

Лекция 5

Гидравлика



Классификация гидравлических машин

- **Гидравлические машины делятся на два больших класса – насосы и гидравлические двигатели.**
- ***Насосы* – это устройства для напорного перемещения жидкости в результате сообщения ей энергии.**
- ***Гидравлические двигатели* – это устройства, в которых рабочий орган получает энергию от протекающей жидкости.**
- **Гидравлические машины находят широкое распространение в сельском хозяйстве. Насосы являются неотъемлемой частью систем водоснабжения, теплофикации, центрального отопления, вентиляции, гидромеханизации. Насосы и гидравлические двигатели применяют в гидроприводе, который служит для приведения в действие рабочих органов многих сельскохозяйственных машин.**

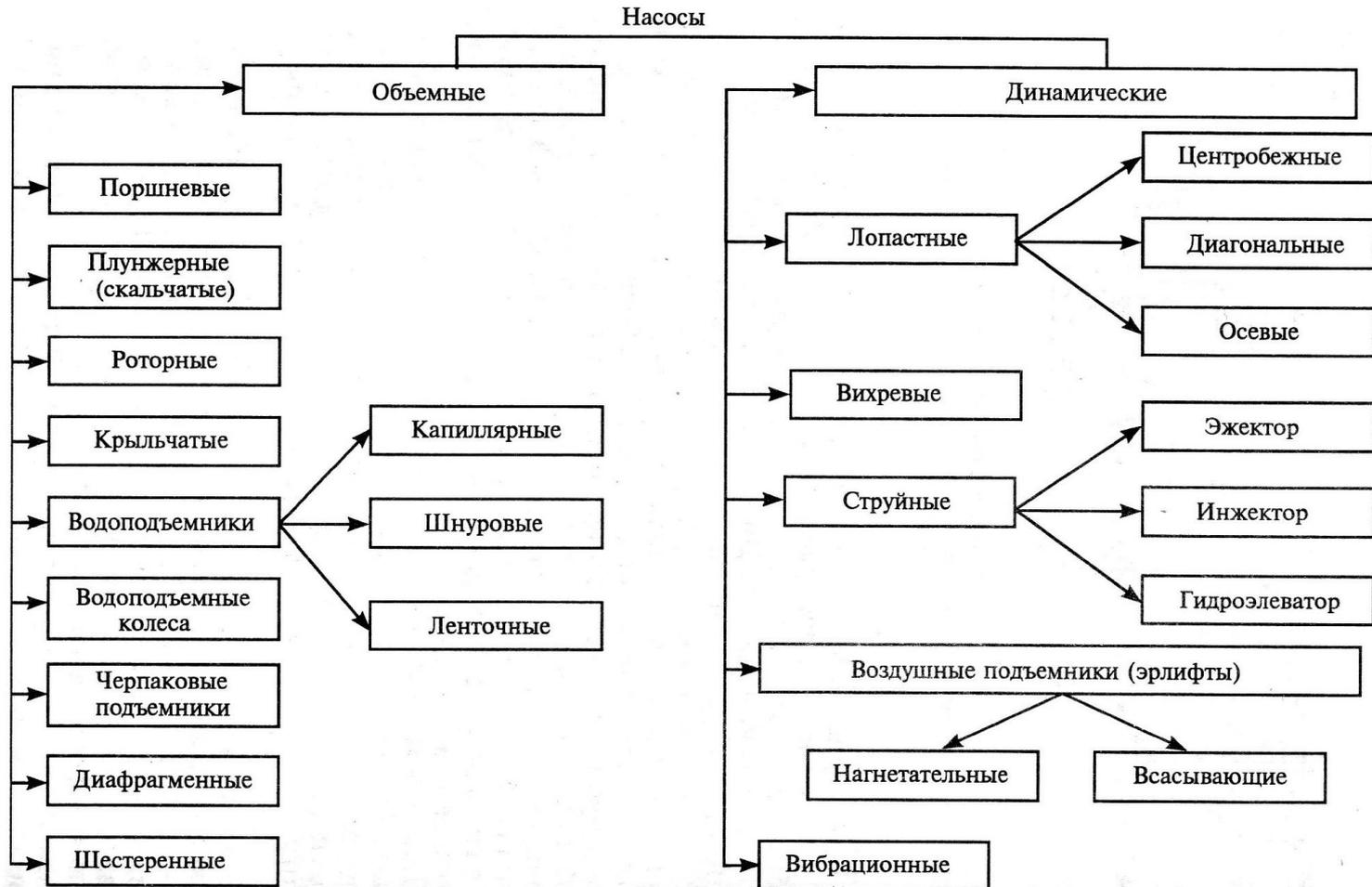


Классификация насосов

- **Насосы по принципу действия и конструкции делятся на две основные группы – динамические и объемные.**
- **Динамические насосы - насосы в которых жидкость в камере движется под силовым воздействием и имеет постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. Это силовое воздействие осуществляется с помощью рабочего колеса, сообщающего жидкости кинетическую энергию, трансформируемую в энергию давления.**
- **Динамическими являются насосы лопастные, электромагнитные, трения и инерции. К лопастным насосам относятся центробежные, осевые и диагональные насосы. К насосам трения и инерции относятся вихревые, шнековые, лабиринтные, червячные и струйные насосы.**
- **Объемные насосы – насосы, в которых сообщение энергии жидкости осуществляется по принципу механического периодического вытеснения жидкости рабочим телом, создающим в процессе перемещения определенное давление жидкости. В объемных насосах жидкость получает энергию в результате периодического изменения замкнутого объема, который попеременно сообщается то с входом, то с выходом насоса.**
- **Объемными являются насосы поршневые, плунжерные, диафрагменные и роторные.**



