

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

НАСОС - это машина, предназначенная для перекачки жидкости. Назначение насоса – создание потока жидкости в **системе** энергетической установки. В насосе происходит передача энергии от приводного двигателя потоку перекачиваемой жидкости.

Система энергетической установки – это совокупность специализированных трубопроводов с механизмами, аппаратами и арматурой предназначенная для выполнения определенной функции.

НАСОСНЫЙ АГРЕГАТ –

- Приводной двигатель.
- Соединительная муфта.
- Насос.

НАСОСНАЯ УСТАНОВКА - это **насосный агрегат** с трубопроводами, арматурой и контрольно-измерительными приборами.

ПОДАЧА НАСОСА (Q) – количество жидкости перекачиваемой насосом в единицу времени ($\text{м}^3/\text{час}$; $\text{м}^3/\text{с}$) –это объемная подача.

Массовая подача – $Q_m = \rho \cdot Q$

НАПОР НАСОСА (H) - это приращение механической энергии, получаемое весовой единицей жидкости, проходящей через насос.

$$H = \frac{P_k - P_n}{\rho \cdot g} \quad \text{М.ВОД.СТ}$$

ДАВЛЕНИЕ НАСОСА (P) – это приращение механической энергии, получаемое единицей объема жидкости, проходящей через насос.

$$P = P_k - P_n \quad \text{Па}$$

Связь напора и давления:

$$P = \rho g H$$

Из анализа размерности давления

$$Па = \frac{Н}{м^2} = \frac{кг \cdot м}{с^2} \cdot \frac{1}{м^2} = \frac{кг \cdot м}{с^2} \cdot \frac{м}{м^3} = \frac{Дж}{м^3}$$

Из анализа размерности напора

$$H = \frac{P}{\rho g} \quad P - (Па); \quad \rho - (кг/м^3); \quad g - (м/с^2)$$

$$H = \frac{Дж}{м^3 \frac{кг}{м^3} \frac{м}{с^2}} = \frac{Дж}{\frac{кг \cdot м}{с^2}} = \frac{Дж}{Н} = \frac{кгм \cdot м}{с^2} : \frac{кгм}{с^2} = м$$

МОЩНОСТЬ НАСОСА $\cdot (N)$:

-мощность – мощность, потребляемая насосом от электродвигателя

$$N = N_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{эд}} \text{ кВт}$$

$$N_{\text{эд}} = I \cdot U \cdot 10^{-3} \text{ кВт}$$

-полезная мощность – мощность, сообщаемая насосом перекачиваемой жидкости

$$N_{\text{п}} = Q \cdot P \cdot 10^{-3} \text{ кВт}$$

К.П.Д. НАСОСА (η) – отношение полезной мощности к мощности насоса

$$\eta = \frac{N_n}{N_{\text{эд}}}$$

Вакуумметрическая высота всасывания – это разность между атмосферным давлением p_a и давлением на входе в насос p_b , т.е.

$$H_b = (p_a - p_b) / \rho g$$

Высота всасывания ограничивается минимальным абсолютным давлением $p_{b \min}$, возникающим в области входа в насос, которое должно быть больше давления p_n насыщенного пара перекачиваемой жидкости, т.е. $p_{b \min} > p_n$. В противном случае жидкость в местах возникновения минимального давления вскипит, и нормальная работа насоса нарушится. В процессе эксплуатации вакуумметрическая высота всасывания может изменяться, однако она не должна превышать допустимого значения $H_{b \text{ доп}}$ по ТУ.

Частота вращения. В качестве данного параметра принимается частота вращения n вала насоса в минуту (об/мин).

КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ:

1.ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ-насосы у которых приращение энергии потока жидкости происходит за счет силового воздействия рабочего органа (лопатки, лопасти) в камере постоянно сообщающейся с входом и выходом насоса

- Лопастные (центробежные, осевые)
- трения (вихревые, струйные)
- электромагнитные

2. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ-насосы у которых приращение энергии потока жидкости происходит за счет изменения объема камеры периодически сообщаемой с входом и выходом насоса

- Роторные
- Возвратно-поступательные

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС (ЦН)

Центробежным насосом называется лопастной насос в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

Конструкция:

Основным элементом ЦН является рабочее колесо (РК) которое непосредственно передает энергию приводного двигателя перекачиваемой жидкости. Оно состоит из переднего и заднего дисков между которыми установлены рабочие лопатки. Задний диск имеет ступицу с помощью которой рабочее колесо крепится на валу насоса. Также имеется входная воронка.

Принцип действия:

Необходимое условие-перед пуском насоса РК необходимо заполнить перекачиваемой жидкостью.

После пуска приводного двигателя будет вращаться вал и закрепленное на нем рабочее колесо с некоторой угловой скоростью. С такой же скоростью будут вращаться частицы жидкости находящиеся в межлопаточных каналах рабочего колеса. При этом частицы жидкости будут испытывать действие центробежных сил, которые вызовут перемещение этих частиц в направлении радиуса колеса – от центра к периферии. На место частиц жидкости, ушедших из межлопаточных каналов рабочего колеса, будут поступать новые частицы из подводящего трубопровода насоса и процесс будет продолжаться.

На выходе из рабочего колеса скорость жидкости составляет (30-70 м/с), что значительно превосходит ту величину, которая допустима при движении ее в трубопроводе (1,5 – 5,0 м/с).

ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ЦН

Задачей теории лопастных насосов является исследование энергообмена и сил взаимодействия между рабочим колесом и потоком жидкости.

Наиболее распространенной до настоящего времени теорией ЦН является **СТРУЙНАЯ** теория, основы которой были сформулированы 1752 году знаменитым математиком и механиком, члена Петербургской академии наук Леонардом Эйлером

Струйная теория делает допущения:

- Перекачиваемая жидкость идеальная;
- Рабочее колесо имеет бесконечно большое число бесконечно тонких лопаток, т.е. сложное, несимметричное движение реальной жидкости в каналах РК заменяется бесконечно большим числом одинаковых элементарных струек идеальной жидкости.

Следовательно:

- потери энергии при движении жидкости отсутствуют;
- траектория движения частиц жидкости совпадает с контуром лопаток;
- скорости потока в любой точке данного кругового сечения РК одинаковы.

За время нахождения в каналах РК работающего насоса частицы жидкости совершают сложное движение: переносное, относительное и абсолютное.

Переносное движение жидкости – это вращательное движение ее вместе с рабочим колесом. Вектор переносной (окружной) скорости **u** направлен по касательной к окружности РК в сторону его вращения.

Относительное движение – это движение жидкости вдоль лопатки, т.е. движение, которое можно было бы наблюдать, участвуя в переносном движении. Вектор относительной скорости **w** направлен по касательной к рабочей лопатке от центра к периферии.

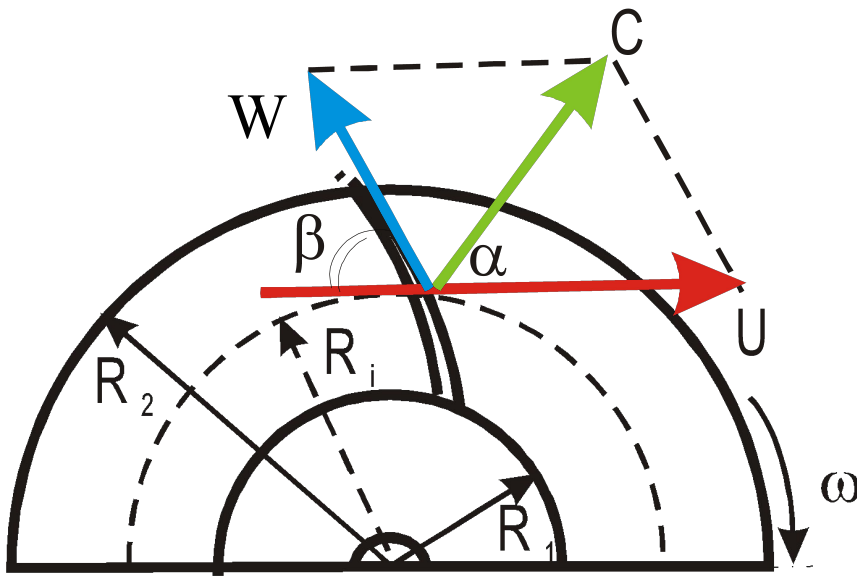
Абсолютное движение жидкости есть сумма первых двух движений: переносного и относительного. Величина и направление вектора скорости абсолютно-го движения **c** будет определяться суммой векторов переносного и относительного движения.

