

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

-- машины, использующие жидкость в качестве рабочей среды.

Подразделяются на **насосы и гидродвигатели**.

Насос – сообщает потоку жидкости механическую энергию, получая ее от приводного двигателя

Гидродвигатель - получает энергию от потока рабочей жидкости и преобразует ее в энергию движения выходного звена, передавая ее рабочим органам машины.

Если выходное звено получает вращательное движение, то такой гидродвигатель называют **гидромотором**, если поступательное, то **силовым цилиндром**.

По принципу действия гидромашины делят на **объемные и динамические**

Объемными называют гидромашины, рабочий процесс которых основан на попеременном заполнении рабочих камер жидкостью и вытеснении ее из этих камер.

Основной разновидностью **динамических** насосов являются лопастные

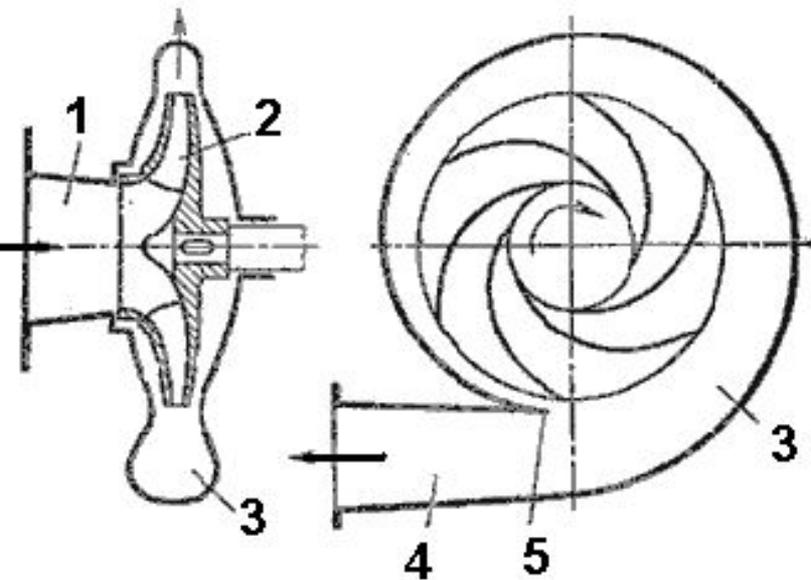
Лопастные машины имеют вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями.

Лопастные машины

Рабочим органом лопастной машины является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями.

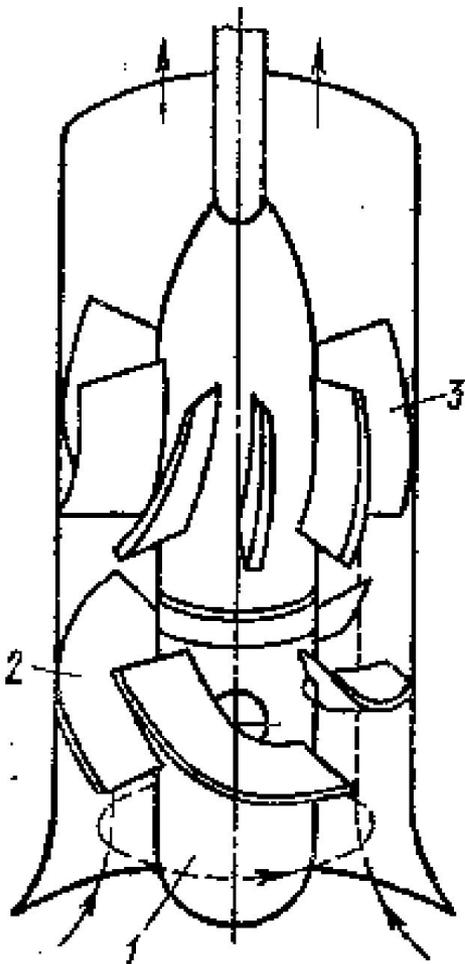
Энергия от рабочего колеса жидкости передается путем динамического взаимодействия лопастей колеса с обтекающей их жидкостью

В **центробежном лопастном насосе** жидкость под действием центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.



Проточная часть насоса состоит из трех основных элементов - подвода 1, рабочего колеса 2 и отвода 3. По подводу жидкость подается в рабочее колесо из подводящего трубопровода. Рабочее колесо 2 передает жидкости энергию от приводного двигателя.

