

Энергосиловое оборудование промышленных предприятий

Лекция 7. Теория центробежных машин
Теория подобия машин
Регулирование подачи

Принцип действия

Рабочее тело поступает в рабочее колесо, где после изменения направления с осевого на радиальное попадает в межлопаточные каналы. Его сложное движение состоит из *окружного* (скорость u) и *относительного* (скорость w), в совокупности они составляют *абсолютное движение* (скорость c).

В каналах колеса рабочему телу передается кинетическая энергия ($c_2 > c_1$). Изменение ω_1 (на входе) до ω_2 (на выходе) – за счет формы межлопаточных каналов. Ее определяет β_2 – выходной лопастной угол рабочего колеса, величина которого влияет на развиваемый машиной напор H . Изменение u_1 до u_2 (на радиусах R_1 и R_2) – за счет центробежных сил.

Уравнение Эйлера

(для центробежной машины):

$$H_{\text{теор}} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$$

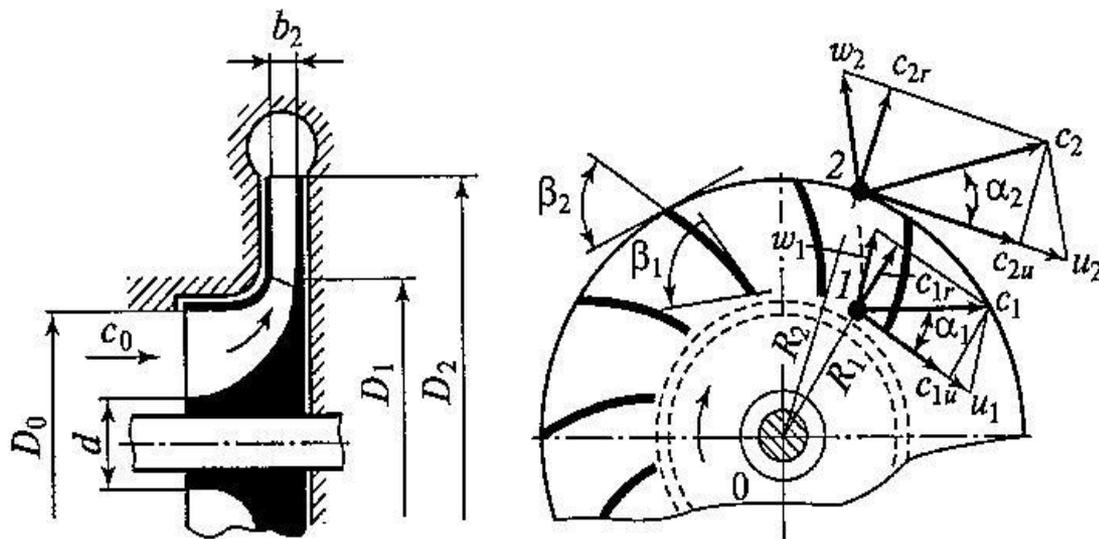
c_{1u} , c_{2u} – проекции абсолютных скоростей на окружные (вх. и вых.).

Действительный напор:

$$H_d = H_{\text{теор}} \mu \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{гид}}$$

μ – учитывает конечное число лопаток (0,85); $\eta_{\text{тр}}$ – коэф. трения гидравлический (0,9)

Схема ступени рабочего колеса центробежного нагнетателя



Виды рабочих лопаток

Полный теоретический напор $H_{\text{теор}}$ равен сумме теоретического *статического* и *динамического* (скоростного) напоров: $H_{\text{теор}} = H_{\text{теор}}^{\text{ст}} + H_{\text{теор}}^{\text{дин}}$

На напор влияет величина лопастного угла β_2 . Тогда напор:

$$H_{\text{теор}} = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2r} \text{ctg} \beta_2}{g} \quad \text{или} \quad H_{\text{теор}} = A - B \text{ctg} \beta_2.$$

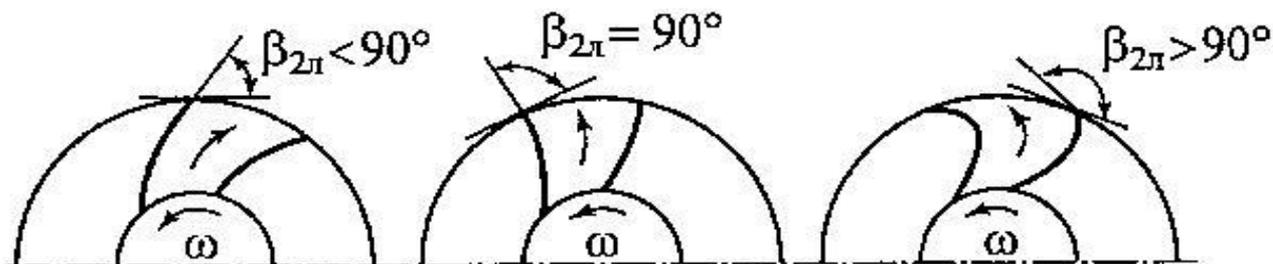
Различают 3 вида рабочих лопаток:

