

## Глава 9. Энергоаудит насосных установок

### 9.1. Общие сведения

Насосами называются гидравлические машины, предназначенные для подъема, нагнетания и перемещения жидкости.

По принципу действия насосы подразделяются на:

- *поршневые и скальчатые*. В насосах этого типа жидкость перемещается за счет возвратно-поступательного движения поршня: применяются для создания высоких давлений при небольшой производительности. В насосах с давлением до 2,5МПа используют дисковые поршни, для более высоких давлений – скалки (плунжерные насосы);
- *лопастные насосы* подразделяются на центробежные и осевые. В центробежных насосах подача жидкости осуществляется за счет центробежной силы, возникающей при вращении рабочего колеса. В осевых насосах жидкость, подача которой осуществляется за счет вращения рабочего колеса пропеллерного типа, перемещается вдоль оси вращения колеса. Лопастные насосы, применяемые при подаче жидкости в больших объемах, имеют высокий КПД;
- *роторные насосы*. В насосах этого типа перемещение жидкости осуществляется за счет всасывания и вытеснения ее рабочими твердыми телами (пластинами, зубьями, роликами), двигающимися в рабочей полости с переменным сечением. Наибольшее распространение этот тип насосов получил в машиностроении;
- *струйные насосы*: для подачи жидкости используется энергия потока другой жидкости, пара, газа;
- *воздушные водоподъемники (эрлифты)*: для подъема жидкости используется воздух.

Насосная установка (рис. 9.1) включает в себя следующие основные элементы: насос, всасывающий патрубок, напорный трубопровод. В нижней части всасывающей трубы имеется сетка-фильтр.

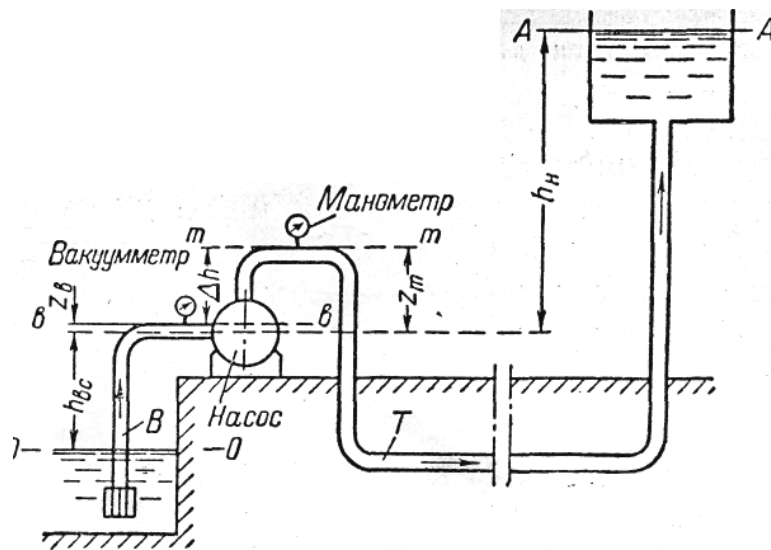
Для характеристики любых типов насосов используются такие термины: высота всасывания, высота подъема и сопротивление магистрали.

Высота всасывания ( $h_{ec}$ , м) – вертикальное расстояние от уровня воды в подъемном резервуаре до оси насоса, равное

$$h_{ec} = \frac{P_o - P_s}{\rho g} - h_{wec} - \frac{V_s^2}{2g}, \text{ м} \quad (9.1)$$

где  $P_o$  – давление на свободной поверхности жидкости;  $P_B$  – давление во входном сечении насоса;  $h_{wec}$  – потери энергии на участке всасывания за

счет скорости движения жидкости в трубе;  $V_6$  – скорость движения жидкости во всасывающей трубе.



**Рис.9.1** – Схема насосной установки

В связи с тем, что во всасывающей трубе происходит снижение давления, необходимо чтобы оно для обеспечения непрерывной работы насоса было выше давления парообразования всасываемой жидкости при данной температуре.

Условие непрерывной работы насоса можно записать в виде  $P_n < P_6 < P_o$ , где  $P_n$  – давление паров воды, минимальное значение которого в зависимости от температуры представлено в табл. 9.1. В противном случае может возникнуть кавитация.

