

### **Тема 3. Выбор рациональных режимов работы и эксплуатации технологических установок и их электроприводов**

#### **Л6 Теоретические основы экономии электроэнергии в турбомеханизмах**

Турбомеханизмы (нагнетатели, лопастные машины) – центробежные насосы, вентиляторы, турбокомпрессоры и др.

Назначение – увеличение кинетической и потенциальной энергии потока жидкости или газа воздействием лопаток рабочего колеса на поток.

Особенность – вентиляторная МХ

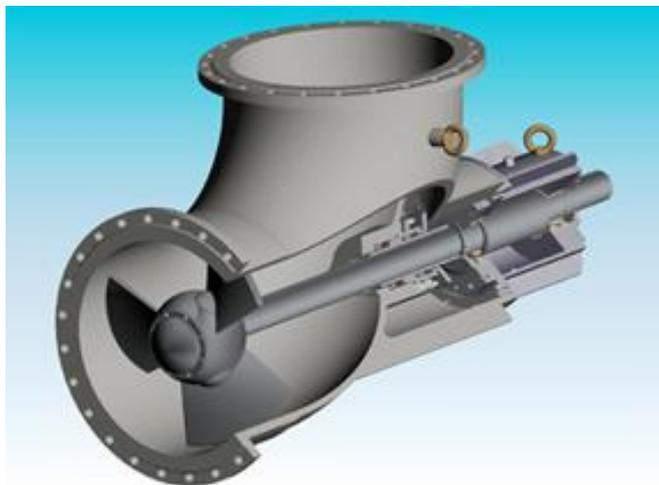
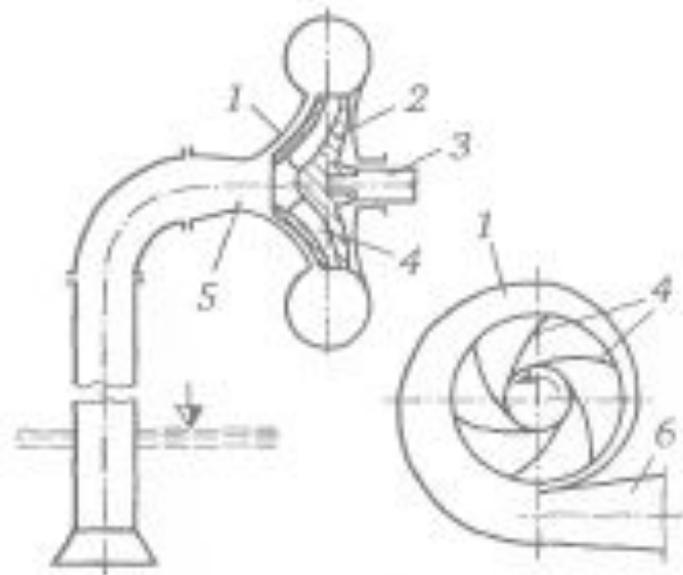
Потребляют не менее 25 - 40 % вырабатываемой электроэнергии и заключают в себе громадные резервы энергосбережения

Особенности ТМ по условиям работы ЭП

- $M_c = f(\omega)$
- длительный РР
- отсутствие реверсов и торможений
- ограниченный диапазон регулирования скорости
- отсутствие перегрузок

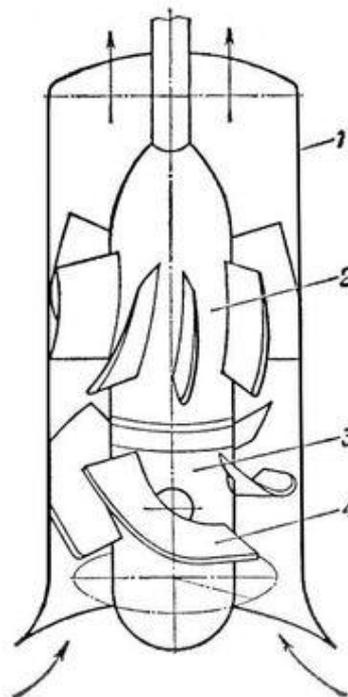
## Одноступенчатый центробежный насос

1 - корпус, 2 - рабочее колесо, 3 - вал, 4 - лопасти, 5 - патрубок всасывающего трубопровода, 6 - патрубок напорного трубопровода