Векторы скоростей, которые относятся к частицам жидкости в момент вступления ее на входные кромки лопаток РК, принято обозначать индексом 1 (u_1, w_1, c_1), а векторы скоростей, соответствующие моменту схода частиц жидкости с выходных кромок лопаток, - индексов 2 (u_2, w_2, c_2).

Угол, образованный вектором абсолютной скорости $\mathbf{c}$ и вектором переносной скорости $\mathbf{u}$, принято обозначать α (α_1, α_2) а угол, образованный вектором относительной скорости и обратным направлением вектора переносной скорости, - через β (β_1, β_2).

В теории лопастных насосов используются проекции абсолютной скорости. Проекция вектора абсолютной скорости $\mathbf{C}$ на направление вектора окружной скорости $\mathbf{U}$, т.е. на касательную к окружности РК, называется окружной, или тангенциальной составляющей абсолютной скорости (c_{1u}, c_{2u}), проекция вектора $\mathbf{C}$ на радиус окружности рабочего колеса называется радиальной, или меридиональной составляющей абсолютной скорости (c_{1m}, c_{2m}).

В процессе изучения теории лопастных насосов и их проектирования удобно пользоваться элементами векторных треугольников скоростей на входе в рабочее колесо - ΔA_1 , V_1 , C_1 и на выходе - ΔA_2 , V_2 , C_2 .

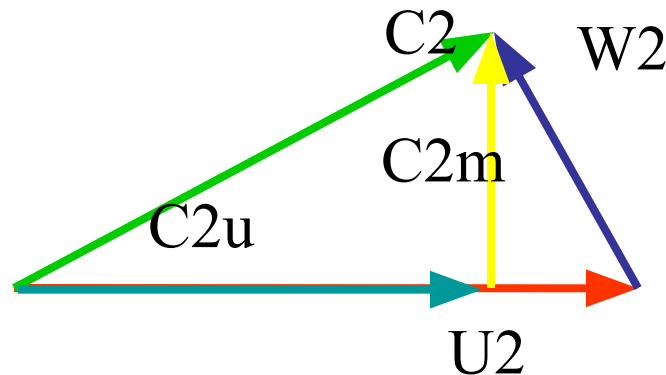
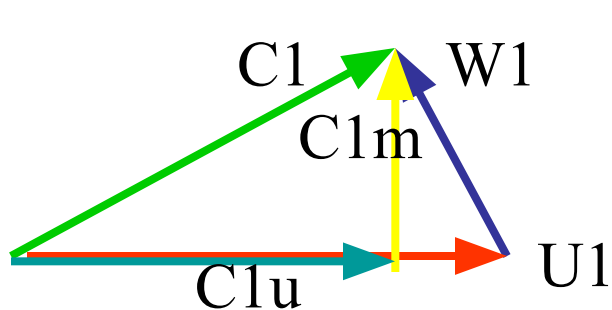


Переносное движение жидкости – это вращательное движение ее вместе с рабочим колесом. Вектор переносной (окружной) скорости U направлен по касательной к окружности рабочего колеса в сторону его вращения.