**Таблица 9.1– Давление паров воды ( $P_n$ ) в зависимости от температуры**

$t, ^\circ C$	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$P_n, \text{ м.в.ст.}$	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,26	2,03	3,18	4,83	7,15	10,33
$P_n, \text{ кН/м}^2$	0,88	1,18	2,36	4,22	7,36	12,30	19,8	31,1	47,3	70,30	101,3

Исходя из данных, приведенных в табл.9.1, при температуре воды  $+70^\circ C$  ее подают к насосу под напором.

Вертикальное расстояние от оси насоса до уровня воды в резервуаре называется *геодезической высотой нагнетания*.

Потери энергии в напорной линии называются потерями при нагнетании  $h_{wH}$ .

Сумма геодезических высот и потерь энергии в системе называется *полным напором установки*.

$$H = h_{вс} + h_n + h_{wвс} + h_{wн}, \text{ м.в.ст.} \left( \frac{\text{кН}}{\text{м}^2} \right) \quad (9.2)$$

$$\text{или} \quad H = \frac{P_k - P_n}{\rho} + \frac{C_k^2}{C_n^2} + Z_k - Z_n, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \quad (9.3)$$

где  $P_k, P_n$  – конечное и начальное давление, Па;  $\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;  $C$  – скорость жидкости,  $\frac{\text{м}}{\text{с}}$ ;  $Z = g \cdot z$  – геометрический напор,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ ;  $g$  – ускорение силы тяжести,  $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ ;  $z$  – геометрическая отметка, м; индексы “н,” и “к,” – начальное и конечное сечение (до и после) насоса.

Мощность насоса  $N$ , кВт определяется из выражения

$$N = \frac{\rho \cdot V \cdot H}{1000 \cdot \eta} = \frac{G \cdot H}{1000 \cdot \eta}, \quad (9.4)$$

где  $\rho \cdot V = G$  – производительность насоса,  $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $\eta$  – КПД насоса.

Коэффициент полезного действия, зависящий от типа, конструкции и размеров насоса, лежит в пределах  $0,5 \div 0,9$ .

Коэффициент полезного действия насосной установки определяют с учетом потерь во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

$$\eta_y = \eta_n \cdot x \frac{H - \Delta H}{H}, \quad (9.5)$$

где  $\Delta H = h_{вс} + h_n$  – потери на всасе и нагнетании,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ ;  $H$  – напор насоса,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$

Необходимая мощность электродвигателя определяется с учетом коэффициента запаса мощности  $N_g = (1,1 \div 1,2) \cdot N$ , кВт.

## 9.2. Сравнение работы центробежных и поршневых насосов

Центробежные насосы по сравнению с поршневыми более компактны, проще по конструкции, допускают непосредственное соединение с валом электродвигателя, могут перекачивать загрязненные жидкости и осуществлять непрерывную подачу.

Основные виды потерь в центробежных насосах: гидравлические и объемные.

Гидравлические состоят из следующих потерь энергии:

- на трение жидкости о стенки в каналах рабочего колеса, направляющего аппарата и в спиральном кожухе;
- связанных с преобразованием кинетической энергии (скоростного напора) в потенциальную в направляющем аппарате и в спиральных;

- на закруглениях, поворотах, в переходах от одной ступени в другую.

Потеря мощности за счет гидравлических потерь пропорциональна кубу подачи  $N_{г.п.} = f(Q_n^3)$ .

Объемные потери (потери утечки) связаны с наличием обратной утечки жидкости через зазоры между рабочими колесами и уплотнительным кольцом.

Механические потери состоят из потерь на трение поверхности рабочего колеса о жидкость, потерь на трение в сальниках, подшипниках и подпятнике. КПД центробежных насосов составляет: для насосов: низкого давления –  $0,4 \div 0,7$ ; среднего –  $0,5 \div 0,7$ ; высокого –  $0,6 \div 0,9$ .

В отличие от поршневых насосов, КПД центробежных насосов несколько ниже. Напор и подача в них зависят от числа оборотов электропривода.

