

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ. НАСОСЫ

1. Общие сведения о насосах

1.1. Классификация насосов

Насосом называют гидравлическую машину, которая служит для создания напорного потока жидкой среды

По характеру силового воздействия насосы разделяют на **динамические** и **объемные**

Динамический насос – насос, в котором рабочая жидкость перемещается под непрерывным силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой с входом и выходом насоса

Наиболее распространены **лопастные насосы** (центробежные, осевые и электромагнитные)

Основное назначение – перекачка (транспортировка) жидкости.

Объемный насос – насос, в котором рабочая жидкость перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой с входом и выходом насоса

В эту группу насосов входят:

– **возвратно-поступательные** (поршневые, плунжерные, и диафрагменные)
– **роторные** (роторно-вращательные и роторно-поступательные).

Основное назначение – использование в системах гидропривода.

Насосным агрегатом называют агрегат, состоящий из приводящего двигателя и насоса, соединенных друг с другом

Насосной установкой называют насосный агрегат с трубопроводами, контрольно-измерительными приборами, запорно-регулирующей и другой необходимой аппаратурой

Насосная установка предназначена для обеспечения подачи заданного расхода жидкости из одного места в другое

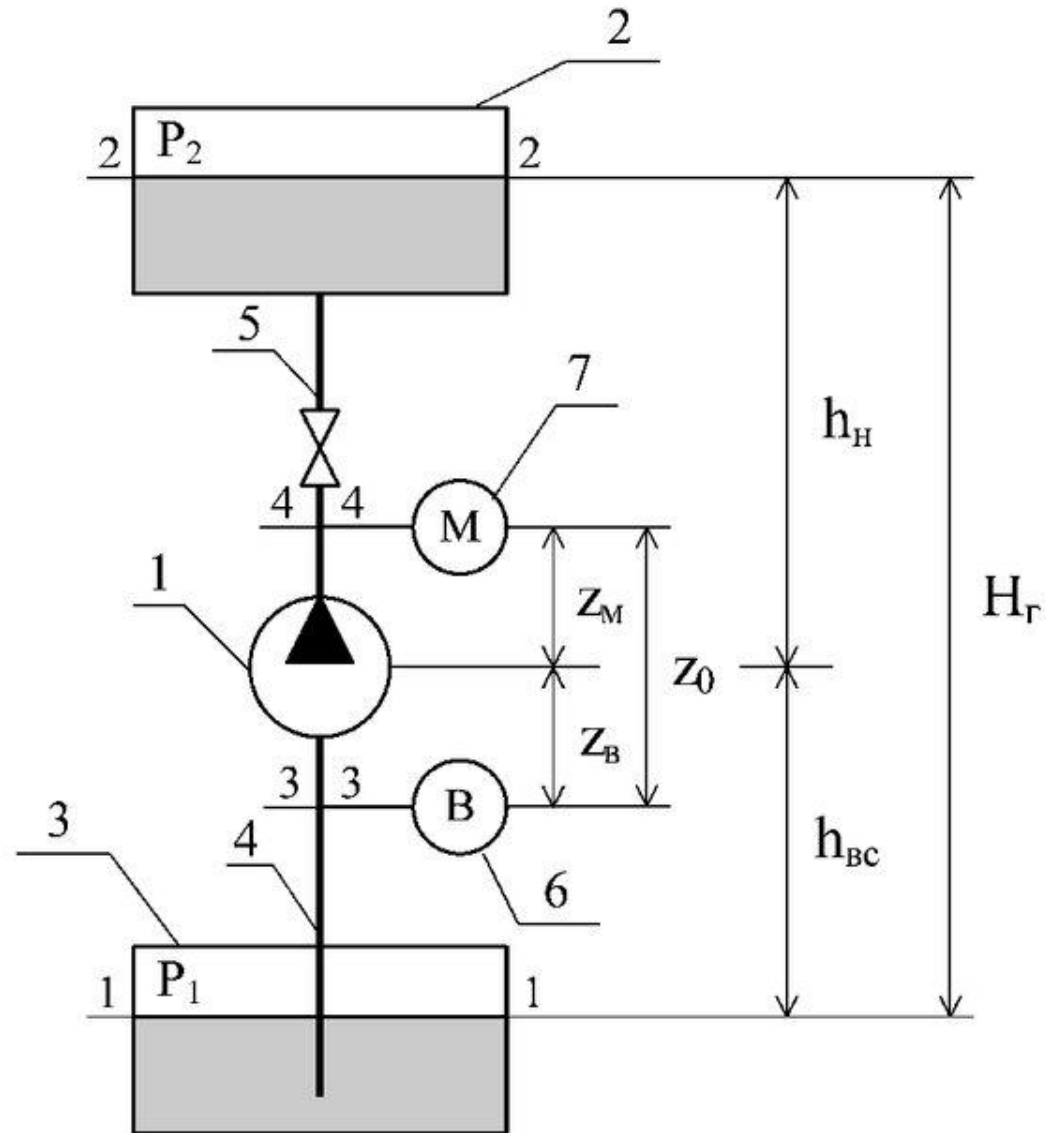
1.2. Основные рабочие параметры насосов

Объемная подача насоса Q_v [м³/с] – объем жидкости, проходящей в единицу времени через напорный (выходной) патрубок насоса.

Для измерения объемной подачи кроме системной единицы измерения м³/с пользуются и внесистемными единицами измерения: м³/час, л/с и др.

Напор насоса H [м] – полная удельная энергия, приобретаемая жидкостью при прохождении насоса и вычисляемая в метрах столба перекачиваемой жидкости

Схема насосной установки



При этом **напор, создаваемый насосом**, определяют как **разность полных гидродинамических напоров в выходном (нагнетательном) и входном (всасывающем) патрубках насоса** (в местах установки манометра и вакуумметра соответственно)

$$H = \left(z_n + \frac{p_n}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_n \cdot v_n^2}{2 \cdot g} \right) - \left(z_{вс} + \frac{p_{вс}}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_{вс} \cdot v_{вс}^2}{2 \cdot g} \right)$$

Приняв $z_{вс} = 0$ (разность высот установки манометра и вакуумметра), и зная, что абсолютное давление во всасывающем и нагнетательном патрубках равно, соответственно,

$$p_{вс} = p_{атм} - p_v \quad \text{и} \quad p_n = p_{атм} + p_m \quad \text{получим}$$

$$H = H_0 + \frac{p_m + p_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_n^2 - v_{вс}^2}{2 \cdot g}$$

Если диаметры нагнетательного и всасывающего патрубков равны, то скорости в них также равны $v_n = v_{вс}$, и тогда

$$H = H_0 + \frac{p_m - p_v}{\rho \cdot g}$$

При проектировании насосной установки (для подбора насоса) **напор** определяют *по элементам насосной установки*

Напор в этом случае можно определить как *разность полных гидродинамических напоров для сечений, взятых на поверхности жидкости в приемном и заборном резервуарах с учетом полных потерь в нагнетательном и всасывающем трубопроводах*

$$H = \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2 \cdot g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g} \right) + h_{w\Sigma}$$

где $h_{w\Sigma} = h_{w_{вс}} + h_{w_{наг}}$ – сумма полных потерь напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, м

Приняв $z_1 = 0$, $z_2 = H_2$ (разность уровней жидкости в заборном и приемном резервуарах), $v_1 = v_2 = 0$ (уровни жидкости заборном и приемном резервуарах не изменяются) получим

$$H = H_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + h_{w\Sigma}$$

Если заборный и приемный резервуары открыты в атмосферу, то давление над свободными поверхностями жидкости в них равно атмосферному $p_1 = p_2 = p_{атм}$, и тогда

$$H = H_2 + h_{w\Sigma}$$

Давление, развиваемое насосом p [Па], –
давление в нагнетательном патрубке (на
выходе) насоса

$$p = \rho \cdot g \cdot H$$

Полезная мощность насоса N_n [Вт] –
мощность, приобретаемая жидкостью при
прохождении ею насоса

$$N_n = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q_v$$

или

$$N_n = p \cdot Q$$

Потребляемая мощность насоса N [Вт]
связана с полезной через коэффициент
полезного действия насоса η

$$N = N_n / \eta$$

КПД насоса η учитывает все потери энергии в насосе, которые возникают в нем при перекачивании жидкости

В общем случае КПД насоса η складывается из гидравлического КПД (η_2), объемного КПД (η_o) и механического КПД (η_m)

$$\eta = \eta_2 \cdot \eta_o \cdot \eta_m$$

Гидравлический КПД учитывает потери энергии при движении жидкости в насосе, *объемный* – потери за счет возвратных утечек жидкости, а *механический* – потери на трение в механических узлах насоса

Необходимая мощность приводящего двигателя для насоса

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta_{пер}} \cdot k$$

где $\eta_{пер}$ – КПД передачи;

k – коэффициент запаса на случайные перегрузки двигателя (принимается равным 1,1÷1,5 в зависимости от мощности двигателя, чем ниже мощность двигателя, тем выше k)

Вакуумметрическая высота всасывания $h_{\text{вак}}$ характеризует степень разрежения, возникающего у входа в насос

Она зависит от *атмосферного давления, температуры перекачиваемой жидкости, быстроходности насоса, его конструктивных особенностей* и обычно указывается в каталоге соответствующего насоса при нормальном атмосферном давлении температуре перекачиваемой жидкости 20°C. *Разрежение во всасывающей трубке насоса не должно превышать эту величину*

Если атмосферное давление отличается от нормального, необходимо вводить поправку к паспортной вакуумметрической высоте всасывания

$$h'_{\text{вак}} = h_{\text{вак}} - 10 + h_{\text{атм}}$$

- где $h'_{\text{вак}}$ - исправленная вакуумметрическая высота всасывания, м;
 $h_{\text{вак}}$ - допустимая вакуумметрическая высота всасывания по каталогу, м;
 $h_{\text{атм}}$ - атмосферное давление на местности, м

