

## Турбомеханизмы

Насосы, вентиляторы и компрессоры (Н,В,К) относятся к числу наиболее распространенных и энергоемких механизмов на промышленных предприятиях и бытовой технике, потребляющие около 25% вырабатываемой в стране электроэнергии. Установленная мощность приводных электродвигателей Н, В, К колеблется от долей единиц до десятков тысяч киловатт. Например, для турбокомпрессоров - до 18000 кВт, насосов - до 73000 кВт, вентиляторов - до 5000 кВт. Так на Славянской ГРЭС установлены два насоса подачи по 3000 м<sup>3</sup>/ч при напоре 35 МПа.

Насосы предназначены для транспортирования жидких сред, а вентиляторы - газообразных.

Компрессоры - предназначены для получения и транспортирования сжатого воздуха или другого какого - либо газа.

По принципу подачи рабочей среды и конструкции рассматриваемые механизмы бывают:

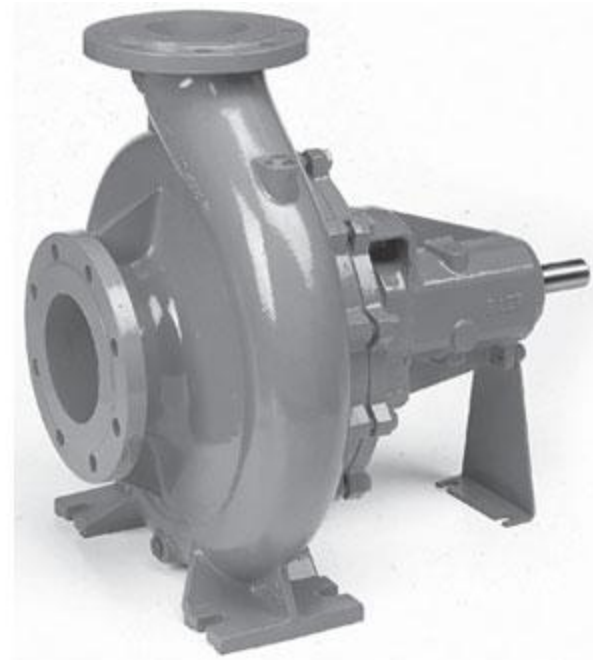
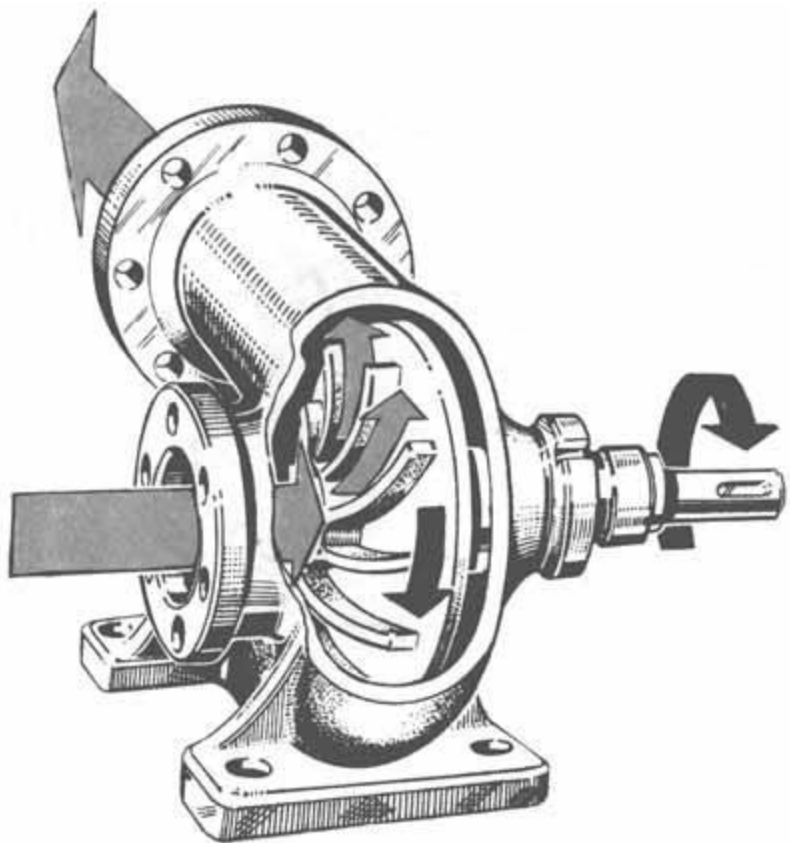
насосы - центробежные, осевые, поршневые, ротационные, винтовые и шестеренчатые;

вентиляторы - центробежные и осевые;

компрессоры - центробежные, осевые (турбокомпрессоры), поршневые, ротационные и винтовые.

Наибольшее распространение получили механизмы центробежного и поршневого типов.

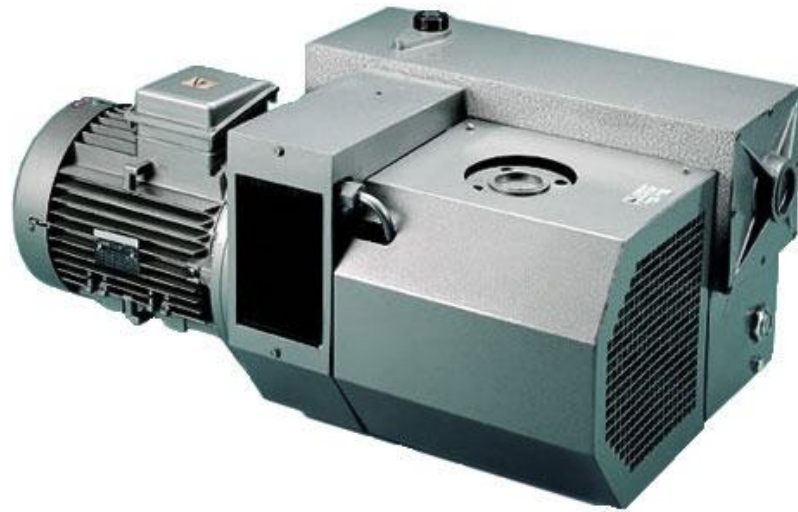
Центробежные механизмы характеризуются простотой конструкции, надежностью в эксплуатации, равномерной подачей рабочей среды, возможностью больших подач.



Характерным признаком центробежных насосов является непрерывный поток жидкости. Рабочий орган насоса, ротор с лопатками, смонтирован на вращающемся валу насоса, который чаще всего подключается непосредственно к приводному электродвигателю. Лопатки вращающегося ротора передают энергию двигателя жидкости, протекающей через насос, создавая при этом давление, под воздействием которого жидкость идет от входа к выходу.



Центробежные насосы для использования в системах отопления, холодного и горячего водоснабжения



**Вакуумные насосы** предназначены для создания и поддержания вакуума в различных технологических устройствах, системах и установках

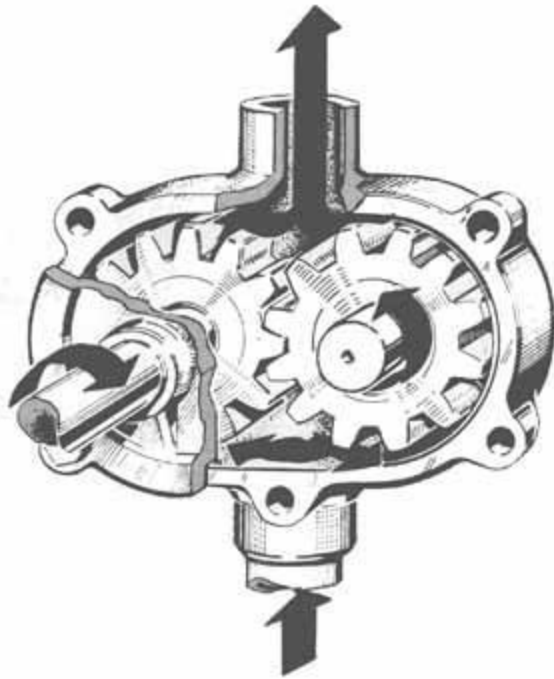


Горизонтальные центробежные насосы для перекачивания кислот и щелочей



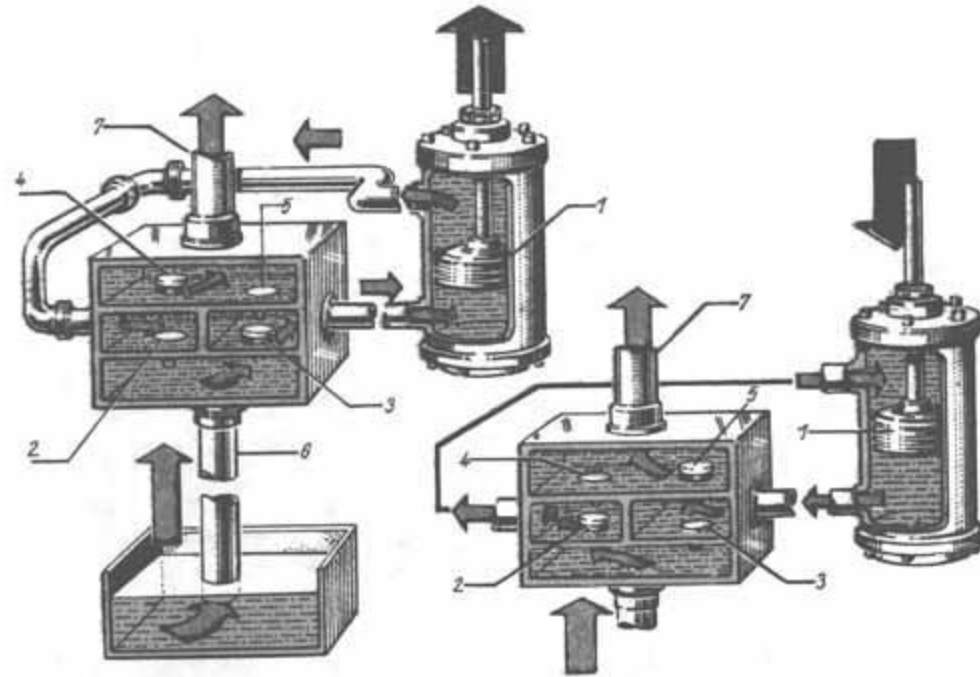
Вертикальные насосы высокого давления

## Объемные насосы



### Шестеренный насос

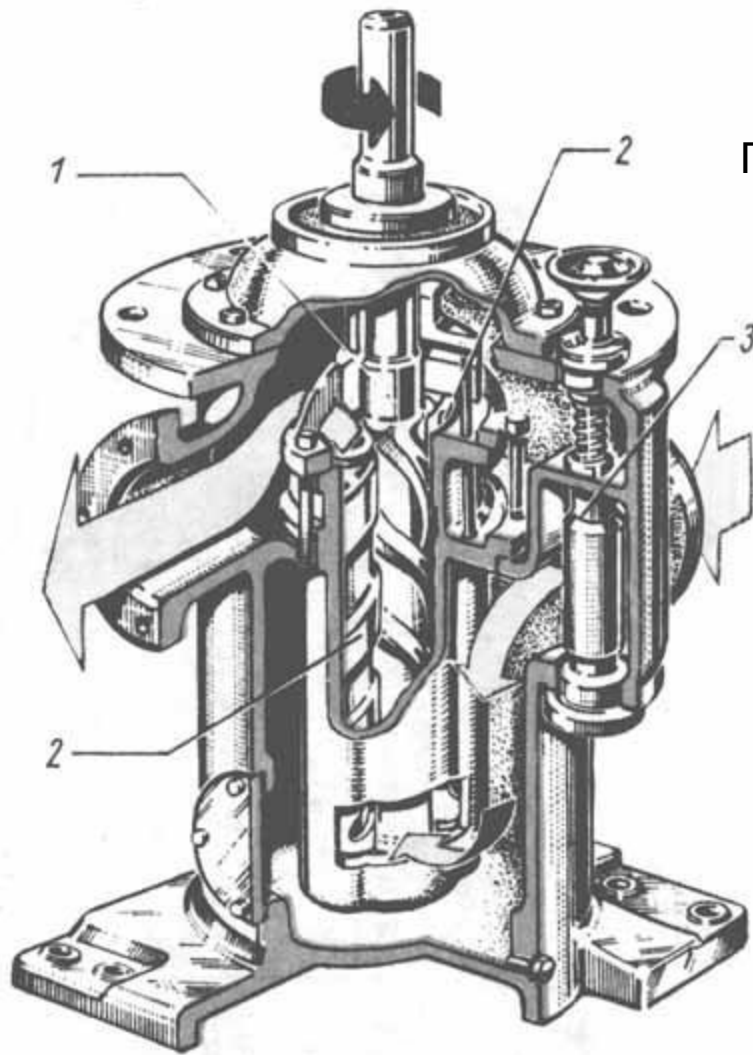
Подающий элемент состоит из двух зубчатых колес, помещенных в герметическом корпусе. Одно из зубчатых колес приводится во вращение, например, электродвигателем. При вращении колес зубцы, выступающие из зубчатого венца, вызывают увеличение объема в насосе, за счет чего жидкость всасывается нижним входным патрубком. Отдельные количества поступившей жидкости последовательно накапливаются в промежуточном пространстве между зубчатыми колесами и подаются между корпусом насоса и колесами к их внешней стороне. Наконец, жидкость поступает в камеру сжатия. За счет последовательного вхождения колес в зубчатый венец жидкость выдавливается в напорный патрубок. Шестеренные насосы используются для выкачивания вязких жидкостей с хорошими смазочными свойствами, таких как масло, топливо и т. д.



Принцип действия поршневого насоса двойного действия.

- 1 — поршень;
- 2-5 — клапаны;
- 6 — всасывающая труба;
- 7 — напорная труба.

Достоинство поршневых механизмов - возможность обеспечения высоких давлений (до 100 МПа в случае компрессоров). Основной недостаток - конструктивная сложность. Механизмы поршневого типа различаются по способу действия (одинарного и двойного действия), по числу ступеней сжатия (одно-, многоступенчатые), количеству цилиндров (одно- и много- цилиндровые).



## Принцип действия винтового насоса

- 1 — ведущий вал;
- 2 — ведомые винты;
- 3 — предохранительно-перепускной клапан.

Винтовые насосы также относятся к группе объемных насосов. Жидкость от всасывающего патрубка поступает в промежуточные пространства между винтами, которые называются также камерами и расположены между ведущим винтом, подключенным непосредственно к двигателю, и ведомым. После поворота винтов на определенный угол жидкость в камере запирается; затем вдоль винтов она поступает вверх и оттуда нагнетается в напорный трубопровод. При слишком сильном повышении давления в камере сжатия открывается предохранительный клапан, и жидкость течет назад во впускную камеру.

Вентиляторы большой подачи чаще выполняются осевыми, они более надежны при запыленном воздухе (газе) и имеют сравнительно высокий КПД.

Центробежные Н, В, К относятся к механизмам с вентиляторной характеристикой.

Механизмы центробежного типа выполняются быстроходными, а поршневого - тихоходными.

Центробежные насосы перед пуском заливаются жидкостью. Применяются три способа пуска:

- При закрытой напорной задвижке.
- При открытой задвижке.
- С одновременным включением на открывание задвижки.

Первый способ пуска производится с небольшой нагрузкой (момент на валу двигателя составляет  $5 \div 20$  % номинального в начале пуска и  $(35 \div 50)$  в конце пуска), что является его достоинством.

Второй способ пуска рекомендуется как основной, малое время пуска. Этот способ особенно целесообразен, если насос находится ниже уровня жидкости в заборном резервуаре.

Третий способ – комбинация первых двух. Перед остановкой центробежного насоса, следует предварительно медленно закрыть запорную задвижку во избежание работы насоса в качестве гидротурбины под воздействием жидкости, находящейся в системе трубопровода.

Поршневые насосы включают при открытой задвижке на напорном трубопроводе, то есть под нагрузкой. Вентиляторы и компрессоры включают в работу без нагрузки то есть при закрытых задвижках со стороны всасывающего трубопровода, что составляет  $(20 \div 25\%) M_n$ .

Работа  $H$ ,  $V$ ,  $K$  характеризуется следующими основными параметрами: подачей, давлением (напором), мощностью, КПД, частотой вращения. Обычно подачу насосов выражают в  $\text{м}^3/\text{ч}$ ; компрессоров -  $\text{м}^3/\text{мин}$ , а вентиляторов - в  $\text{м}^3/\text{с}$ .

