * \rho}{2} = \frac{2,008^2 * 674,1}{2} = 1359,626 \text{ Па} ;$$

2) Потеря давления на преодоление сопротивления трения:

$$\Delta P_{тр} = \lambda * \frac{l}{d} * \frac{w^2 * \rho}{2} ;$$

где l – длина трубопровода;

λ -коэффициент трения (зависит от режима течения и от шероховатости внутр. стенки трубы ; Определяется графически).

$$Re = \frac{d * \rho * w}{\mu} ;$$

где μ -динамический коэффициент вязкости жидкости ;

Для 54°C значение μ находим из таблицы 9 [1] путем интерполяции:

$$\mu_{50} = 0,386 \text{ мПа*с} ; \mu_{60} = 0,35 \text{ мПа*с} ; \text{Тогда}$$

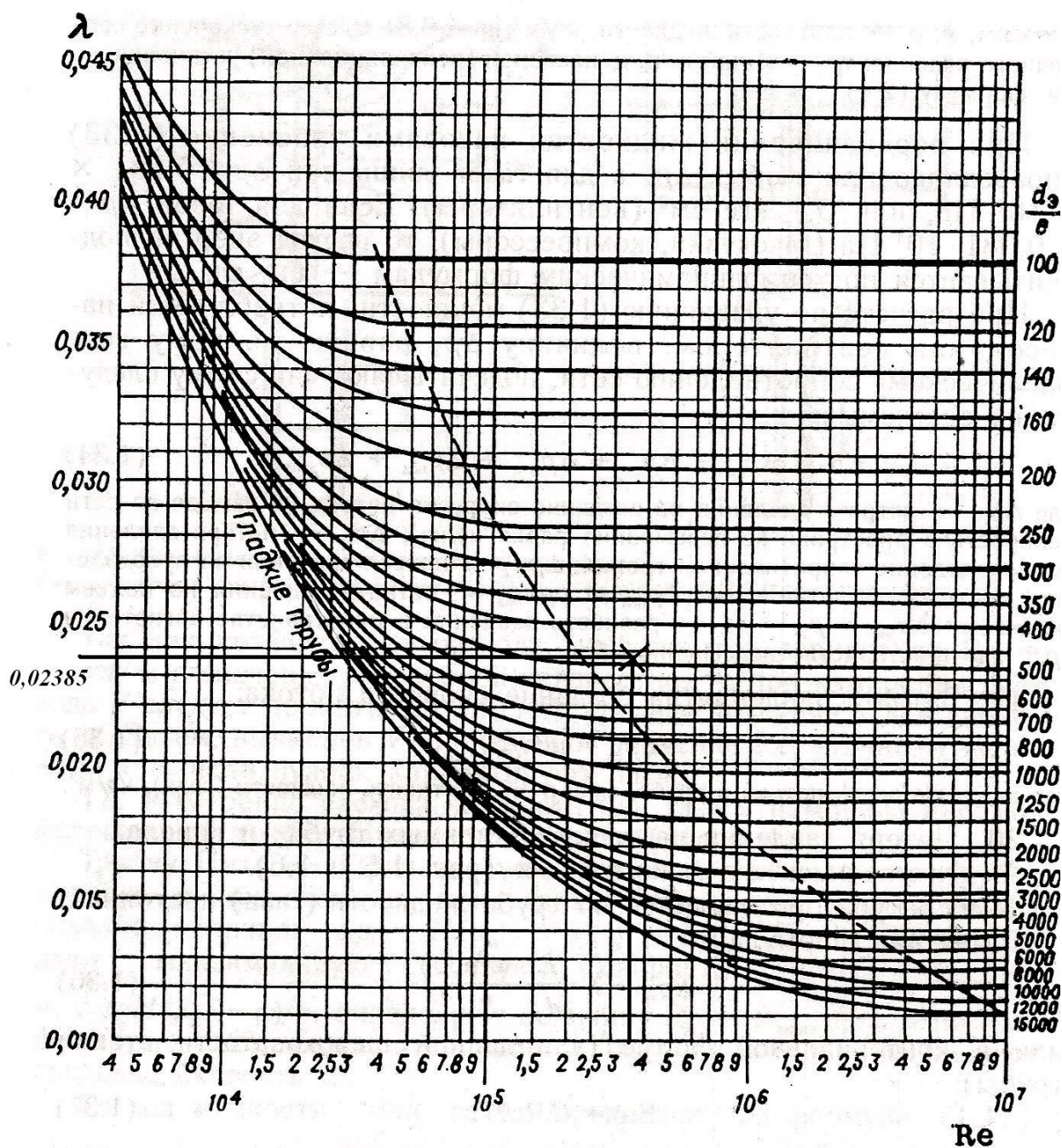
$$\mu_{54} = \frac{(0,386 - 0,35)}{10} * (-4) + 0,386 = 0,3716 \text{ мПа*с} ;$$

$$Re = \frac{97 \cdot 10^{-3} \cdot 674,1 \cdot 2,008}{0,3716} = 353333 \approx 3,5 \cdot 10^5 \quad ;$$