Геометрическую высоту установки насоса над уровнем жидкости в заборном резервуаре $h_{вс}$ определяют из уравнения Бернулли, составленного для сечений взятых на уровне жидкости в заборном резервуаре и на уровне всасывающего патрубка насоса

Приняв $z_1 = 0$, $z_2 = h_{вс}$, $p_1 = p_{атм}$, $p_2 = p_{вс}$, $v_1 = 0$, $v_2 = v_{вс}$ получим

$$\frac{p_{атм}}{\rho \cdot g} = h_{вс} + \frac{p_{вс}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} + h_{w_{вс}} \quad \text{где } h_{w_{вс}} \text{ — суммарные потери напора во всасывающем трубопроводе, м}$$

Тогда
$$h_{вс} = \frac{p_{атм} - p_{вс}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} - h_{w_{вс}} \quad \text{однако} \quad \frac{p_{атм} - p_{вс}}{\rho \cdot g} = \frac{p_{вак}}{\rho \cdot g} = h_{вак}$$

следовательно
$$h_{вс} = h_{вак} - \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} - h_{w_{вс}}$$

Для нормальной работы насоса необходимо, чтобы давление во входном патрубке насоса было выше давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости $p_{н.п.}$ при данной температуре. Если это условие не соблюдается, то образующиеся при испарении пары жидкости прерывают нормальную работу насоса

Поэтому **геометрическую высоту установки насоса** обычно определяют как

$$h_{вс} = h_{вак} - \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} - h_{w_{вс}} - \frac{p_{н.п.}}{\rho \cdot g}$$

Если $h_{вс}$ отрицательная, заборный резервуар необходимо располагать выше насоса

2. Лопастные насосы

Лопастные насосы относятся к **динамическим насосам**

Рабочим органом лопастного насоса является **вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями**

Передача энергии от рабочего колеса к жидкости происходит вследствие **динамического воздействия лопастей колеса с обтекающей их жидкостью**

Из всех типов лопастных насосов на практике наибольшее распространение получили **центробежные насосы**

2.1 Классификация центробежных насосов

Центробежные насосы классифицируют по следующим признакам:

I. По числу рабочих колес

- Одноколесные

- Многоколесные:

 - *многопоточные* (с параллельным соединением колес $H=H_i$; $Q=\Sigma Q_i$);

 - *многоступенчатые* (с последовательным соединением колес $H=\Sigma H_i$; $Q=Q_i$)

II. По конструкции рабочего колеса

- С закрытым рабочим колесом (объем полостей колеса постоянен; применяются для чистых жидкостей)

- С открытым рабочим колесом (объем полостей колеса непостоянен; применяются для жидкостей с взвешенными частицами)

III. По создаваемому напору

- Низконапорные ($H \leq 20$ м)

- Средненапорные ($20 < H \leq 60$ м)

- Высоконапорные ($H > 60$ м)

IV. По способу подвода воды к колесу

- С односторонним подводом

- С двухсторонним подводом

Центробежные насосы классифицируют по следующим признакам: (продолжение)

V. По расположению вала

- Горизонтальные
- Вертикальные (для откачки жидкости из глубоких колодцев и скважин)

VI. По конструкции корпуса

- С вертикальным разъемом корпуса
- С горизонтальным разъемом корпуса

VII. По способу соединения с двигателем

- Имеющие общий вал с двигателем (соединенные с ним при помощи муфты)
- Приводные (соединенные с двигателем при помощи различных передач или редукторов)

VIII. По способу отвода жидкости из рабочего колеса

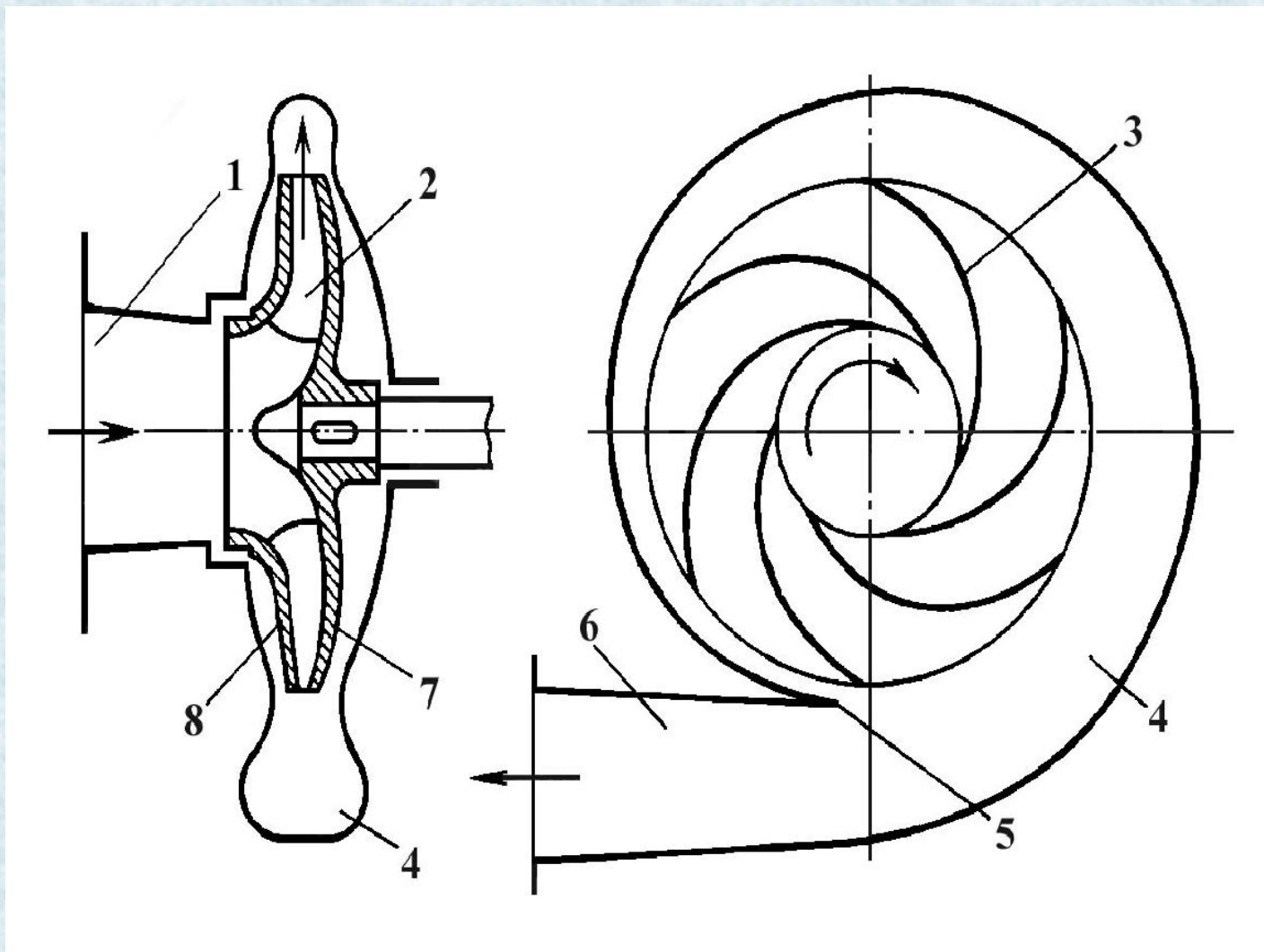
- Без направляющего аппарата
- С направляющим аппаратом

IX. По роду перекачиваемой жидкости

- Водяные
- Канализационные
- Кислотные
- Землесосные и др.

2.2. Устройство центробежных насосов

Схема центробежного насоса консольного типа



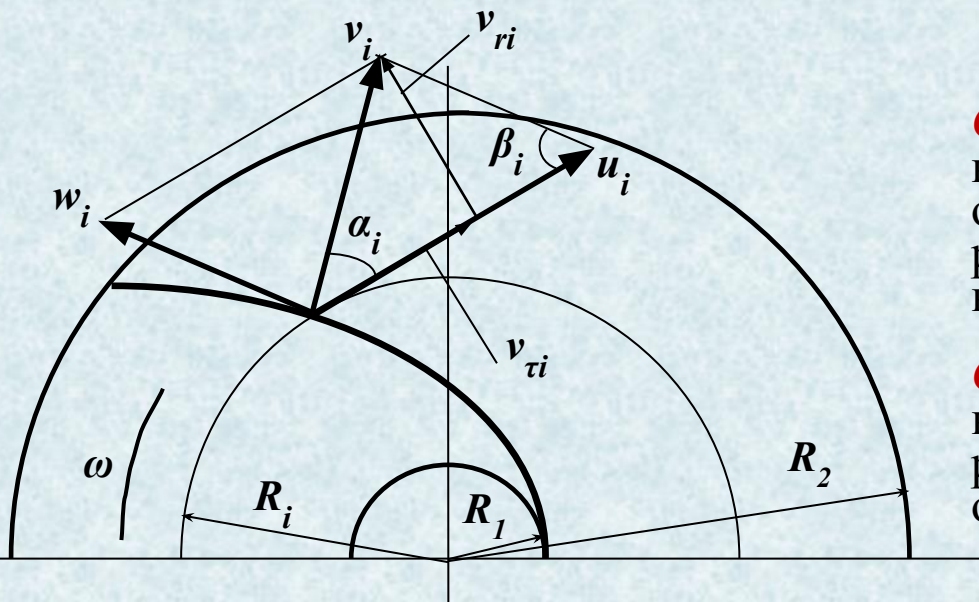
1 – всасывающий (подводящий) патрубок; 2 – рабочее колесо; 3 – лопасть;
4 – нагнетательный (отводящий) патрубок; 5 – язык; 6 – диффузор;
7, 8 – ведомый и ведущий диски рабочего колеса

2.3. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

Движение жидкости в полости вращающегося рабочего колеса насоса является сложным и его можно представить в виде суммы двух движений:

–переносного – вращения жидкости вместе с лопатками рабочего колеса

–относительного – движения жидкости относительно лопаток рабочего колеса



Скорость переносного движения u направлена по касательной к окружности, на которой расположена рассматриваемая точка, в сторону вращения рабочего колеса