Классификация насосов

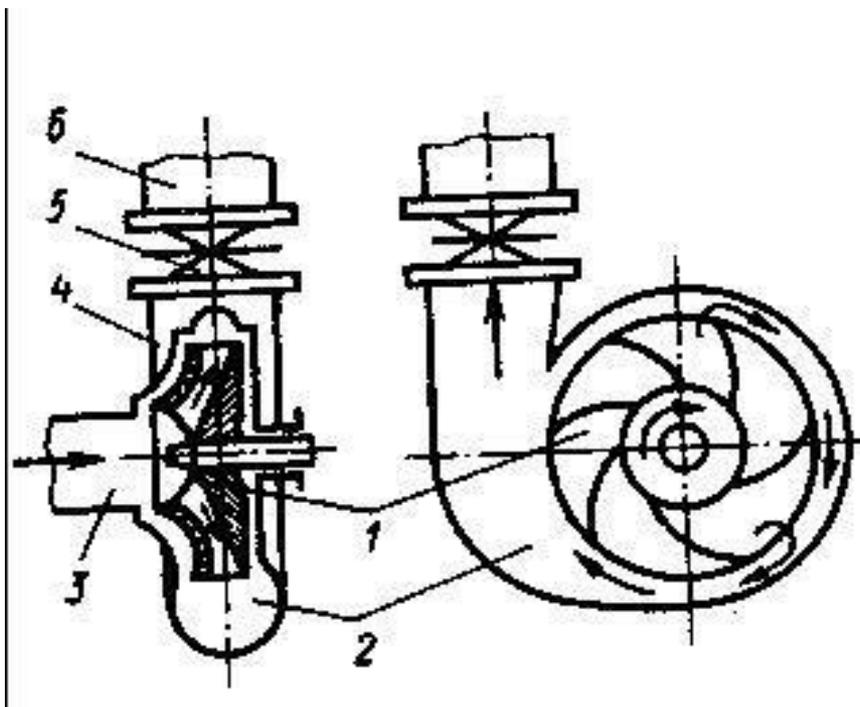


Классификация гидравлических двигателей

- **Гидравлические двигатели** по принципу действия и конструкции делятся на три основные группы - гидроцилиндры, гидромоторы и поворотные гидравлические двигатели.
- **Гидроцилиндры** – это гидравлические двигатели с ограниченным возвратно-поступательным движением выходного звена.
- **Гидромоторы** – это гидравлические двигатели с вращательным движением выходного звена.
- **Поворотные гидравлические двигатели** – это гидравлические двигатели с ограниченным углом поворота выходного звена.



Центробежные насосы



- **Центробежный насос состоит из рабочего колеса с лопатками, расположенного внутри корпуса.**
- **Рабочее колесо получает**
- **вращение от электродвигателя и передает энергию жидкости, находящейся в корпусе насоса.**
- **Под действием центробежной силы жидкость перемещается от центра насоса в радиальном направлении и выталкивается в трубопровод.**
- **Непрерывность работы насоса заключается в том, что при вращении рабочего колеса жидкость, уходя от оси вращения, создает вакуум.**
- **Вакуум распространяется во всасывающий патрубок насоса, помещенный в жидкость, чем достигается забор жидкости.**



Основные рабочие параметры центробежных насосов

- **Основными рабочими параметрами** центробежных насосов являются напор, подача, коэффициент быстроходности, мощность и коэффициент полезного действия.
- **Напор H (м)** насоса – удельная энергия, которую сообщает насос жидкости для того, чтобы жидкость могла подняться на определенную высоту или переместиться на определенное расстояние, преодолевая гидравлические сопротивления.
- **Подача Q (л/с)** насоса - объем жидкости, подаваемый насосом в единицу времени.
- **Коэффициент быстроходности ns (об/мин)** – наиболее полная гидравлическая характеристика центробежных насосов.

- $$ns = 3,65n(Q)^{1/2} / (H)^{3/4} ,$$

- где n – частота вращения рабочего колеса насоса.
- Коэффициент быстроходности позволяет классифицировать насосы не по одному какому-нибудь параметру, а по их совокупности и дает основание для сравнения различных типов насосов и выбора насоса, наиболее пригодного для работы в заданных условиях.



Основные рабочие параметры центробежных насосов

- **Полезная мощность N_p (кВт) насоса** - это произведение весовой подачи на напор:
 - $$N_p = \rho g Q H / 1000$$
 -
 -
- **Полезная мощность насоса N_p всегда меньше затрачиваемой мощности N (мощности, подводимой к валу насоса), так как в насосе неизбежно возникновение потерь энергии.**
- **Коэффициент полезного действия η** – полный коэффициент полезного действия, который учитывает общие потери (гидравлические, объемные и механические).
 - $$\eta = N_p / N$$
- **Гидравлические потери** – потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при движении жидкости от входа в насос до выхода из него. Эти потери учитываются гидравлическим КПД – η_g .



Основные рабочие параметры центробежных насосов

- **Объемные потери** – потери энергии, возникающие в результате утечки жидкости из нагнетательной части насоса во всасывающую. Эти потери оценивают объемным КПД насоса - η_o .
- **Механические потери** – потери энергии, возникающие вследствие трения в подшипниках, сальниках, а также вследствие трения наружной поверхности рабочего колеса о жидкость. Эти потери учитывают механическим КПД - η_m .
- **Полный КПД насоса** представляет собой произведение всех трех коэффициентов полезного действия:
$$\eta = \eta_o \eta_v \eta_m$$
- **Полный коэффициент полезного действия** характеризует совершенство конструкции насоса и степень его изношенности.
- **Максимальный КПД** крупных современных насосов достигает 0,9 и более, а КПД малых насосов может составлять 0,6...0,7.



Основное уравнение центробежного насоса



Основное уравнение центробежного насоса впервые было получено Эйлером в 1754 г.