В **осевом лопастном насосе** жидкость перемещается в основном вдоль оси вращения рабочего колеса. Рабочее колесо осевого насоса похоже на винт корабля.

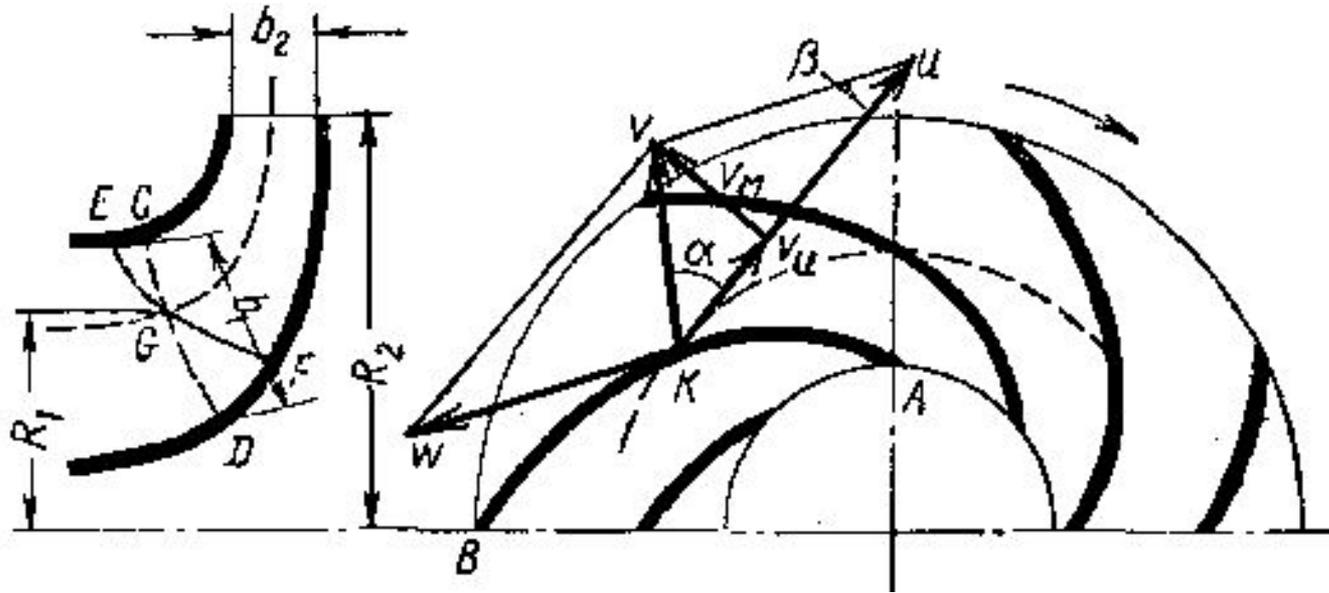


Оно состоит из втулки 1, на которой закреплено несколько лопастей 2. Отводом насоса служит осевой направляющий аппарат 3, с помощью которого устраняется закрутка жидкости, и кинетическая энергия ее преобразуется в энергию давления. Осевые насосы применяют при больших подачах и малых давлениях.

В осевом насосе можно расширить диапазон рабочих подач и напоров, в котором насос работает, применив поворотные лопасти.

С изменением угла установки лопасти характеристика насоса сильно изменяется при незначительном снижении оптимального КПД

Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса



$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U}$$

Скорость абсолютного движения \mathbf{V} (абсолютная скорость) равна геометрической сумме скорости \mathbf{W} жидкости относительно рабочего колеса (относительной скорости) и окружной скорости \mathbf{U} рабочего колеса (переносной скорости)

α — угол между абсолютной \mathbf{V} и переносной \mathbf{U} скоростями жидкости;

β — угол между относительной скоростью \mathbf{W} и отрицательным направлением переносной скорости \mathbf{U} жидкости.

V_u — проекция абсолютной скорости на направление окружной

Подача, напор, мощность насоса и КПД

Подачей насоса называется расход жидкости через напорный патрубок.

Напор Н представляет собой разность удельных энергий жидкости в сечении потока после насоса и перед ним. Это та удельная энергия, которую насос сообщает жидкости.

$$H = Z_H - Z_B + \frac{P_H - P_B}{\rho g} + \frac{V_H^2 - V_B^2}{2g}$$

Где индексы обозначают Н – напорный, В – всасывающий.