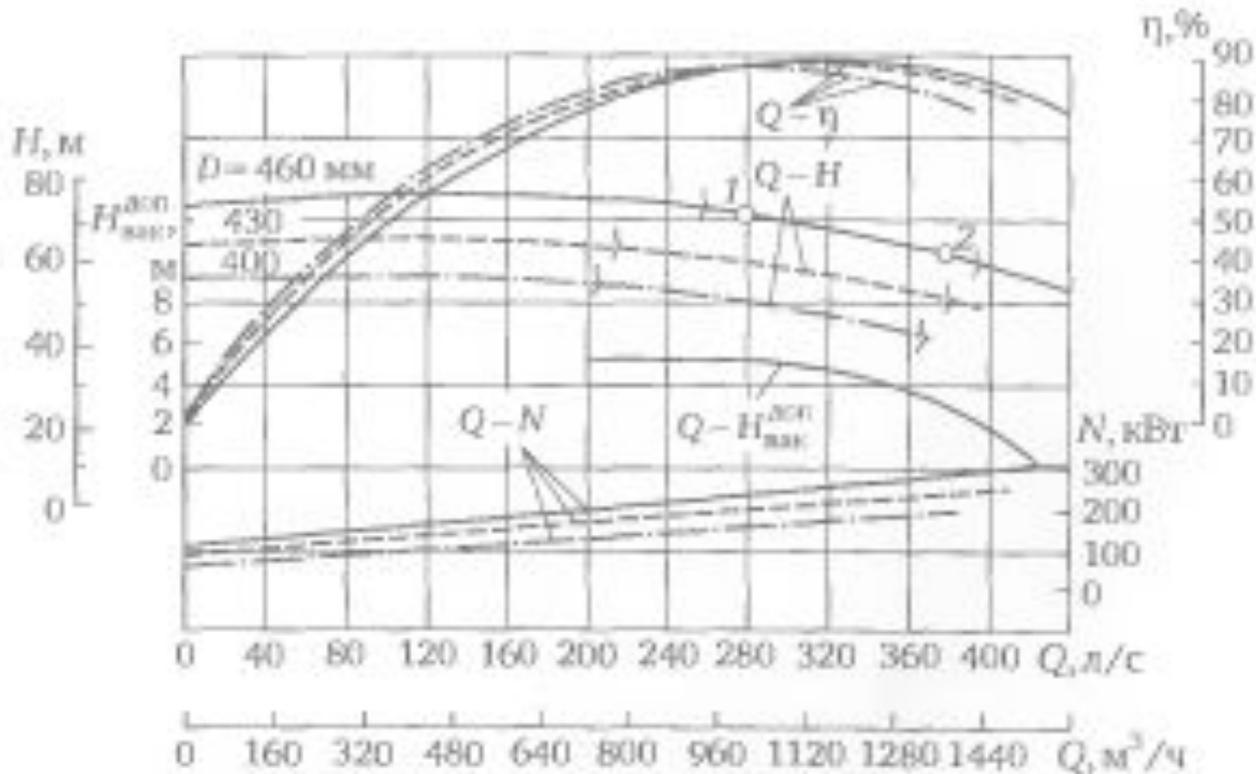


## Осевой насос

1 — корпус;  
2 — направляющий аппарат;  
3 — рабочее колесо;  
4 — лопасти



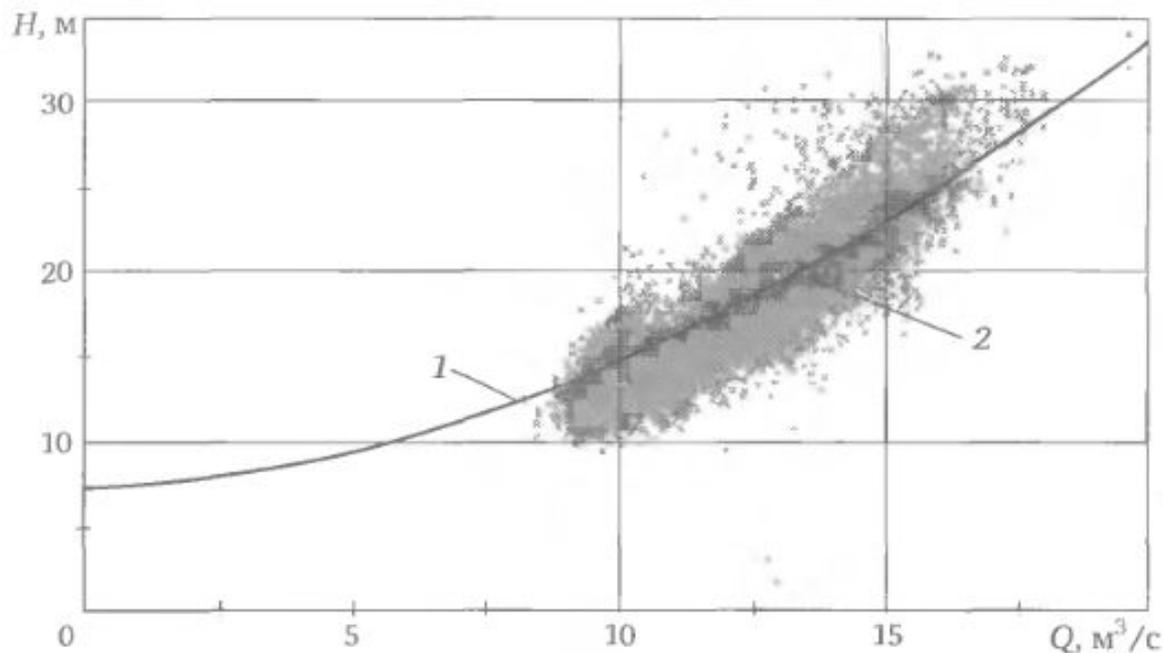
## Рабочие характеристики центробежного насоса Д1250-65



$$H_H = H_\phi - S_\phi Q^2$$

где  $H_\phi$  — фиктивный напор при нулевой подаче, м;  $S_\phi$  — гидравлическое фиктивное сопротивление насоса,  $\text{м}(\text{с}/\text{л})^2$  или  $\text{с}^2/\text{м}^5$

## Характеристика водопроводной сети



- 1 — эквивалентная характеристика сети (усредненная зависимость  $H_c = f(Q)$ )  
2 — область расположения точек, характеризующих зависимость  $H_c = f(Q)$

$$H_c = H_{ст} + SQ^2$$

где  $H_c$  — напор в начале трубопровода (системы трубопроводов);  
 $S$  — гидравлическое сопротивление трубопровода;  $H_{ст}$  — статический напор, обусловленный разностью геодезических отметок подачи и приема жидкости.

## 1.2. ВОЗДУХОДУВНЫЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ

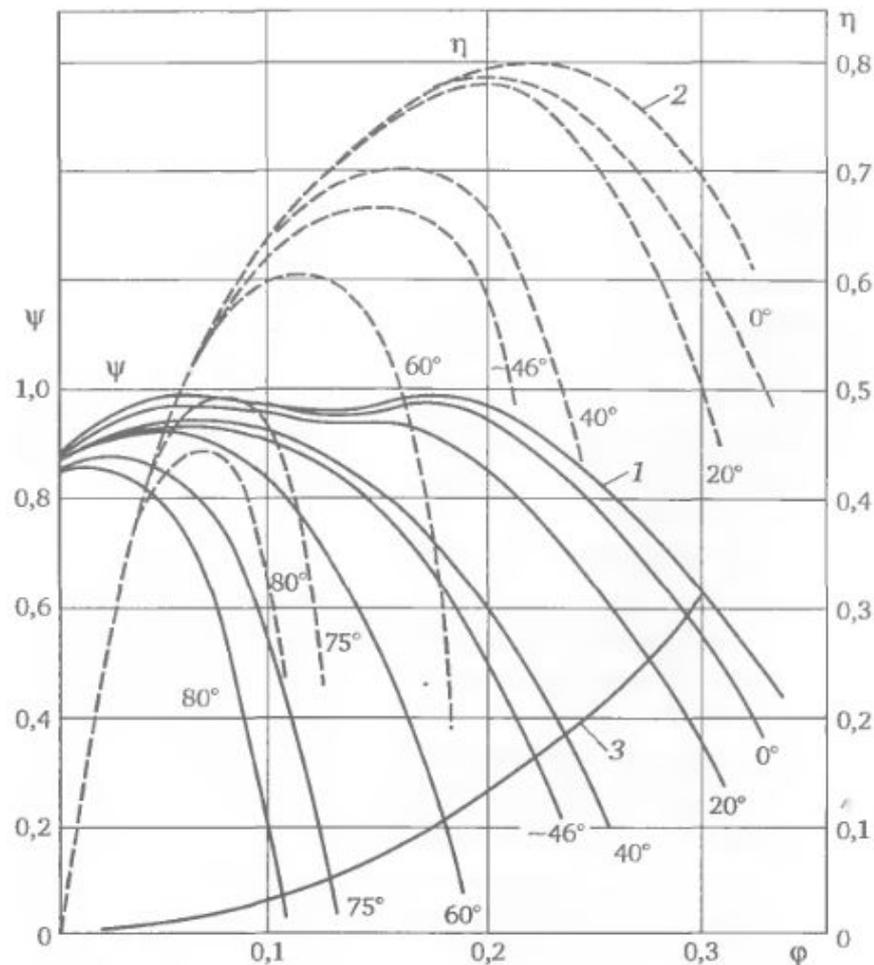
Воздуходувные машины служат для перемещения и сжатия воздуха и других газов. По степени сжатия воздуходувные машины подразделяются на вентиляторы, воздуходувки и компрессоры.

Вентиляторы обеспечивают подачу воздуха при сравнительно низком давлении до 1000 мм вод. ст. ( $10^4$  Па). При этом сжатия и нагрева воздуха практически не происходит.

Воздуходувки обеспечивают подачу воздуха с давлением 0,1—3 ат ( $10^4$ — $3 \cdot 10^5$  Па). При этом происходит сжатие и нагрев воздуха. Но воздуходувки не имеют в своем составе охлаждающих устройств, т.е. в этих машинах имеет место адиабатический процесс.

Компрессоры обеспечивают подачу воздуха с давлением 2—3 ат [ $(2—3) \cdot 10^5$  Па] и выше. В своем составе они имеют устройства, охлаждающие воздух, который нагревается в процессе подачи, т.е. в этой машине имеет место изотермический процесс.

## Рабочие характеристики радиального вентилятора с осевым направляющим аппаратом (ОНА):



—  $\psi = f(\varphi)$ ; - - -  $\eta = f(\varphi)$ ;  
 1 —  $\eta = f(\varphi)$  без ОНА; 2 —  $\eta = f(\varphi)$  без ОНА;  
 3 — характеристика воздуховода

$\psi$  — давление и  $\varphi$  подача

Мощность, развиваемая насосом или вентилятором, выводится из выражения энергии, сообщаемой движущейся жидкости (газу) в единицу времени

$$A = \frac{mV^2}{2} \quad m = SV\rho - \text{масса жидкости, проходящая через нагнетательную трубу, кг/с; } V - \text{ скорость жидкости, м/с; } S - \text{ поперечное сечение нагнетательного трубопровода, м}^2; \rho - \text{ плотность жидкости, кг/м}^3.$$

мощность 
$$P = \frac{S \cdot \rho \cdot V^3}{2} 10^{-3} \text{ кВт.}$$

С учетом  $SV=Q$  - подача насоса,  $\rho V^2/2=H$  – напор, мощность и момент на валу двигателя 
$$P = \frac{QH}{\eta}, \quad M = \frac{P}{\omega}$$