Скорость относительного движения w направлена по касательной к лопастям рабочего колеса в рассматриваемой точке от центра к периферии

Численные значения этих скоростей могут быть рассчитаны по формулам:

$$u = \pi \cdot D \cdot N$$

где D – диаметр окружности, м;

N – частота вращения рабочего колеса, 1/с;

Q – расход жидкости через рабочее колесо, м³/с;

b – ширина лопастей рабочего колеса, м;

β – угол наклона лопастей рабочего колеса (угол между относительной скоростью и отрицательным направлением переносной скорости на окружности в рассматриваемой точке), град;

ψ – коэффициент, учитывающий уменьшение площади живого сечения потока за счет площади сечения лопастей, 1

$$w = \frac{Q}{\pi \cdot D \cdot b \cdot \psi \cdot \sin \beta}$$

Значение и направление **скорости абсолютного движения v** определяют путем геометрического суммирования **переносной скорости u** и **относительной скорости w**

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$$

Из параллелограмма скоростей в соответствии с теоремой косинусов следует

$$w^2 = v^2 + u^2 - 2 \cdot v \cdot u \cdot \cos \alpha$$

где α - угол между направлениями абсолютной и переносной скоростей жидкости, град

Абсолютную скорость v можно также разложить на две взаимно перпендикулярные составляющие:

–**касательную абсолютной скорости v_τ** , направленную по касательной к окружности, на которой расположена рассматриваемая точка

$$v_\tau = v \cdot \cos \alpha = u - v_r \cdot \operatorname{ctg} \beta$$

–**радиальную абсолютной скорости v_r** , направленную перпендикулярно (по радиусу) окружности, на которой расположена рассматриваемая точка

$$v_r = v \cdot \sin \alpha$$

Таким образом, характер движения жидкости в рабочем колесе определяется линейными размерами и частотой вращения рабочего колеса, а также конструкцией и формой лопастей

2.4. Основное уравнение центробежного насоса

Основное уравнение центробежного насоса

(уравнением Эйлера для центробежного насоса)

$$H_m = \frac{\omega}{g} \cdot (v_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot R_2 - v_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot R_1)$$

где H – теоретический напор центробежного насоса, м;

R_1, R_2 – радиусы входа и выхода рабочего колеса, соответственно, м;

v_1, v_2 – абсолютные скорости жидкости на входе и выходе рабочего колеса, соответственно, м/с;

α_1, α_2 – углы между направлениями абсолютной и переносной скоростей жидкости на входе и выходе рабочего колеса, соответственно, град;

ω – угловая скорость рабочего колеса, рад./сек.

Конструкция колес центробежных насосов, у которых подвод жидкости осуществляется по оси колеса, такова, что абсолютная скорость v_1 направлена по радиусу, т.е. $\alpha_1 = 90^\circ$

При этом уравнение принимает вид

$$H_m = \frac{\omega}{g} \cdot v_{\tau 2} \cdot R_2 = \frac{u_2 \cdot v_{\tau 2}}{g} = \frac{u_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}$$

Действительный напор, развиваемый насосом

$$H = H_m \cdot \eta_2 \cdot k$$

где η_2 – гидравлический КПД насоса, учитывающий потери напора в рабочем колесе насоса на преодоление гидравлического сопротивления (зависит от конструкции насоса, $\eta_2 = 0,85 \div 0,95$);

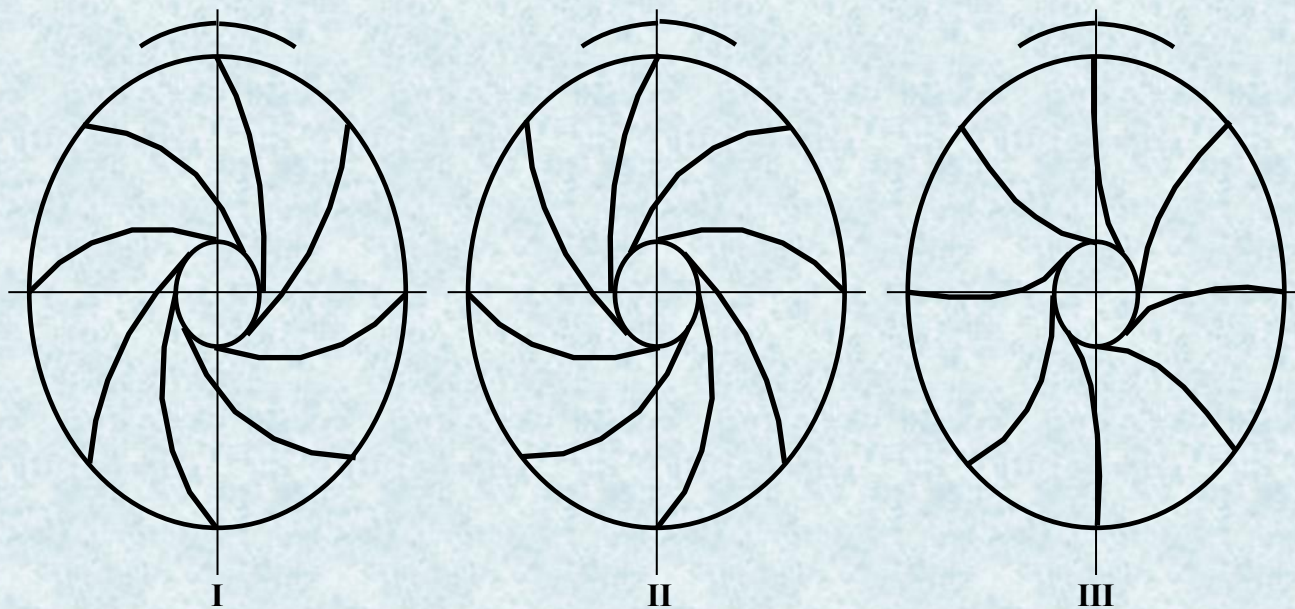
k – коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопаток

2.5. Форма лопастей рабочего колеса центробежного насоса

От формы лопастей рабочего колеса, определяемой углами лопаток β_1 и β_2 , зависят величины теоретического напора H_m и КПД насоса η

Поэтому форме очертания лопастей рабочего колеса при конструировании центробежных насосов придают большое значение

По форме очертания лопастей рабочего колеса центробежных насосов разделяют на три типа



отогнутые назад
 $\beta_2 < 90^\circ$

отогнутые вперед
 $\beta_2 > 90^\circ$

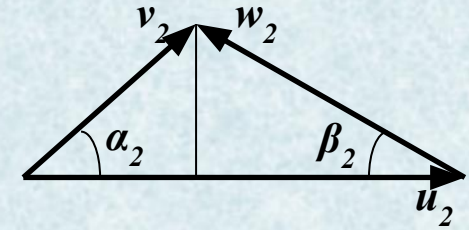
с радиальным выходом
 $\beta_2 = 90^\circ$

Проанализируем, как влияет форма очертания лопастей на теоретический напор и КПД насоса

Из параллелограмма скоростей на выходе потока из рабочего колеса можно записать

$$u_2 = v_2 \cdot \cos \alpha_2 + w_2 \cos \beta_2 \quad v_2 \cdot \cos \alpha_2 = u_2 \cdot \left(1 - \frac{w_2 \cdot \cos \beta_2}{u_2} \right)$$

$$H_m = \frac{u_2 \cdot v_{\tau 2}}{g} = \frac{u_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \quad H_m = \frac{u_2}{g} \cdot \left(1 - \frac{w_2 \cdot \cos \beta_2}{u_2} \right)$$



Как следует из уравнения с увеличением угла β_2 увеличивается напор, развиваемый насосом, а также абсолютная скорость v_2

$$H_m = H_{ст} + H_{дин} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} \quad \frac{H_{ст}}{H_{дин}} = R \text{ — коэффициент реактивности рабочего колеса}$$

С увеличением угла β_2 возрастает величина v_2 , следовательно, коэффициент реактивности рабочего колеса уменьшается

при $\beta_2 < 90^\circ$ $H_m < \frac{u_2}{g}$, $H_{ст} > H_{дин}$, $R > 1$ — рабочее колесо центробежного насоса создает в основном статический напор, **производительность большая, а гидравлические потери минимальны**

при $\beta_2 > 90^\circ$ $H_m > \frac{u_2}{g}$, $H_{ст} < H_{дин}$, $R < 1$ — рабочее колесо центробежного насоса создает в основном динамический напор, **производительность меньше, большие гидравлические потери и низкий КПД**, вследствие резкого увеличения сечений канала между лопастями

при $\beta_2 = 90^\circ$ $H_m = \frac{u_2}{g}$, $H_{ст} = H_{дин}$, $R = 1$ — статический и динамический напоры, создаваемые рабочим колесом центробежного насоса, равны

В современных центробежных насосах применяют в основном лопасти I-го типа как наиболее выгодные, причем угол β_2 колеблется в пределах $15 \div 40^\circ$

2.6. Основы теории подобия насосов

Теория подобия позволяет, выполнив исследования на модельном насосе:

- рассчитать характеристики проектируемого натурального насоса других размеров;*
- пересчитать параметры работы используемого насоса при его эксплуатации в других режимах, отличных от паспортных* (другая частота вращения рабочего колеса, иная рабочая жидкость и т.д.)