*Подача* - это количество (объем) жидкости или газа, перемещаемых машиной в единицу времени.

Подача может быть выражена по-разному:

$Q$  - объемная подача,  $[\text{м}^3/\text{с}]$ ;

$M_\gamma$  - массовая подача,  $[\text{кг}/\text{с}]$ .

$\rho$  - плотность среды,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

Между массовой и объемной подачей есть взаимосвязь:  $M_\gamma = \rho \cdot Q$

Подача определяется (измеряется) на входе машины, если транспортируется не сжимаемая среда, тогда подача на входе и выходе одинакова. Т.о. измерительные приборы расходов жидких сред в насосах предпочтительнее ставить на выходе, т.е. на нагнетательном трубопроводе.

*Подача насоса зависит от его конструкции, скорости вращения рабочего колеса, вязкости жидкости и характеристики трубопровода, по которому насос перемещает жидкость.*

*Напор насоса - это энергия, которую получает объем жидкости весом в 1 Ньютон при прохождении через насос.*

Обозначается напор  $H$  и измеряется в метрах столба рабочей (перекачиваемой) жидкости, [м]. Напор можно рассматривать и с геометрической точки зрения как высоту, на которую может быть поднят 1 Ньютон жидкости за счет энергии, вырабатываемой насосом.

*Давление* – разность удельных энергий жидкости в напорном и всасывающем патрубках насоса, необходимая для подъема жидкости на заданную высоту и для преодоления сил трения в трубопроводе.

*Характеристикой насоса* называют графические зависимости основных его параметров от давления для объемных насосов и от подачи для динамических насосов при постоянных значениях частоты вращения ротора, вязкости и плотности жидкости на входе в насос.

В динамических насосах при постоянных частоте вращения, размерах рабочих органов, вязкости и плотности существует определенная зависимость параметров от подачи  $Q$ . Кривая  $H=f(Q)$ , называемая напорной характеристикой, имеет особое значение при эксплуатации насосов. Характеристики насоса обычно получают экспериментально. Кривые  $H(Q)$ ,  $N(Q)$  и характеризуют энергетические качества насоса; кривая  $H_e(Q)$  дает представление о всасывающей способности насоса.

По характеристикам выделяют режимы: *оптимальный* - режим работы насоса при наибольшем значении к.п.д.; *номинальный* - режим, обеспечивающий заданные технические параметры насоса; номинальный режим должен находиться в рабочей части характеристики.

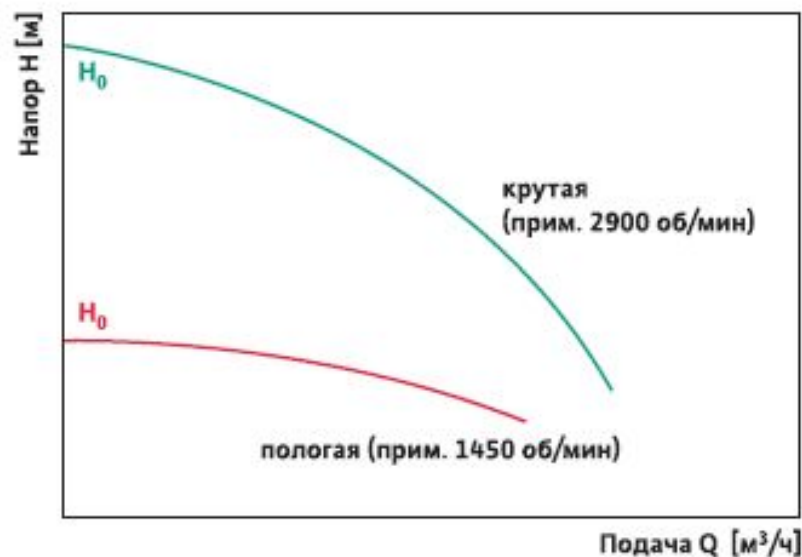


*Напорная характеристика зависит от конструкции насоса (модели), скорости вращения рабочего колеса и вязкости перекачиваемой жидкости. Напорная характеристика насоса дает представление о **возможностях данного насоса**.*

Вертикальная ось (ось ординат) отражает напор насоса (Н), выраженный в метрах [м]. Возможны также другие масштабы шкалы напора. При этом действительны следующие соотношения:

$$10 \text{ м в.ст.} = 1 \text{ бар} = 100\,000 \text{ Па} = 100 \text{ кПа}$$

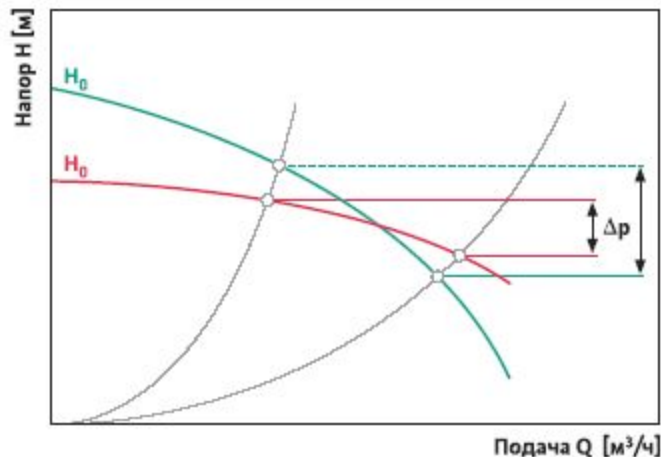
На горизонтальной оси (ось абсцисс) нанесена шкала подачи насоса (Q), выраженной в кубометрах в час [м<sup>3</sup>/ч]. Возможны также другие масштабы шкалы подачи, например [л/с]. Форма характеристики показывает следующие виды зависимости: энергия электропривода (с учетом общего КПД) преобразуется в насосе в такие формы гидравлической энергии, как давление и скорость. Если насос работает при закрытом клапане, он создает максимальное давление. В этом случае говорят о напоре насоса  $H_0$  при нулевой подаче.



Когда клапан начинает медленно открываться, перекачиваемая среда приходит в движение. За счет этого часть энергии привода преобразуется в кинетическую энергию жидкости. Поддержание первоначального давления становится невозможным. Характеристика насоса приобретает форму падающей кривой. Теоретически характеристика насоса пересекается с осью подачи. Тогда вода обладает только кинетической энергией, то есть давление уже не создается. Однако, так как в системе трубопроводов всегда имеет место внутреннее сопротивление, в реальности характеристики насосов обрываются до того, как будет достигнута ось подачи.

Напорные характеристики насосов представляют в справочниках и каталогах насосного оборудования.

Напорная характеристика насоса **не зависит от плотности перекачиваемой жидкости, но зависит от вязкости жидкости**. Чем больше вязкость жидкости, тем ниже располагается напорная характеристика. В справочниках приводятся напорные характеристики насосов для перекачки воды, поэтому, если необходимо перекачивать жидкость, имеющую вязкость, сильно отличающуюся от вязкости воды, то характеристику, взятую из справочника, нужно пересчитать (перестроить) по определенной методике.



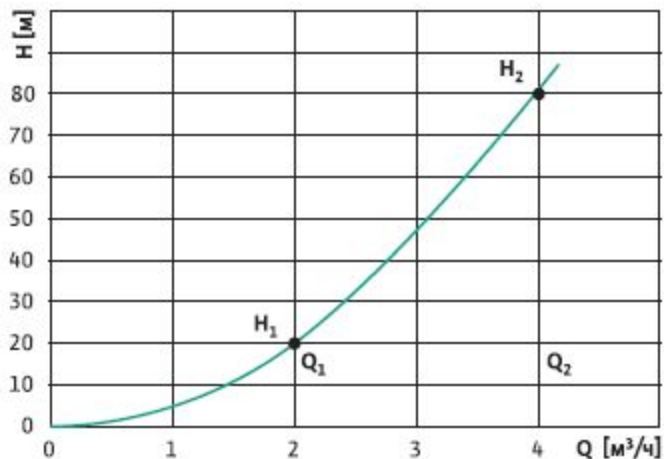
*Различная крутизна при идентичном корпусе и рабочем колесе насосов (например, в зависимости от частоты вращения)*

При этом крутизна характеристики и смещение рабочей точки влияет также на изменение подачи и напора:

- пологая кривая – большее изменение подачи при незначительном изменении напора;
- крутая кривая – большое изменение подачи при значительном изменении напора.

Трение, имеющее место в трубопроводной сети, ведет к потере давления перекачиваемой жидкости по всей длине. Кроме этого, потеря давления зависит от температуры и вязкости перекачиваемой жидкости, скорости потока, свойств арматуры и агрегатов, а также сопротивления, обусловленного диаметром, длиной и шероховатостью стенок труб.

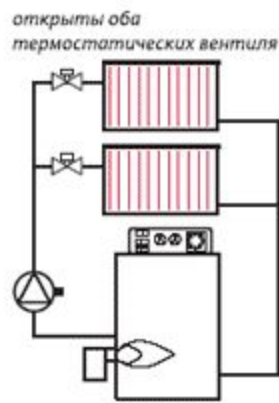
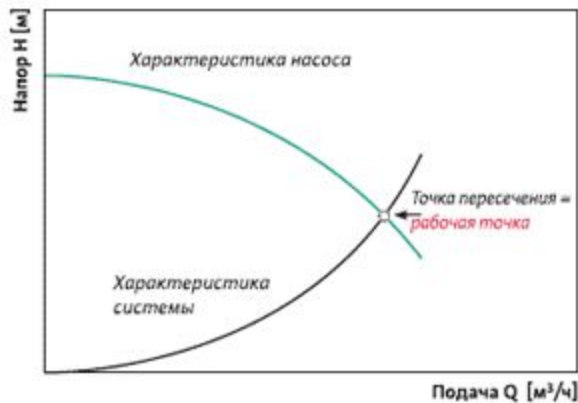
Потеря давления отображается на графике в виде характеристики системы.



Причиной гидравлического сопротивления, имеющего место в трубопроводной сети, является трение воды о стенки труб, трение частиц воды друг о друга, а также изменение направления потока в фасонных деталях арматуры.

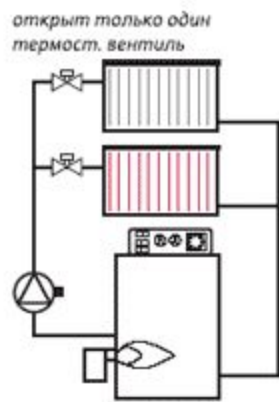
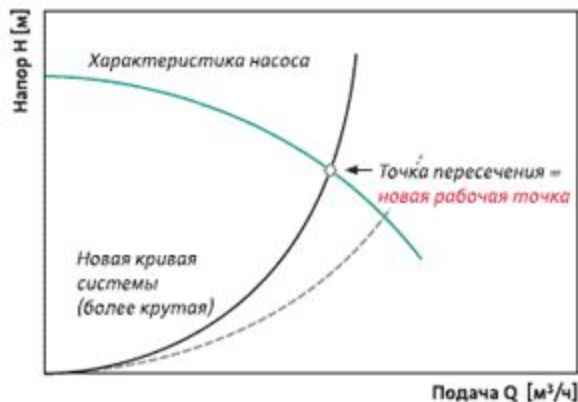
При изменении подачи, например, при открывании и закрывании термостатических вентилей, изменяется также скорость потока и, тем самым, сопротивление.

Точка, в которой пересекаются характеристики насоса и системы, является **рабочей точкой системы и насоса**. Это означает, что в этой точке имеет место равновесие между полезной мощностью насоса и мощностью, потребляемой трубопроводной сетью. Напор насоса всегда равен сопротивлению системы. От этого зависит также подача, которая может быть обеспечена насосом.



При этом следует иметь в виду, что подача не должна быть ниже определенного минимального значения. В противном случае это может вызвать слишком сильное повышение температуры в насосной камере и, как следствие, повреждение насоса. Во избежание этого следует неукоснительно соблюдать инструкции производителя.

Рабочая точка за пределами характеристики насоса может вызвать повреждение мотора. По мере изменения подачи в процессе работы насоса также постоянно смещается рабочая точка.



Высотой всасывания называют расстояние по вертикали от уровня жидкости в расходном резервуаре до всасывающего патрубка насоса.

**Допустимая высота всасывания** - это максимальное расстояние по вертикали от уровня жидкости в расходном резервуаре до всасывающего патрубка насоса, при котором не возникает кавитации.

Кавитация - крайне нежелательное явление, заключающееся в образовании пузырьков из пара перекачиваемой жидкости, поступающей в насос, и резком схлопывании этих пузырьков внутри насоса. Пузырьки образуются, если давление в потоке жидкости снижается до давления ее насыщенного пара. Обычно во всасывающем трубопроводе давление снижается от расходного резервуара до насоса. Поэтому минимальное давление (максимальное разрежение) действует перед насосом или на входе в рабочее колесо насоса. Именно там и проявляется кавитация. Это явление сопровождается вибрацией в трубопроводной системе и насосе и ведет к быстрому разрушению рабочих органов насоса. Чтобы кавитации не возникало, высота всасывания должна быть меньше допустимой.

Мощность, развиваемая насосом, выводится из выражения энергии, сообщаемой движущейся жидкости в единицу времени:

$$A = \frac{mv^2}{2}, \quad (1)$$

$m = S \cdot v \cdot \rho$  – масса жидкости, проходящая через нагнетательную трубу, кг/с;  
 $v$  – скорость жидкости, м/с;  
 $S$  – поперечное сечение нагнетательного трубопровода, м<sup>2</sup>;  
 $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Подставляя значение массы в уравнение (1) получим, что мощность:

$$P = \frac{S \cdot \rho \cdot v^3}{2} 10^{-3} \text{ кВт.} \quad (2)$$

Если учесть, что  $Sv = Q$  – подача насоса м<sup>3</sup>/с,  $\frac{\rho v^2}{2} = H$  – напор, Н/м<sup>2</sup> (Па),

то мощность и момент на валу двигателя определяется из выражения:

$$P = \frac{QH}{\eta} \quad M = \frac{P}{\omega} \quad (3)$$

$\omega$  – скорость двигателя, с<sup>-1</sup>;  
 $\eta$  – кпд насоса, включающий гидравлический кпд  $\eta_{\text{г}} = (0,8 \dots 0,96)$  и  $\eta_{\text{о}} = (0,96 \dots 0,98)$ .  
 $\eta_{\text{г}}$  – объемный

Напор часто выражают в метрах водяного столба. В этом случае

$$P = \frac{Q \cdot H \cdot \rho}{102\eta} \text{ кВт.}$$

Принимая, что скорость движения жидкости

$$v = \omega R$$

$R$  – радиус колеса:

$$\frac{Q}{Q_H} = \frac{\omega}{\omega_H} \quad \frac{H}{H_H} = \frac{\omega^2}{\omega_H^2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2} = const \quad (4)$$

Зависимости момента и мощности на основании (3) и (4) выражаются соотношениями:

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

Эксплуатационные свойства механизмов центробежного типа определяются  $Q-H$

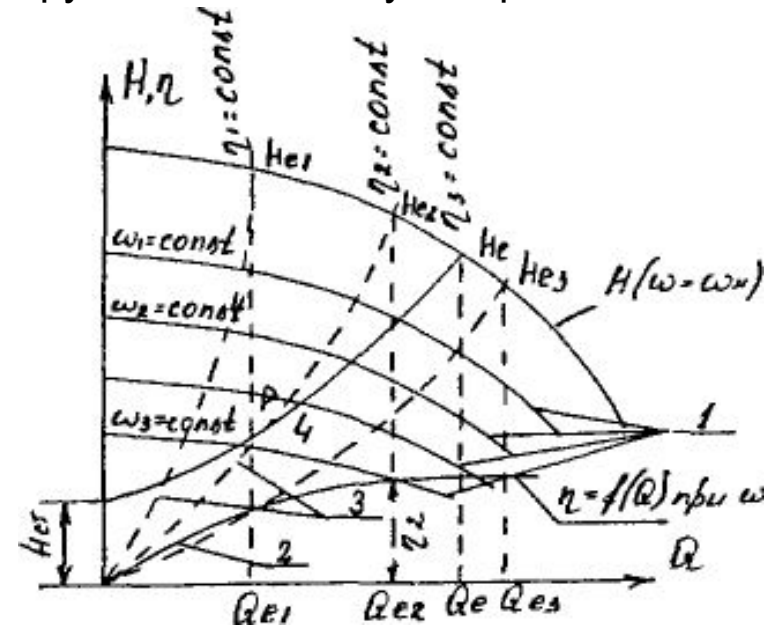
характеристикой и зависимостью механической мощности и кпд от подачи при  $\omega = const$

Расчет указанных характеристик представляет трудности, поэтому на практике пользуются типовыми зависимостями

$$H = f(Q), \quad \eta = f(Q), \quad P = f(Q),$$

которые приводятся в каталогах для насосов при неизменной номинальной скорости  $\omega_H$

$Q-H$  характеристики для скорости, отличной от номинальной, получают с помощью уравнений пропорциональности (3), (4).