При $\beta_2 < 90^\circ$ – лопатка изогнута назад (превалирует влияние статической составляющей) – напор $H_{\text{теор}} \Rightarrow -\infty$

При $\beta_2 = 90^\circ$ – лопатка радиальна (одинаково влияние статической и динамической составл.) – напор $H_{\text{теор}} = u_2^2 / g$

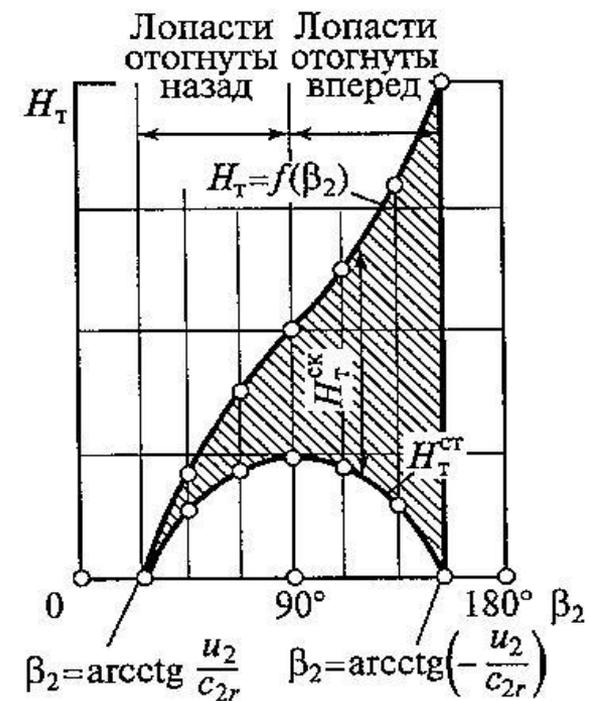
При $\beta_2 > 90^\circ$ – лопатка изогнута вперед (превалирует влияние динамической составляющей) – напор $H_{\text{теор}} \Rightarrow +\infty$.

На практике: в насосах и компрессорах – лопатки, изогнуты назад; в вентиляторах – лопатки изогнуты вперед



Формы лопаток рабочего колеса

Зависимость напора от величины выходного лопастного угла



Потери энергии и КПД

Энергия, подводимая от двигателя к валу машины, больше полезной энергии, получаемой жидкостью или газом, на величину потерь.

В нагнетателях существует **три вида потерь**: гидравлические, объемные и механические. Природа их возникновения:

Гидравлические – вихреобразование в проточной части машины (потеря напора h).

Объемные – утечки жидкости (газа) через зазоры (потеря объемной подачи ΔQ).

Механические – трение в элементах машины (внутренняя мощность $N_{\text{вн}}$).

Внутренняя мощность машины определяется: $N_{\text{вн}} = \rho (Q + \Delta Q) g (H + h)$

Отношение полезной мощности к внутренней – внутренний КПД:

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{вн}}} = \frac{\rho g Q H}{\rho g (Q + \Delta Q) (H + h)} = \eta_{\text{о}} \eta_{\text{г}}$$

$$\eta_{\text{о}} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} = 0,90 \dots 0,98 \quad \eta_{\text{г}} = \frac{H}{H + h} = 0,80 \dots 0,96 \quad \eta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{вн}}}{N} = 0,92 \dots 0,95$$

Полный КПД машины составляет 0,75 ... 0,92 и оценивает величину мощности, подводимой от вала двигателя к валу машины: $\eta = \eta_{\text{о}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}}$

$$N = \frac{MgH}{1000\eta} = \frac{\rho Q g H}{1000\eta} = \frac{MgH}{\eta_{\text{о}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}}}$$

Многоступенчатые машины

Напор, развиваемый колесом центробежной машины, определяется произведением $u_2 c_{2u}$. Окружная скорость ограничена прочностью колес и кавитацией. Для увеличения напора используют многоступенчатые и многопоточные центробежные машины.

Многоступенчатая центробежная машина – ряд одноступенчатых машин, рабочие колеса которых сидят на общем валу и соединены последовательно. Тогда полный напор машины равен сумме напоров отдельных ступеней.