Применительно к насосам гидродинамическая теория подобия требует использования трех видов подобия:

- кинематического;*
- геометрического;*
- динамического*

Кинематическое подобие предполагает, что отношение скоростей модели и натуре в соответственных точках должно сохраняться постоянным

Применительно к скоростям жидкости в рабочем колесе насоса это выражается соотношением

$$\frac{v_M}{v_H} = \frac{u_M}{u_H} = \frac{w_M}{w_H} = \text{const} \quad \text{где индексы "М" и "Н" относятся к модельному и натуральному насосам, соответственно}$$

Соотношения скоростей переносного движения u_M/u_H и относительного движения w_M/w_H для модельного и натурального насосов

$$\frac{u_M}{u_H} = \frac{\pi \cdot D_M \cdot n_M}{\pi \cdot D_H \cdot n_H} = \frac{D_M \cdot n_M}{D_H \cdot n_H}$$

$$\frac{w_M}{w_H} = \frac{Q_M}{\pi \cdot D_M \cdot b_M \cdot \psi_M \cdot \sin \beta_M} \cdot \frac{\pi \cdot D_H \cdot b_H \cdot \psi_H \cdot \sin \beta_H}{Q_H}$$

Геометрическое подобие требует соблюдения подобия основных форм и размеров модельного и натурального насосов

Применительно к геометрическим характеристикам рабочего колеса насоса это выражается соотношением

$$\frac{b_m}{b_n} = \frac{D_m}{D_n}, \quad \psi_m = \psi_n, \quad \beta_m = \beta_n, \quad \alpha_m = \alpha_n$$

С учетом этих выражений соотношение скоростей относительного движения для модельного и натурального насосов примет вид

$$\frac{w_m}{w_n} = \frac{Q_m}{Q_n} \cdot \left(\frac{D_n}{D_m} \right)^2$$

Используя выражения для кинематического подобия получим

$$\frac{Q_m}{Q_n} = \left(\frac{D_m}{D_n} \right)^3 \cdot \frac{n_m}{n_n}$$

Динамическое подобие предполагает подобие процесса передачи энергии от рабочего колеса к жидкости

В соответствии с основным уравнением центробежного насоса имеем

$$\frac{H_M}{H_H} = \frac{v_M \cdot u_M \cdot \cos \alpha_M}{g} \cdot \frac{g}{v_H \cdot u_H \cdot \cos \alpha_H}$$

С учетом кинематического подобия скоростей модельного и натурального насосов при $\alpha_M = \alpha_H$ уравнение принимает следующий вид

$$\frac{H_M}{H_H} = \left(\frac{u_M}{u_H} \right)^2 \quad \text{или} \quad \frac{H_M}{H_H} = \left(\frac{D_M}{D_H} \right)^2 \cdot \left(\frac{n_M}{n_H} \right)^2$$

С учетом этого соотношение мощностей модельного и натурального насосов

$$\frac{N_M}{N_H} = \frac{\rho_M \cdot g \cdot Q_M \cdot H_M}{\rho_H \cdot g \cdot Q_H \cdot H_H} \quad \text{или} \quad \frac{N_M}{N_H} = \frac{\rho_M}{\rho_H} \cdot \left(\frac{D_M}{D_H} \right)^5 \cdot \left(\frac{n_M}{n_H} \right)^3$$

Формулы подобия позволяют пересчитывать параметры модельных насосов на параметры натуральных насосов, что особенно важно для крупных насосов

$$\frac{Q_M}{Q_H} = \left(\frac{D_M}{D_H}\right)^3 \cdot \frac{n_M}{n_H}$$

$$\frac{H_M}{H_H} = \left(\frac{D_M}{D_H}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_M}{n_H}\right)^2$$

$$\frac{N_M}{N_H} = \frac{\rho_M}{\rho_H} \cdot \left(\frac{D_M}{D_H}\right)^5 \cdot \left(\frac{n_M}{n_H}\right)^3$$

Эти же формулы позволяют пересчитывать параметры и характеристики насосов при изменении частоты вращения их рабочего колеса, в чем возникает необходимость при замене приводного электродвигателя

Так, если один и тот же насос ($D_M/D_H = 1$), перекачивая одну и ту же жидкость, изменит частоту вращения с n_1 на n_2 , то его параметры можно пересчитать следующим образом

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

2.7. Коэффициент быстроходности

Подобные насосы могут быть различного размера и работать в широком диапазоне частот вращения, подач и напоров

Следовательно, для общей характеристики и сравнения между собой различных насосов нужен показатель, включающий основные параметры насоса

В качестве такого *комплексного показателя* может быть выбрана *частота вращения*, как величина, через которую могут быть выражены все основные параметры насоса

Для получения формулы, позволяющей связать частоту вращения с основными параметрами насоса, воспользуемся уравнениями подобия центробежных насосов, записанными в следующем виде

$$\frac{Q}{Q_s} = \left(\frac{D}{D_s} \right)^3 \cdot \frac{n}{n_s} \qquad \frac{H}{H_s} = \left(\frac{D}{D_s} \right)^2 \cdot \left(\frac{n}{n_s} \right)^2$$

Проведя ряд математических преобразований с этими формулами получим

$$n_s = n \left(\frac{Q}{Q_s} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{H_s}{H} \right)^{4/3}$$

$$n_s = n \left(\frac{Q}{Q_s} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{H_s}{H} \right)^{4/3}$$

В каждой серии подобных насосов можно выделить в качестве эталонного (модельного) насоса такой, который при частоте вращения n_s , полезной мощности $N = 735,5$ Вт и наивысшем КПД развивает для воды напор $H_s = 1$ м и подачу $Q_s = 0,075$ м³/с

Подставляя в предыдущую формулу эти значения, окончательно получим

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

Такую частоту вращения эталонного (модельного) насоса, *характеризующую быстроходность насосов данной серии*, принято называть **коэффициентом быстроходности** n_s

Коэффициент быстроходности достаточно полно характеризует тип насоса. У различных по типу и конструкции насосов с близкими значениями n_s и другие параметры близки

Вместо коэффициента быстроходности часто используют **удельную частоту вращения** n_y

$$n_y = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Для некоторых видов насосов коэффициент быстроходности n_s (удельная частота вращения n_y) принимает следующие значения:

1. **Поршневые** $n_s < 40$ об/мин ($n_y < 13$ об/мин)
2. **Центробежные:**
 - *тихоходные* $n_s = 50 \div 90$ об/мин ($n_y = 13 \div 25$ об/мин)
 - *нормальные* $n_s = 80 \div 300$ об/мин ($n_y = 20 \div 80$ об/мин)
 - *быстроходные* $n_y = 250 \div 500$ об/мин ($n_y = 70 \div 140$ об/мин)
3. **Винтовые** $n_y = 350 \div 600$ об/мин ($n_y = 90 \div 160$ об/мин)
4. **Осевые** $n_y = 500 \div 1000$ об/мин ($n_y = 140 \div 300$ об/мин)

Тихоходные насосы всегда используют при необходимости получения **высоких напоров и малых подач**, поэтому их *наиболее часто применяют в водоснабжении и в тех случаях, когда необходимо создание больших давления в сети*

Быстроходные насосы используют при необходимости получения **низких напоров и больших подач**, поэтому их *наиболее часто применяют в установках, предназначенных для подъема больших масс воды на сравнительно небольшую высоту, например для подачи жидкости по трубопроводам на орошаемые массивы*

2.8. Характеристики центробежных насосов

Поддача насоса, напор, потребляемая мощность и КПД взаимосвязаны между собой. Насосы рассчитывают для определенного сочетания подачи Q , напора H и частоты вращения рабочего колеса n , при котором гидравлические потери в насосе минимальны.

Такое сочетание этих параметров называют **расчетным режимом**.

Зависимости напора, потребляемой мощности и КПД от его подачи при постоянной частоте вращения рабочего колеса центробежного насоса называют рабочими характеристиками насоса

Зависимость напора от подачи $H = H(Q)$ называют главной или напорной характеристикой насоса

Рабочие характеристики насоса получают на заводе-изготовителе путем проведения стендовых испытаний.

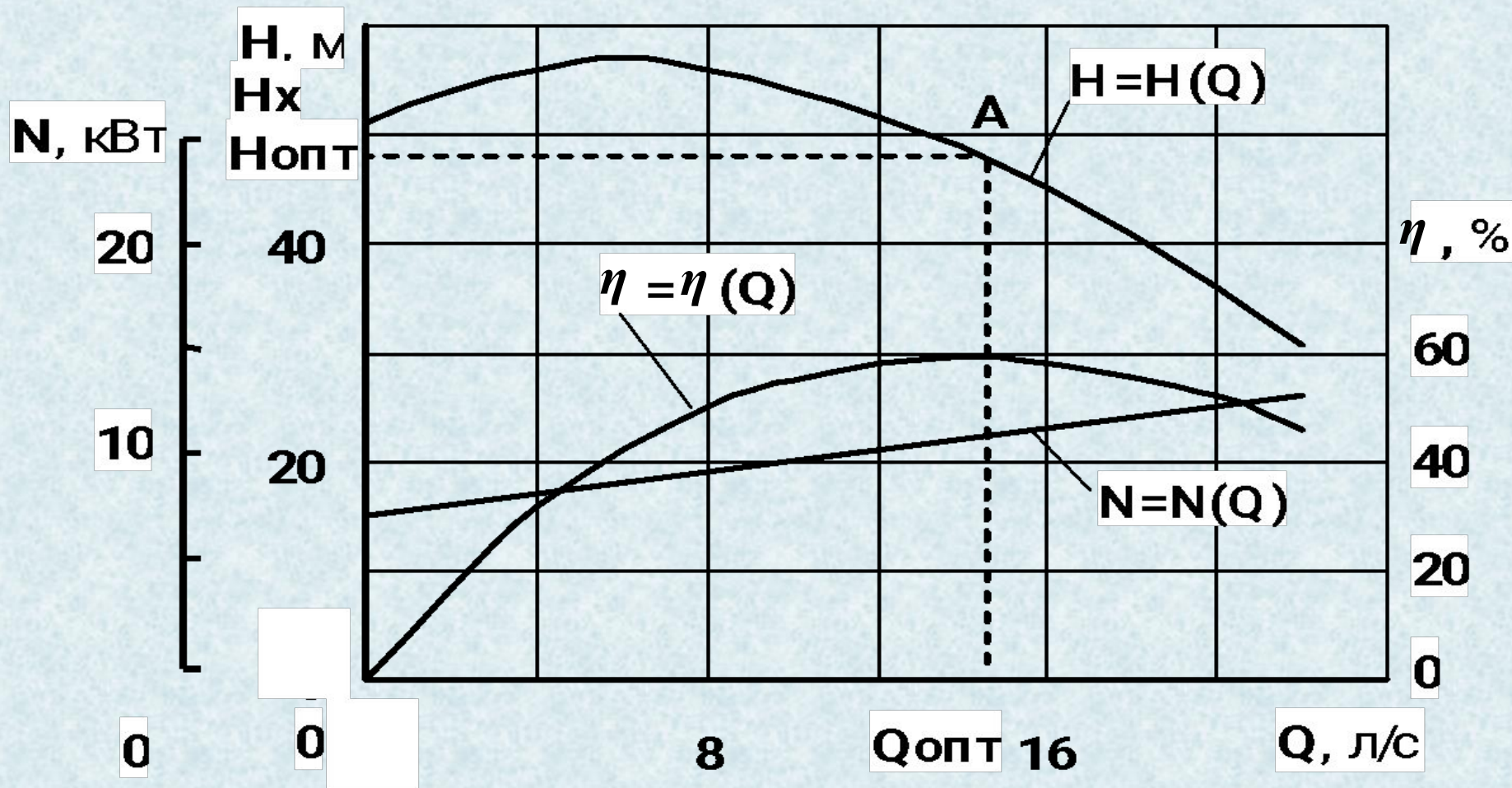
В процессе стендовых испытаний при заданной частоте вращения рабочего колеса центробежного насоса снимают значения **напора, тока и напряжения, потребляемых насосом, при фиксированных значениях подачи**.