Уравнение центробежного насоса устанавливает связь между напором насоса и геометрическими параметрами рабочего колеса насоса и частотой его вращения:

Нт

$$= u_2 v_2 / g$$

$$p_t = \rho u_2 v_2,$$

где u_2 – окружная скорость жидкости на выходе из рабочего колеса, v_2 – абсолютная скорость жидкости на выходе из рабочего колеса.

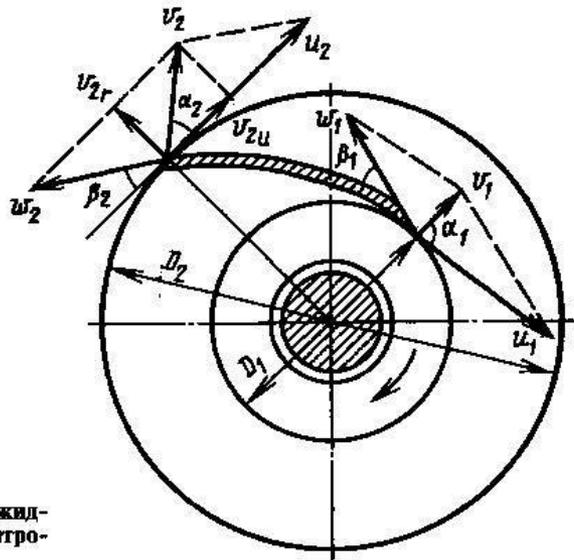
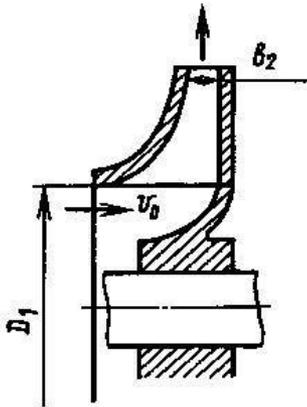


Рис. 5.3. Схема движения жидкости в рабочем колесе центробежного насоса



Основное уравнение центробежных насосов

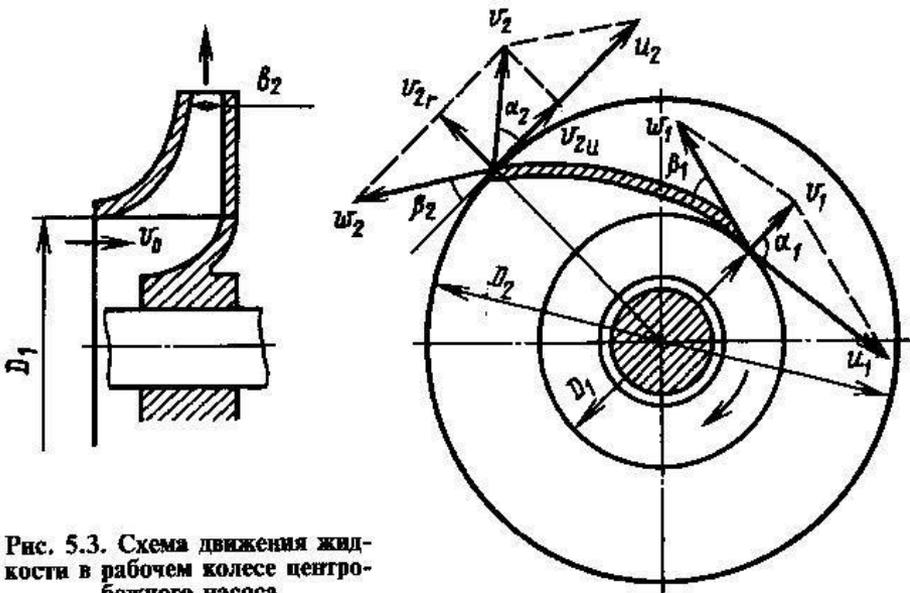


Рис. 5.3. Схема движения жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

- Окружная скорость жидкости на выходе из рабочего колеса определяется по формуле:
 -]
 -]
 -]
 -]
- $$u_2 = \pi D_2 n / 60 = \omega D_2 / 2,$$
- где D_2 – внешний диаметр рабочего колеса; n – частота вращения рабочего колеса; ω – угловая скорость вращения рабочего колеса.
- Теоретическое давление и напор, развиваемые насосом, тем больше, чем больше окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса, т.е. чем больше его диаметр, частота вращения и угол β_2 (чем «круче» расположены лопатки рабочего колеса).