Для этого задается ряд значений  $Q_e$ , которым соответствует значение  $H_e$  исходной естественной характеристики с  $\omega_H = const$ .

В соответствии с (4) рассчитывают параболы  $H = H_e \left( \frac{Q}{Q_e} \right)^2$ , проходящие через выбранные точки  $(H_{e1}, H_{e2}, H_{e3})$  на исходной характеристике.

Каждой точке параболы согласно (4) соответствует определенная скорость механизма

$$\omega = \omega_H \frac{Q}{Q_e} . \text{ Соединяя точки парабол с одинаковым значением } \omega , \text{ определяют } Q-H$$

- характеристику для  $\omega = const$

Так как уравнения пропорциональности получены в предположении постоянства  $\eta_T$  и  $\eta_o$ , то указанные параболы (кривые 3) оказываются линиями постоянного КПД механизма.

Установившийся режим работы насоса при постоянной скорости определяется графическим или аналитическим способами. При графическом – установившийся режим определяется точкой пересечения соответствующей  $Q-H$ -характеристики турбомеханизма и характеристики магистрали, подключенной к насосу.

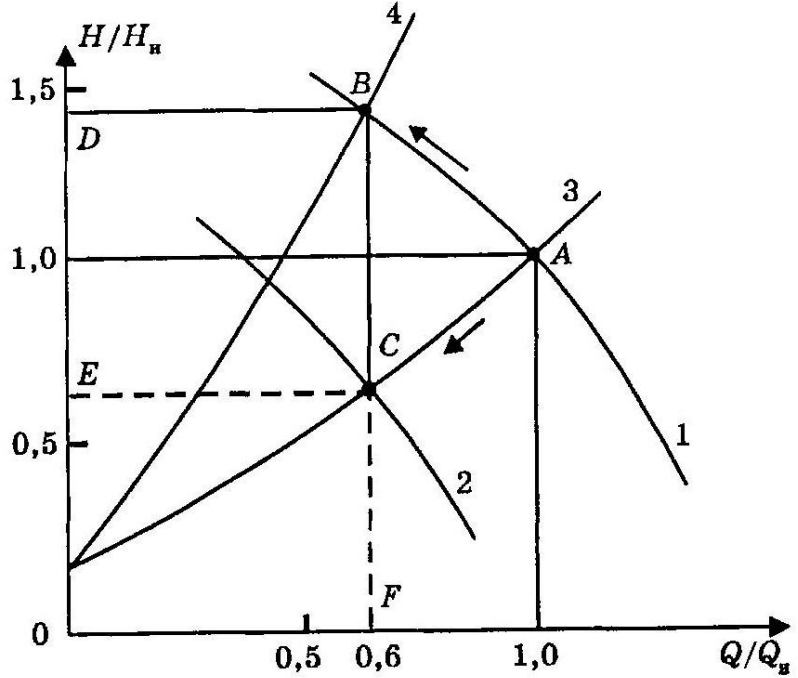
$$H = H_{cm} + R \cdot Q^2 \quad (5) \quad H_{cm} = H_{вс} + H_{наг} \quad - \text{ сумма высот всасывания и нагнетания.}$$

Если насос находится ниже уровня всасывания,  $H_{cm} = H_{наг} - H_{вс}$ .

При отсутствии статического напора характеристика трубопровода имеет вид кривых 3.

Если скорость расчетной точки отличается от номинальной, то соответствующее этой скорости значение кпд определяется следующим образом. Через расчетную точку (например  $P$  на рис.2.2) проводится парабола до пересечения с номинальной  $H-Q$ -характеристикой. Точка пересечения дает значение  $Q_{e2}$  которое определяет по кривой  $\eta = f(Q)$  значение кпд.

При аналитических расчетах  $Q-H$ -характеристику описывают эмпирической формулой.



Сравнительные характеристики способов



## Расчет необходимой мощности двигателей Н, В, К

Природа возникновения сил на валу механизмов Н, В, К сравнительно сложная, поэтому требуемая мощность определяется по приближенным формулам.

Мощность на валу двигателя насоса (кВт):

$$P = \frac{Q \cdot H \cdot \rho \cdot g \cdot h}{\eta_H \cdot \eta_{II}} \cdot 10^{-3} = \frac{Q \cdot H \cdot \rho \cdot g \cdot h}{102 \cdot \eta_H \cdot \eta_{II}}$$

$Q$  - подача насоса м<sup>3</sup>/с;

$g=9,81$  м/с<sup>2</sup> - ускорение свободного падения;

$H$  - суммарный напор, м;

$\rho$  - плотность перекачиваемой жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_H$  - КПД насоса (для центробежных насосов с давлением до 40 кПа);  $\eta_H = 0,3 \div 0,6$ ; с давлением свыше 40кПа,  $\eta_H = 0,6 \div 0,8$ ; для поршневых насосов  $\eta_H = 0,7 \div 0,9$ ;

$\eta_{II}$  - КПД передачи;

$k_3$  - коэффициент запаса, учитывающий неподдающиеся расчету факторы (для двигателей мощностью до 50 кВт  $k_3=1,2$ ;  $k_3=1,15$  при мощности 50÷250 кВт; и свыше 250 кВт  $k_3=1,05 \div 1$ ).

Суммарный напор (дифференциальный или манометрический) складывается из трех составляющих:

$$H = H_{\text{в}} + H_{\text{н}} + \Delta H,$$

$H_{\text{в}}$  - высота всасывания, м;

$H_{\text{н}}$  - высота нагнетания, м;

$\Delta H$  - высота, соответствующая потерям напора в магистрали (динамический напор).

$$\Delta H = k_{\text{маг}} \cdot Q^2,$$

$k_{\text{маг}}$  - коэффициент сопротивления магистрали;

$H_{\text{в}}+H_{\text{н}}$  - геодезический напор.

## Мощность на валу двигателя вентилятора (кВт):

$$P = \frac{k_3 \cdot Q \cdot H}{\eta_g \cdot \eta_n} \cdot 10^{-3},$$

$Q$  - подача вентилятора, м<sup>3</sup>/с;

$H$  - напор, Па;

$\eta_g$  – КПД вентилятора (для центробежных вентиляторов  $\eta_g=0,4\div0,7$ ; для осевых  $\eta_g=0,5\div0,85$ );

$\eta_n$  - КПД передачи;

$k_3=1,05\div1,3$  – коэффициент запаса (большие значения относятся к меньшей мощности).

## Мощность на валу двигателя компрессора (кВт)

$$P = k_3 \cdot \frac{Q \cdot (A_u + A_a)}{2 \cdot \eta_k \cdot \eta_n} \cdot 10^{-3},$$

$Q$  - подача компрессора, м<sup>3</sup>/с;

$A_u$  - удельная работа изотермического сжатия (Дж/м<sup>3</sup>) до давления  $P_2$ ;

$A_a$  - удельная работа адиабатического сжатия (Дж/м<sup>3</sup>) до давления  $P_2$ ;

$P_2$  - конечное избыточное давление сжатия, Па.

$\eta_k$  - КПД компрессора ( $=0,6\div0,8$ );

$\eta_n$  – КПД передачи;

$k_3=1,05\div1,3$  – коэффициент запаса (больше относятся к меньшей мощности и наоборот).

Значения изотермической и адиабатической работ сжатия 1 м<sup>3</sup> атмосферного воздуха при различных давлениях  $P_2$ .

Параметр	Значения параметра									
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$P_2$ , МПа	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
Дж/м <sup>3</sup> , $A_u$	39730	67690	107900	136300	157900	175600	191300	204000	216000	225500
Дж/м <sup>3</sup> , $A_a$	42200	75500	126500	167800	201100	230500	256000	280600	301200	320800

## Ориентировочные значения основных параметров К и В:

Рабочая машина	Тип	Подача, м <sup>3</sup> /мин	Степень повышения давления
Компрессоры	Поршневые	≤500	2,5 - 1000
	Роторные	≤500	3-12
	Центробежные	100-4000	3 -20
	Осевые	100-150000	2-20
Вентиляторы	Центробежные	≤6000	1-1,15
	Осевые	50-10000	1 - 1,04

## Коэффициенты полезного действия Н, В, К

Наименование механизма	Коэффициент полезного действия
Центробежные Н, В, К большой мощности	0,75-0,42
Центробежные Н малой и средней мощности	0,6-0,75
Осевые Н и В	0.7-0.4
Осевые К	0,8-0,9
Поршневые Н	0.65-0.85
Поршневые К	0.5-0.8
Роторные Н	0.6-0,9
Роторные К	0,5-0,7

## Требования к электроприводу Н, В, К

ЭП Н, В, К, характеризуется:

- Продолжительным режимом работы со спокойной нагрузкой.
- Широким диапазоном используемых мощностей - от сотен Вт до нескольких десятков МВт.
- Целесообразностью регулирования скорости по технологическим и энергетическим соображениям.
- Как правило, небольшим диапазоном регулирования скорости,  $D=(2-3):1$ .
- Отсутствием необходимости реверсирования в силу особенностей конструкции и условий техпроцесса (исключение составляют осевые машины, для которого реверсирование скорости позволяет изменять направление подачи).
- Отсутствием генераторного режима.

Для возникновения генераторных режимов Н, В, К необходимо создание условий, при которых направление подачи изменяется (жидкость или газ должны перетекать с выхода на вход машины). Такие режимы по технологическим условиям являются аварийными, во избежание их появления на стороне выхода механизма устанавливают обратный клапан, который автоматически закрывается при возникновении обратных потоков газообразных или жидких сред через механизм.

Характерными особенностями лопастных машин является снижение момента при уменьшении скорости, возможность облегченного пуска при закрытой задвижке, большой момент инерции центробежных вентиляторов. Спецификой объемных (поршневых, роторных) механизмов являются пульсации момента на валу с постоянным, не зависящим от скорости средним его значением и невозможностью пуска при закрытой задвижке.

Указанные выше особенности, в первую очередь широкий диапазон мощностей Н, В, К и целесообразность регулирования скорости, определяют многообразие систем ЭП, применяемые для этих механизмов.

## Системы ЭП насосов, вентиляторов, компрессоров

В ЭП Н, В, К применяются двигатели мощностью от долей кВт (небольшие маслососы и вентиляторы) до нескольких МВт (нагнетательные турбокомпрессоры магистральных трубопроводов, шахтные вентиляторные установки главного проветривания, дымососы, насосы на станциях магистральных нефтепроводов).

Выбор системы ЭП определяется в первую очередь одним обстоятельством: требуется ли регулирование подачи установки. Регулирование может быть незначительным и глубоким.

Подачу можно регулировать несколькими способами:

- изменением частоты вращения приводного двигателя (электрический способ);  
изменение результирующего сопротивления магистрали с помощью задвижек (механический способ);
- посредством специальных устройств, расположенных в самом механизме (направляющие лопатки);
- изменением числа механизмов, работающих на одну магистраль;
- комбинированным способом.

В большинстве случаев при технико-экономическом сопоставлении способов регулирования, предпочтение отдается электрическому способу.

Классификация Н, В, К установок производится по установленной мощности приводного двигателя:

- Малой мощности: 5÷50 кВт;
- Средней мощности: 50÷500 кВт;
- Большой мощности: 500÷10000 кВт и выше.

## Системы ЭП Н, В, К установок

1. Асинхронный ЭП с АДкзр - скорость не регулируется, регулируется,  $P_H < 1000$  кВт; если синхронный двигатель, то  $P_H < 20-30$  МВт.
  2. Асинхронный ЭП системы ТРН - АДкзр,  $P_H < 100$  кВт,  $D=(1,2 \div 1,5)$ .
  3. Асинхронный ЭП с АДфр и реостатным управлением,  $P_H < 5000$  кВт,  $D=(1,2 \div 2):1$ .
  4. Асинхронный ЭП с двухскоростным (многоскоростным) АД,  $P_H < 1400$  кВт,  $D=(1,2 \div 2):1$ .
  5. Асинхронный ЭП с АДкзр или СД с муфтой скольжения (электрические, гидравлические),  $P_H < 200$  кВт,  $D=(1,5 \div 2):1$ .
  6. Двухдвигательный синхронно-асинхронный ЭП. Используется при тяжелых пусковых режимах  $P_H < (20 \div 30)$  МВт,  $D=2:1$ .
  7. Асинхронный вентильный каскад (необходимы дополнительные пусковые устройства),  $P_H < 5000$  кВт,  $D=(1,2 \div 2):1$ .
  8. Асинхронный ЭП с АД двойного питания,  $P_H < 5000$  кВт,  $D=2:1$ . Необходимы дополнительные пусковые устройства.
  9. Асинхронный ЭП системы ПЧ - АД или ПЧ - СД,  $P_H < 5000$  кВт  $D=10:1$ .
  10. ЭП постоянного тока системы ТП-Д,  $D=10:1$ .
  11. ЭП постоянного тока системы ТП-Д с бесконтактным ДПТ,  $P_H < 20-30$  МВт,  $D=10:1$ .
- Перспективная система ЭП.
12. ЭП с линейным АД. Перспективная система ЭП для поршневых машин.
- В механизмах, не требующих регулирования подачи, в качестве приводных двигателей используются АДкзр (малой и средней мощности) и синхронные – в механизмах средней и большой мощности. Если прямой пуск АДкзр невозможен, применяются АДфр.

При мощности установок более 200÷300 кВт предпочтение отдаётся СД в силу его ряда преимуществ:

- Возможность выбора оптимального режима по реактивной энергии, что позволяет улучшить коэффициент мощности промышленного предприятия;
- Меньшая чувствительность к колебаниям напряжения сети;
- Жёсткость характеристики,  $\omega = \text{const}$  независящая от нагрузки.

Для поршневых механизмов, работающих с переменной нагрузкой на валу, применяются СД: тихоходные с большей перегрузочной способностью, повышенным моментом инерции и большими значениями входного (предсинхронного) момента.

В настоящее время в СД применяются тиристорные возбуждательные устройства, поставляемые в комплектном виде.

Тиристорные возбуждители могут выполнять:

- пуск двигателя с включением и отключением пускового резистора в цепи обмотки возбуждения;
- подачу напряжения возбуждения при пуске двигателя в зависимости от времени или от тока статора;
- ручное и автоматическое регулирование тока возбуждения;
- форсирование возбуждения при снижении напряжения сети и резких набросах нагрузки на валу;
- форсирование гашения поля возбуждения при нормальных и аварийных отключениях электродвигателя;
- защиту ротора от токов короткого замыкания и длительной перегрузки по току;
- защиту пускового резистора от перегрева и тиристорного преобразователя от токов короткого замыкания.

В механизмах, требующих регулирования подачи, используются следующие системы ЭП:

Установки малой и средней мощности:

- ЭП с АДкзр и дросселями насыщения или ЭП переменного тока системы ТРН-АД.
- ЭП переменного тока с АДкзр с использованием электромагнитной муфты скольжения.
- ЭП переменного тока с трехфазным АДфр.
- ЭП системы ПЧ-АД.

Для средней и большой мощности установок

1. Системы ТП-Д, реже Г-Д.
2. Вентильно-машинные и асинхронно-вентильные каскады (АВК).
3. ПЧ-АД.



## Особенности работы центробежных насосов и требования к их ЭП

Центробежные насосы являются массовыми и энергоёмкими механизмами. На привод этих насосов расходуется колоссальное количество электроэнергии, составляющее около 20 % всей вырабатываемой электроэнергии.

Мощность приводов насосов лежит в пределах от нескольких киловатт до нескольких десятков тысяч кВт. Мощность насосов электростанций достигает 25000 кВт.

По назначению различают следующие группы насосов.