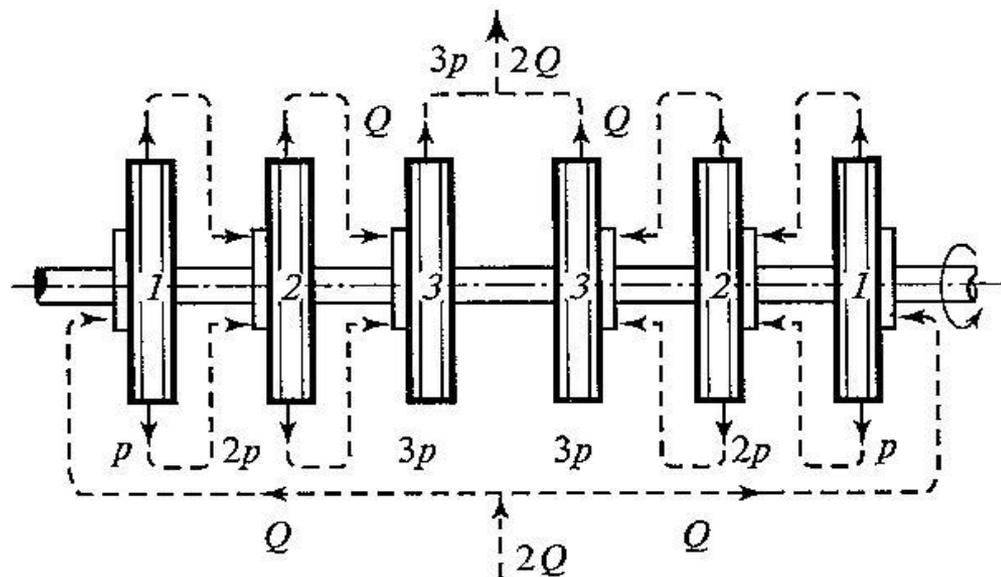
Поток жидкости (газа) поступает в рабочее колесо первой ступени, откуда, получив от лопаток энергию, он выбрасывается в **обратный направляющий аппарат (ОНА)**.

В ОНА происходит устранение закручивания потока в целях эффективной передачи энергии потоку в последующей ступени (путем установления лопаточного направляющего устройства).

Уравнение Эйлера:

$$H_{\text{теор}} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$$

Схема трехступенчатой двухпоточной машины



Действительные характеристики

Каждому нагнетателю свойственны определенные значения рабочих параметров Q , H , p , N и η , зависящих от частоты вращения вала n .

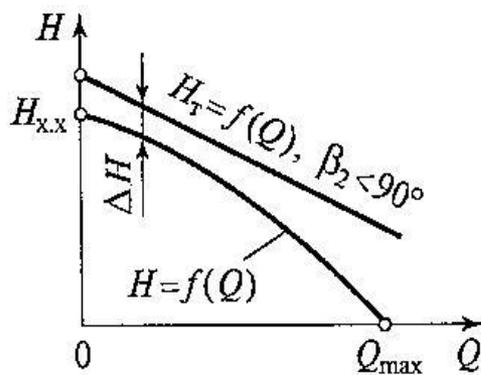
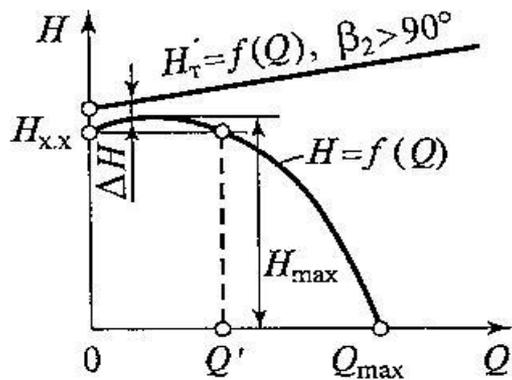
Характеристиками нагнетателя называют соотношения:

$$H = f(Q); \quad N = F(Q); \quad \eta = F'(Q); \quad H_{\text{ст}} = \varphi(Q); \quad \eta_{\text{ст}} = \theta(Q)$$

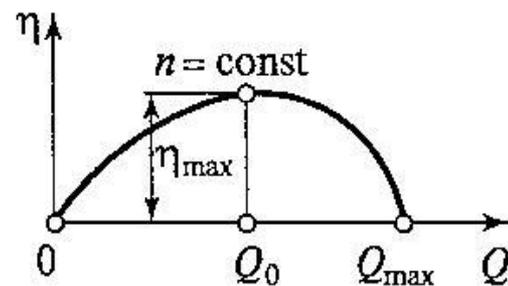
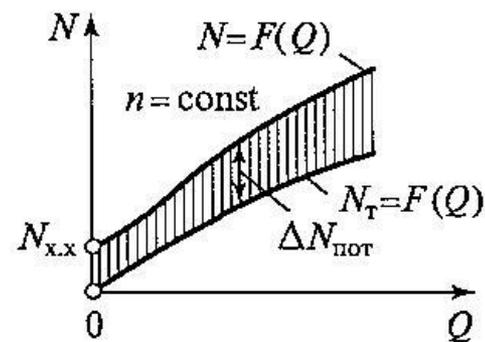
Их представляют в графическом виде при $n = \text{const}$.

Основным видом характеристик является напорная. Из-за наличия потерь характеристика *действительного* напора, развиваемого нагнетателем, меньше *теоретического*.

Она имеет две типичные формы (в зависимости от угла β_2):
При $\beta_2 > 90^\circ$ и при $\beta_2 < 90^\circ$.



Характеристики мощности и КПД центробежной машины



Действительная характеристика нагнетателя при $\beta_2 > 90^\circ$ и при $\beta_2 < 90^\circ$.

Подобие центробежных машин

При проектировании центробежных машин применяют метод моделирования с применением законов подобия.

Физические явления, протекающие в геометрически подобных пространствах, называют *подобными*, если в соответствующих точках этих пространств сходственные физические величины находятся в постоянных соотношениях (*масштабах подобия*).