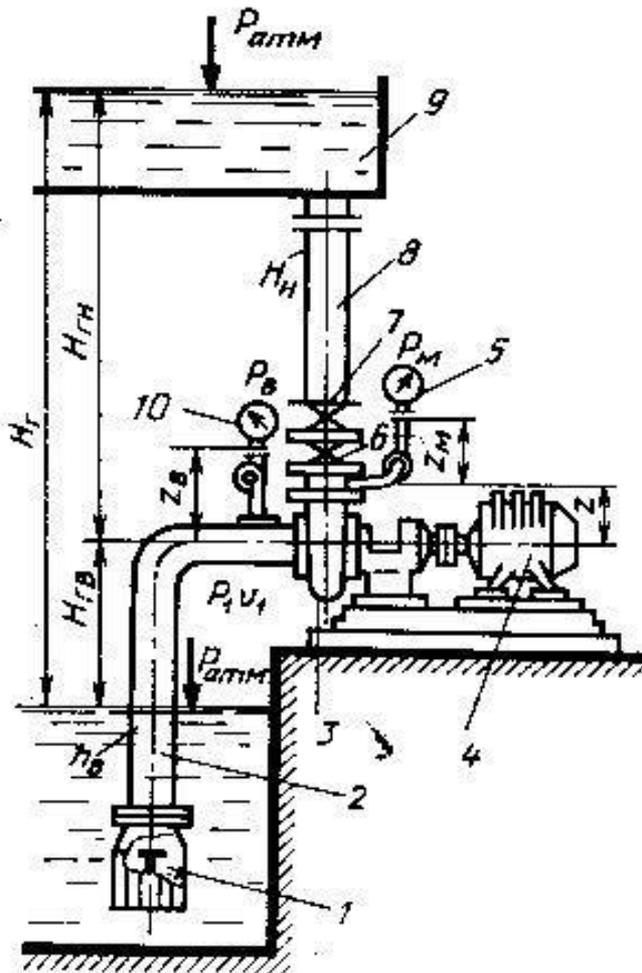


Основное уравнение центробежных насосов

- **Действительные давление и напор, развиваемые насосом, меньше их теоретических значений. Реальные условия работы насоса отличаются от идеальных условий, принятых при выводе уравнения**
- **Влияние конечного числа лопастей учитывают введением поправочного коэффициента k , уменьшение давления вследствие гидравлических потерь – введением гидравлического коэффициента полезного действия η_g .**
- **Полное давление и полный напор найдем по формулам:**
- $$p = k\eta_g \rho u^2$$
- $$H = k\eta_g u^2 / g$$
- **Значение коэффициента η_g зависит от конструкции насоса, его размеров и качества выполнения внутренних поверхностей проточной части колеса. Обычно η_g составляет 0,8...0,95. Значение k при числе лопастей от 6 до 10 колеблется от 0,75 до 0,9.**
- **Развиваемый центробежным насосом напор зависит также от формы лопаток и создаваемого ими соотношения скоростей. Различают три типа лопаток: отогнутые назад (по ходу вращения рабочего колеса); отогнутые вперед; с радиальным выходом.**
- **Лопатки первого типа обеспечивают меньшие гидравлические потери и больший КПД. Изменение подачи практически не влияет на потребляемую мощность, что благоприятно воздействует на условия работы двигателя. Двигатель работает в постоянном режиме даже при изменении подачи насоса.**
- **При использовании лопаток, отогнутых вперед, и с радиальным выходом наблюдаются значительные гидравлические потери и снижение КПД насоса. Требуется двигатель повышенной мощности.**



Центробежный агрегат



Центробежный агрегат – это центробежный насос, оборудованный соответствующей арматурой и приборами.

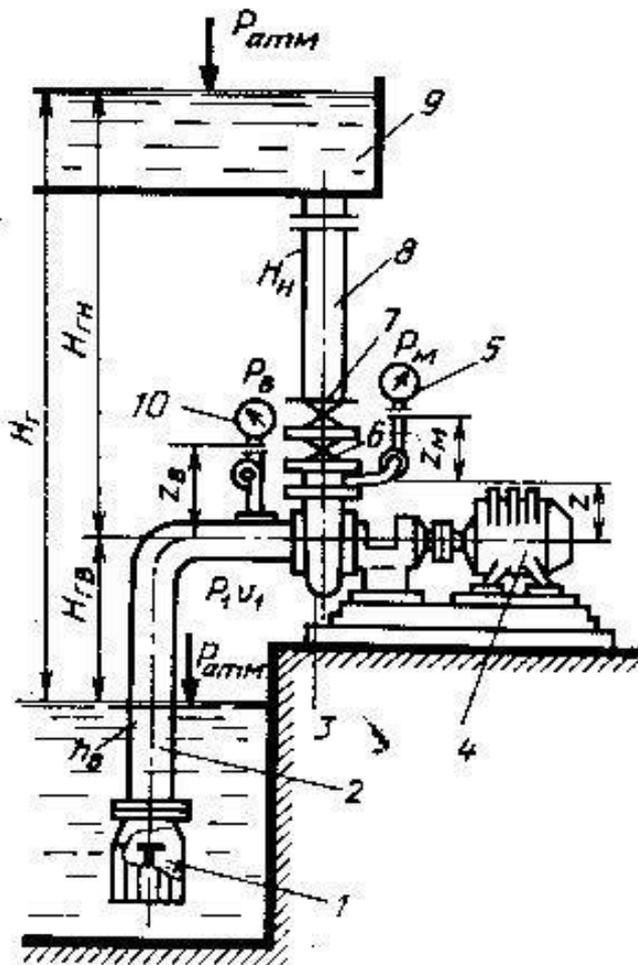
Центробежный агрегат состоит из насоса, приемного обратного клапана, всасывающего и нагнетательного трубопроводов, электродвигателя, задвижки, манометра и вакуумметра. Насосные агрегаты могут быть оборудованы разными приборами автоматики.

Гидравлические параметры насосного агрегата: $h_{вс}$ – геометрическая высота всасывания;

h_n – геометрическая высота нагнетания; H_g – полная высота подъема жидкости.



Центробежный агрегат



- **Геометрическая высота всасывания** – вертикальное расстояние от уровня жидкости в резервуаре до центра рабочего колеса насоса.
- Расчет всасывающего трубопровода представляет собой одну из самых ответственных задач при проектировании насосной установки. Разность давлений в резервуаре и в корпусе насоса должна быть достаточной, чтобы жидкость могла преодолеть давление столба жидкости и гидравлические сопротивления во всасывающем трубопроводе.
- Для нахождения допустимой геометрической высоты всасывания используют уравнение Бернулли и получают следующую формулу:
- $$h_{вс} = (p_{атм} - p_1) / \rho g - u^2 / 2g - \Sigma h_s ,$$
- где p_1 – давление на входе в насос;
- u_1 – скорость во всасывающем трубопроводе; Σh_s – сумма потерь напора во всасывающем трубопроводе.



Кавитация

- Если давление p_1 опустится до давления насыщения паров перекачиваемой жидкости p_s при данной температуре, то наступит кавитация.
- *Кавитация* – процесс нарушения сплошности течения жидкости, который происходит при понижении давления до давления насыщенных паров. При кавитации происходит образование большого числа газовых пузырьков. В области пониженного давления пузырьки объединяются и превращаются в большие пузыри – каверны. Поток жидкости каверны сносят в область повышенного давления и разрушаются. Это вызывает гидравлические удары, что приводит к разрушению рабочих органов насоса. Кавитация в насосах недопустима.
- Первым и главным условием устранения кавитации является правильное назначение допустимой высоты всасывания.
- Максимальная геометрическая высота всасывания насосов не может быть более $p_{ат}/\rho g$, что для воды составляет 10 м. Высота всасывания центробежных насосов обычно не превышает 6...7 м. Если по расчету получается $h_{вс} < 0$, то насос необходимо ставить ниже уровня жидкости в резервуаре.