Принимая, что скорость движения жидкости  $V=\omega R$ , где:  $R$  — радиус колеса

$$\frac{Q}{Q_n} = \frac{\omega}{\omega_n}, \quad \frac{H}{H_n} = \frac{\omega^2}{\omega_n^2}, \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2} = const.$$

Зависимости момента и мощности

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2}, \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{\omega_1^3}{\omega_2^3}$$

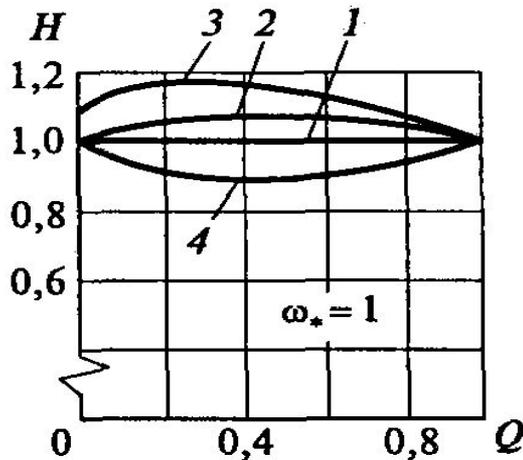
# Энергетические модели центробежных машин

Допущения для упрощения анализа и построения моделей

1. напор  $H = p/\rho g$  ( $\rho$  — плотность жидкости или газа;  $g$  — ускорение свободного падения), определяемый как разность напоров на выходе и входе насоса (вентилятора) при неизменной номинальной скорости, не будет зависеть от расхода  $Q$  в пределах его изменения от нуля до номинала, т. е.

$$H = H_{ном} = const,$$

1) в относительных величинах  $H^* = 1$   $Q^* = 0...1$  при  $\omega^* = 1$  (характеристика



обобщенные характеристики:

2 — насосов типа КМ

3 вентиляторов с лопастями, загнутыми назад

4 — вентиляторов с лопастями, загнутыми вперед, полезной мощностью 10...15 кВт

2. Механическая мощность  $P_{мех}$  при  $\omega^*=1$  линейно зависит от расхода:

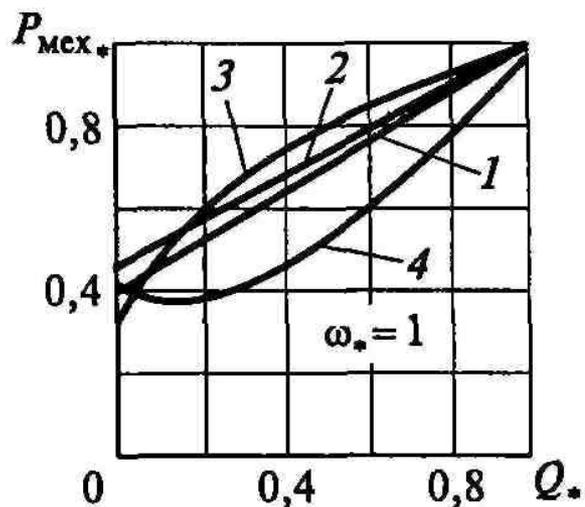
$$P_{мех} = a + bQ,$$

в относительных единицах

$$P_{мех}^* = c + (1-c)Q^*,$$

$a, b, c$ , — постоянные, зависящие от типа центробежной машины.

допущение хорошо выполняется для насосов ( $c = 0,4$ ), хуже — для вентиляторов ( $c = 0,2 \dots 0,6$ ). В общем случае  $c = 0,4$ .



3. Рассматриваются статические (установившиеся) режимы агрегатов при продолжительной работе.

Для всех центробежных машин справедливы соотношения подобия. Для конкретной машины, работающей со скоростями  $\omega_a$  и  $\omega_b$ :

$$Q_a = Q_b \frac{\omega_a}{\omega_b};$$

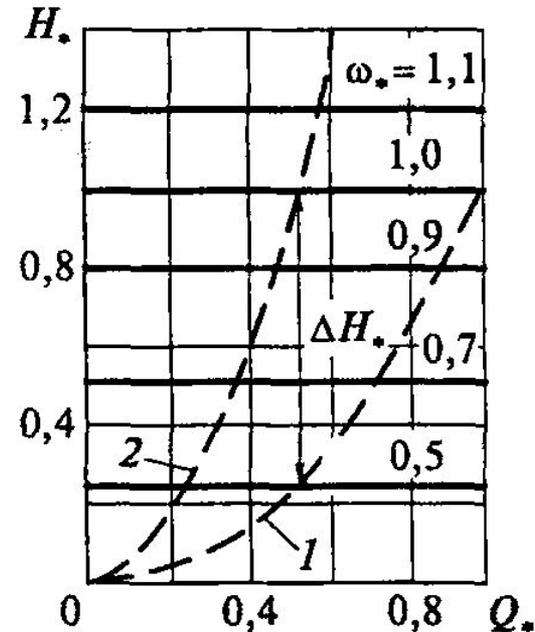
$$H_a = H_b \frac{\omega_a^2}{\omega_b^2};$$

$$P_{меха} = P_{мехb} \frac{\omega_a^3}{\omega_b^3};$$

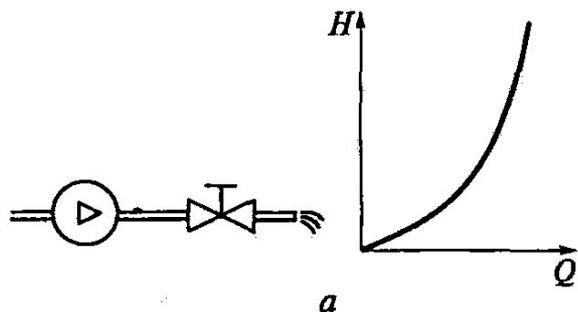
$$M_a = M_b \frac{\omega_a^2}{\omega_b^2},$$