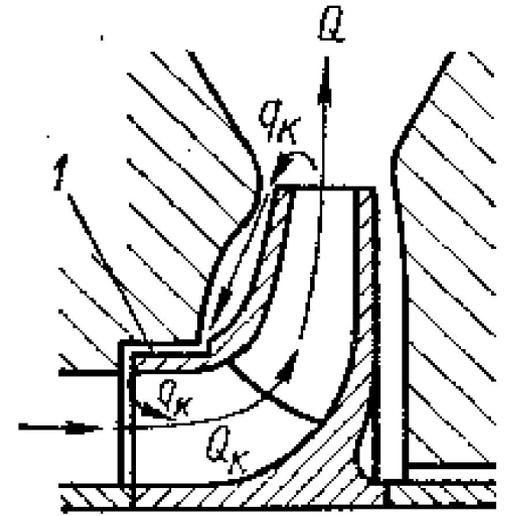
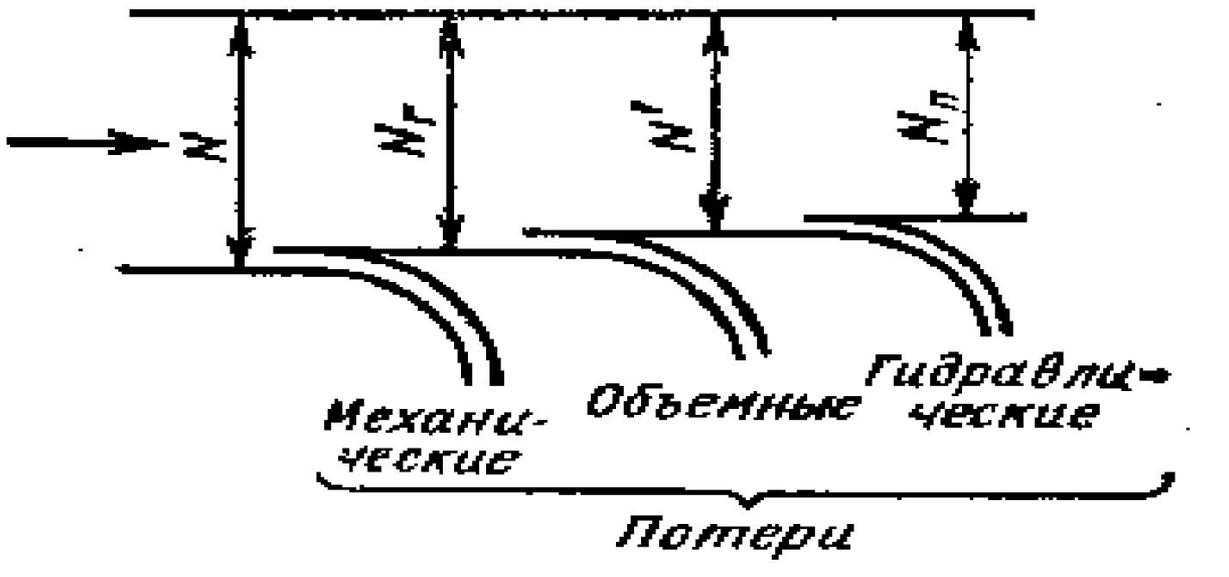
В геометрической интерпретации это высота, на которую жидкость способна подняться под действием статического давления и разности скоростей на входе в насос и выходе из него.

Мощностью насоса (мощностью, потребляемой насосом) называется энергия, подводимая к нему от двигателя за единицу времени.

Полезная мощность насоса N_{Π} – мощность, сообщаемая насосом перекачиваемой жидкости.

Определяется по формуле: $N_{\Pi} = \rho g H Q$.

Баланс энергии в лопастном насосе



Механические потери -- потери на трение в подшипниках, в уплотнениях вала и на трение наружной поверхности рабочих колес о жидкость.

Мощность, остающаяся за вычетом механических потерь, передается рабочим колесом жидкости. Ее принято называть гидравлической N_{Γ}

Объемные потери.

Жидкость, выходящая из рабочего колеса в основном поступает в напорный патрубок насоса, и частично возвращается в подвод через зазор в уплотнении 1 между рабочим колесом и корпусом насоса.