Поршневые насосы имеют КПД на  $10 \div 20\%$  выше, отсутствуют потери на трение жидкости о подвижные части насоса и – связанные с перетоками, однако выше потери на трение в механизме привода.

### 9.3. Регулирование работы насоса

Насос работает в оптимальном режиме, в том случае, если его характеристики (производительность  $Q$ ; напор  $H$ ; число оборотов  $n$ ) обеспечивают максимальный КПД.

Рабочая характеристика центробежного насоса представлена на рис.9.2. Наиболее удобной является универсальная характеристика насоса (рис.9.3), из которой видно, что изменение числа оборотов в зависимости от производительности может обеспечить работу с максимальным КПД.

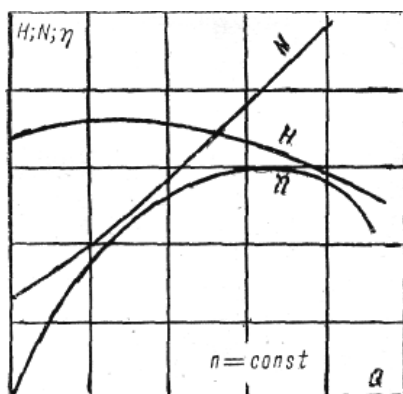


Рис.9.2 – Рабочая характеристика центробежного насоса

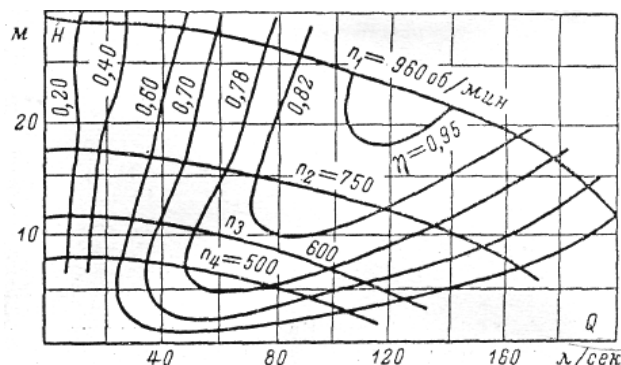
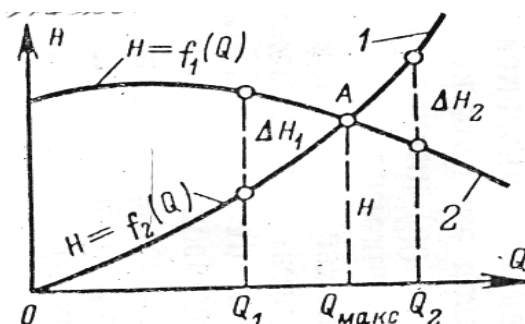


Рис.9.3 – Универсальная характеристика центробежного насоса

Зависимость между числом оборотов, подачей, напором и мощностью имеет следующий вид:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{n_1}{n} \cdot \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \cdot \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (9.6)$$

Рабочая точка при подборе насоса, регулировании его производительности и напора представлена на рис. 9.4, где кривая 1 – характеристика сети, 2 – характеристика насоса. Рабочая точка должна лежать на их пересечении, в противном случае насос не сможет обеспечить требуемые параметры ( $Q_{max}$ ,  $H$ ).



**Рис. 9.4** – Рабочая точка насоса (к схеме регулирования производительности и напора насосов)

Характеристика сети определяется внешним напором  $H$ , преодолеваемым насосом в трубопроводе (в сети), который определяется из гидравлического расчета сети:

$$H = H_2 + h_{ce} + h_w = H_2 + h_{ce} + \frac{lQ^2}{d^5}, \quad (9.7)$$

где  $H_2$  – геометрическая высота подъема жидкости;  $h_{ce}$  – свободный напор, величина которого определяется объектом водопотребления;  $d$  – диаметр трубопровода;  $l$  – длина трубопровода;  $a = d^5/K^2$  ( $K$  – расходная характеристика сечения);  $Q$  – расход жидкости в трубопроводе.

Искусственное изменение характеристики трубопровода или насоса для обеспечения производительности и напора насоса, называемое регулированием, достигается: для трубопровода – дросселированием задвижкой, для насоса – изменением числа оборотов согласно зависимости (9.6).