$M$  — момент на валу машины,  
 $M = P_{мех}/\omega$

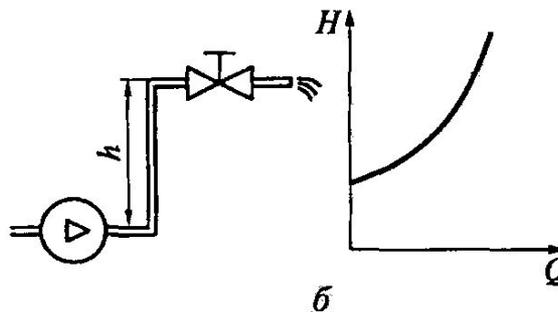
Из первых двух уравнений с учетом 1-го допущения получены характеристики насоса (вентилятора) напор—расход при регулировании скорости (горизонтальные линии)



4. Для построения характеристики магистрали  $H(Q)$ , используются те же соотношения подобия, применительно к структурам магистрали. Обобщенная зависимость  $H = aQ^2$ .

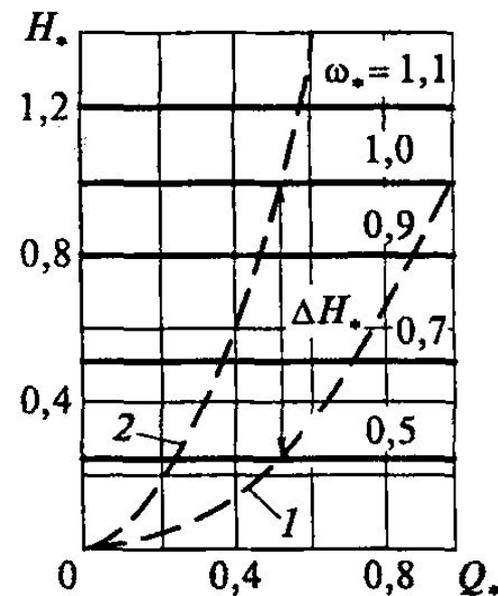


*a* — перекачка жидкости (газа) без подъема



*б* — перекачка жидкости с подъемом на высоту  $h$

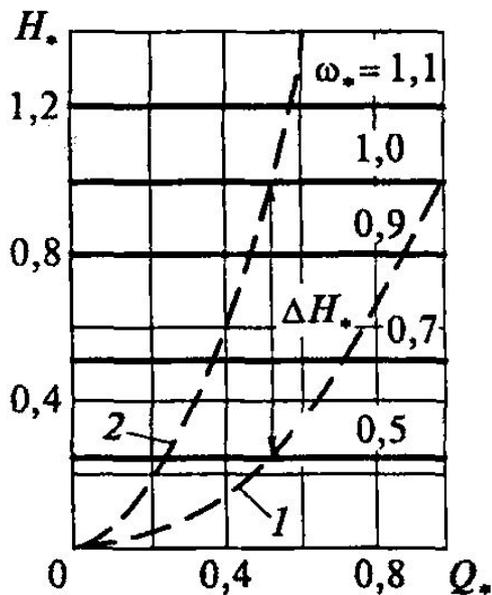
характеристики магистрали при ее постоянном сопротивлении, соответствующем номинальному 1 и половинному 2 расходу



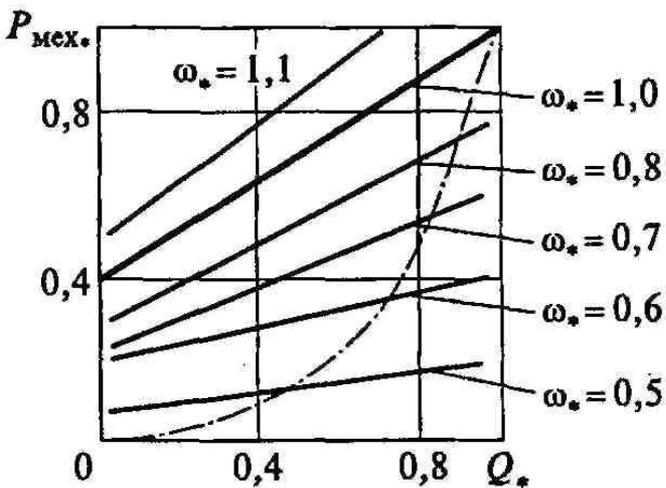
Режим работы определяется точкой пересечения характеристик насоса и магистрали.

При нерегулируемом приводе переход от номинального расхода к половинному происходит за счет увеличения сопротивления магистрали (крутизны характеристики), т.е. переход от 1 к 2 (дросселирование); при этом избыток напора  $\Delta H^* = 0,75$

При регулируемом приводе режим  $Q^* = 0,5$  в соответствии с 1-й формулой подобия достигается заданием скорости  $\omega^* = 0,5$  без какого-либо избытка напора.