Энергия жидкости, возвращающейся в подвод, теряется. Эти потери называются объемными.

Гидравлические потери

Расходятся на преодоление гидравлических сопротивлений подвода, рабочего колеса и отвода.

Коэффициент полезного действия насоса η – отношение полезной мощности к мощности насоса:

$$\eta = \frac{N_{II}}{N}$$

$$\eta = \eta_{Г} \cdot \eta_{0} \cdot \eta_{МЕХ}$$

$\eta_{Г}$ – гидравлический КПД, учитывающий потери мощности на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе;

η_{0} – объемный КПД, учитывающий потери мощности в насосе из-за внутренних утечек, перетекания жидкости через зазоры из полости с высоким давлением в полость с низким давлением;

$\eta_{мех}$ – механический КПД, учитывающий потери мощности в подшипниках, уплотнениях и трение наружной поверхности рабочего колеса о жидкость.

$$N = \frac{N_{II}}{\eta}$$

Основное уравнение лопастных насосов

Основное уравнение лопастных насосов было впервые выведено Эйлером.

Оно связывает напор насоса со скоростями движения жидкости, которые зависят от подачи и частоты вращения насоса, а также от геометрии рабочего колеса и подвода.

Теоретический напор, создаваемый центробежным насосом с бесконечно большим числом лопаток ($z=\infty$), равен

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} (u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u})$$

где u_2 и u_1 - окружные скорости рабочего колеса на выходе и на входе;

v_{1u} и v_{2u} - окружные составляющие абсолютных скоростей на выходе и входе в колесо.