Кавитация

- **Вакуумметрическая высота всасывания:**
$$H_{\text{вак}} = (p_{\text{ат}} - p_1) / \rho g$$
-
-
- **Допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вак.доп}}$ всегда меньше высоты $H_{\text{вак}}$ на кавитационный запас $\Delta h_{\text{зап}}$:**
$$H_{\text{вак.доп}} = H_{\text{вак}} - \Delta h_{\text{зап}}$$
-
-
- **В каталогах и паспортах насосов приводят допустимую вакуумметрическую высоту или допустимый кавитационный запас.**
- **Геометрическая высота всасывания насоса:**
$$h_{\text{вс}} = H_{\text{вак.доп}} - u_1^2 / 2g - \sum h_s$$
- ***Геометрическая высота нагнетания* – вертикальное расстояние от центральной оси насоса до уровня жидкости в напорном резервуаре.**
- ***Полная высота подъема жидкости* равна сумме геометрической высоты всасывания и нагнетания:**
$$H_{\text{г}} = h_{\text{вс}} + h_{\text{н}}$$
-

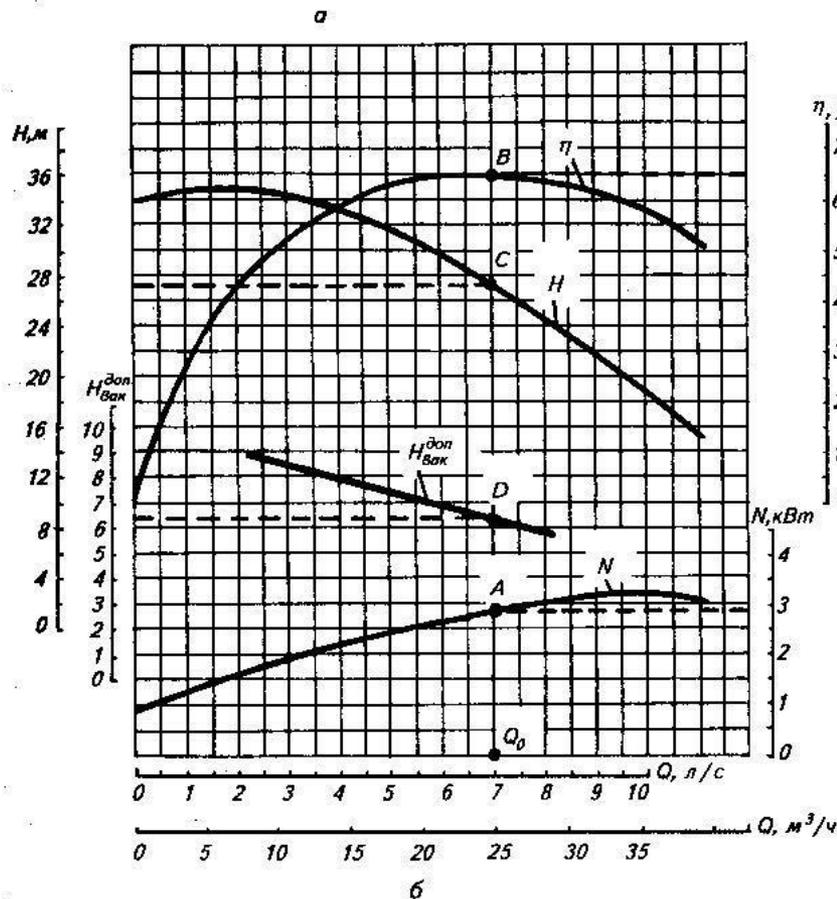


Центробежный агрегат

- **Полный напор H , создаваемый насосом, определяется разностью напоров в двух сечениях, соответствующих началу нагнетательного трубопровода и концу всасывающего трубопровода ($H = H_2 - H_1$).**
- **В этих сечениях устанавливают манометры и вакуумметры.**
- **При подборе насоса для данной установки потребный напор насоса рассчитывают по формуле:**
- $$H = h_{вс} + h_n + h_{свс} + h_{сн}$$
- $$H = H_g + \sum h_s ,$$
- **где $\sum h_s$ – сумма гидравлических потерь напора во всасывающем и напорном трубопроводах.**
-



Рабочие характеристики центробежных насосов



Рабочие характеристики центробежных насосов – это графические зависимости основных параметров насосов, таких как напор, мощность, КПД и допустимая вакуумметрическая высота всасывания, от подачи:

$$H = f(Q); N = f(Q); \eta = f(Q); H_{\text{вас. доп}} = f(Q)$$

Характеристики центробежных насосов строят на основании испытаний насосов и приводят в каталогах насосов. Характеристики наглядно показывают эффективность работы насосов при различных режимах и позволяют точно подобрать наиболее экономичный насос для заданных условий работы.



Рабочие характеристики центробежных насосов

- Все зависимости строят на одном графике при постоянном числе оборотов рабочего колеса насоса ($n = \text{const}$) в соответствующих масштабах, причем подачу Q насоса откладывают по оси абсцисс, а напор H , вакуумметрическую высоту $H_{\text{вак.доп}}$, мощность N и коэффициент полезного действия η - по оси ординат.
- **Оптимальный режим работы насоса** - режим работы насоса, соответствующий максимальному КПД. Главная цель подбора насосов – обеспечение их эксплуатации при оптимальном режиме. Кривая КПД имеет в зоне оптимальной точки пологий характер, поэтому допускается подбор и эксплуатация насосов в зоне, соответствующей примерно $0,9\eta_{\text{макс}}$.