*Гибкость управления технологическими координатами (напором и расходом) достигается при радикальном снижении энергетических затрат ( в 8 раз) в соответствии с 3-й формулой подобия*



Зависимость  
механической мощности от  
расхода

переходу от  $Q^*=1$  к  $Q^*=0,5$   
соответствовало бы уменьшение  
мощности от 1,0 до 0,7 при  
дросселировании согласно

$$P_{\text{мех}}^* = 0,4 + (1 - 0,4)Q^*,$$

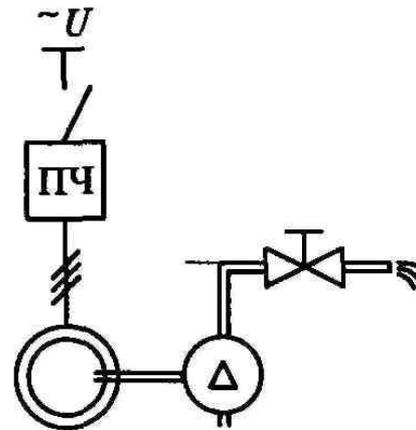
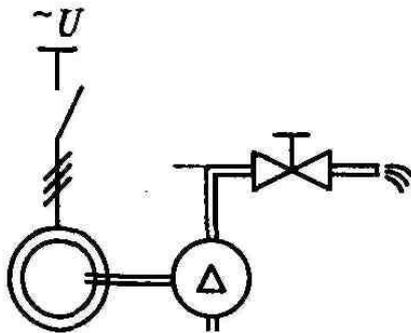
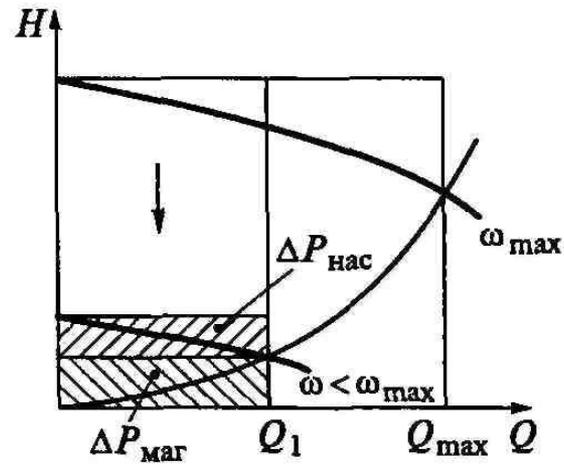
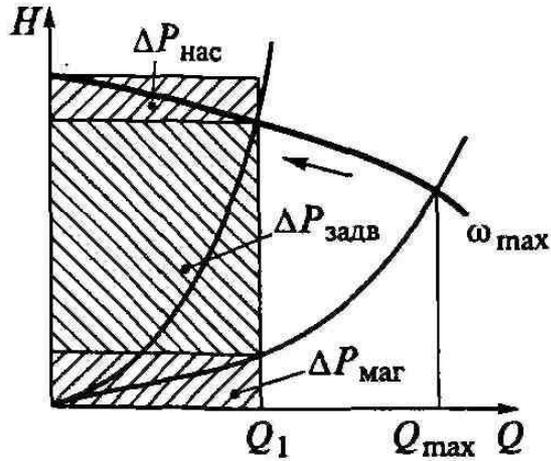
при регулировании угловой скорости  
уменьшение мощности от 1 до 0,125  
согласно

$$P_{\text{меха}} = P_{\text{мехб}} \frac{\omega_a^3}{\omega_b^3};$$

Идеализированные энергетические модели центробежных машин позволяют оценивать в любых конкретных условиях эффективность их регулирования.

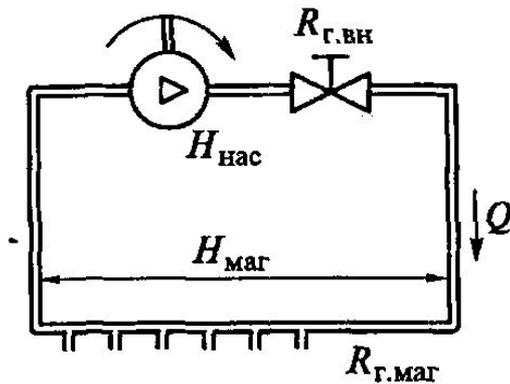
Если требуются более детальные оценки, то следует пользоваться характеристиками конкретных агрегатов.