Центробежные нагнетатели будут подобны, если для них соблюдается:

геометрическое подобие – равенство сходственных углов и постоянство сходственных геометрических величин;

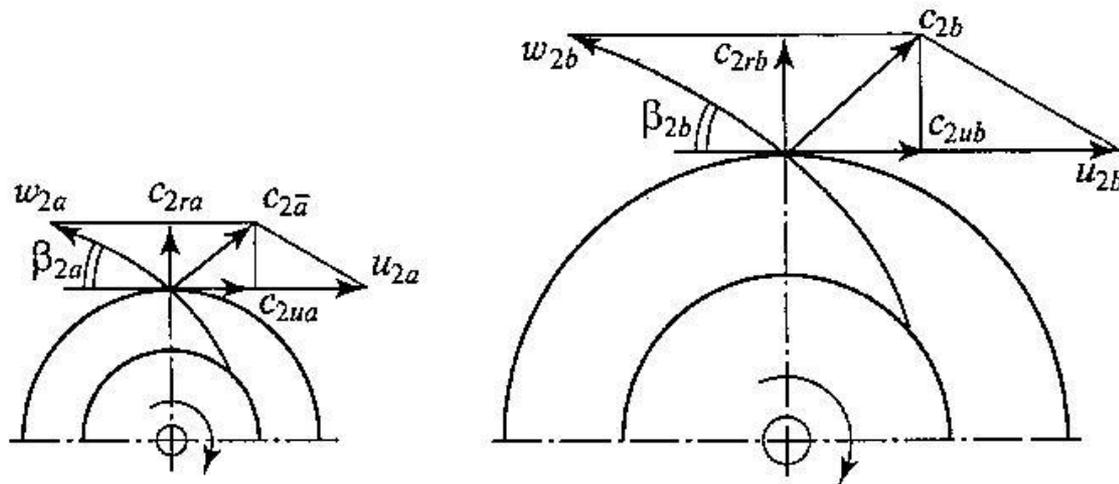
кинематическое подобие – постоянство отношений скоростей в сходственных точках

геометрически подобных машин и равенство

сходственных углов параллелограммов скоростей;

динамическое подобие – постоянство отношений сил одинаковой природы, действующих в сходственных точках геометрически и кинематически подобных машин

Параллелограммы скоростей двух (а и б) подобных центробежных машин



Формулы пропорциональности

На практике заводы-изготовители обычно производят серии геометрически подобных машин (с одинаковой аэродинамической схемой) с помощью **формул пропорциональности** – пересчета сходственных параметров .

Формулы пропорциональности

Изменение параметров Q, H, p, N

при изменении n	при изменении D_2	при изменении ρ	при изменении n, D_2 и ρ

Коэффициент быстроходности

Одинаковые значения подачи Q и напора H могут быть получены в нагнетателях с различной частотой вращения ($n = \text{var}$). При этом размеры и конструкция колес и элементов проточной части машин различны.

Группы рабочих колес объединяют по принципу геометрического и кинематического подобия, используя для сравнения машин различных типов коэффициент быстроходности.

Коэффициент быстроходности (удельная частота вращения) n' – частота вращения вала нагнетателя, геометрически подобного данному, но имеющему подачу $Q' = 1 \text{ м}^3/\text{с}$, удельную работу $L' = g H' = 1 \text{ Дж/кг}$ и развивающему напор $H' = 0,102 \text{ м}$ в режиме максимального КПД:

$$n' = n\sqrt{Q}/gH^{3/4}$$

В практике употребляется коэффициент быстроходности n_s как размерная величина, отнесенная к единичным величинам $H' = 1 \text{ м}$ и $N' = 1 \text{ л.с.} = 0,736 \text{ кВт}$:

$$n_s = 3,65n\sqrt{Q}/H^{3/4}$$

Коэффициент быстроходности n_s для различных типов машин имеет значения:

Ротационные и поршневые ≤ 40

Вихревые 10 ... 40

Центробежные 40 ... 300

Диагональные 300 ... 600

Осевые 600 ... 1200

Дроссельное регулирование

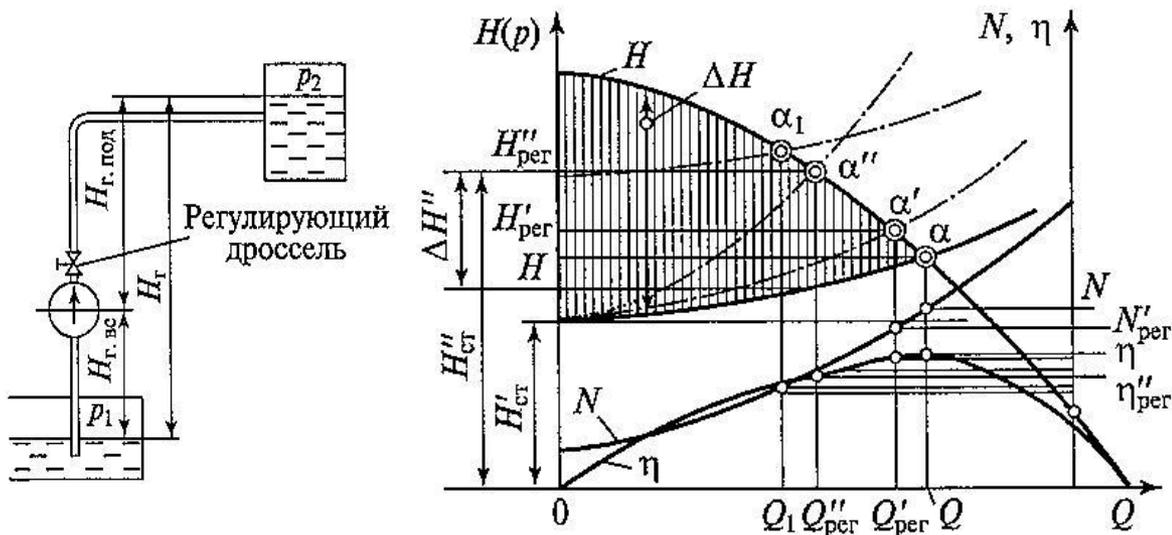
Дроссельное регулирование при $n = \text{const}$ осуществляют путем прикрывания полностью открытого дросселя, что вызывает увеличение сопротивления сети, смещение характеристики сети вверх и передвижение рабочей точки α в положение α' , α'' и т.д. Тогда рабочие параметры Q , H , N , η стационарного режима меняются на регулируемые $Q'_{\text{рег}}$, $H'_{\text{рег}}$, $N'_{\text{рег}}$, $\eta'_{\text{рег}}$. Дроссельное регулирование применяется для уменьшения подачи.

Способ дросселирования широко распространен из-за простоты, но энергетическая эффективность его низкая. Дроссельное регулирование уменьшает мощность нагнетателя, но повышает долю энергии, расходуемой на регулирование, поэтому оно **неэкономично**.

Теряемая мощность:

$$\Delta N = \rho Q''_{\text{рег}} g \Delta H''_{\text{рег}} / 1000 \eta''_{\text{рег}}$$

Дроссельное регулирование центробежной машины:
 а – схема установки; б – изменение основных параметров H , N и η в зависимости от Q



Изменение частоты вращения

Регулирование **изменением частоты вращения вала нагнетателя при $n = \text{var}$** осуществляют при полностью открытом дросселе.

Режимы работы нагнетателя определяют рабочие точки $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ на пересечении характеристики сети C и напорных характеристик нагнетателя с частотами $n_1 \dots n_4$. Величины подачи $Q'_{\text{рег}}, Q''_{\text{рег}}, Q'''_{\text{рег}}, Q''''_{\text{рег}}$, меняются при незначительном изменении соответствующих напоров.

Величины подачи $Q'_{\text{рег}}, Q''_{\text{рег}}, Q'''_{\text{рег}}, Q''''_{\text{рег}}$, меняются при незначительном изменении соответствующих напоров.

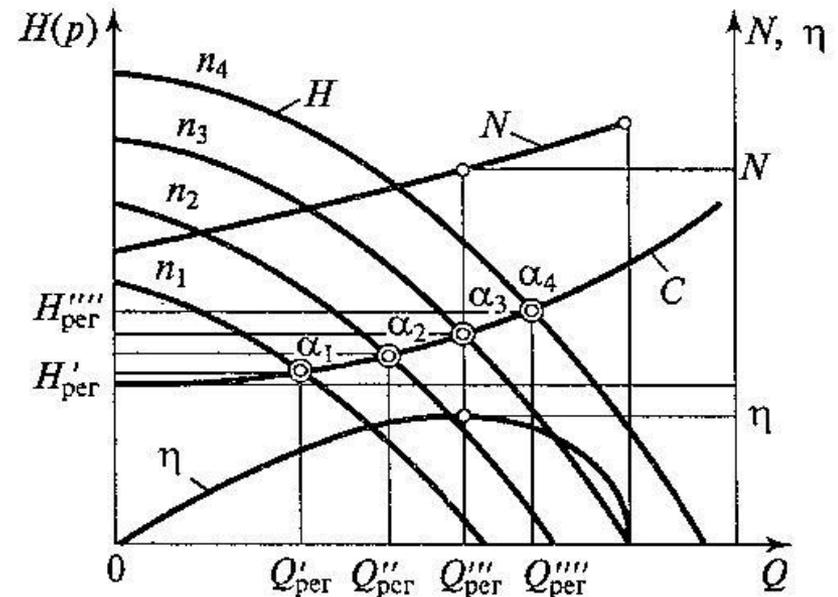
При способе регулирования **$n = \text{var}$** нет затрат мощности в нагнетателе непосредственно на регулирование, поэтому он **энергетически выгоднее** дросселирования.