С использованием полученных данных строят напорную характеристику насоса $H = H(Q)$ и рассчитывают значения полезной мощности N_n , мощности, потребляемой насосом, N и КПД насоса η при различных значениях подачи, по соответствующим формулам

$$N_n = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{1000} \quad [\text{кВт}]$$

$$N = \frac{I \cdot U \cdot \sqrt{3} \cdot \cos \varphi}{1000} \cdot \eta_{\text{дв}} \quad [\text{кВт}]$$

$$\eta = \frac{N_n}{N}$$



H_x – *напор холостого хода* (напор, развиваемый насосом при отсутствии подачи)

Режим работы насоса, при максимальном значении КПД (точка А) является оптимальным, а соответствующие этой точке значения Q_a и H_a являются оптимальными параметрами работы насоса

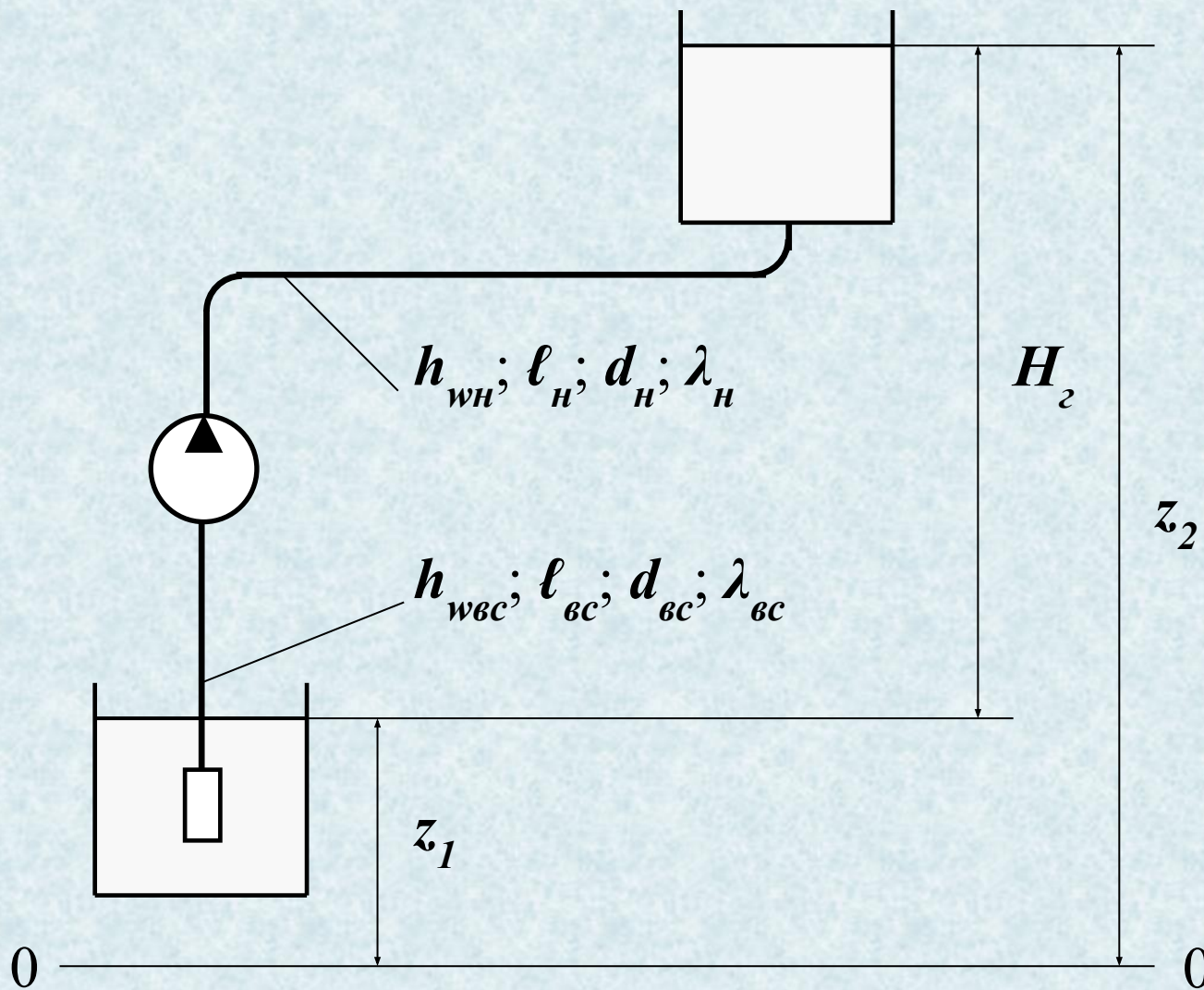
Для обеспечения легкого пуска насоса необходимо, чтобы оптимальный напор H_a был меньше напора холостого хода, то есть $H_a < H_x$

2.9. Эксплуатационные расчеты центробежных насосов

2.9.1. Совместная работа насоса и трубопровода

Основные эксплуатационные параметры рабочего режима насосной установки определяют условиями совместной работы насоса и трубопровода

Схема насосной установки



Потребный напор, необходимый для перекачки жидкости по трубопроводу из одной емкости в другую, можно определить как

$$H_{mp} = \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2 \cdot g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g} \right) + h_{w\Sigma}$$

где $h_{w\Sigma} = h_{w_{вс}} + h_{w_{н}}$

Приняв $z_1 = 0$, $z_2 = H_2$, $v_1 = v_2 = 0$, получим $H_{mp} = H_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + h_{w\Sigma}$

или $H_{mp} = H_{ст} + h_{w\Sigma}$ где $H_{ст} = H_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}$ - гидростатический напор насосной установки, м

$$h_{w_{вс}} = \left(\lambda_{вс} \cdot \frac{l_{вс}}{d_{вс}} + \sum \xi_{вс} \right) \cdot \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} \quad h_{w_{н}} = \left(\lambda_{н} \cdot \frac{l_{н}}{d_{н}} + \sum \xi_{н} \right) \cdot \frac{v_{н}^2}{2 \cdot g}$$

где $v_{вс} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{вс}^2}$ $v_{н} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{н}^2}$

$$H_{mp} = H_{ст} + \frac{16}{2 \cdot g \cdot \pi^2} \cdot \left[\frac{1}{d_{вс}^4} \cdot \left(\lambda_{вс} \cdot \frac{l_{вс}}{d_{вс}} + \sum \xi_{вс} \right) + \frac{1}{d_{н}^4} \cdot \left(\lambda_{н} \cdot \frac{l_{н}}{d_{н}} + \sum \xi_{н} \right) \right] \cdot Q^2$$