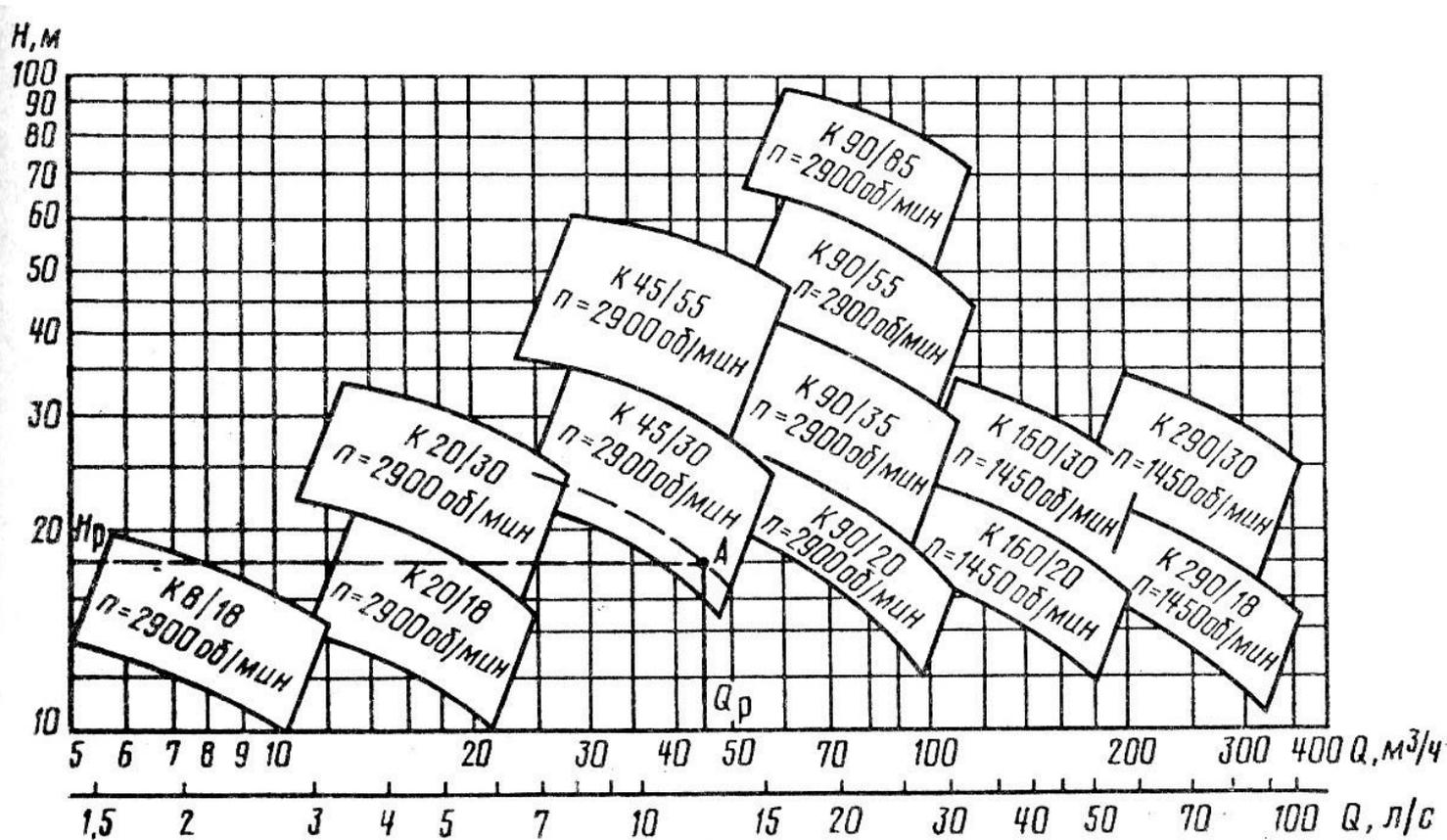


Подбор насосов по каталогу

- Центробежный насос подбирают по двум параметрам – по необходимой подаче Q и полному напору насосной установки H , которые определяют **расчетную рабочую точку**. Для этого пользуются специальными каталогами насосов. Необходимое условие при подборе насоса – обеспечение наибольшего КПД.
- Выбор марки насоса проводят по сводному графику подач и напоров для соответствующего типа насосов. Сводные графики приводятся в каталогах насосов и другой справочной литературе по насосам.
- На сводном графике в виде криволинейных четырехугольников нанесены «рабочие поля» насосов. На каждом поле указаны марка насоса и частота вращения рабочего колеса (число оборотов приводящего двигателя).