Относительное движение – это движение жидкости вдоль лопатки, т.е. движение, которое можно было бы наблюдать, участвуя в переносном движении. Вектор относительной скорости W направлен по касательной к рабочей лопатке от центра к периферии

Абсолютное движение есть сумма первых двух движений: переносного и относительного. Величина и направление вектора скорости абсолютного движения C будет определяться суммой векторов переносного и относительного движения.

Векторные диаграммы скоростей рассмотренных видов движения жидкости в рабочем колесе насоса на входе в рабочее колесо с индексом 1 и на выходе из него с индексом 2.



Угол, образованный вектором абсолютной скорости C и вектором переносной скорости U , принято обозначать через (α_1, α_2) , а угол, образованный вектором относительной скорости и обратным направлением вектора переносной скорости, - через $\beta (\beta_1, \beta_2)$.

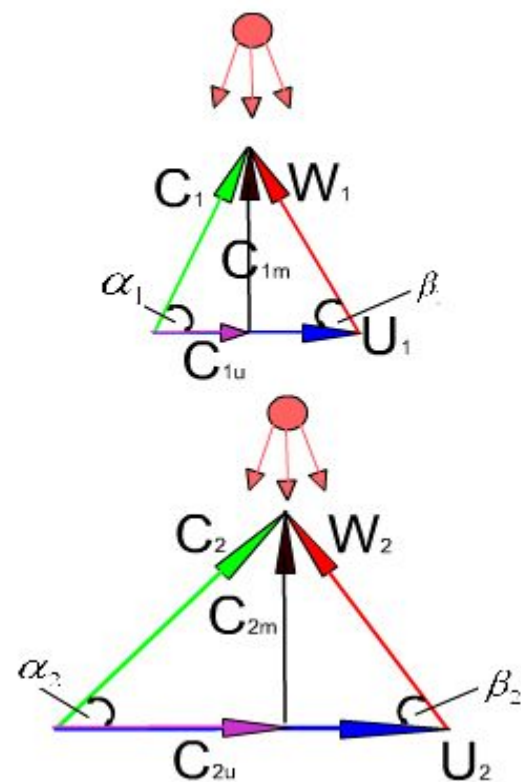
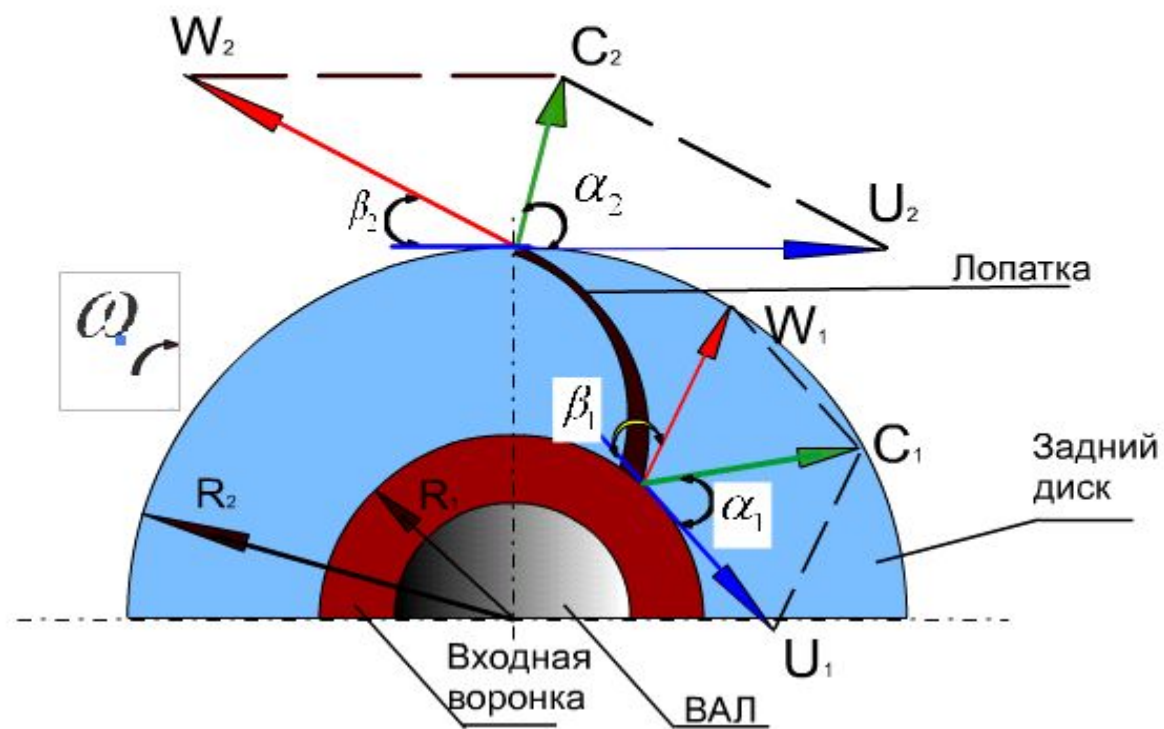
ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ЦН