1. Коммунального и промышленного водоснабжения.
2. Циркуляционные (для охлаждения или для отопления).
3. Питательные (для котлов).
4. Водоотлива (шахты).
5. Погружные (нефть или вода из скважин).
6. Для транспортировки угольной или другой пульпы.

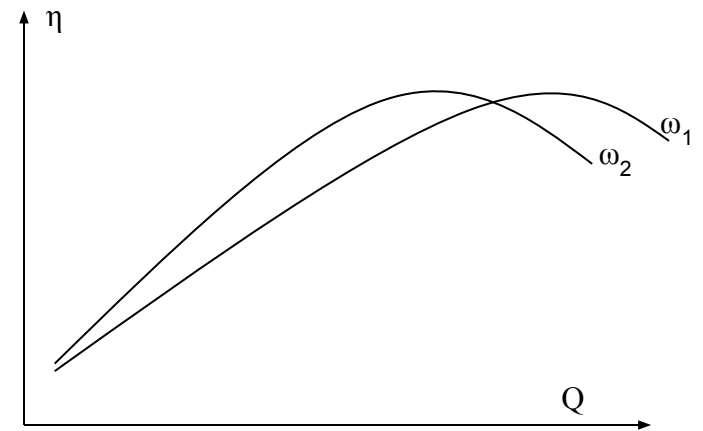
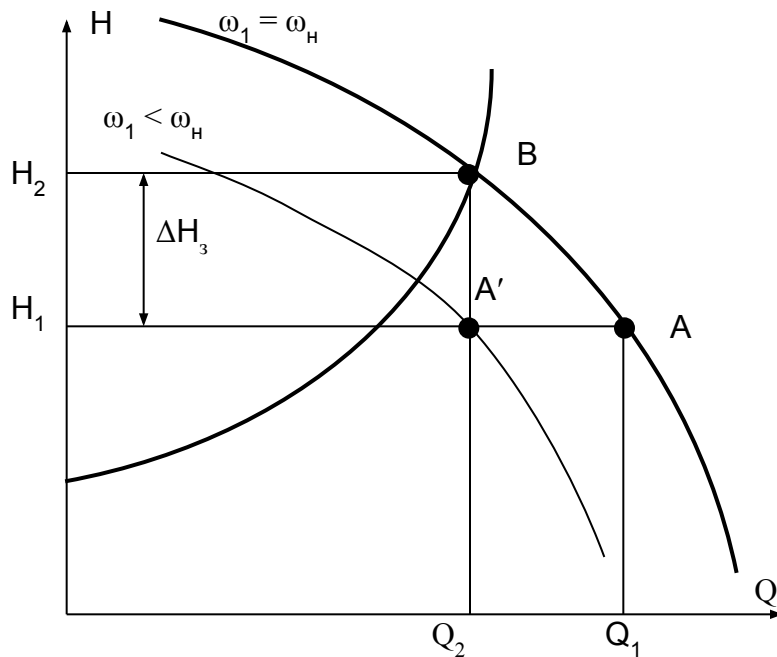
Насос, как правило, работает на сеть с противодавлением, причём статический напор сети обычно не менее 20 % полного напора. Исключением являются лишь циркуляционные насосы, работающие на сеть без подпора. Обычно эти насосы оснащаются нерегулируемым ЭП. В этом случае регулирование подачи осуществляется единственным способом: дросселированием на стороне нагнетания (неполное открытие задвижки).

Регулирование подачи применяют в следующих случаях. При необходимости регулирования количества жидкости, подаваемой насосом в связи с требованиями технологического процесса или в связи со случайным изменением потребляемой жидкости. Например, подачу циркуляционного насоса системы охлаждения необходимо регулировать в зависимости от количества тепла, которое система охлаждения должна отвести. Подача системы водоснабжения должна регулироваться в соответствии с потребностями водопотребления.

## Особенности работы центробежных насосов и требования к их ЭП. Расчёт мощности ЭП насосов

При необходимости согласования характеристики с характеристикой насоса, если, например, требуется для подачи жидкости на определённую высоту при постоянном расходе или сопротивлении гидросети с напором  $H_1$ , то по каталогу выбирают насос с ближайшим большим напором при данном расходе ( $H_{\text{ном.н}} > H_1$ ), поэтому при работе насоса его напор должен быть снижен до величины  $H_1$ .

Если насос работает при постоянной частоте вращения, то единственным способом регулирования подачи является дросселирование. Это соответствует увеличению вредного сопротивления гидросети.



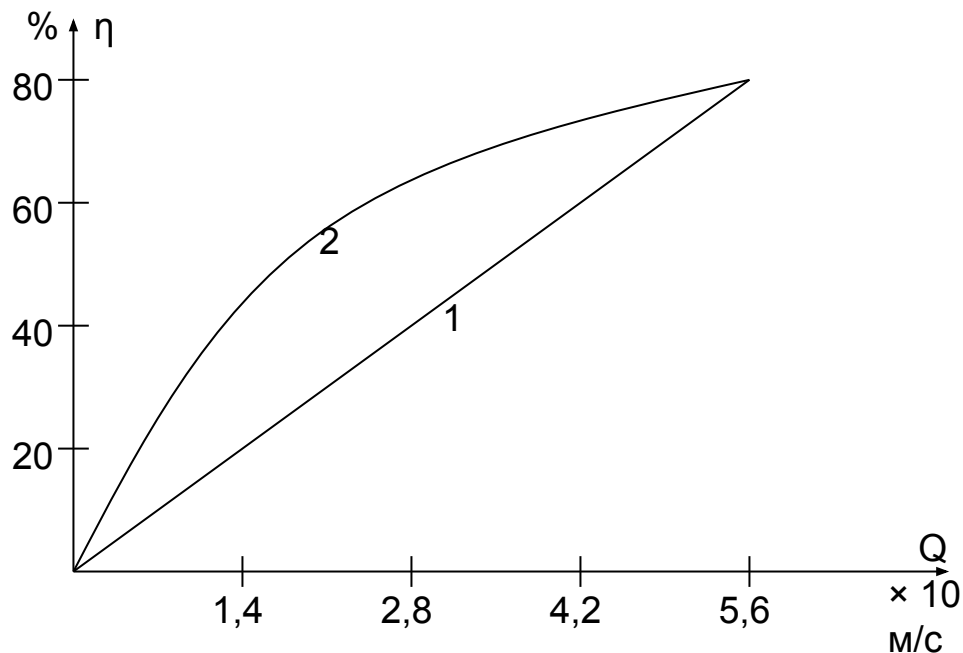
Кривые зависимостей  $H = f(Q)$

Кривые зависимостей  $\eta = f(Q)$

при регулировании подачи насоса задвижкой и изменением скорости вращения

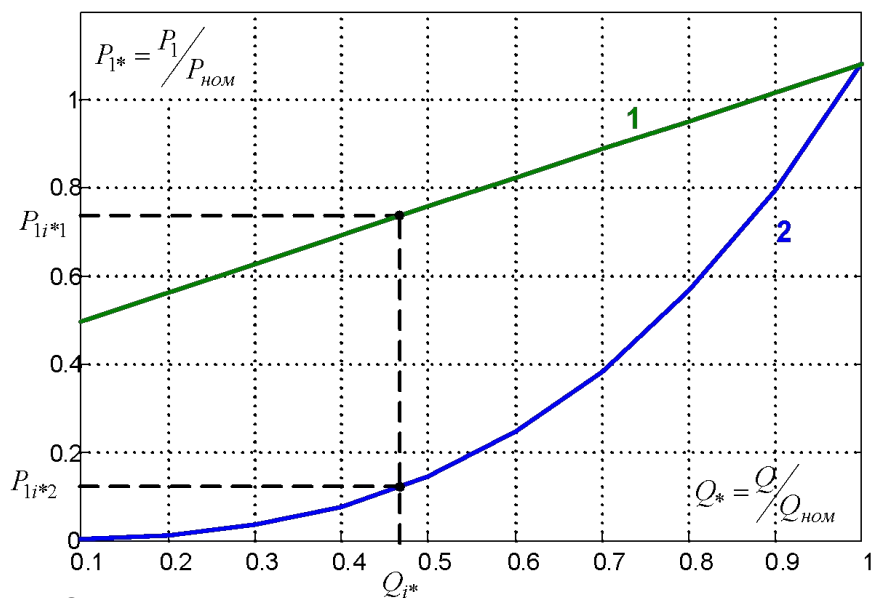
## Особенности работы центробежных насосов и требования к их ЭП. Расчёт мощности ЭП насосов

Если задвижка открыта полностью, то рабочей точкой является точка А, которой соответствует подача  $Q_1$  и напор  $H_1$ . Прикрывая задвижку (вводя дополнительное сопротивление), вызывая дополнительную потерю напора  $\Delta H_3$ , позволяет снизить подачу, и перейти к новой рабочей точке с параметрами  $Q_2$  и  $H_2$ . Этот способ регулирования весьма прост, однако крайне невыгоден с энергетической точки зрения, потому что ведёт к существенному снижению КПД агрегата. Это происходит по двум причинам. Из-за дополнительной потери мощности в задвижке, и вследствие снижается КПД самого агрегата. Зависимости КПД насоса от напора при регулировании задвижкой (кривая 1) и частотой вращения (кривая 2) приведены на рис.



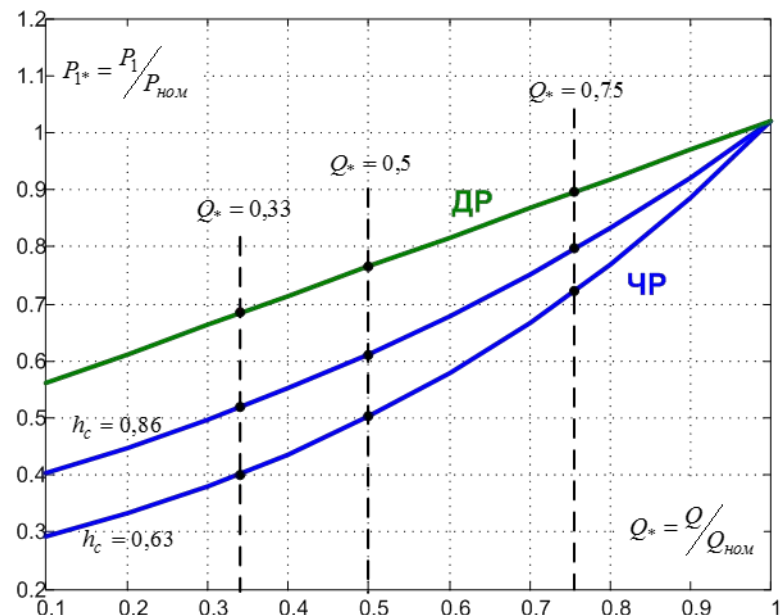
Зависимости  $\eta = f(Q)$  насоса типа ЦНС при регулировании задвижкой (1) и скоростью вращения (2)

# Особенности работы центробежных насосов и требования к их ЭП. Расчёт мощности ЭП насосов



Зависимость  $P_{1*} = f(Q_*)$  при дроссельном (1) и частотном регулировании (2)

частотном регулировании (2)



Зависимости  $P_{1*} = f(Q_*)$

Потребляемая мощность при ДР и ЧР и их разность для насоса НС-14

Расход $Q_*$	ДР	ЧР $h_c=0.63$	ДР-ЧР $h_c=0.63$	Экономия за 1 час, гр	ЧР $h_c=0.86$	ДР-ЧР $h_c=0.86$	Экономия за 1 час, гр
0,33	0,69	0,4	0,29	103	0,51	0,18	64
0,5	0,77	0,5	0,27	96	0,61	0,16	57
0,75	0,9	0,72	0,18	64	0,8	0,1	36

## Особенности работы центробежных насосов и требования к их ЭП. Расчёт мощности ЭП насосов

Насосные агрегаты обычно объединяются в насосные станции и при этом несколько насосов работают параллельно на одну сеть. Рабочая точка в этом случае определяется точкой пересечения суммарной характеристики насоса с характеристикой сети. Грубое регулирование подачи осуществляется включением и отключением насосов, а тонкое регулирование подачи осуществляется задвижкой и регулированием скорости привода одного из насосов.

Мощность двигателя центробежного насоса может быть определена следующим образом:

$$P = k_3 \frac{pQ}{\eta_i} 10^{-3},$$

$P$  – мощность двигателя (кВт),  
 $p$  – давление (Па),  
 $\eta_n = 0.6 \dots 0.9$  – КПД насосной установки,  
 $k_3 = 1.08 \dots 1.35$  – коэффициент запаса.

Для насосов чаще применяют следующее выражение:

$$P = \frac{k_3 H \gamma Q}{\eta_i} 10^{-3},$$

$H$  – высота столба жидкости (м),  
 $\gamma$  – высота столба жидкости (кг/м<sup>3</sup>),  
 $g = 9.8 \text{ м/с}^2$ .

Насосы, как правило, являются механизмами с режимом длительной нагрузки и большим числом работы в году. Нагрузка на валу двигателя стабильная. Перегрузок не возникает. Центробежные насосы являются быстроходными механизмами со скоростями от 600 до 3000 об/мин. Привод, как правило, безредукторный. Наиболее экономичный и совершенный способ регулирования производительности насосов – изменение частоты вращения привода. Диапазон регулирования скорости, как правило, невелик и не превышает 40 %. Глубокое регулирование скорости применяется лишь в отдельных случаях. Пуск насосов обычно производится на закрытую задвижку. Зависимость момента от частоты вращения при пуске носит вентиляторный характер с максимальным моментом до  $0.5 \cdot M_n$ .

## **Особенности работ вентиляторов и требования к их ЭП. Расчёт мощности привода вентиляторов**

Вентиляторы занимают второе место после насосов по распространению в промышленности. Основное их количество приходится на вентиляторы сантехнического обслуживания, в которых производится кондиционирование воздуха в производственных помещениях. По статистике на привод вентиляторов приходится около 8 % всей производимой электроэнергии. Наиболее разнообразное применение находят вентиляторы большой мощности, например мощность вентиляторов главного проветривания шахт достигает 5000 кВт, они потребляют около 1.5 % всей электроэнергии. Мощные вентиляторы применяются в качестве дымососов на электростанциях и для охлаждения градирен в химических производствах. До 25000 кВт доходит мощность привода аэродинамических труб (авиационная промышленность).

Вентиляторы имеют, как правило, безредукторный привод в связи с ограничением линейной скорости концов лопаток из условия прочности. С ростом диаметра рабочих колёс уменьшается скорость вентилятора. Мощные вентиляторы имеют скорость не более 600 об/мин. Такие вентиляторы имеют большой момент инерции, что в некоторых случаях затрудняет пуск и требуют электрического торможения для ускоренной остановки.

Вентиляторы разделяются на центробежные и осевые. Центробежные вентиляторы – вход воздуха аксиальный, выход – радиальный; осевые вентиляторы – направления движения воздуха вдоль оси. Осевые вентиляторы в отличие от других турбомеханизмов, работают всегда на сеть без противодействия, поэтому их механические характеристики строго квадратичные, и подводимая мощность пропорциональна кубу скорости вращения.