При регулировании задвижкой (дросселем) с уменьшением расхода воды КПД насоса снижается, а значение напора возрастает, следовательно, удельный расход электроэнергии быстро возрастает. При регулировании изменением числа работающих насосов КПД двигателя и насоса не изменяется. При уменьшении расхода и потерь в сети величина напора и удельный расход электроэнергии снижаются. При регулировании изменением частоты вращения вала насоса КПД насоса и электродвигателя с

уменьшением расхода снижаются, напор также снижается. При этом удельный расход электроэнергии снижается незначительно.

Как следует из вышесказанного, наиболее экономичным способом регулирования является изменение числа работающих насосов или регулирование частоты вращения насоса. *В системах с постоянным расходом более рационально регулирование изменением числа работающих насосов, а в системах с преобразованием резкопеременных расходов рационально регулировать изменением частоты вращения электродвигателя.*

Использование задвижек (дросселей) рекомендуется только для насосов малой производительности в течение небольшого числа часов работы в году.

Экономия электроэнергии  $\Delta \mathcal{E}$ , кВт·ч/год при регулировании параметров насоса и сети можно определить по формуле:

$$\Delta \mathcal{E} = 0,0027 \cdot \tau \cdot \left( \frac{H_1 Q_1}{\eta_{g1} \cdot \eta_{n1}} - \frac{H_2 Q_2}{\eta_{g2} \cdot \eta_{n2}} \right), \quad (9.8)$$

где  $H_1, H_2$  – напор, м.в.ст.;  $Q_1, Q_2$  – подача, м<sup>3</sup>/ч;  $\eta_g$  – КПД двигателя;  $\eta_n$  – КПД насоса;  $\tau$  – число часов работы насосной установки год, ч.

## 9.4. Совместная работа насосов

Если один насос не обеспечивает необходимый напор или подачу необходима совместная работа нескольких насосов.

В случае последовательного включения насосов их суммарную характеристику получают путем сложения напоров при одинаковой подаче. Режим работы каждого насоса и суммарные параметры их работы определяются точкой пересечения характеристики сети с суммарной характеристикой насосов. Последовательное включение насосов целесообразно при крутой характеристике сети.

При параллельном включении насосов суммарные характеристики получают путем сложения подач при одинаковом напоре: сумма подач должна равняться требуемой подаче (на режиме высокого КПД).

Однако, если при работе в данной сети подача одного насоса равна половине требуемой, то включение другого насоса вызовет увеличение подачи меньше чем вдвое, что связано с изменением режима работы одного насоса при включении (отключении) второго.

Параллельную работу насосов рационально применять при пологой характеристике сети.

## 9.5. Методы экономии электроэнергии в системах водопотребления

*Снижение КПД* насоса из-за износа оборудования приводит к перерасходу электроэнергии за счет повышения мощности привода. Своевременная ревизия и ремонт насосов, а также их замена на насосы с более высоким КПД позволяют снизить затраты электроэнергии. Улучшение загрузки насосов и применение методов регулирования были рассмотрены в разделе 9.4.

Уменьшения местных сопротивлений в водоподающей магистрали можно достигнуть путем сокращения крутых поворотов, исключения ненужной арматуры и ее своевременной ревизии, чистки фильтров и т.п.

Потери напора на участке трубопровода ВН, (м.в.ст), скорость жидкости в трубе, диаметр и длину можно определить из выражений:

- для прямого участка  $\Delta H = \frac{0,083 \cdot \lambda \cdot L \cdot Q^2}{d^5}$ ; (9.9)

- для местных сопротивлений  $\Delta H = \frac{0,083 \cdot f \cdot Q^2}{d^4}$ , (9.10)

где  $\lambda$  – коэффициент трения о стенки трубы (0,02÷0,03);  $L$  – длина участка трубопровода, м;  $Q$  – действительный расход,  $\frac{м^3}{с}$ ;  $d$  – диаметр трубопровода, м;  $f$  – коэффициент местных сопротивлений, определяется по справочным данным (для задвижек равен 0,5; для закругленного под 90° колеса – 0,3; для обратного клапана – 5,0).