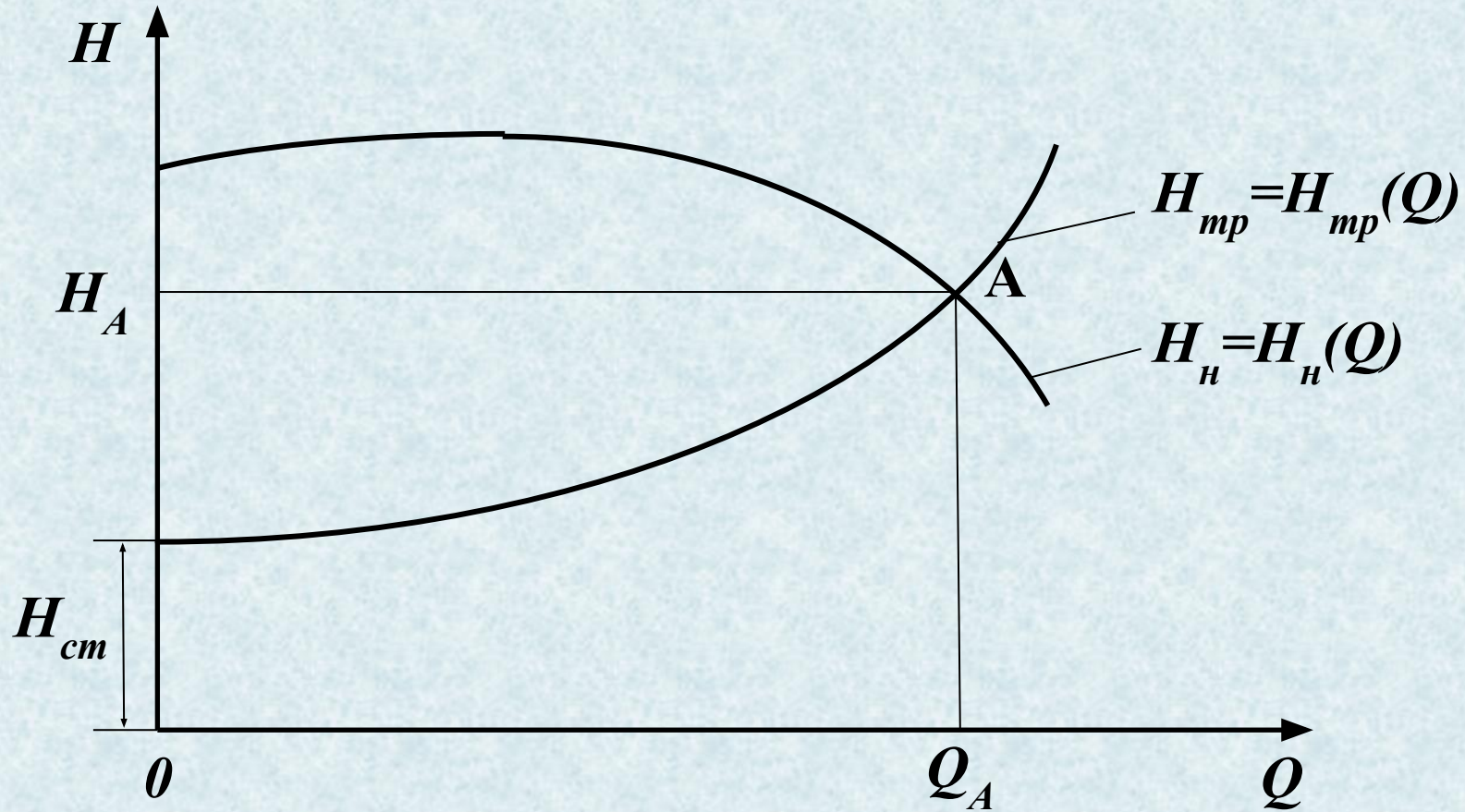
$$H_{mp} = H_{cm} + \frac{16}{2 \cdot g \cdot \pi^2} \cdot \left[\frac{1}{d_{вс}^4} \cdot \left(\lambda_{вс} \cdot \frac{l_{вс}}{d_{вс}} + \sum \xi_{вс} \right) + \frac{1}{d_n^4} \cdot \left(\lambda_n \cdot \frac{l_n}{d_n} + \sum \xi_n \right) \right] \cdot Q^2$$

$$H_{mp} = H_{cm} + K \cdot Q^2 \quad - \text{характеристики сети (трубопровода)}$$

$$\text{где } K = \frac{16}{2 \cdot g \cdot \pi^2} \cdot \left[\frac{1}{d_{вс}^4} \cdot \left(\lambda_{вс} \cdot \frac{l_{вс}}{d_{вс}} + \sum \xi_{вс} \right) + \frac{1}{d_n^4} \cdot \left(\lambda_n \cdot \frac{l_n}{d_n} + \sum \xi_n \right) \right]$$

K - коэффициент, постоянный для данной насосной установки, характеризующий полные потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, $1/\text{м}^2$

Графическое определение рабочей точки при совместной работе центробежного насоса и трубопровода



$H_H = H(Q)$ — напорная характеристика насоса

$H_{тр} = H_{тр}(Q)$ — характеристика сети (трубопровода)

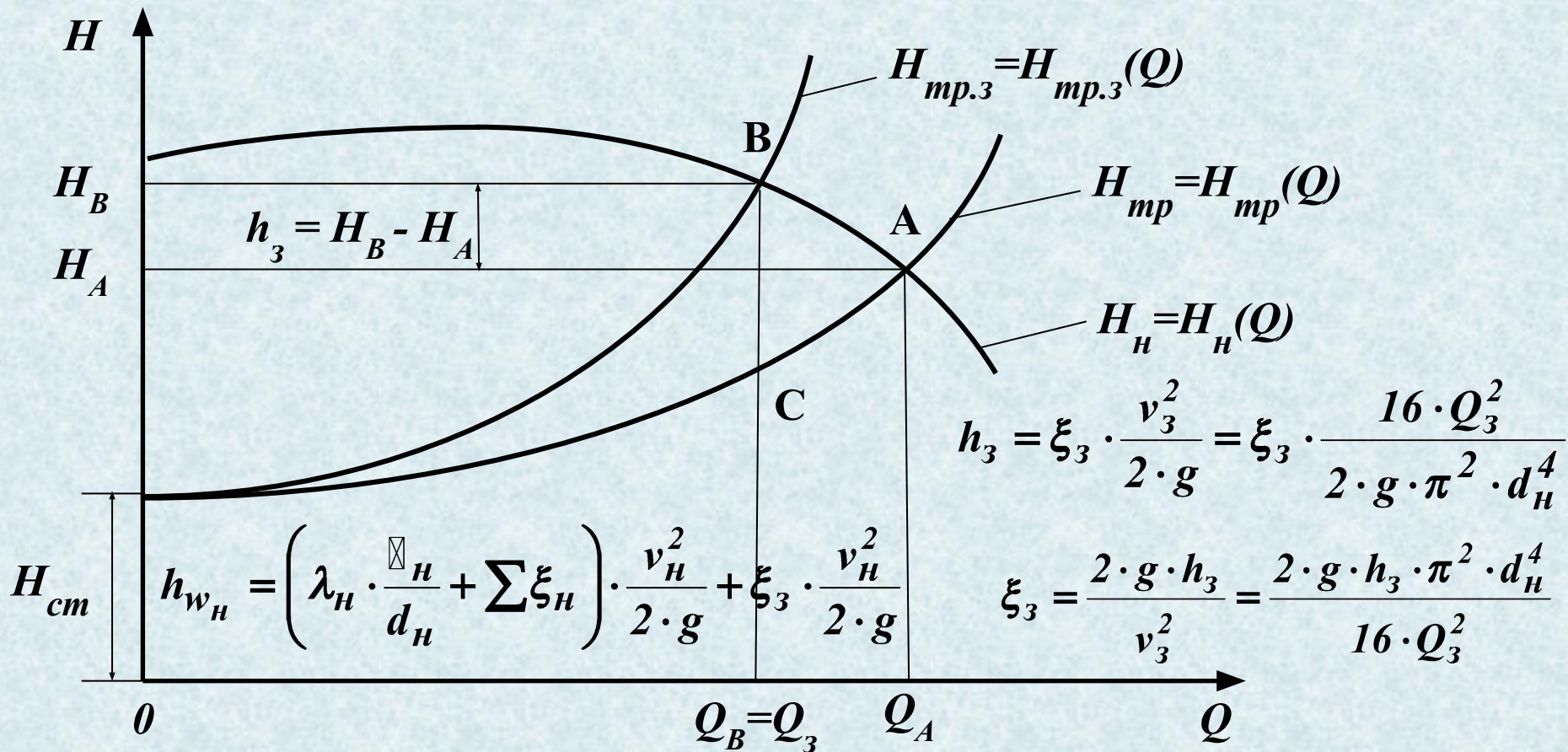
A — рабочая точка (лимитная точка) насосной установки при работе на данную сеть (трубопровод)

2.9.2. Регулирование подачи центробежных насосов

Способы изменение подачи насосной:

- Регулирование дросселированием
- Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса насоса
- Регулирование при помощи обточки рабочего колеса насоса по наружному диаметру
- Регулирование с использованием последовательного и параллельного соединения насосов