Для привода нагнетателей используют электродвигатели со ступенчатой или плавной регулировкой частоты вращения:

ТПЧ – тиристорные преобразователи частоты;

ЧРП – частотно-регулируемый привод (Variable Frequency Drive, VFD)

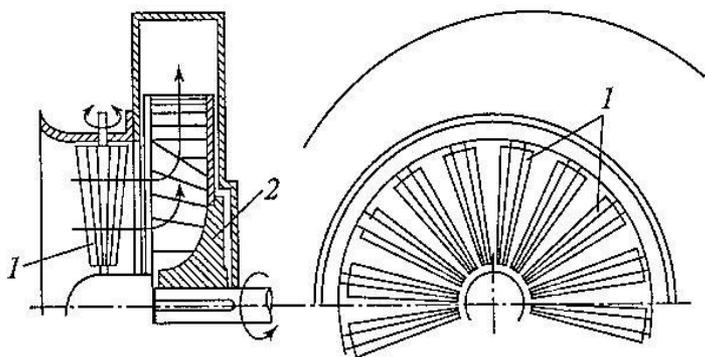
Регулирование центробежной машины изменением частоты вращения



Направляющий аппарат

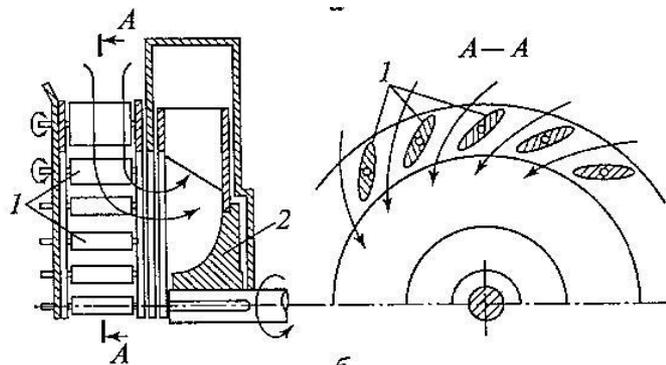
Особым способом регулирования подачи является **регулирование направляющим лопаточным аппаратом**, который располагается **на входе в рабочее колесо** нагнетателя (основан на уравнении Эйлера). Регулирование величин подачи Q осуществляют путем изменения угла входа потока в межлопастные каналы рабочего колеса.

При способе регулирования направляющим аппаратом уменьшается мощность нагнетателя, поэтому он **энергетически выгоднее** дросселирования.

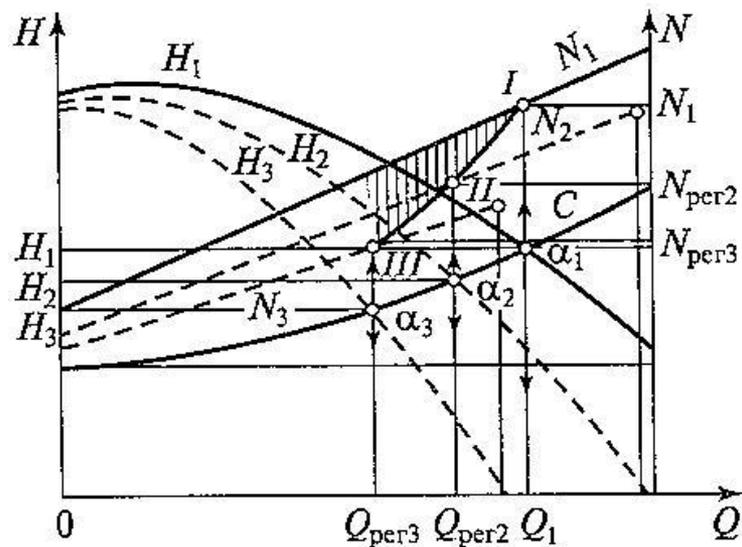


Конструктивная схема нагнетателя:
а – с осевым направляющим аппаратом на входе;

б – с радиальным направляющим аппаратом на входе;
1 – направляющие лопатки;
2 – рабочее колесо