Найдем отношение $\frac{d}{e}$: где d- диаметр трубы; e-средняя высота выступов шероховатости на внутренней поверхности трубы. Определяем e по таблице 12 [1] :Для труб стальных цельнотянутых и сварных при незначительной коррозии e=0,2 мм;

$$\frac{d}{e} = \frac{97}{0,2} = 485 \quad ;$$

Теперь графически находим λ :



$$\lambda=0,02385;$$

$$\Delta P_{mp} = \lambda * \frac{l}{d} * \frac{w^2 * \rho}{2} = 0,02385 * \frac{31,5}{(97 * 10^{-3})} * \frac{(2,008)^2 * 674,1}{2} = 10525,65 \text{ Па} ;$$

3) Потеря давления на преодоление местных сопротивлений (задвижки, сужения, расширения трубопроводов и тд).

$$\Delta P_{m.c.} = \sum_{i=1}^N \zeta \frac{w^2 * \rho}{2} ;$$

где ζ -коэффициент местного сопротивления (смотри по таблице 13 [1]) (для каждого местного сопротивления).

а) Диафрагма 1 шт.

$$m = \left(\frac{d_0}{D}\right)^2 = 0,29 ; \text{ где } D\text{- диаметр трубы; } d_0 \text{-диаметр отверстия}$$

диафрагмы. Находим для этого m значение ζ путем интерполяции.

$$\zeta_{\text{диафр}} = 20,25 ;$$

б) Отвод 4 шт.

$\zeta = A * B$; где A -коэффициент зависящий от φ ; B -коэффициент зависящий от R_0/d ;

При $\varphi = 180^\circ$, $A=1,4$;

При $R_0/d = 13$, $B=0,067$;

Итак $\zeta_{\text{отвод}} = 4 * 0,067 * 1,4 = 0,3733$

в) Колено 2 шт.

Значение находим путем экстраполирования табличных значений. Если $D=97$ мм, то $\zeta_{\text{колена}} = 0,13061 * 2 = 0,26122$;

г) Вентиль нормальный 1 шт.

При $D=97$ мм находим путем интерполирования : $\zeta_{80} = 4,0$, $\zeta_{100} = 4,1$, то

$$\zeta_{97} = \frac{(4,1 - 4,0)}{20} * 17 + 4,0 = 4,085 ;$$

д) Задвижка 2 шт.

$$\zeta_{\text{задв}} = 0,5 * 2 = 1 ;$$

Итак,

$$\Delta P_{\text{м.с.}} = \sum_{i=1}^N \zeta \frac{w^2 * \rho}{2} = (1 + 4,085 + 0,26122 + 0,3733 + 20,25) * \left(\frac{2,008^2 * 674,1}{2} \right) = 35292,76 \text{ Па}$$

4) Затрата давления на подъем жидкости:

$$\Delta P_{\text{под}} = \rho * g * h_{\text{под}} = 674,1 * 9,8 * 17 = 112305,06 \text{ Па} ;$$

5) Разность давлений в пространстве нагнетения и в пространстве всасывания:

$$\Delta P_{\text{дон}} = P_1 - P_2 = (7,8 - 2,8) * 9,81 * 10^4 = 490500 \text{ Па} ;$$

Находим общую потерю ΔP :

$$\Delta P = \Delta P_{\text{ск}} + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}} + \Delta P_{\text{под}} + \Delta P_{\text{дон}} ;$$

$$\Delta P = 490500 + 112305,06 + 35292,76 + 10525,65 + 1359,62 = 649983,096 \text{ Па} ;$$

Теперь полученный ΔP подставляем в уравнение (1):

$$N_{\text{насоса}} = \frac{V * \Delta P}{1000 * \eta} = \frac{M * \Delta P}{1000 * \eta * \rho} = \frac{36000 * 649983,096}{1000 * 3600 * 674,1 * 0,79} = 12,2 \text{ кВт} ;$$

Но с запасом на возможные перегрузки двигатель к насосу устанавливают несколько большей мощности :

$$N_{\text{устан}} = \beta N_{\text{насоса}} , \text{ где } \beta \text{-коэффициент запаса мощности; (Смотрим из таблицы 2.1}$$

[1]). $\beta = 1,2$;

$$N_{\text{устан}} = 1,2 * 12,2 = 14,646 \text{ кВт};$$

Вывод:

Итак, произведя расчет насоса , получено значение мощности насоса с учетом на возможные перегрузки (при пуске) $N_{\text{устан}} = 14,646 \text{ кВт}$.Можно использовать центробежный или объемный насос. (Ориентировочно можно взять насос марки Х90/19 с типом электродвигателя АО2-62-2 N=17 кВт и Q=2,5*10⁻² кВт.)

А так же изменен диаметр трубы 28 мм на диаметр 97 мм (для уменьшения скорости движения жидкости в трубе до нормальной 1-3 м/с).(103x3 мм)

Так же, желательно уменьшить количество отводов, колен и т.д, чтобы уменьшить величину потерь на местные сопротивления.