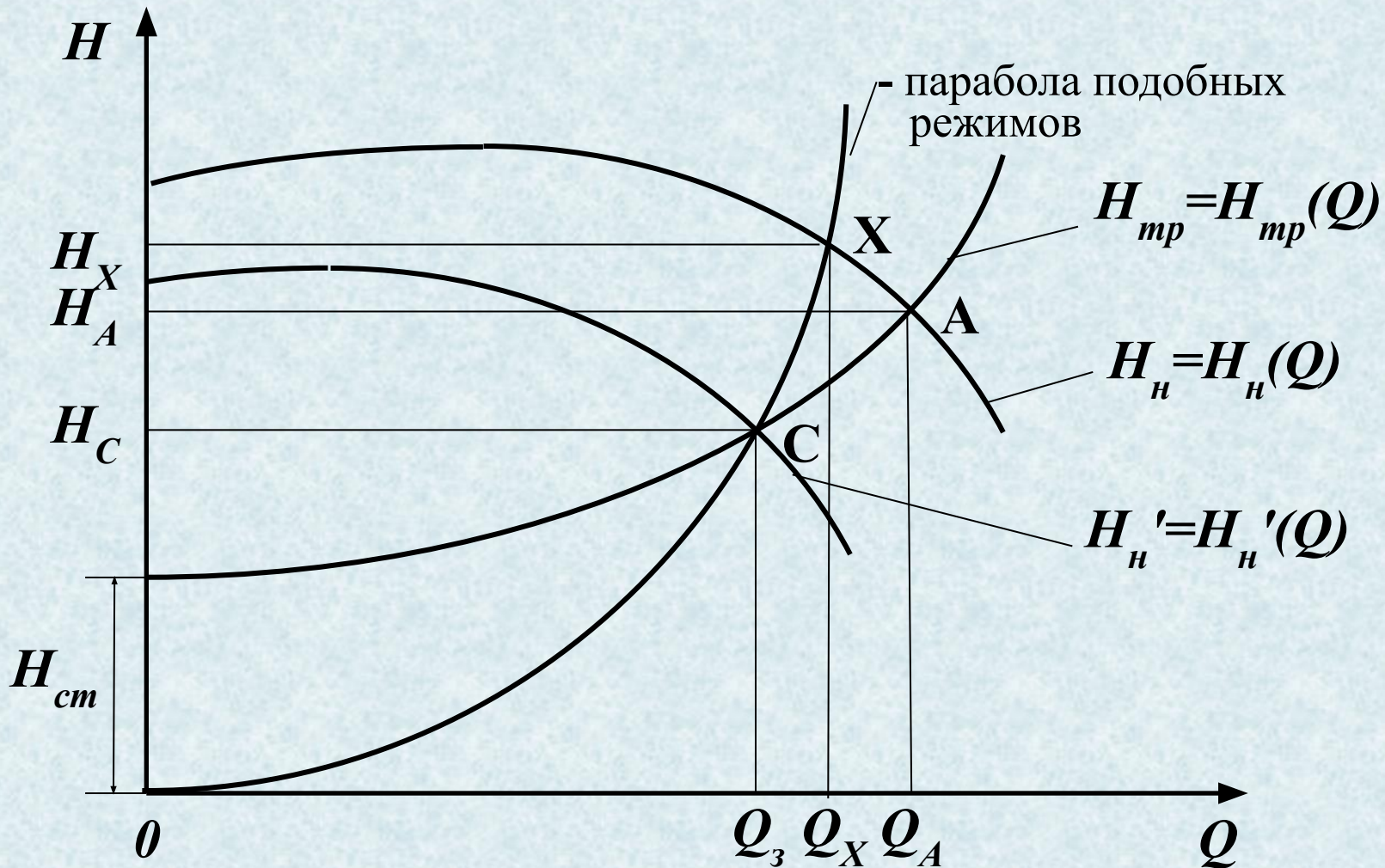
Регулирование дросселированием



$$H_{mp.3} = H_{cm} + \frac{16}{2 \cdot g \cdot \pi^2} \cdot \left[\frac{1}{d_{bc}^4} \cdot \left(\lambda_{bc} \cdot \frac{\Delta_{bc}}{d_{bc}} + \sum \xi_{bc} \right) + \frac{1}{d_H^4} \cdot \left(\lambda_H \cdot \frac{\Delta_H}{d_H} + \sum \xi_H \right) \right] \cdot Q^2 + h_3 \cdot \frac{Q^2}{Q_3^2}$$

$$H_{mp.3} = H_{cm} + K \cdot Q^2 + h_3 \cdot \frac{Q^2}{Q_3^2}$$

Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса



Согласно условиям подобия режимов работы центробежных насосов **режимы работы насоса при различных оборотах его рабочего колеса подобны**, когда основные характеристики насоса связаны между собой соотношениями, которые можно записать в следующем виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_3}{Q} &= \frac{n_3}{n} \\ \frac{H_{тр}}{H} &= \left(\frac{n_3}{n} \right)^2 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} \frac{Q_3^2}{Q^2} &= \frac{H_{тр}}{H} \\ H &= \frac{H_{тр}}{Q_3^2} \cdot Q^2 \end{aligned} \quad \text{- парабола подобных режимов}$$

$$n_3 = n \cdot \frac{Q_3}{Q} = n \cdot \frac{Q_3}{Q_x}$$

$$n_3 = n \cdot \sqrt{\frac{H_{тр}}{H}} = n \cdot \sqrt{\frac{H_c}{H_x}}$$

При частоте вращения рабочего колеса насоса n_3 мощность, потребляемую насосом, можно рассчитать как

$$N_c = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_3 \cdot H_c}{1000 \cdot \eta_x}$$

где η_x - КПД насоса, соответствующий точке X

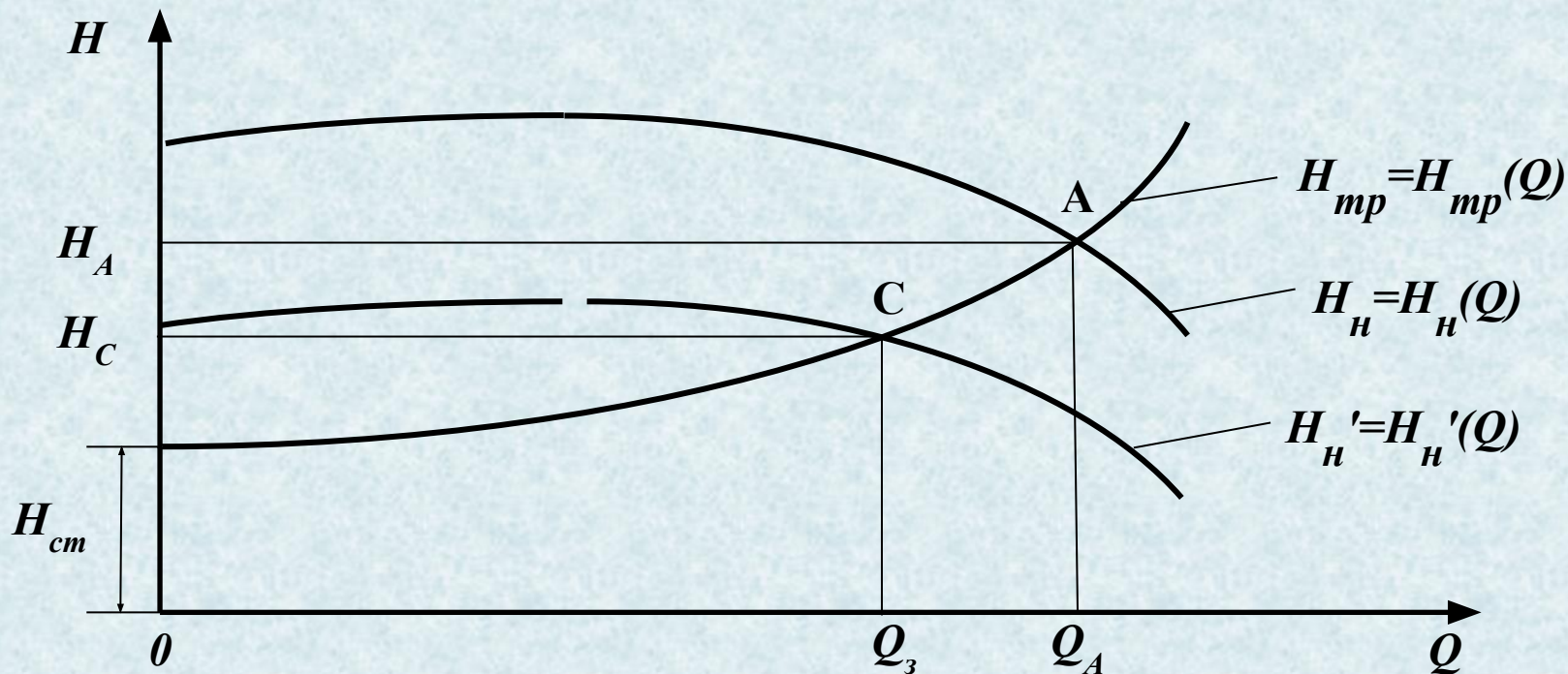
Рассмотренные способы регулирования применяют для оперативного и недолговременного изменения подачи насосной установки

Регулирование при помощи обточки рабочего колеса насоса по наружному диаметру

При уменьшении диаметра рабочего колеса в определенных пределах КПД насоса меняется незначительно и этот способ регулирования самый экономичный

Предельная обточка рабочего колеса зависит от коэффициента быстроходности n_s

В результате обточки рабочего колеса **уменьшается окружная скорость на выходе жидкости из колеса, что приводит к уменьшению напора**

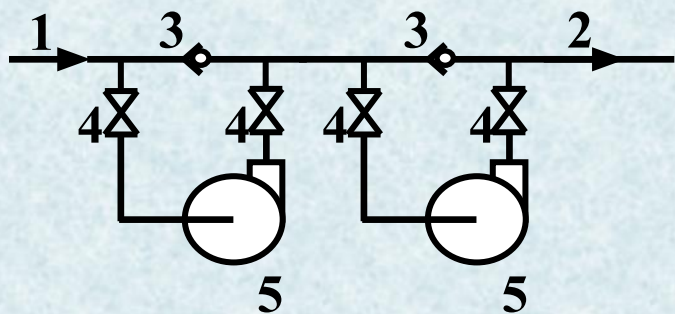


2.9.3. Последовательное и параллельное соединение насосов

Последовательное соединение насосов

применяют в случае, если одним насосом нельзя обеспечить требуемый напор

Схема последовательного соединения центробежных насосов

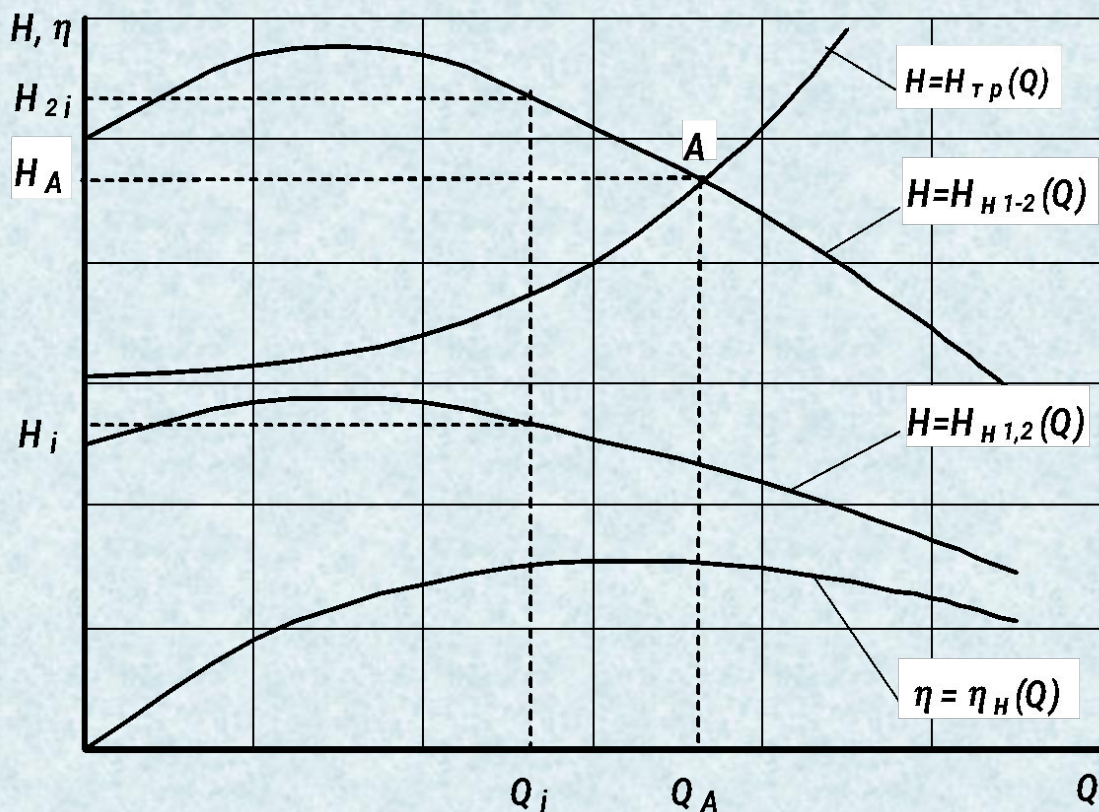


1 – всасывающий трубопровод; 2 – напорный трубопровод; 3 – обратный клапан; 4 – вентиль; 5 – насос