Составляющие потерь в насосе  $\Delta P_{\text{нас}}$ , задвижке  $\Delta P_{\text{зав}}$  и магистрали  $\Delta P_{\text{маг}}$  при двух способах регулирования расхода



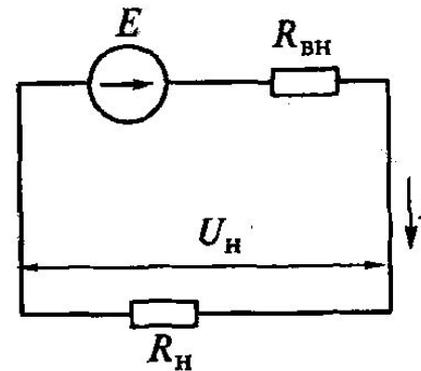
# Электрические аналоги гидравлической системы

Гидравлические величины	Электрические величины
Напор $H$	Напряжение $U$ , ЭДС $E$
Расход $Q$	Ток $I$
Гидравлическое сопротивление $R_{\Gamma}$	Электрическое сопротивление $R$



$$Q = \frac{H_{\text{нас}}}{R_{\text{Г.вн}} + R_{\text{Г.маг}}}$$

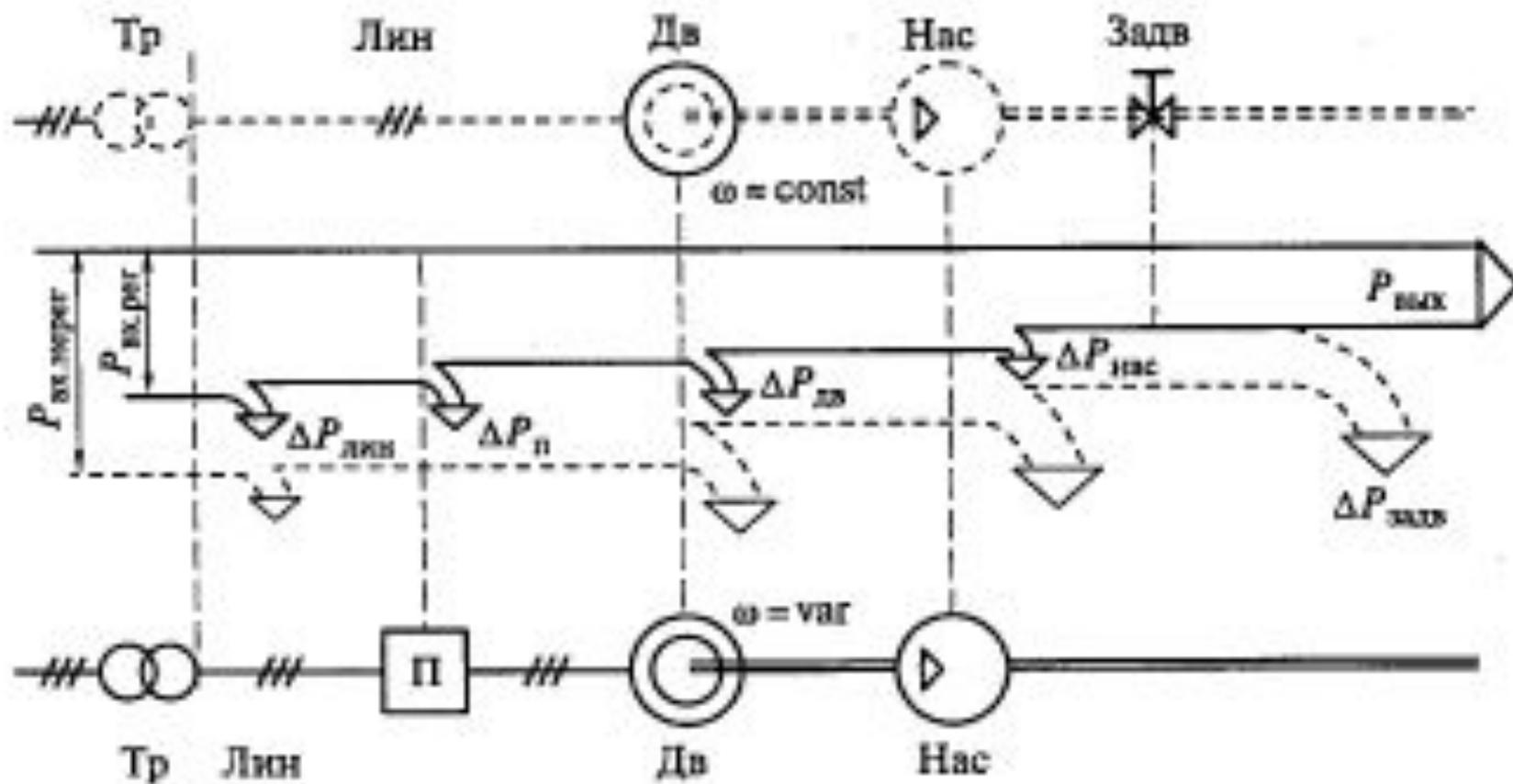
$$H_{\text{маг}} = H_{\text{нас}} \frac{R_{\text{Г.маг}}}{R_{\text{Г.вн}} + R_{\text{Г.маг}}}$$