Подбор насосов по каталогу

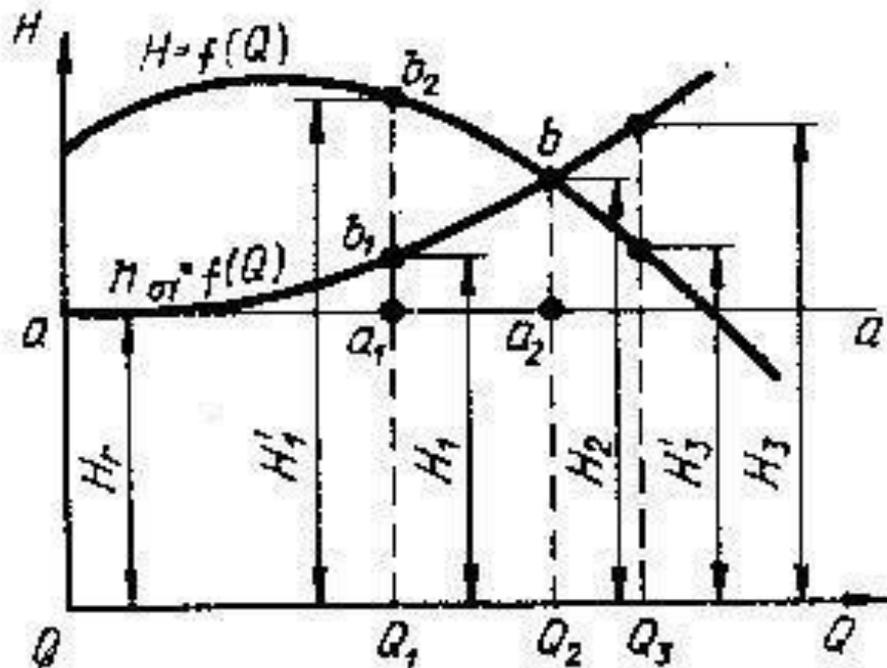


Подбор насосов по каталогу

- На сводном графике в виде криволинейных четырехугольников нанесены «рабочие поля» насосов. На каждом поле указаны марка насоса и частота вращения рабочего колеса (число оборотов приводящего двигателя).
- Для определения марки насоса на сводный график наносят расчетную рабочую точку $A_{рас}$. Поле, в которое попадает расчетная рабочая точка, указывает марку насоса. Если $A_{рас}$ попала в пространство между полями, то принимают марку насоса, поле которого является ближайшим, или обращаются к сводным графикам других типов насосов.
- После выбора марки насоса находят этот насос в каталоге и знакомятся с его основными параметрами и рабочими характеристиками.



Работа насоса на трубопровод



- Для подачи воды в конечную точку трубопровода необходимо выбрать режим работы насоса совместно с трубопроводом.

Характеристика трубопровода – это кривая (парабола), выражающая зависимость потерь напора в трубопроводе от расхода жидкости:

$$h_s = A \ell Q^2$$

Чтобы создать в конечном сечении трубопровода потребный напор, насос должен преодолеть гидравлические сопротивления трубопровода и сумму высот всасывания и нагнетания, т.е. полную высоту подъема жидкости:

$$H = H_g + h_s$$



Регулировка работы насосов

- Регулировка работы насоса возможна при изменении характеристики насоса $H = f(Q)$. Существуют два способа изменения характеристики насоса – изменение частоты вращения рабочего колеса и уменьшение диаметра рабочего колеса в результате его обточки.
- **Изменение частоты вращения рабочего колеса** – это экономичный и наиболее часто применяемый способ регулировки насосов.
- Для пересчета характеристик используют формулы закона пропорциональности:
 - $Q_1/Q_2 = n_1/n_2; \quad H_1/H_2 = (n_1/n_2)^{1/2};$
 - $N_1/N_2 = (n_1/n_2)^{1/3}$

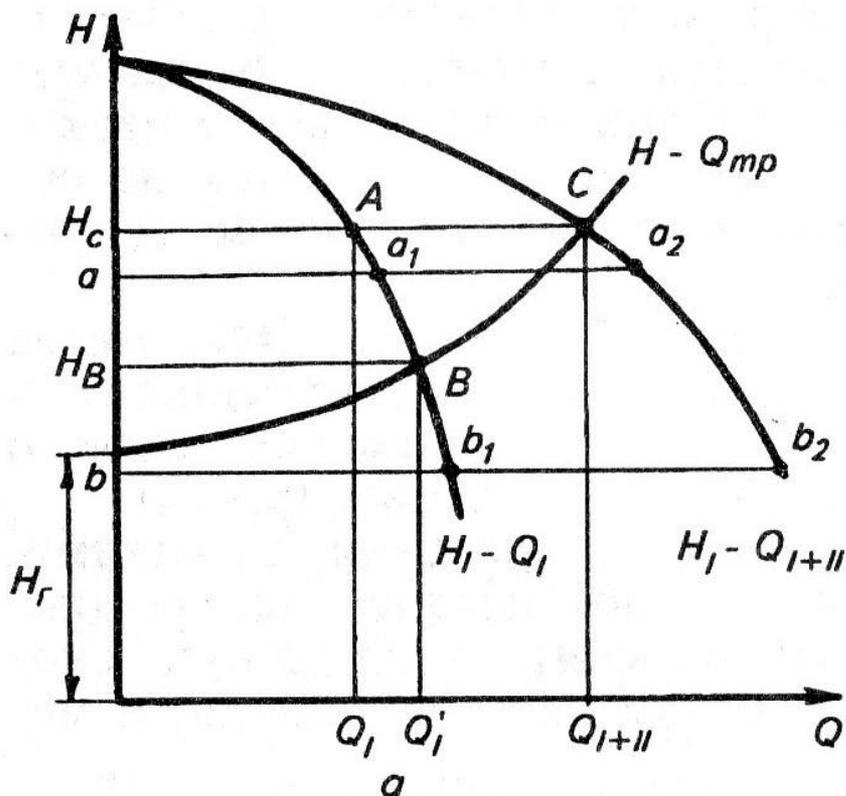


Регулировка работы насосов

- Для пересчета характеристик при обточке рабочего колеса используют следующие формулы:
 - $Q_1/Q_2 = D_1/D_2; \quad H_1/H_2 = (D_1/D_2)^{1/2};$
 - $N_1/N_2 = (D_1/D_2)^{1/3}$
 -
 -
- Существует также метод изменения подачи центробежного насоса в результате изменения характеристики трубопровода.
- **Дросселирование** – метод регулирования подачи с помощью задвижки или вентиля, установленных на нагнетательном трубопроводе. При этом уменьшается или увеличивается количество подаваемой жидкости Q и изменяется напор H . Однако, такой метод неэкономичен, так как часть энергии двигателя затрачивается на создание излишнего напора, расходуемого на преодоление сопротивлений в задвижке или вентиле.