Вентилятор осевой



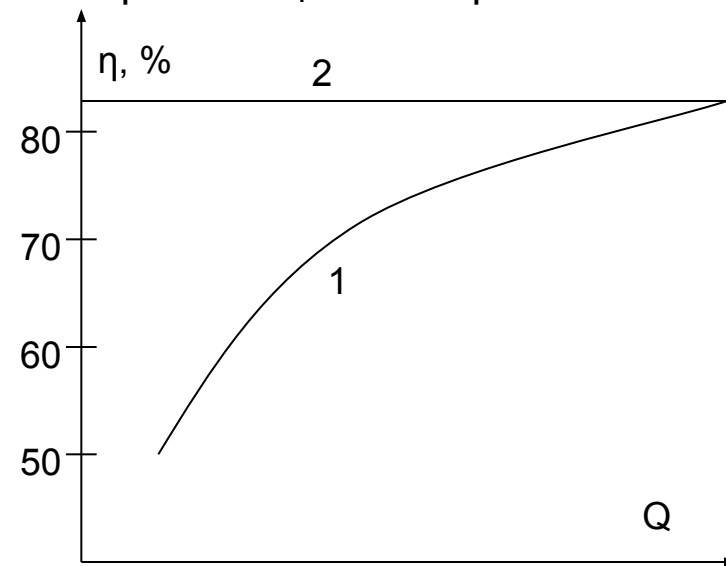
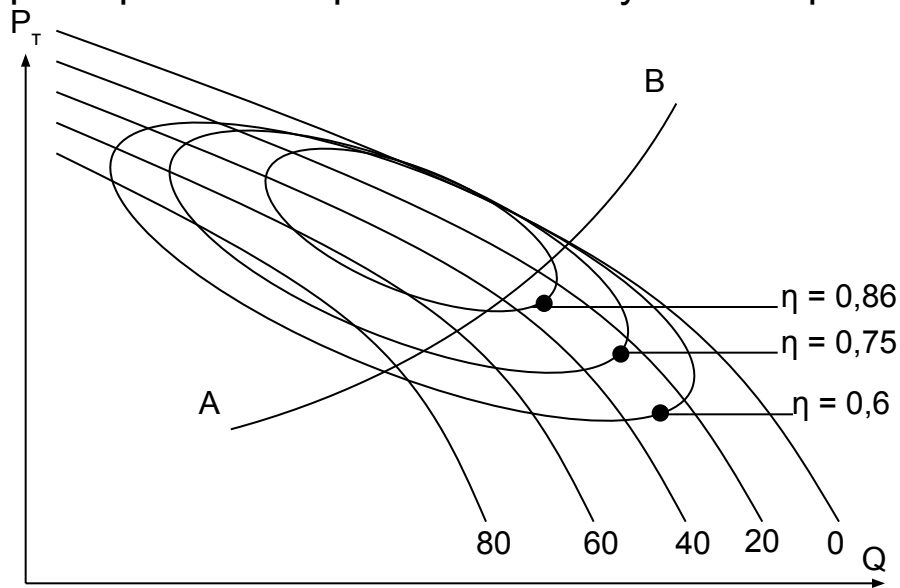
Центробежный (радиальный) вентилятор

# Особенности работ вентиляторов и требования к их ЭП.

## Расчёт мощности привода вентиляторов

Центробежные вентиляторы имеют характеристики типа подача – напор. Из аэродинамических способов регулирования наиболее широко используется регулирование поворотом лопасти направляющего аппарата. Регулирующий эффект достигается вследствие уменьшения сечения входного канала и закручивания потока в рабочее колесо. Регулирование подачи этим способом сопровождается изменением КПД. Изменением подачи путём увеличения угла поворота лопастей направляющего аппарата КПД уменьшается. Кривая АВ является характеристикой вентиляционной сети. На рисунке показаны углы поворота лопастей направляющего аппарата.

Если подачу регулировать изменением частоты вращения вентиляторов, то КПД во всём диапазоне регулирования остаётся постоянным (прямая 2). Кривая 1 является характеристикой при изменении угла поворота лопасти направляющего аппарата.



Зависимости  $\eta = f(Q)$  вентилятора при регулировании подачи направляющим аппаратом (1) и изменением частоты вращения (2)

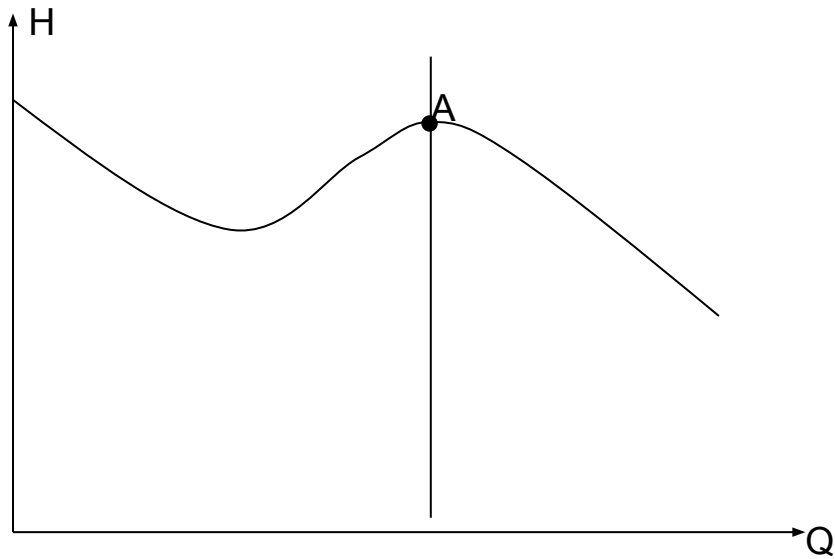
Регулировочные характеристики центробежных вентиляторов при регулировании подачи направляющим аппаратом



## Особенности работ вентиляторов и требования к их ЭП.

### Расчёт мощности привода вентиляторов

Осевые вентиляторы имеют характеристики, существенно отличающиеся от центробежных. Отличие состоит в наличии неустойчивого участка в левой части характеристики. Вследствие этого работа осевого вентилятора возможна только в области ниже некоторого граничного напора, до которого имеет место провал характеристики. Правая рабочая часть характеристики осевых вентиляторов крутопадающая. Регулирование производительности осевых вентиляторов осуществляется изменением угла установки лопаток рабочего колеса. Поворот лопаток производится при остановленном вентиляторе и требует значительного времени. Предложены устройства для поворота лопаток на ходу, но в отличие от авиации они пока не надёжны. Регулирование подачи изменением частоты вращения рабочего колеса также возможно в довольно узкой области (справа от точки А).



Зависимость  $H = f(Q)$   
для осевых вентиляторов

В настоящее время для крупных вентиляторов применяют в основном СД. Вентиляторы мощностью выше 250 кВт оснащаются АД с к.з.р. Особое значение для ряда крупных вентиляторов имеет применение регулируемого ЭП. Применение регулируемого ЭП на центробежных вентиляторах увеличивает КПД установки в среднем на 20-25%, что весьма важно при непрерывном режиме работы этих установок. Диапазон регулирования скорости чаще всего не превышает 2:1. Кроме повышения КПД, применение регулируемого ЭП позволяет упростить конструкцию вентилятора, исключив направляющий аппарат.

# Особенности работ вентиляторов и требования к их ЭП.

## Расчёт мощности привода вентиляторов

Пуск вентилятора может производиться как при разгруженной машине, так и при работе на сеть. В первом случае максимальный момент при пуске составляет  $M=0.4 \cdot M_n$ , во втором случае  $M_n$ . При пуске мощных вентиляторов во избежание чрезмерных нагрузок на лопасти требуется ограничение ускорения.

Мощность двигателя вентилятора определяется по формуле, аналогичной для насосов:

$$P = \frac{k_3 p Q 10^{-3}}{\eta_{\text{общ}}},$$

$P$  – мощность двигателя (кВт);

$p$  – давление на входе (Па);

$Q$  – подача ( $\text{м}^3/\text{с}$ );

$k_3$  – коэффициент запаса;

$\eta_{\text{общ}} = \eta_v \cdot \eta_{\text{прив}}$

$\eta_{\text{пер}}$  – общий КПД;

$\eta_v$  – КПД вентилятора;

$\eta_{\text{прив}}$  – КПД привода;

$\eta_{\text{пер}}$  – КПД передачи

Коэффициенты запасов для осевых и центробежных вентиляторов равны:

$k_3=1$  – для центробежных вентиляторов;

$k_3=1.5$  – для осевых вентиляторов.

# Особенности работы турбокомпрессоров и требования к их ЭП.

## Расчёт мощности ЭП турбокомпрессоров

Турбокомпрессоры являются наиболее мощными турбомашинами. Мощность привода турбокомпрессоров достигает 18000 кВт, имеется тенденция к увеличению до 25000 кВт. Эти машины предназначены для повышения давления газа и транспортировки его по магистральным трубопроводам на большие расстояния. Турбокомпрессоры меньшей мощности обеспечивают сжатым воздухом предприятия с большим потреблением пневматической энергии (шахты с крутопадающими пластами, где применение электроэнергии запрещено из условий технологии и взрывобезопасности). По характеру своей работы турбокомпрессоры наиболее близки к центробежным насосам и имеют характеристики, близкие к этим машинам. Отличие турбокомпрессоров от других турбомашин заключается в том, что при изменении скорости вращения ЭП более интенсивно изменяется наклон напорных характеристик. Это объясняется тем, что при повышении степени сжатия изменяется плотность газов. Турбокомпрессоры можно разделить в зависимости от степени сжатия на следующие группы:

1. Воздуходувки со степенью сжатия менее 1.15.
2. Нагнетатели со степенью сжатия более 1.15.
3. Компрессоры со значительной степенью сжатия.

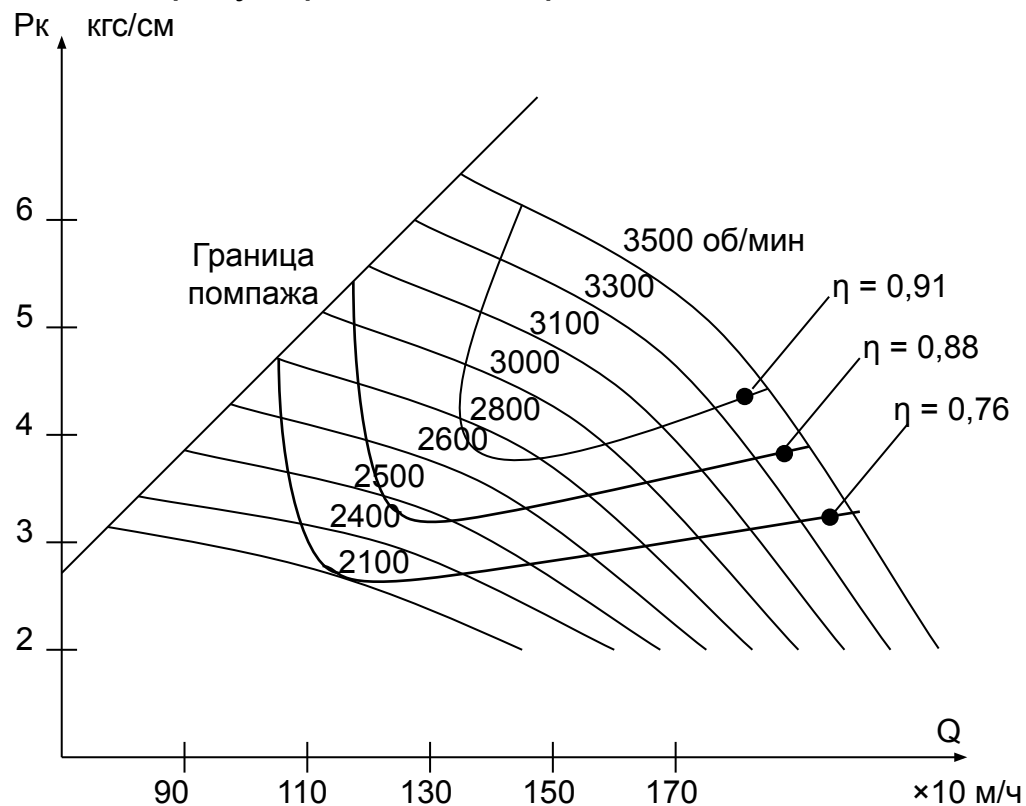
Наиболее типичные области применения турбокомпрессоров:

1. Генерирование пневматической энергии.
2. Транспортировка газа по магистральным трубопроводам.
3. Компрессирование воздуха для получения кислорода методом разделения.
4. Подача воздуха и кислорода в доменную печь.
5. Холодильная техника.

# Особенности работы турбокомпрессоров и требования к их ЭП.

## Расчёт мощности ЭП турбокомпрессоров

Все турбокомпрессоры являются быстроходными машинами со скоростями вращения от 3000 до 20000 об/мин, поэтому применяют повышающий редуктор (слабое звено). Регулирование подачи турбокомпрессоров в основном осуществляется дросселированием на стороне нагнетания. Такое регулирование аналогично применению задвижки. При этом КПД снижается почти пропорционально снижению производительности. Предпринимались попытки создания специальных регулируемых направляющих аппаратов для изменения производительности. Наиболее совершенным способом регулирования производительности турбокомпрессоров является регулирование скорости.



Регулировочные характеристики турбокомпрессора К - 3250

## Особенности работы турбокомпрессоров и требования к их ЭП. Расчёт мощности ЭП турбокомпрессоров

Особенность работы турбокомпрессоров состоит в том, что каждой скорости вращения соответствует определённая критическая производительность машины, ниже которой работа становится неустойчивой. Причиной возникновения неустойчивой работы турбокомпрессора является повторяющийся срыв потока с рабочих и направляющих лопаток, что приводит к сильной пульсации давления, а также к открыванию и закрыванию обратного клапана на стороне нагнетания и возникновению аварийных колебаний в механической конструкции (на очень мощных турбокомпрессорах вплоть до землетрясения). Такой режим работы называется помпажем. Работа турбокомпрессоров левее границы помпажа не допустима. С уменьшением скорости вращения область помпажных режимов сокращается.

Технологическая особенность регулирования производительности турбомашин связана с их назначением. Так как режим работы нагнетателей определяется графиком потребления газа на конце трубопровода. Во избежание недопустимого понижения давления необходимо снижение производительности при снижении разбора. Поскольку турбокомпрессоры на магистральных газопроводах объединяются в турбокомпрессорные станции параллельно и последовательно работающих компрессоров, то регулирование производительности осуществляется ступенчато путём изменения количества работающих машин. Для плавного регулирования производительности применяют регулируемый привод, что увеличивает КПД установки на 20–25 % по сравнению с дросселированием.

Турбокомпрессоры, нагнетатели и воздуходувки являются машинами с длительным режимом работы и их приводы должны быть рассчитаны на большое число работы в году (8400). Турбокомпрессоры – это быстроходные машины, что определяет применение высокоскоростных приводов. Очень желательным является исключение повышающего редуктора из-за его небольшого срока службы. Наиболее совершенным способом регулирования производительности является изменение частоты вращения. Диапазон регулирования скорости – 50 % от номинальной скорости.

# Особенности работы турбокомпрессоров и требования к их ЭП.

## Расчёт мощности ЭП турбокомпрессоров

Пуск турбокомпрессоров обычно производится при соединении полости нагнетания с полостью всасывания. Максимальный момент при пуске примерно равен  $0.4 \cdot M_n$ . Центробежные компрессоры обычно применяют для сжатия газов до сравнительно больших давлений (более 0.3 МПа). При работе компрессора энергия расходуется в основном на сжатие. Энергия, расходуемая на ускорение обычно невелика, и ею пренебрегают. Мощность на валу компрессора составляет:

$$P = \frac{QA}{\eta_k} 10^{-3},$$

$A$  – энергия, необходимая для сжатия  $1 \text{ м}^3$  газа от начального давления до конечного (Дж/м<sup>3</sup>);

$Q$  – количество газа, сжимаемого за 1 с (м<sup>3</sup>/с) (берётся на стороне всасывания);

$\eta_k$  – КПД компрессора

Достаточно точные результаты можно получить, если вместо  $A$  подставить величину:

$$A = \frac{A_{\text{из}} + A_{\text{ад}}}{2}$$

$A_{\text{из}}$  – энергия изотермического сжатия;

$A_{\text{ад}}$  – энергия адиабатного сжатия

Эти величины могут быть вычислены по формулам:

$$A_{\text{ад}} = 343000 \cdot p_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{0.285} - 1 \right],$$

$$A_{\text{из}} = 98100 \cdot p_2 \cdot \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right).$$

В справочной литературе часто приводятся номограммы для подсчёта величины  $A$  в зависимости от начального давления  $p_1$  и степени сжатия  $p_2/p_1$ . Пользуясь этими номограммами можно рассчитать мощность приводного двигателя компрессора.

## Параллельная работа насосов и турбокомпрессоров на сеть с противодавлением и требования к их ЭП

Несмотря на общность физических процессов, протекающих в турбомеханизмах, реальные эксплуатационные характеристики отличны друг от друга и зависят от параметров сети, на которую они работают. Насосы относятся к классу механизмов, работающих на сеть с противодавлением. Напор, создаваемый насосом, складывается из двух составляющих. Статическая составляющая напора  $H_C$  идёт на подъём жидкости на определённую высоту. Динамический напор необходим для преодоления гидродинамического сопротивления сети  $R_C$ . Полный напор, создаваемый механизмами, выражается равенствами:

$$H = H_C + R_C Q^2 \quad (*)$$

Если механизм работает на сеть с определённым статическим напором, то изменение производительности  $Q$  достигается изменением напора  $H$  и регулируемой величиной внутреннего сопротивления турбомеханизма  $R_B$ . Производительность насоса будет равна нулю, если  $H = H_C$ .