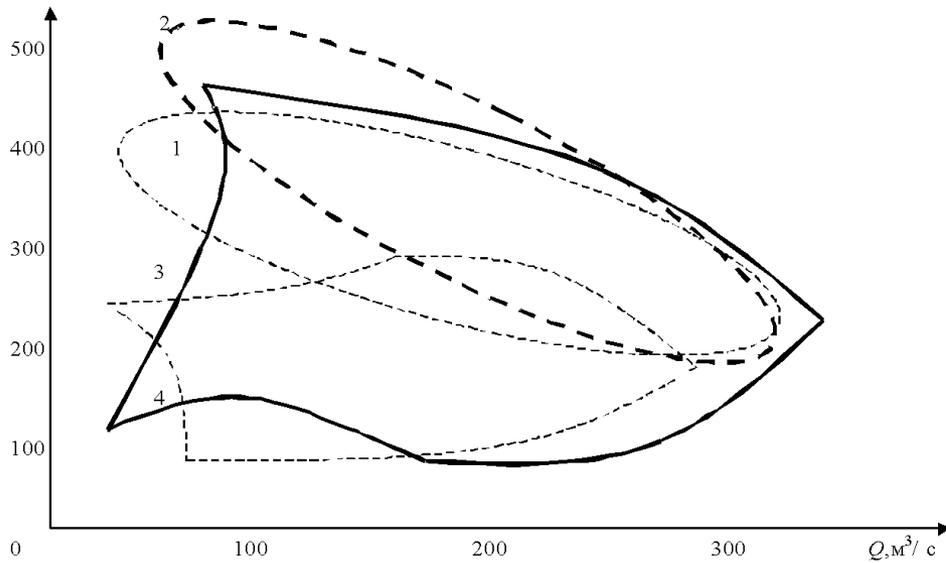
$$I = \frac{E}{R_{\text{вн}} + R_{\text{н}}};$$

$$U_{\text{нагр}} = E \frac{R_{\text{нагр}}}{R_{\text{вн}} + R_{\text{н}}}$$

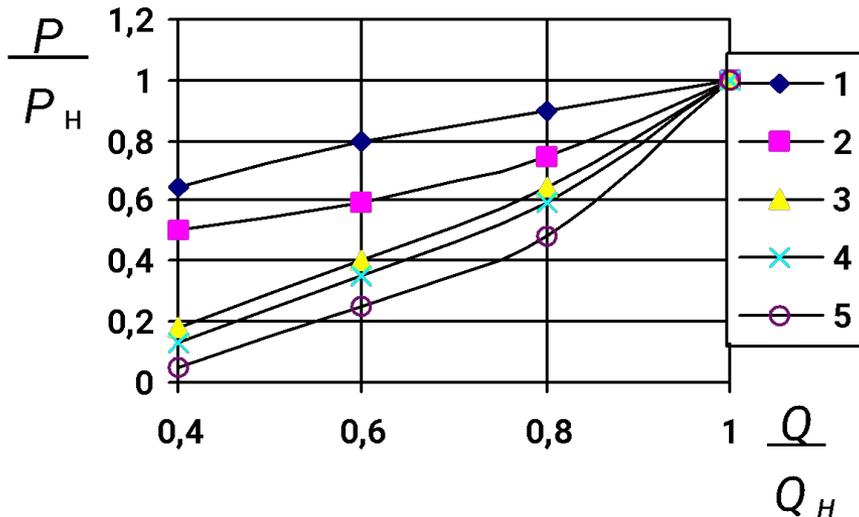
# Энергетическая диаграмма регулируемого ЭП



$H, \text{ кгс/м}^2$



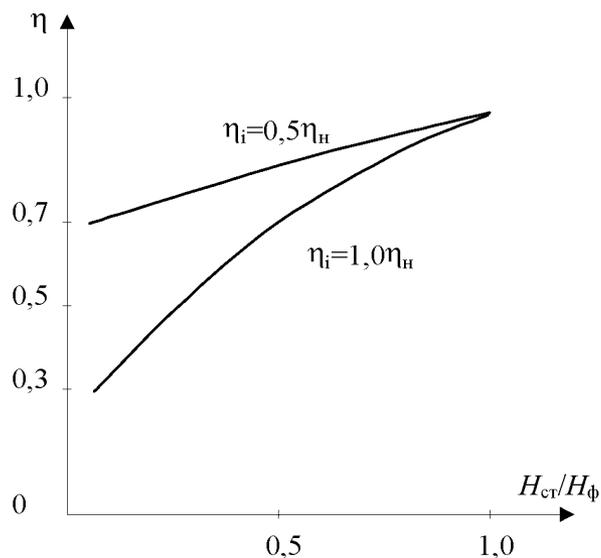
Области экономической работы центробежных и осевых вентиляторов в зависимости от способа регулирования (1 – ВЦД-3,5 и 2 – ВЦД-32 – регулирование направляющим аппаратом; 3 – ВОД-30 - регулирование направляющим аппаратом и поворотом лопаток колеса; 4 – ВЦД-32 – регулирование скорости вращения с помощью регулируемого электропривода)



экономичность регулирования вентиляторных установок различными способами:  
1 – дроссельное регулирование;  
2 – направляющим аппаратом;  
3 – муфтами скольжения;  
4 – реостатное с АД;  
5 – каскадными схемами с АД.

Перемещение рабочих координат насоса по характеристике водовода при снижении подач может привести к выходу рабочих точек насоса из рабочей зоны, т.е. к снижению КПД, а в ряде случаев к кавитационному или помпажному режиму.

При снижении частоты вращения развиваемое насосом давление становится равным и ниже давления, создаваемого работой параллельных насосов, или геометрического подъема



КПД зависит как от частоты вращения, так и текущих координат насоса, водовода и противодействия в сети

В какой мере снижение КПД насоса при уменьшении оборотов компенсируется снижением напоров при движении по траектории водовода?

зависимости относительных удельных затрат электроэнергии  $W^*$  на перекачку единицы объема воды от относительной частоты вращения ( $n_i/n_n$ ) насоса при различных значениях противодействия в сети