*Сокращение утечек.* Долю утечек из-за неплотностей можно определить путем замеров в канале и конце участка. Наличие утечек ведет непосредственно к увеличению расхода электроэнергии.

Долю утечек ( $G_{\text{п}}$ ,  $\frac{м^3}{год}$ ) можно определить из выражения:

$$G_{\text{п}} = 3600 \cdot \mu \cdot F \cdot \tau \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}, \quad \frac{м^3}{год} \quad (9.11)$$

где  $\mu$  – гидравлический коэффициент (коэффициент сжатия – 0,6);  $F$  – эквивалентная площадь отверстия, м;  $\tau$  – время работы установки в течении года, час;  $H$  – напор в трубопроводе, м.в.ст.

Годовые потери можно рассчитать, исходя из удельного расхода электроэнергии на перекачку 1  $м^3$  жидкости:

$$\Delta W = \Delta N \cdot G_{\text{п}} \cdot \tau, \quad \frac{кВт \cdot ч}{год} \quad (9.12)$$

**Пример.** Центробежный насос подает  $0,0139 \frac{м^3}{с}$  жидкости. Манометр на магистральном участке показывает  $P_{\text{ном}}=255 \text{ кН/м}^2$ , вакууметр на всасывающем патрубке показывает  $P_{\text{вс}}=33,3 \text{ кН/м}^2$ , потеря напора на рас-

стоянии между манометром и точкой присоединения вакуумметра.  $\Delta h = 0,6 \text{ м}$ . Диаметры всасывающего напорного трубопровода одинаковы. КПД насоса – 0,62. Определить необходимую мощность на валу насоса.

Решение. Полный напор насоса определим из выражения:

$$H = h_{\text{ман}} + h_{\text{вак}} + \Delta h + \frac{v_{\text{н}}^2 - v_{\text{вс}}^2}{2g}$$

Т.к. диаметры напорного и всасывающего трубопровода одинаковы, то и скорость  $v_{\text{н}} = v_{\text{вс}}$ , таким образом, последний член равен 0.

$$H = \frac{255 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} + \frac{33,3 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} + 0,6 = 26 + 3,4 + 0,6 = 30 \text{ м.}$$

Полезная мощность насоса:

$$N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0139 \cdot 30 = 4080 \text{ Вт}$$

Мощность на валу насоса равна

$$N_{\text{в}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{4080}{0,62} = 6,58 \text{ кВт}$$

Подбираем электродвигатель ближайший по мощности с учетом коэффициента запаса мощности 1.1.

## Контрольные вопросы к главе 9

1. Дайте определение насоса как гидравлической машины.
2. Какие основные группы насосов различают при их классификации?
3. Устройство поршневого насоса.
4. Что называют высотой всасывания?
5. Дайте определение полному и манометрическому напору насоса.
6. Как рассчитывается мощность привода насоса?
7. Что представляет собой рабочая характеристика насоса?
8. Для каких целей и как производится регулирование насоса?
9. Как рассчитывается сопротивление напорного трубопровода?
10. Особенности работы насосов при последовательном и при параллельном подключении насосов.

## Список литературы к главе 9.

1. М.Черкасский Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Энергоиздат. – 1984. – 216с.
2. Теплотехнический справочник в 2<sup>х</sup> томах, Т.1, М: «Энергия», /под общей ред. В.Н.Юренева и П.Д.Лебедева/.–1972
3. Энергетический менеджмент// под общ. ред. А.В.Праховника. – МОНУ, НТУ «КПИ», ИЭЭ. – Киев. – 2001.



4. А.В.Черняев, И.К.Бессребников Основы теплотехники и гидравлики. – М.-Л.: «Энергия». – 1982. – 436с.
5. Ю.В.Копытов, Б.А.Цуланов Экономия электроэнергии в промышленности /справочник/. – М.: Энергия. – 1982. – 123с.
6. Методика визначення неефективного використання паливно енергетичних ресурсів. Затверджена: Накази Державного Комітету з енергозбереження від 26.10.2001р. за №113 та від 27.11.2001р. за №123. – 2001. – 91с.