Если принять во внимание, что максимальная производительность насоса  $Q_{\max}$  достигается при максимальной скорости  $\omega_{\max}$ , а равная нулю при минимальной скорости  $\omega_{\min}$ , то требуемая глубина регулирования скорости определяется из соотношения:

$$K_{\omega} = 1 - \frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}},$$

Учитывая пропорциональность напора квадрату скорости, уравнение можно записать следующим образом:

$$K_{\omega} = 1 - \sqrt{\frac{H_c}{H_0}} = 1 - \sqrt{h}$$

$H_0$  – напор, развиваемый насосом при  $Q=0$  и скорости  $\omega_{\min}$ .

## Параллельная работа насосов и турбокомпрессоров на сеть с противодавлением и требования к их ЭП

Регулирование производительности изменением внутреннего сопротивления  $R_B$  возможно в довольно широких пределах, однако это связано с существенным изменением КПД. Напорная характеристика турбомеханизма (без сети) с достаточной степенью точности может быть представлена следующей зависимостью:

$$H = H_0 \left( \frac{\omega}{\omega_{\max}} \right)^2 - R_{\hat{a}} Q^2 \quad (**)$$

Рабочий режим турбомеханизма (совместно с сетью) определяется равенствами (\*) и (\*\*). Решая эти уравнения относительно параметра  $Q$  можно получить равенство:

$$Q = \sqrt{\frac{(H_0 (\omega/\omega_{\max})^2 - H_C)}{(R_{\hat{a}} + R_C)}}$$

Это равенство является исходным для построения нагрузочной характеристики турбомеханизма.

При наличии данных, характеризующих механизм, зависимость момента от скорости вращения и от статического напора в относительных единицах записывается так:

$$\mu = \mu_0 v^2 + (\mu_C - \mu_0) v \sqrt{\frac{(v^2 - h)}{(1 - h)}}$$

$\mu = M_0/M_H$  – относительный момент при минимальной скорости и производительности  $Q=0$ ;

$v = \omega/\omega_{\max}$  – относительная скорость вращения;

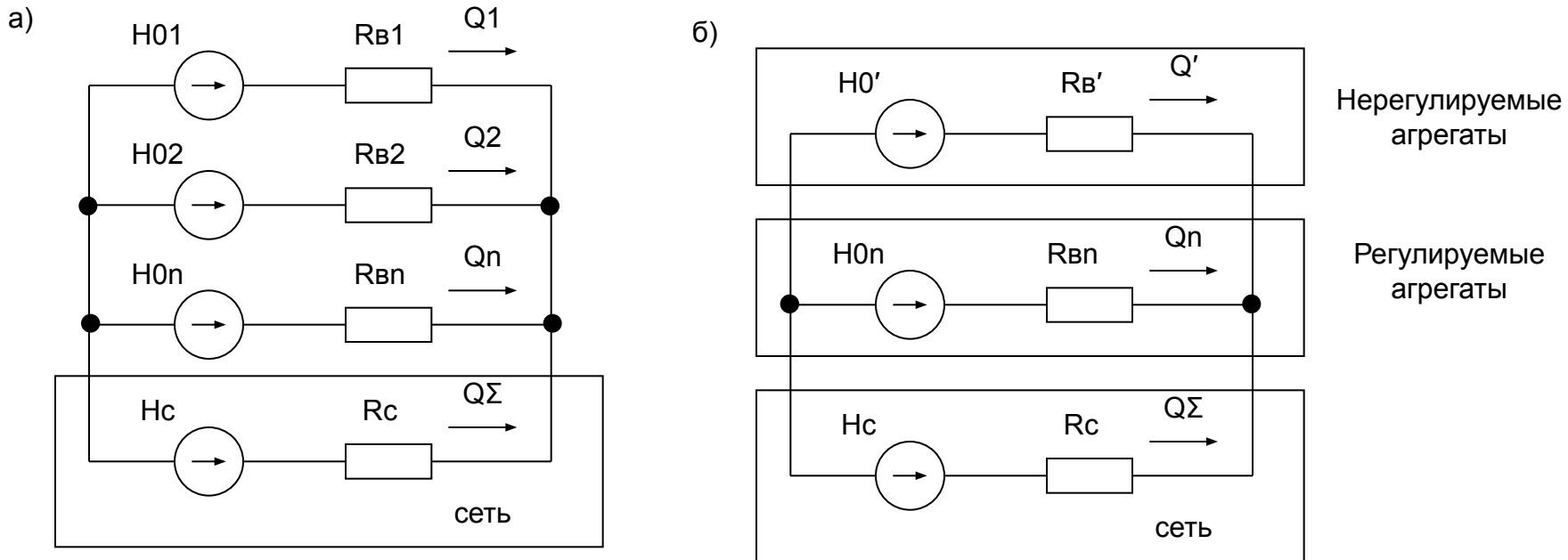
$\mu_C = M_C/M_H$  – относительный момент сопротивления при  $\omega_{\max}$  и  $Q \neq 0$ .

Полученные зависимости характерны для насосного агрегата, работающего на сеть с противодавлением.



# Параллельная работа насосов и турбокомпрессоров на сеть с противодавлением и требования к их ЭП

При наличии насосной станции (несколько параллельно работающих агрегатов) картина будет несколько иной из-за влияния агрегатов друг на друга. На рис. а показана расчётная схема насосной станции. Регулирование производительности осуществляется изменением скорости вращения одного или нескольких агрегатов.



Расчётные схемы насосной станции с регулируемым и нерегулируемым приводом

Расчётную схему на рис. а можно преобразовать, выделив регулируемые и нерегулируемые агрегаты в две эквивалентные цепи. При этом если нерегулируемые агрегаты имеют равные значения напора  $H_0$  и внутреннего сопротивления  $R_b$  эквивалентная цепь представляется одним агрегатом с напором  $H'_0 = H_0$  и сопротивлением  $R'_a = R_a/n^2$ ,

$n$  – число параллельно работающих нерегулируемых агрегатов.

## Параллельная работа насосов и турбокомпрессоров на сеть с противодавлением и требования к их ЭП

Аналогичным образом можно представить и регулируемые агрегаты. Упрощённая расчётная схема позволяет решить ряд задач, связанных с определением нагрузочных характеристик требуемого диапазона регулирования скорости при регулировании производительности. Более общей является задача определения параметров при регулировании производительности агрегата изменением скорости вращения при отсутствии стабилизации производительности на выходе нерегулируемых агрегатов. Для этого на основании расчётной схемы можно записать систему уравнений:

$$H'_0 - H_{0n} \cdot \left( \frac{\omega}{\omega_{\max}} \right)^2 - R'_B \cdot (Q')^2 + R_{вп} \cdot (Q_n)^2 = 0$$

$$H_{0n} - R_{вк} \cdot (Q_n)^2 + (Q_{\Sigma})^2 - R_C - H_C = 0$$

$$Q' + Q_n = Q_{\Sigma}$$

Здесь параметр  $n$  относится к нерегулируемому агрегату. Из этой системы уравнений определим параметры  $Q'$  и  $Q_n$ . Второе уравнение системы даёт условие, при котором производительность регулируемого агрегата можно снизить до нуля:

$$\omega = \omega_{\max} \sqrt{\left( \frac{1 + \sigma h}{\sigma + 1} \right)}, \quad \sigma = R_{вп} / R_C.$$

Из равенства очевидна зависимость минимального значения скорости  $\sigma$ , зависящий в свою очередь от числа параллельно работающих агрегатов.

Это, естественно, является непосредственным следствием того, что диапазон регулирования производительности зависит, с одной стороны, от глубины регулирования скорости, а с другой от числа регулируемых агрегатов.

## Параллельная работа насосов и турбокомпрессоров на сеть с противодавлением и требования к их ЭП

Определение нагрузочных характеристик компрессорных агрегатов с регулируемой скоростью вращения имеет особенности, заключающиеся в том, что статическое давление не является постоянной величиной, а зависит от целого ряда факторов. Например, при отсутствии воздухоборников и малой ёмкости воздухопроводной сети целесообразно говорить о внешней сети с меняющимся  $R_c$  и  $H=0$ . Тогда при определении диапазона регулирования скорости независимо от условий следует исходить из того, что параметр  $R_c$  в последнем выражении меняется. Важной для практики задачей является стабилизация давления на выходе станции или такого его изменения, когда компенсируется падение давления в воздухопроводной сети. Для наиболее характерного режима стабилизации давления выражения для определения  $Q'$  и  $\sigma_n$  имеют следующий вид:

$$\begin{cases} Q' = \sqrt{\frac{H_0 - H_c}{R_{\hat{a}}}}, \\ \sigma_n = \sqrt{\frac{H_{0n}(\omega/\omega_{\max})^2 - H_c}{R_{\hat{a}n}}} \end{cases}$$

$H_c$  – давление на выходе станции, стабилизируемое средствами привода.

Из схемы замещения станции можно записать:

$$H = (Q' + Q_n)^2 R_c$$

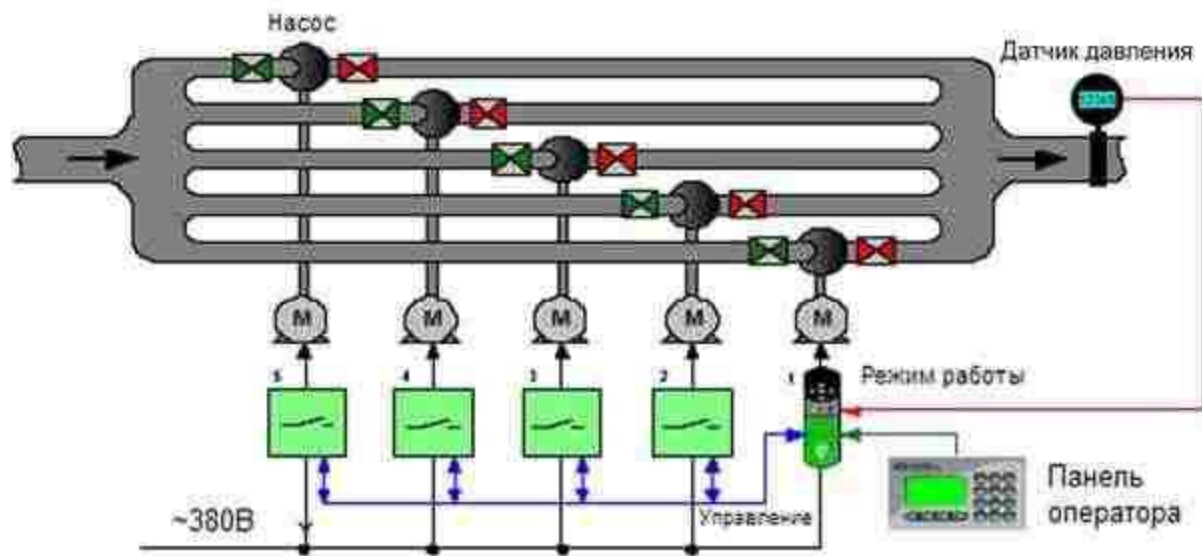
Подстановка в последнее уравнение значений  $Q'$  и  $Q_n$  после преобразований дают выражения для относительной скорости регулируемого аппарата:

$$v = \sqrt{\left( (\sqrt{h_c} \sigma) - n \sqrt{1 - h_c} \right)^2 + h_c},$$

$$h_c = H_c / H_0$$

Относительная скорость ( $Q_n=0$ ) определяется из выражения:

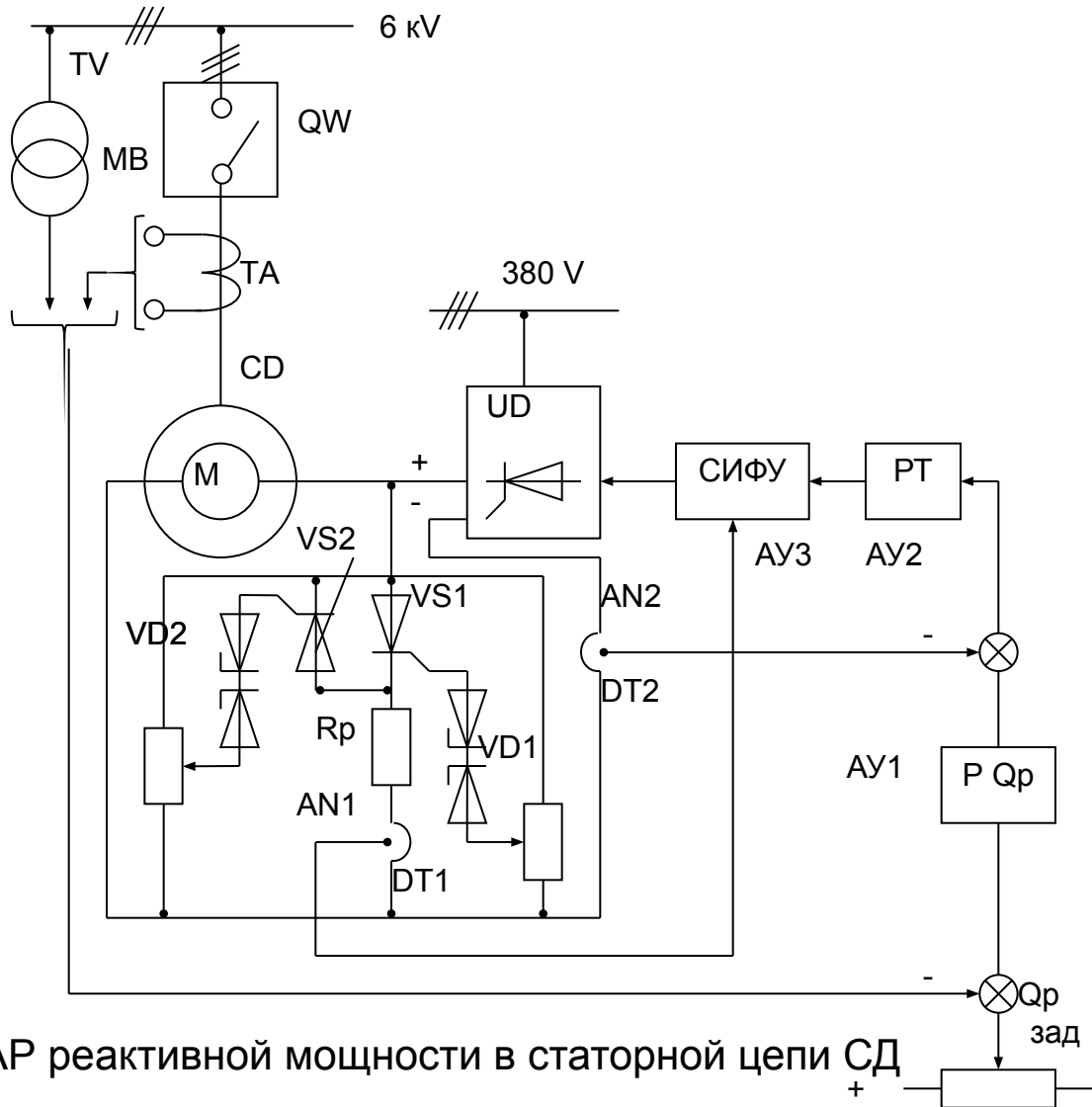
$$v = \sqrt{h_c}.$$



# Синхронный ЭП турбомашин

Преимущества применения СД для привода турбомашин:

1. Возможность регулирования реактивной мощности для компенсации снижения  $\cos(\varphi)$  из-за влияния на питающую сеть других потребителей.



2. Наиболее высокий КПД из всех вращающихся электрических машин.

3. Строгое постоянство скорости во всём диапазоне регулирования нагрузок.

4. Большая надёжность, чем у АД и ДПТ.

5. Положительное влияние на энергосистему в плане стабилизации напряжения.

6. Важным преимуществом СД является отсутствие ограничения по мощности в единице.