Регулирование подачи нагнетателя направляющим аппаратом на входе



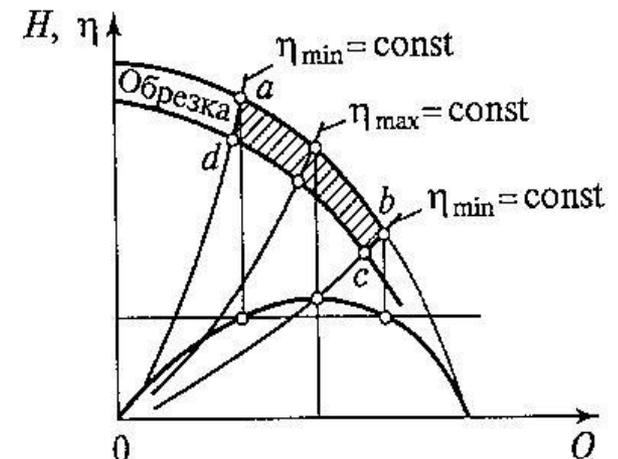
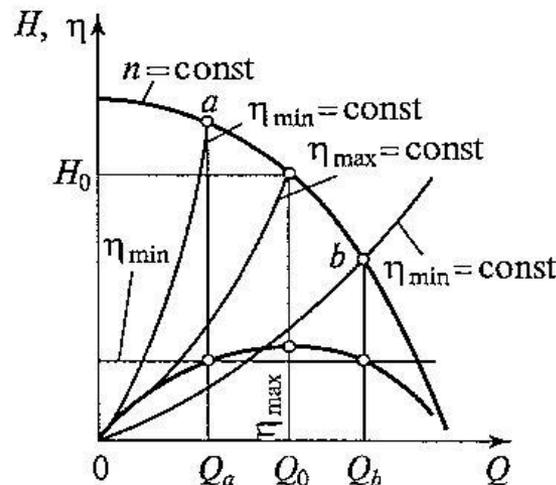
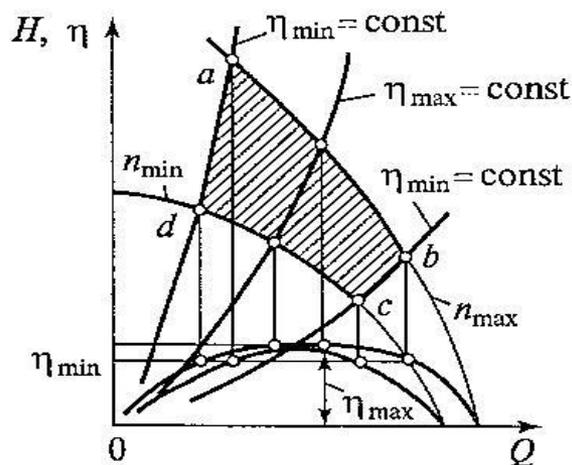
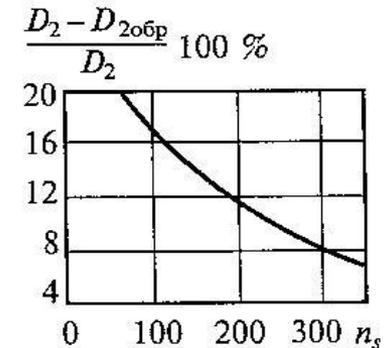
Сводные графики рабочих зон

Рабочей зоной нагнетателя является область его характеристики с КПД не ниже допустимого ($0,9\eta_{\max}$). На графиках – площадь $a - b - c - d$ ($\eta \geq \eta_{\min}$).

В практике эксплуатации для расширения области применения нагнетателя (насоса) применяют **обрезку рабочих колес** – уменьшение наружного диаметра D_2 рабочего колеса путем его обточки на станке (нарушаются условия подобия).

$$\frac{Q_{\text{обр}}}{Q} = \frac{D_{2\text{обр}}}{D_2}; \quad \frac{H_{\text{обр}}}{H} = \frac{D_{2\text{обр}}^2}{D_2^2}; \quad \eta = \text{const}$$

Зависимость допустимой обрезки колеса от коэффициента быстроходности:



Построение поля характеристики машины: *a* – с регулируемой частотой вращения; *б* – с дроссельным регулированием; *в* – при обрезке рабочего колеса

Групповая работа нагнетателей

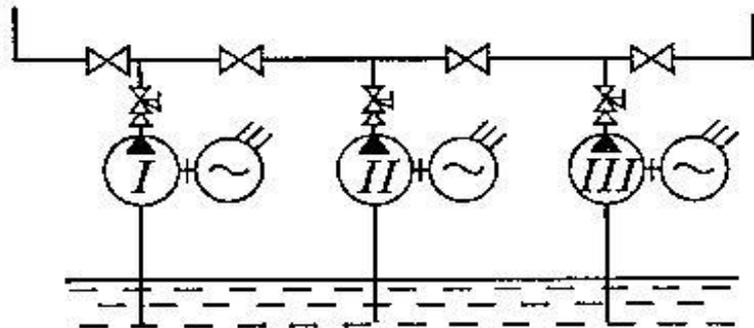
В зависимости от условий эксплуатации и производственного назначения нагнетатели могут работать на общую трубопроводную сеть.

Применяют два **способа соединения** нагнетателей для их совместной работы: *параллельное* и *последовательное*. Возможно *комбинированное*.

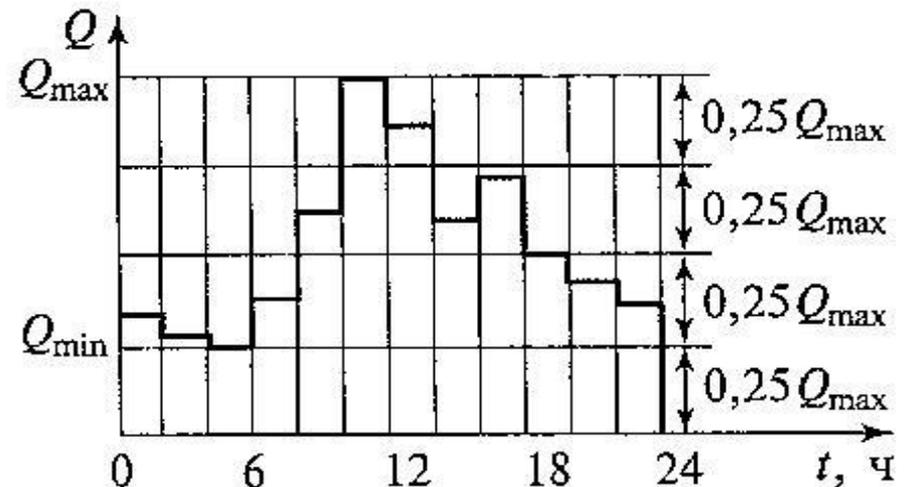
Когда система работает на покрытие неравномерного суточного графика и не имеет аккумулирующей емкости, то нагнетатели в любой момент времени должны давать в сеть подачу, равную расходу в сети.