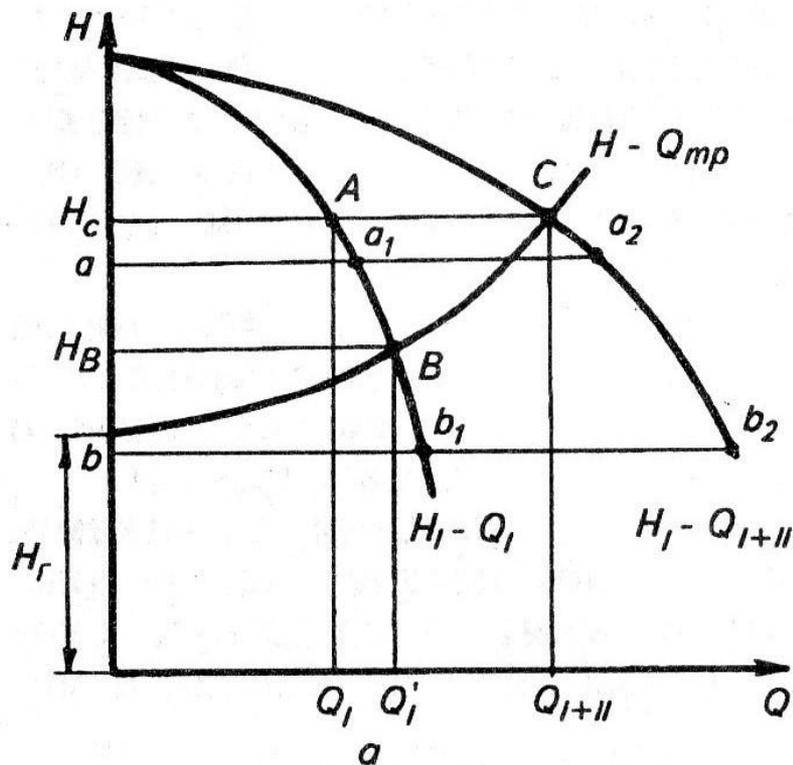
Параллельная работа насосов



- **Параллельная работа насосов** – это подача воды несколькими насосами в один или несколько параллельно соединенных трубопроводов.
- **Необходимость параллельной работы насосов** вызывается тем, что по графикам водопотребления требуется подавать в разные периоды года и суток расходы воды, значительно отличающиеся друг от друга.
- **В этих случаях** подачу воды насосной станцией регулируют ступенчато изменением числа параллельно работающих насосов.



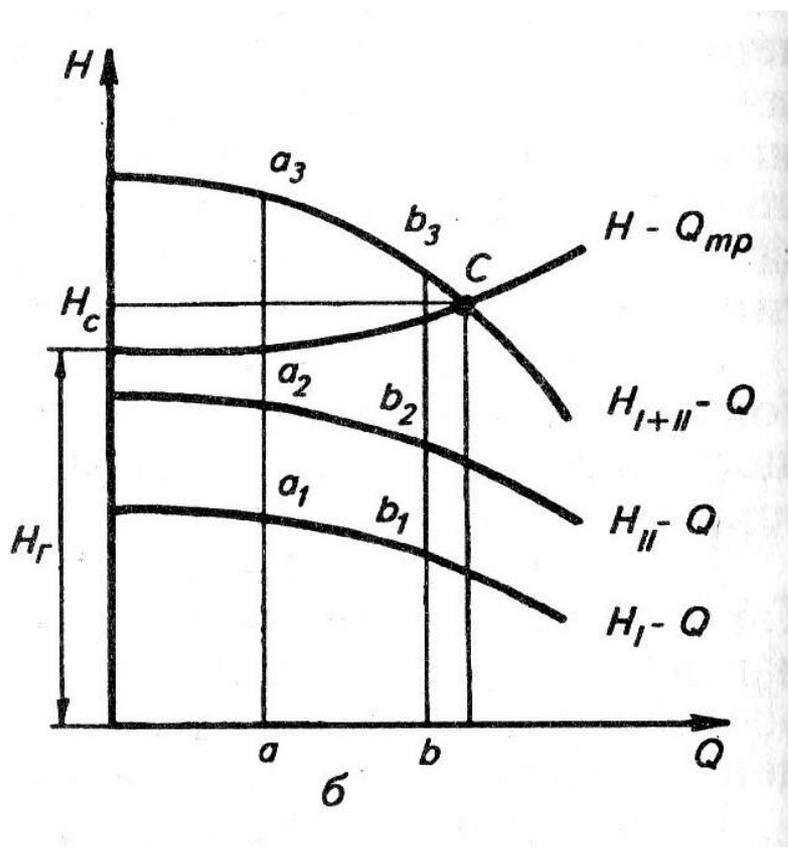
Параллельная работа насосов



- Параллельно работающие насосы должны иметь идентичные характеристики.
- При параллельной работе двух одинаковых насосов напоры, развиваемые обоими насосами, равны между собой и равны напору в точке соединения напорных линий:
 $H_1 = H_2 = H$.
- Расход воды в трубопроводе равен сумме равных подач насосов: $Q = Q_1 + Q_2$.
- Для получения суммарной графической характеристики параллельно работающих насосов подачу одного из них надо увеличить вдвое.



Последовательная работа насосов



- **Последовательная работа насосов** – это подача воды от первого насоса по напорному трубопроводу во всасывающий патрубок второго насоса.
- **Последовательное соединение насосов** используют для увеличения напора воды в системе водоподачи.
- Обычно в пределах одной насосной станции последовательно соединяют не более двух насосов.
- **Условие работы насосов** – равенство подач последовательно работающих насосов: $Q_1 = Q_2 = Q$.
Общий напор в трубопроводе равен сумме напоров насосов: $H = H_1 + H_2$.
- Суммарную характеристику двух последовательно работающих насосов с одинаковыми характеристиками строят, удваивая для одинаковых значений подач напор одного из насосов.