## Синхронный ЭП турбомашин

Возможность СД регулировать реактивную мощность в питающей сети наилучшим образом реализуется в схеме с тиристорным возбудителем, включённым в систему регулирования (рис.). Питание тиристорного возбудителя  $U_d$  осуществляется от сети 380 В. Со стороны выпрямленного тока преобразователь подключён к обмотке возбуждения. Включение разрядного резистора  $R_p$  обмотки возбуждения производится тиристорами  $VS1$  и  $VS2$ . При подключении статора двигателя к сети, в обмотке возбуждения индуцируется значительная по величине ЭДС скольжения. Под действием этой ЭДС открываются стабилитроны  $VD1$  и  $VD2$ , управляющие тиристорами  $VS1$  и  $VS2$ , в результате чего обмотка возбуждения подключается к разрядному резистору  $R_p$ . При этом сигнал с датчика тока ДТ1 запирает СИФУ преобразователя  $U_d$ . Когда двигатель выходит на подсинхронную скорость, ЭДС обмотки возбуждения снижается до уставки срабатывания  $VD1$  или  $VD2$ , запираения  $VS1$  или  $VS2$ ,  $R_p$  отключается от обмотки возбуждения и снимает запирающий сигнал с СИФУ. Величина тока возбуждения устанавливается автоматически при помощи двухконтурной САР. При этом поддерживается заданный уровень реактивной мощности, отдаваемой двигателем в сеть независимо от колебаний нагрузки или погрешности сети. Сигналы трансформаторов тока ТА и напряжения TV используется для вычисления реактивной мощности и формирование зоны нечувствительности с помощью фазочувствительного сигнала, служащего для формирования обратной связи по реактивной мощности.

## ЭП турбомеханизмов по схеме АВК

АВК применяется не только для турбомеханизмов, но и для других механизмов с соответствующими требованиями к ЭП. Одним из способов регулирования скорости АД является введение в цепь ротора добавочной ЭДС от постороннего источника. Таким источником может быть электрическая машина или вентильный преобразователь. Этот принцип лежит в основе всех каскадных схем. Теоретически возможны 3 типа каскадных схем: электромашинные вентильно-машинные и вентильные каскады. Электромашинные каскады (каскад Крамера, каскад Щерблука), не нашли широкого применения из-за необходимости специальных коллекторов электрических машин. Получили широкое распространение вентильно-машинные и вентильные каскады.

В схеме вентильно-машинного каскада в роторную цепь АД включён неуправляемый выпрямитель UD, который питает якорную цепь двигателя постоянного тока М2. Вал машины постоянного тока соединён с валом синхронного генератора СГ. Магнитный поток машины постоянного тока регулируется, энергия скольжения превращается в механическую на валу машины постоянного тока, а затем при помощи СГ возвращается в сеть. Генераторный режим невозможен из-за наличия неуправляемого выпрямителя. Ток в роторной цепи равен:

$$I_d = \frac{E_p - E_{\text{дп}}}{R_{\text{я}}} = \frac{E_{\text{дпmax}} s - k\hat{\omega}}{R_{\text{я}}}$$

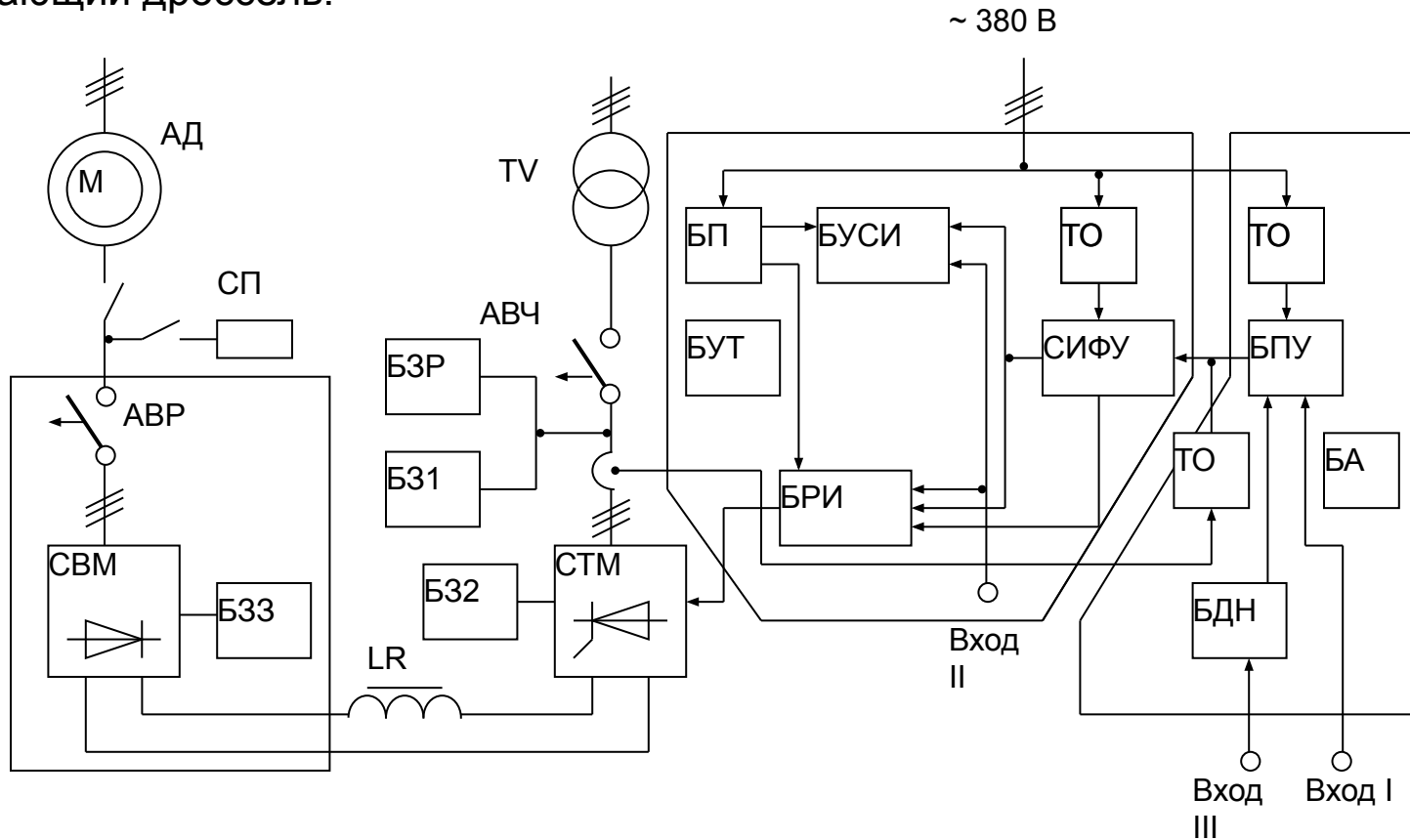
При  $I_p = 0$

$$s_0 = \frac{k\hat{\omega}}{E_{\text{дпmax}}}$$

В АВК энергия скольжения, получаемая на выходе выпрямителя в виде постоянного тока преобразуется в трёхфазное напряжение с помощью тиристорного инвертора в сеть. Выпрямитель может быть управляемый или неуправляемый. Опорными напряжениями для неуправляемого выпрямителя служит напряжение на кольцах ротора, а для инвертора – напряжение сети.

## ЭП турбомеханизмов по схеме АВК

Функциональная схема серийного АВК. Отечественной промышленностью освоен выпуск мощных АВК для компрессоров и насосов мощностью от 250 до 5000 кВт. С помощью преобразователей осуществляется регулирование скорости вниз от синхронной. Преобразователи серии ПАВК состоят из трёх частей: выпрямитель, инвертор и сглаживающий дроссель.



Функциональная схема преобразователя серии ПАВК



## ЭП турбомеханизмов по схеме АВК

Инверторы преобразователей рассчитаны на подключение к сети 0.4 кВт. Выпрямитель и инвертор конструктивно выполнены независимо друг от друга. Преобразователи, рассчитанные на номинальное напряжение роторной цепи до 700 В состоит из одного выпрямителя с двумя вентилями в плече и двух последовательно включённых инверторов. Питание инвертора осуществляется от отдельного трансформатора TV. Трансформаторы применяются в случае необходимости согласования напряжения сети с напряжением ротора, а также для сглаживания высших гармоник. Управление инверторами – раздельное. Один инвертор имеет постоянный угол управления  $\beta = \beta_{\min} = 15^\circ$ , а второй регулируется так, что угол управления изменяется от  $\alpha_{\text{и}} = \beta_{\min}$  до  $\alpha = \pi$ . В основу силовой части преобразователя составляют силовой вентильный неуправляемый мост СВМ и силовой тиристорный мост СТМ. Деление тока между индуктивными делителями осуществляется индуктивными делителями. Напряжение тиристоров регулируется блоком управления БУТ по сигналам, поступающим блока полупроводникового усилителя БПУ на систему импульсно–фазового управления. В полупроводниковый усилитель БПУ входит фильтр Ф, блок разложения импульсов БРИ, блок управления сдвоенным инвертором БУСИ и блок питания БП. В блок автоматики входит панель питания ПП, блок датчика напряжения БДИ, узел токовой отсечки ТО. Токовая отсечка служит для формирования токовой диаграммы при пуске электродвигателя и для защиты от перегрузки. В выпрямительных устройствах и инверторах предусмотрены защитные устройства от перенапряжений постоянного и переменного токов, защитные блоки Б1, Б2, Б3 от внутренних и внешних коротких замыканий, осуществляемых предохранителями и автоматическими выключателями АВ1 и АВР. В схемах станции управления предусмотрены контакторы, шунтирующие обмотки ротора на подсинхронной скорости для улучшения энергетических показателей при длительной работе на данной скорости.

Преобразователи данной серии выбирают по номинальному току и напряжению ротора в зависимости от требуемого диапазона регулирования скорости:

$$I_{\text{нп}} \geq I_{2\text{н}} \sqrt{\frac{3}{2}}, \quad U_{\text{нп}} \geq 1.35 E_p s_{0\text{max}}$$

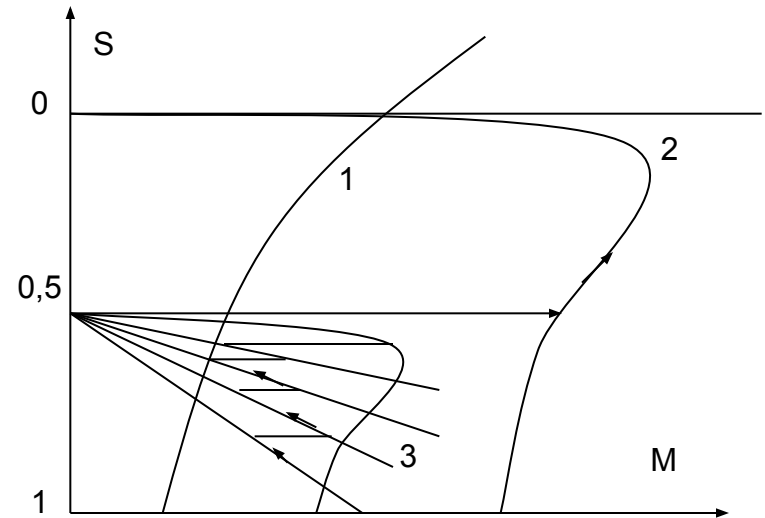
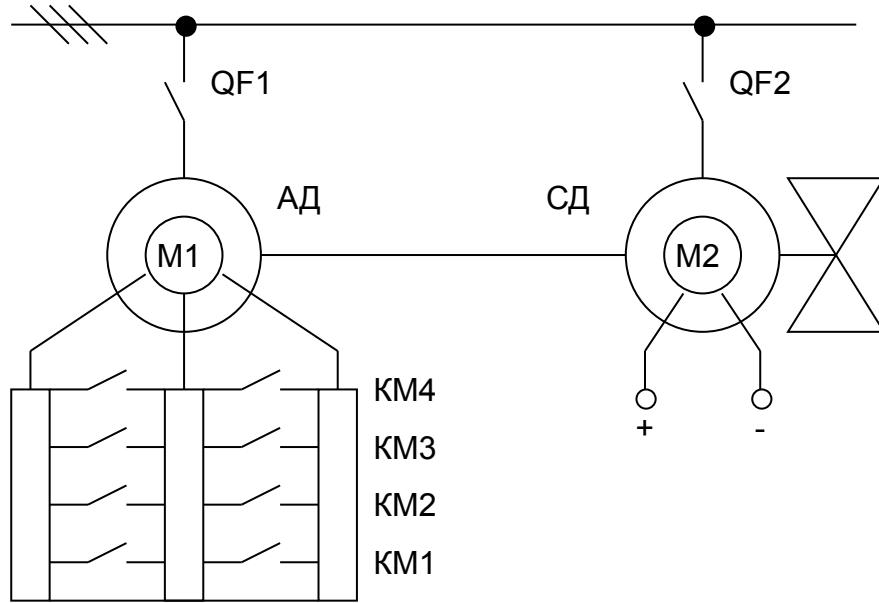
$U_{\text{нп}}, I_{\text{нп}}$  – номинальные значения тока и напряжения преобразователя;  
 $E_p, I_{2\text{н}}$  – номинальные параметры роторной цепи двигателя.

Требуемый диапазон регулирования скорости: 1.5:1. ЭП серии ПАВК запускаются с помощью роторных резисторов.

## Синхронно-асинхронный привод турбомеханизмов

Синхронно-асинхронный привод обеспечивает:

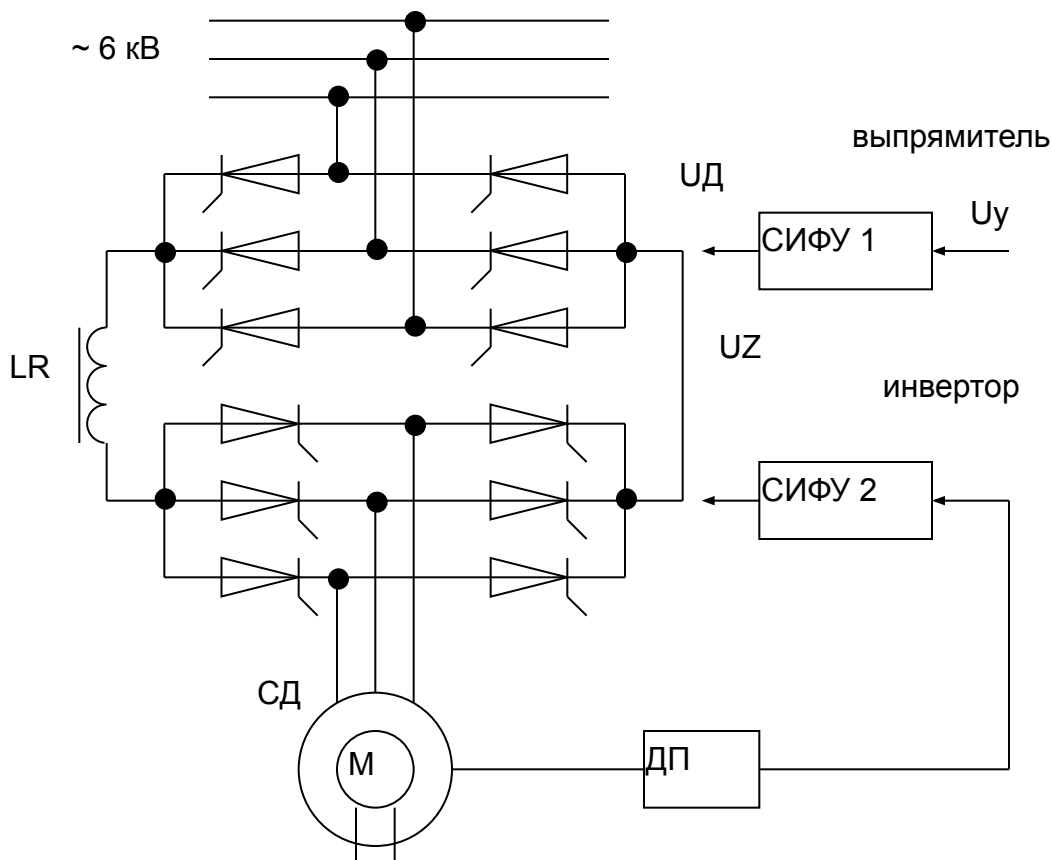
1. Двухступенчатое регулирование скорости.
2. Использование синхронных двигателей для привода крупных вентиляторов, когда прямой пуск недопустим из-за перегрева пусковой беличьей клетки вследствие большого момента инерции.