Суммарный напор развиваемый насосами, работающих последовательно

$$H_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n H_i \quad \text{при} \quad Q = const$$

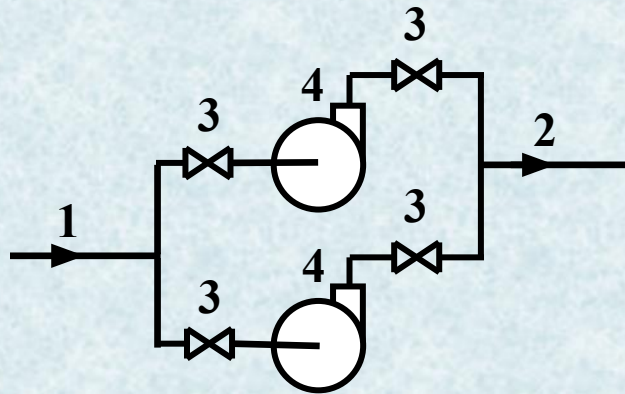
Графическое определение рабочей точки при последовательном соединении насосов



Параллельное соединение насосов

применяют в случае, если одним насосом нельзя обеспечить требуемую подачу

Схема параллельного соединения центробежных насосов

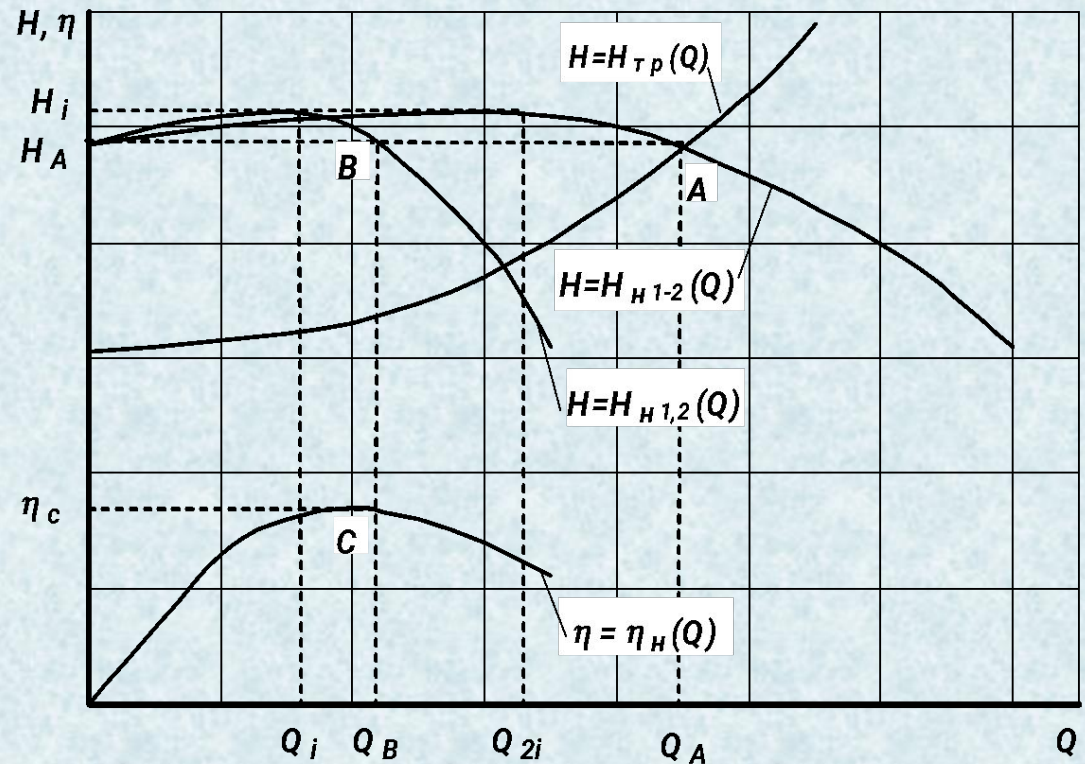


1 – всасывающий трубопровод; 2 – напорный трубопровод; 3 – вентиль; 4 – насос

Суммарный напор развиваемый насосами, работающими параллельно

$$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n Q_i \quad \text{при} \quad H = const$$

Графическое определение рабочей точки при параллельном соединении насосов



2.9.4. Кавитация в насосах

При работе насоса в его входном патрубке может быть довольно глубокий вакуум. Еще больший вакуум создается на тыльной стороне лопастей при входе жидкости в рабочее колесо. Эти условия могут приводить к возникновению кавитации

Кавитацией называют вскипание жидкости при понижении давления до давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости при рабочей температуре в насосе

Вскипание жидкости приводит к образованию в ней мельчайших пузырьков пара, так называемых каверн. Каверны увлекаются потоком жидкости из области низкого в область повышенного давления, где пар мгновенно конденсируется и каверны схлопываются. При этом жидкость резко устремляется к центру каверны и создается местное мгновенное повышение давления (гидравлический удар)

Частота таких ударов очень высока, что приводит к возникновению усталостных явлений в металле. Разрушение происходит в виде выкрашивания металла и поверхность вместо гладкой становится «губчатой»

При кавитации возрастают гидравлические потери в насосе, что приводит к падению подачи, напора, мощности и КПД. Кроме того, кавитационный износ проточной части насоса и рабочего колеса ведет к быстрому выходу насоса из строя. Внешне кавитация проявляется возникновением резкого шума и повышенной вибрацией насоса

Условием отсутствия кавитации является требование, чтобы в любой точке проточной части насоса абсолютное давление было выше давления насыщенного пара перекачиваемой жидкости $p_{н.п}$

Величину этого превышения давления принято характеризовать ***кавитационным запасом Δh*** , представляющим собой разницу между полным напором жидкости во всасывающем патрубке насоса и напором, соответствующим давлению насыщенного пара перекачиваемой жидкости при рабочей температуре в насосе

$$\Delta h = \frac{p_v}{\rho g} + \frac{v_v^2}{2g} - \frac{p_{н.п.}}{\rho g}$$

На практике, для учета случайных явлений, допустимый кавитационный запас несколько завышают. Его можно рассчитать на основании формулы, предложенной С.С. Рудневым

$$\Delta h_{\text{дон}} = (1,1 \div 1,3) \Delta h_{\text{кр}} = (11 \div 13) \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C_k} \right)^{4/3}$$

где $\Delta h_{\text{кр}}$ – критический запас при котором наступает кавитация;

n – частота вращения насоса;

Q – подача насоса;

C_k – кавитационный коэффициент быстроходности ($C_k = 800 \div 1000$)

Таким образом, для нормальной работы насоса в условиях отсутствия кавитации необходимо, чтобы

$$\Delta h \geq \Delta h_{\text{дон}}$$

Высота установки насоса H_B над уровнем всасывания должна быть такой, чтобы вакуум во всасывающем патрубке насоса не превышал значений, приводящих к возникновению кавитации. Это достигается в случае, если выполняется условие

$$H_B \leq \frac{p_1 - p_{\text{н.п.}}}{\rho g} - \sum h_{\text{вс}} - \Delta h_{\text{дон}}$$

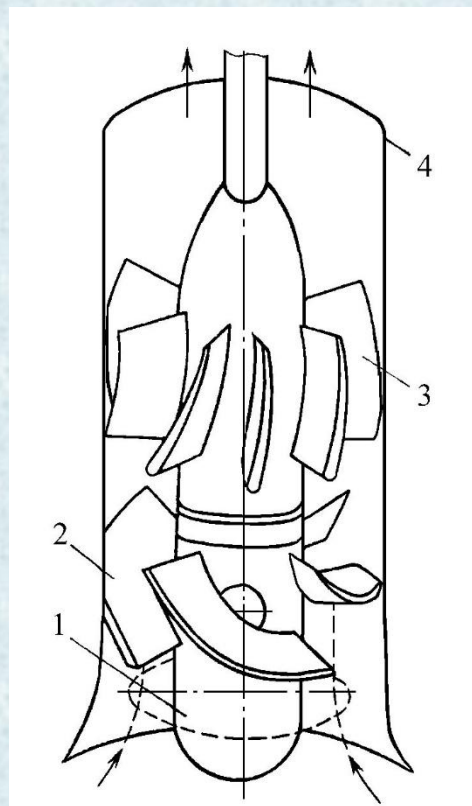
Высота всасывания насоса зависит от давления в питающем резервуаре на уровне всасывания p_1 , температуры жидкости (давление насыщенного пара $p_{\text{н.п.}}$ однозначно определяется температурой жидкости), потерь напора во всасывающей ветви трубопровода $\sum h_{\text{вс}}$ и допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{дон}}$

2.10. Осевые насосы

Осевые насосы имеют высокий коэффициент быстроходности – $n_s = 600 \div 1200$ об/мин и поэтому применяются там, где требуется обеспечить большую подачу ($Q = 0,3 \div 25$ м³/с) при невысоком напоре ($H = 2 \div 20$ м)

Особенностью их конструкции является то, что движение жидкости в проточной части насоса происходит вдоль оси вращения рабочего колеса

Схема осевого насоса



1 – втулка; 2 – лопасти;
3 – направляющий аппарат;
4 – корпус

Обычно лопасти рабочего колеса выполняются поворотными, что позволяет эксплуатировать насос при разной частоте вращения не снижая КПД

Типовая характеристика осевого насоса