Действительный напор центробежного насоса равен

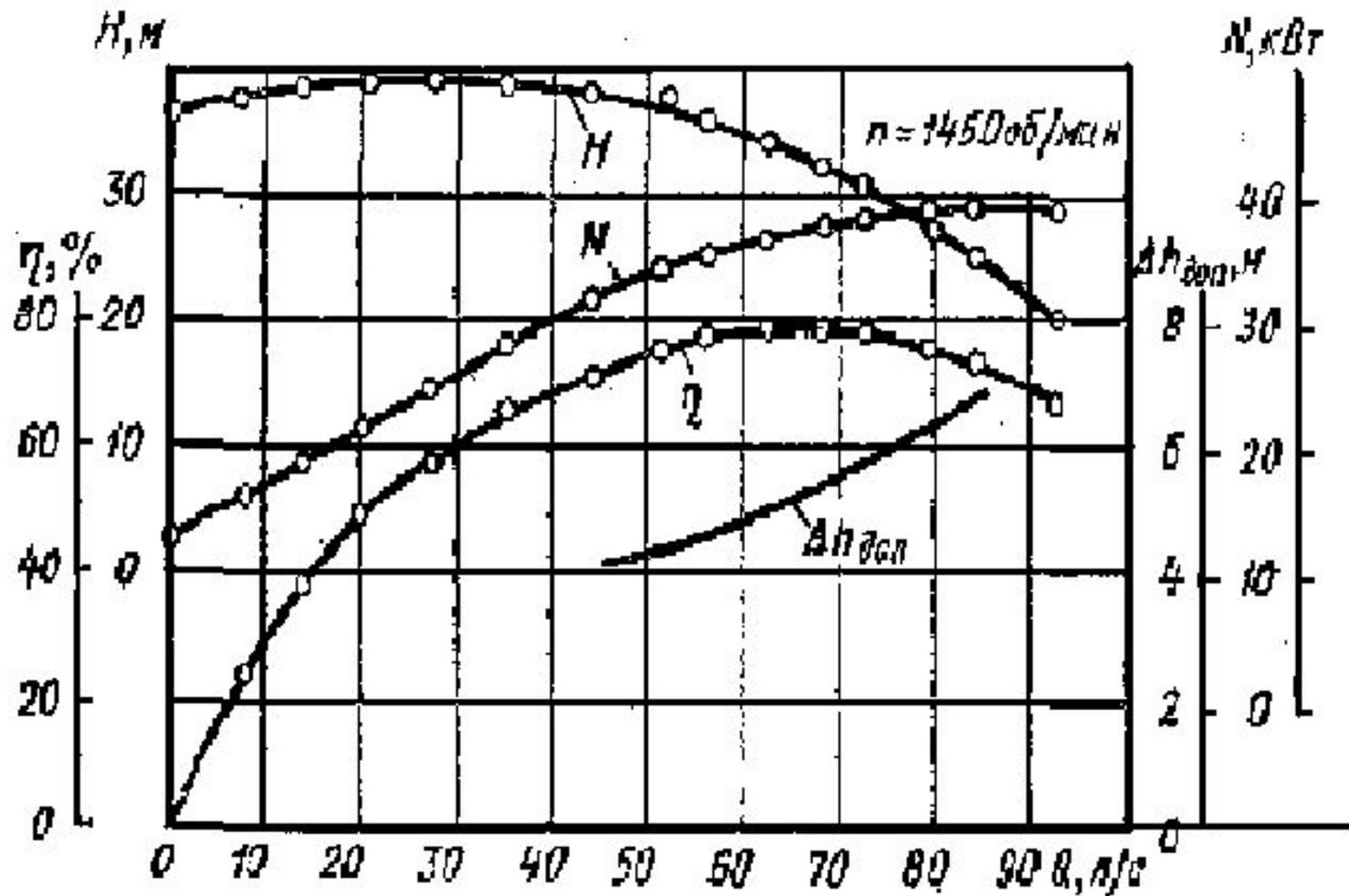
$$H_H = \eta_\Gamma k_z H_{T\infty}$$

Здесь k_z - коэффициент влияния числа лопаток, который можно оценить по следующей приближенной формуле

$$k_z = \frac{1}{1 + \frac{2 \sin \beta_2}{z \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]}}$$

Экспериментальная характеристика центробежного насоса

Характеристикой насоса называется зависимости напора, мощности, КПД и кавитационного запаса от подачи.



Кавитация и кавитационный запас в гидромашинах

Кавитацией называется нарушение сплошности потока жидкости, обусловленное появлением в ней пузырьков заполненных газом или паром. Кавитация возникает при понижении давления, в результате чего жидкость закипает или из нее выделяется растворенный газ. В большинстве случаев выделение газа не играет существенной роли.

В потоке жидкости падение давления обычно происходит в области повышенных скоростей. При движении жидкости в области повышенного давления происходит конденсация паров в пузырьке, его захлопывание, при котором частицы жидкости движутся внутрь пузырька и сталкиваются друг с другом.

Это приводит к мгновенному местному повышению давления, достигающему тысяч атмосфер. Имеет место эрозионное разрушение стенок каналов.

В лопастных насосах кавитация сопровождается падением подачи, напора, мощности и возникает на лопатке рабочего колеса вблизи ее входной кромки.

Давление здесь значительно ниже, чем давление во входном патрубке насоса, из-за местного возрастания скорости и гидравлических потерь в подводе.

Кавитационный запас Δh – превышение полного напора жидкости во всасывающем патрубке над давлением насыщенных паров этой жидкости.

$$\Delta h = \frac{P_{BX}}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} - \frac{P_{НП}}{\rho g}$$

где P_{BX} – абсолютное давление жидкости на входе в насос;
 $P_{НП}$ – давление насыщенных паров жидкости.

Режим, при котором начинается падение напора и мощности, называют первым критическим режимом. Ему соответствует первый критический кавитационный запас . Δh_{1KP}

Режим, при котором происходит резкое падение напора и мощности, полный срыв работы насоса называют вторым критическим режимом. Ему соответствует второй критический кавитационный запас .

$$\Delta h_{2KP}$$

Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{ДОП}$ приводится в паспорте машины. Он на (10 – 30)% больше критического.

Пересчет характеристик лопастных насосов на другую частоту вращения

Предположим, что имеется характеристика насоса при частоте вращения n_1 а двигатель этого насоса работает при частоте вращения n_2 отличной от n_1 .

Необходимо иметь его характеристику при той частоте вращения n_2 (при которой он фактически будет работать).

Для двух геометрически подобных центробежных насосов и для подобных режимов их работы справедливы следующие соотношения

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1 D_1^3}{n_2 D_2^3}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2 D_1^2}{n_2^2 D_2^2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3 D_1^5}{n_2^3 D_2^5};$$

где D - диаметры рабочих колес.

Приведенные формулы позволяют производить пересчет характеристик центробежных насосов с одной частоты n_1 и диаметра D_1 на другую частоту n_2 другой диаметр D_2 .

Кривые подобных режимов

Уравнение кривой подобных режимов имеет вид $H=sQ^2$