Основное уравнение ЦН устанавливает зависимость между энергией, сообщаемой потоку в РК насоса, и скоростями потока на выходе и входе в колесо.

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u}}{g} \frac{H \cdot \mathcal{M}}{H}.$$

Это уравнение показывает зависимость напора $H_{T\infty}$ от кинематических характеристик потока в рабочем колесе насоса.

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g} \quad (\text{м.ст.ж})$$



АНАЛИЗ ОСНОВНОГО УРАВНЕНИЯ ЦН

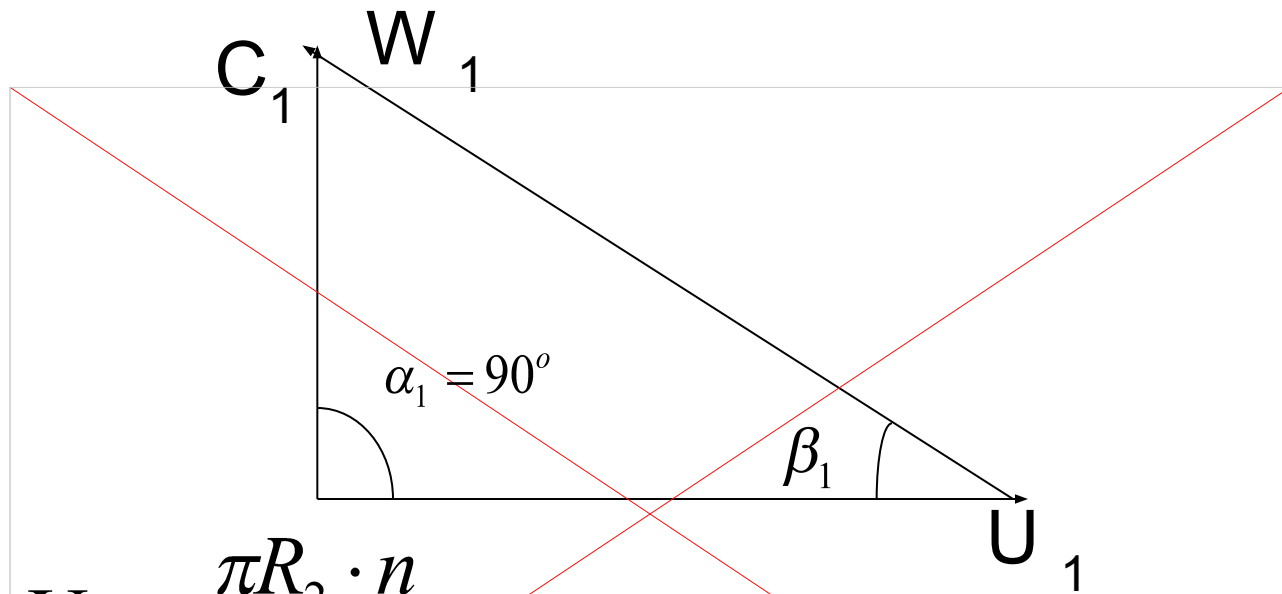
Увеличить напор ЦН можно:

- Конструктивные элементы РК целесообразно выбирать из условий получения большего напора. С этой целью форму профиля входных участков рабочих лопаток выбирают такой, чтобы на расчетном режиме работы насоса обеспечивать радиальное направление скорости C_1 . В этом случае $\alpha_1 = 90^\circ$, а $C_{1u} = 0$ и тогда

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2U}}{g} \quad (1)$$

При рассматриваемых условиях будет обеспечиваться безударный вход жидкости на рабочие лопатки.