Один нагнетатель выбирают на расход Q_{\max} с возможностью глубокого регулирования до Q_{\min} (низкий КПД) – не выгодно, т.к. большие потери энергии и нужен 100% резерв (дорого).

Схема установки параллельно работающих нагнетателей I ... III



Суточный график подач установки нагнетателей



Соединение нагнетателей

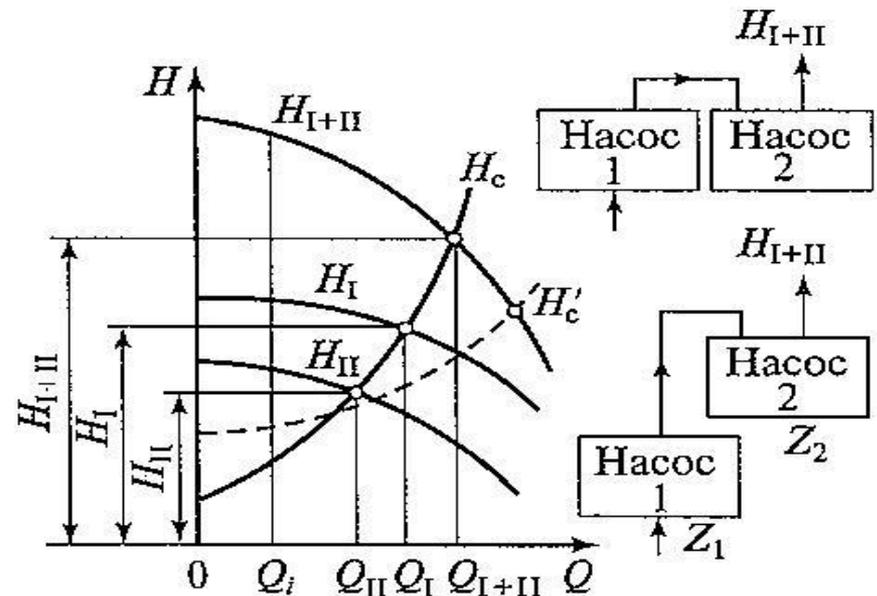
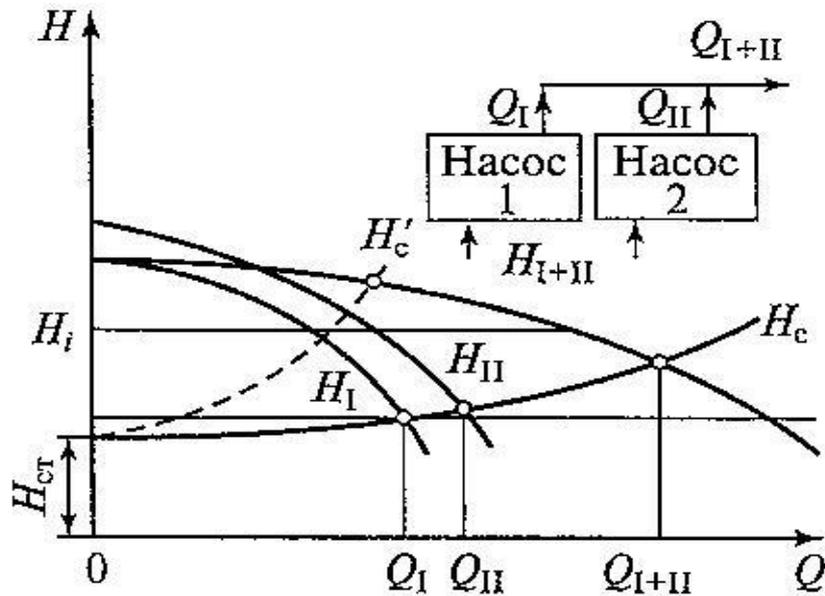
Увеличение количества нагнетателей уменьшает резерв и увеличивает эффективность эксплуатации, но до определенного предела.

Параллельное соединение: общая напорная характеристика получается сложением абсцисс характеристик H_I и H_{II} для $H_i = \text{const}$. Суммарный расход: $Q_{I+II} < Q_I + Q_{II}$

Последовательное соединение: общая напорная характеристика – сложение ординат характеристик H_I и H_{II} для $Q_i = \text{const}$. Суммарный напор: $H_{I+II} < H_I + H_{II}$

Эффективнее: параллельное – при пологой характеристике; последовательное – при крутой.

Характеристики совместной работы нагнетателей: а) параллельное; б) последовательное соединение



Лектор:

Кошарная Юлия Васильевна

к.т.н., доцент кафедры ЭППЭ НИУ «МЭИ»

E-mail: kosh_yulia@mail.ru

Тел. (495) 362-73-86; 8-925-524-11-39

Спасибо за внимание