Приводной агрегат состоит из двух двигателей – СД, выбранного в соответствии с номинальной мощностью турбомашин и АД с ф.р. со скоростью, равной половине скорости СД и мощности порядка 20% от мощности турбомашин. Ротор АД должен выдерживать вращение со скоростью, вдвое превышающей номинальную. Вначале подключается АД и производится его реостатный пуск. Если требуется работа двигателя с повышенной скоростью, и на этом пуск заканчивается поскольку при работе с половинной скоростью мощность снижается в 8 раз. Если требуется достижение полной скорости, то включается СД. При пуске СД с половинной скорости до полной потери в его беличьей клетке снижаются в 4 раза.

## ЭП турбомеханизмов с использованием СД в режиме вентильного двигателя

Для действующих вентиляторов или других турбомеханизмов, оснащённых СД, если возникает необходимость работы с регулированием скорости весьма удобно применять схему использования СД в режиме вентильного двигателя.



Конструктивно вентильный двигатель переставляет собой синхронную машину с возбуждением постоянного тока. Статор СД подключён к сети через вентильный преобразователь, состоящий из двух комплектов вентиляей. Первая группа вентиляей  $U_d$  представляет собой регулируемый выпрямитель. ЭДС на его выходе определяется величиной  $U_y$  на входе СИФУ1. Вторая группа вентиляей  $U_z$  работает как тиристорный коммутатор, управляемый датчиком углового положения ротора через СИФУ2.

СД можно уподобить ДПТ, в котором статор выполняет роль якоря, а коллекторно-щёточный аппарат заменён вентильным коммутатором  $U_z$ . Управление вентилями происходит в функции углового положения ротора. Регулирование скорости производится изменением выходного напряжения  $U_d$ . Такие системы стали возможны в связи с появлением высоковольтных тиристорных преобразователей и в настоящее время внедряется на вентиляторах главного проветривания шахт. При этом достигается существенная экономия электроэнергии по сравнению с регулированием посредством направляющего аппарата.

## **Особенности шахтной вентиляции и работы вентиляторных установок главного проветривания**

Вентиляция – это наиболее ответственное звено в технологическом процессе любой шахты и вместе с тем это самый сложный и энергоёмкий процесс. Поступая в выработки, атмосферный воздух претерпевает изменения в своём составе: уменьшается содержание кислорода; увеличивается количество углекислого газа; появляются продукты взрыва; изменяется влажность воздуха и его температура. Качество проветривания шахты определяется не только количеством подаваемого воздуха, но и его распределением внутри шахтной сети, представляющей собой сложную систему горизонтальных и вертикальных выработок. Т.о., система проветривания шахты может быть разбита на 2 различных вида: вентиляционные установки, осуществляющие подачу воздуха; устройства его распределения по очистным и рабочим выработкам.

Главная вентиляционная установка представляет собой сооружение, в котором находятся следующие элементы электрооборудования.

1. Два вентилятора (один из них – резервный) с двигателями (мощность доходит до 5000 кВт).

2. Пускорегулирующая аппаратура и аппаратура, управления потоком воздуха.

Современные шахты оборудуются несколькими главными вентиляционными установками, образующими вместе с внутришахтными выработками схему проветривания.

Применяют 3 способа проветривания.

1. Всасывающий.

2. Нагнетающий.

3. Нагнетательно-всасывающий.

## Особенности шахтной вентиляции и работы вентиляторных установок главного проветривания

Первым двум способам присущи большие недостатки, связанные с утечками и подсосами воздуха. В зависимости от ряда факторов подсосы могут достигать 30–40 %. Нагнетательно-всасывающий способ проветривания возможен лишь при наличии не менее двух одновременно работающих вентиляторов. Результирующие потери значительно ниже, чем при использовании первого или второго способа, и в сильной степени зависят от разности депрессий, развиваемых вентиляторами. Производительность вентилятора должна быть такой, чтобы обеспечить подачу необходимого количества воздуха в зону горных выработок. Главные вентиляционные установки всегда строят с учётом возможного резерва. Резервом производительности считают ту добавку воздуха, которую может дать вентилятор на данную вентиляционную сеть при развитии фронта горных выработок. Так как реальный эффект вентиляторной установки определяется взаимным влиянием вентилятора и сети, то можно рассматривать резерв по производительности в зависимости от сопротивления сети, которая растёт за счёт увеличения глубины или протяжённости выработки. Потенциальный резерв по производительности является величина:

$$\Delta Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\hat{o}}}{Q_{\hat{o}}},$$

$Q_{\max}$  и  $Q_{\text{ф}}$  – максимально возможная и фактическая производительность главной вентиляционной установки.

Учитывая значительную энергоёмкость главной вентиляционной установки становится необходимо создание такого режима проветривания, при котором фактическая производительность вентилятора должна приближаться к требуемой. На режим проветривания влияет изменение параметров вентиляционной сети, которое изменяется в широких пределах как в процессе отработки залежей, так и в течении суток и достигает 50 %. Это указывает на то, что главная вентиляционная установка должна иметь схему поддержания заданной производительности. Производимые на шахте работы строго подчинены внутришахтному режиму: первая, вторая и третья смены имеют одинаковый списочный состав. Характер работ отличается от смены к смене.

## **Особенности шахтной вентиляции и работы вентиляторных установок главного проветривания**

Взрывные работы обычно производятся в конце смены. Массовые взрывы проводятся по определённому графику. Это обстоятельство позволяет программировать режим работы главной вентиляционной установки. Система регулирования должна также реагировать на внезапные выделения газа. Вследствие большой мощности и непрерывной работы главной вентиляционной установки являются наиболее энергоёмкими потребителями. В конечном счёте система должна иметь обратную связь по количественному составу атмосферы на выходе. Задача регулирования производительности главной вентиляционной установки усложняется тем, что управляющие воздействия системы регулирования должны подаваться на несколько объектов со своими параметрами. Влияние аэродинамической связи между вентиляторами может вызвать неустойчивые режимы работы. В связи с этим, актуальными вопросами, требующими решения, являются исследования по построению системы регулирования производительности, способов регулирования производительности и их эффективного применения.

Обследования шахт Кривбасса показали, что только 22.2 % вентилятора работают в экономичном режиме. Суммарная мощность главных вентиляционных установок Кривбасса составляет  $4.3 \cdot 10^7$  кВт. Статический КПД 44.5 % из них составляет ниже 0.5. Фактический удельный расход электроэнергии превышает допустимую величину в 2 раза. Несоответствие характеристик вентиляторов и их внешних сетей объясняется следующими причинами:

- несоответствие фактических эквивалентных отверстий вентиляционных направлений проектным значениям;
- наличием подсосов воздуха с поворотом через надшахтные сооружения;
- нерегулируемый привод главных вентиляционных установок;
- отсутствие непрерывного контроля за рабочими параметрами главной вентиляционной установки вследствие чего вентилятор длительное время работает вне зоны экономичного использования.

## Особенности шахтной вентиляции и работы вентиляторных установок главного проветривания

Для газовых шахт глубина регулирования может достигать двукратной величины, а для рудников, где есть массовые взрывы – трёхкратной величины. Для правильного определения необходимого диапазона регулирования скорости необходим анализ основных причин.

1. Сезонные колебания температуры окружающей среды. Давление окружающего воздуха требуют регулирование производительности в сравнительно небольших пределах. Эти 2 фактора относятся к классу медленно меняющихся во времени и требуют регулирование производительности в пределах 10–15 %.

2. Регулирование производительности, вызванное развитием фронта работ. За период эксплуатации производительность главной вентиляционной установки должна возрасти в 1.5–2 раза.

3. Регулирование производительности, вызванное взрывными работами составляет 10–15 %.

4. Регулирование производительности, вызванное праздничными и выходными днями. В этих условиях производительность должна составлять 30–50 % от рабочей.

5. Массовые взрывы, требующие интенсивного проветривания.

Т.о., целесообразным диапазоном регулирования производительности следует считать 2:1 (если есть массовые взрывы, то 3:1). Тогда АВК должен работать на скорости выше синхронной.

В настоящее время существуют следующие способы регулирования производительности.

1. Дроссельное регулирование.

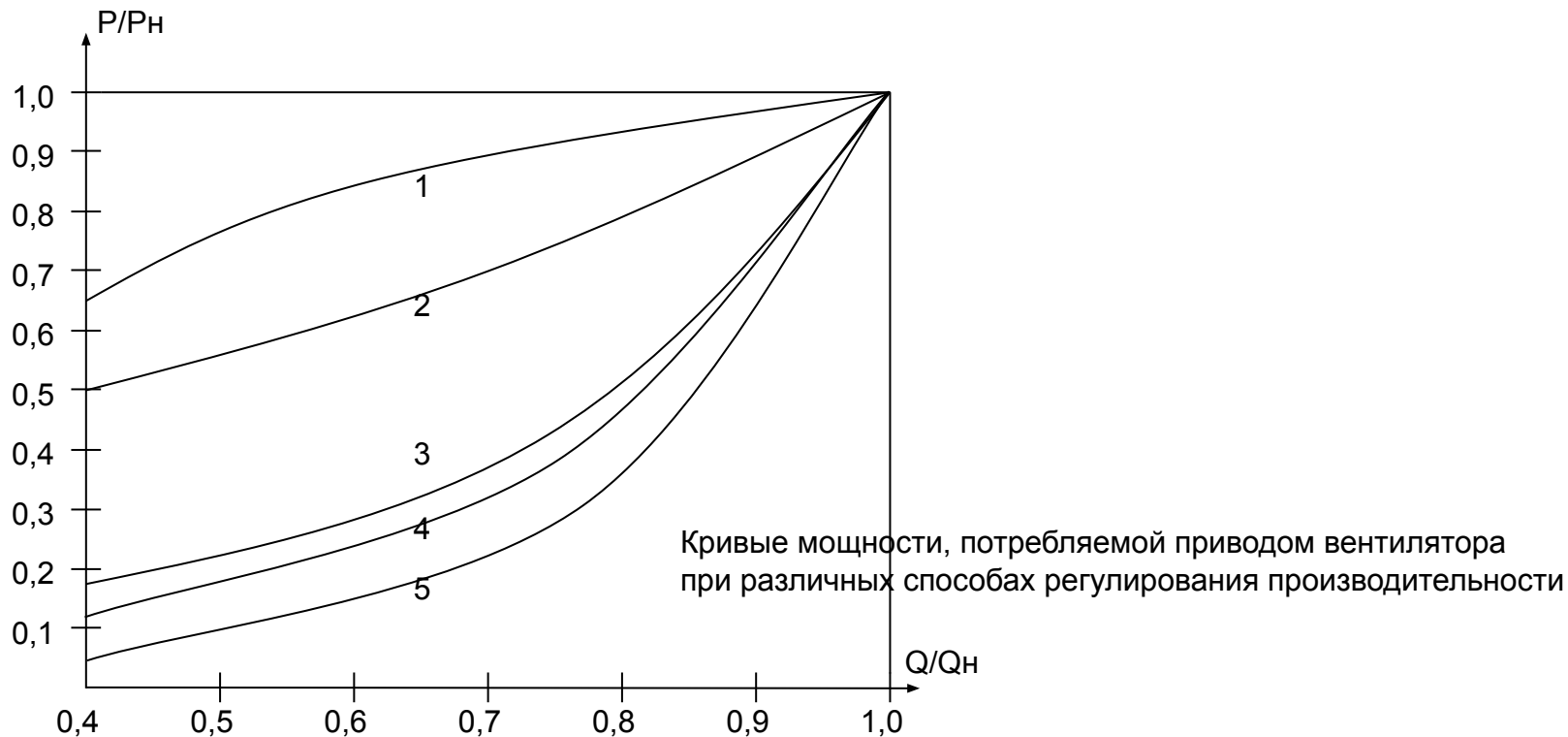
2. Регулирование направляющими аппаратами (поворотными лопатками).

3. Регулирование изменением числа оборотов вала вентилятора.

## Особенности шахтной вентиляции и работы вентиляторных установок главного проветривания

Регулирование производительности главной вентиляционной установки дросселированием приводят к значительному снижению КПД. Регулирование производительности с помощью направляющих аппаратов по сравнению с дросселированием при небольшом диапазоне регулирования (до 75 %) даёт хорошие результаты в отношении КПД. При увеличении диапазона регулирования экономичность использования направляющего аппарата приближается к дроссельному регулированию.

На рис. приведены кривые, характеризующие экономичность регулирования производительности главной вентиляционной установки, из которой следует, что наиболее экономичным способом регулирования производительности является регулирование скорости главной вентиляционной установки.



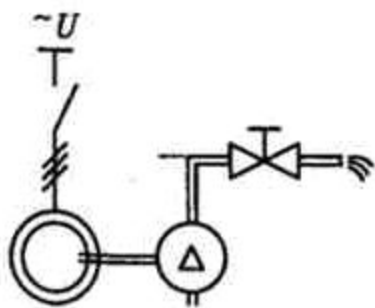
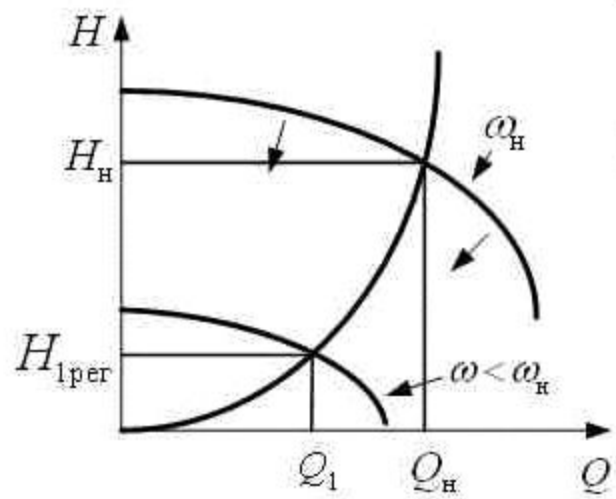
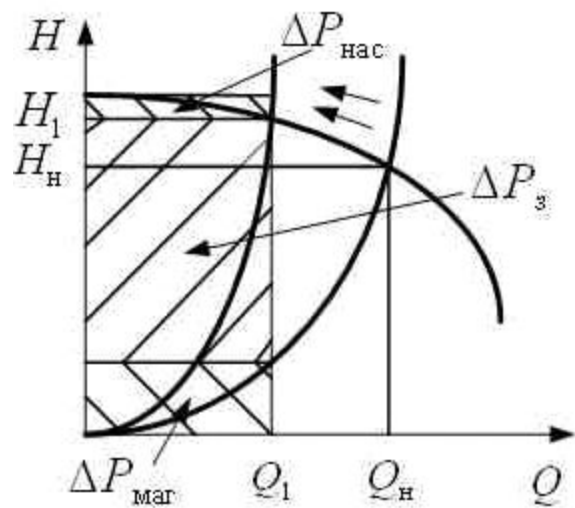


## Особенности шахтной вентиляции и работы вентиляторных установок главного проветривания

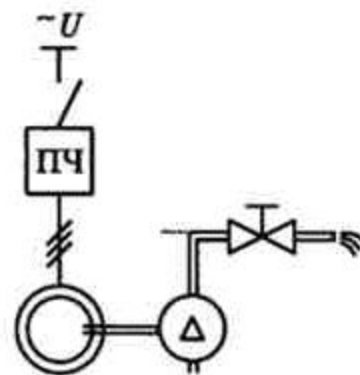
Многочисленные исследования отечественных и зарубежных авторов показывают целесообразность применения для главной вентиляционной установки каскадных схем включения АД, обладающих тем замечательным свойством, что мощность регулировочных устройств составляет лишь часть мощности производственного механизма. Наилучшими показателями обладает АВК. Установлено, что основным рабочим режимом является работа с пониженной производительностью. В связи с этим актуальна модернизация существующих нерегулируемых ЭП. При этом проветривание шахты после массовых взрывов имеет свои особенности и может осуществляться:

- 1) вначале развития горных работ, когда требуемая производительность невелика;
- 2) форсированный режим может быть осуществлён переводом двигателя вентилятора на пониженную скорость;
- 3) при проектной производительности, когда вентилятор работает на номинальной скорости;
- 4) путём перевода вентиляторов на параллельную работу (обычно вентиляторные установки оборудуются двумя вентиляторами).

Форсировка может быть осуществлена переводом на сверхсинхронную скорость. Такой режим ограничен прочностью лопаток рабочего колеса и перегрузки двигателя по току. При этом становится очевидно, что применение АВК и двухзонного регулирования скорости возможно, когда вышеуказанные факторы отсутствуют.



a



b