Векторный треугольник скоростей на входе в РК для безударного входа будет выглядеть:



Так как
$$U_2 = \frac{\pi R_2 \cdot n}{30}$$

То уравнение (1) можно переписать в виде

$$H_{\infty} = \frac{\pi}{30g} R_2 \cdot n \cdot C_{2u} \quad (2)$$

Из анализа уравнения (2) следует, что напор $H_{T\infty}$, можно увеличить за счет увеличения R_2 (D_2), n и C_{2u}

Однако:

- увеличение R_2 (D_2) приведет к увеличению массо-габаритных параметров насоса;
- увеличение n может привести к кавитации насоса;
- C_{2u} это функция абсолютной скорости и увеличение ее ведет к увеличению гидравлических потерь в насосе.

Таким образом, каждая из рассматриваемых величин не может быть выбрана произвольно, и их выбор должен производиться в соответствии правилами проектирования насоса.

ВТОРАЯ ФОРМА ОСНОВНОГО УРАВНЕНИЯ ЦН

Полученные ранее уравнения ЦН широко используются в теории ЦН. Однако они не дают представления из каких видов энергии состоит напор $H_{T\infty}$, и какая количественная связь существует между ними. Для ответа на этот вопрос используют элементы векторных треугольников скоростей.

Применяя теорему косинусов и первую форму основного уравнения получаем:

$$H_{T\infty} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

Ценность данного уравнения состоит в том, что оно позволяет установить зависимость между **динамической** и **статической** составляющей напора. При прохождении жидкости через рабочее колесо повышается ее кинетическая и потенциальная энергия.

Приращение кинетической энергии или динамической составляющей напора рабочего колеса определяется выражением

$$H_{T\inftyдин} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$$

Приращение потенциальной энергии жидкости (приращение давления) или статическая составляющая напора рабочего колеса выглядит:

$$H_{T\infty cm} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

Здесь первое слагаемое выражает работу центробежных сил, а второе – показывает повышение давления за счет торможения потока в относительном движении.

Для получения оптимальной величины КПД насоса соотношение между составляющими напора должно находиться в пределах:

$$H_{T\infty \text{ CT}} = (0,7 - 0,8)H_{T\infty}$$

$$H_{T\infty \text{ ДИН}} = (0,2 - 0,3)H_{T\infty}$$

Для оценки составляющих напора рабочего колеса используется понятие коэффициента реактивности ρ который характеризует отношение статической составляющей напора к полному напору:

$$\rho_{\infty} = \frac{H_{T\infty \text{ CT}}}{H_{T\infty}} = \frac{H_{T\infty} - H_{T\infty \text{ ДИН}}}{H_{T\infty}} = 1 - \frac{H_{T\infty \text{ ДИН}}}{H_{T\infty}}$$

В зависимости от численного значения коэффициента реактивности лопастные насосы можно разделить на следующие группы:

$\rho_{\infty} = 1,0$ – чисто реактивные;

$\rho^{\infty} = 1,0 - 0,5$ – реактивные;

$\rho^{\infty} = 0,5 - 0$ – активные;

$\rho^{\infty} = 0$ – чисто активные.

Таким образом, если давление на выходе из рабочего колеса больше, чем при входе в него, то такой насос называется **реактивным**. Если же в каналах рабочего колеса давление жидкости не увеличивается, то такой насос называется **активным**.

Все реальные центробежные насосы – реактивные.

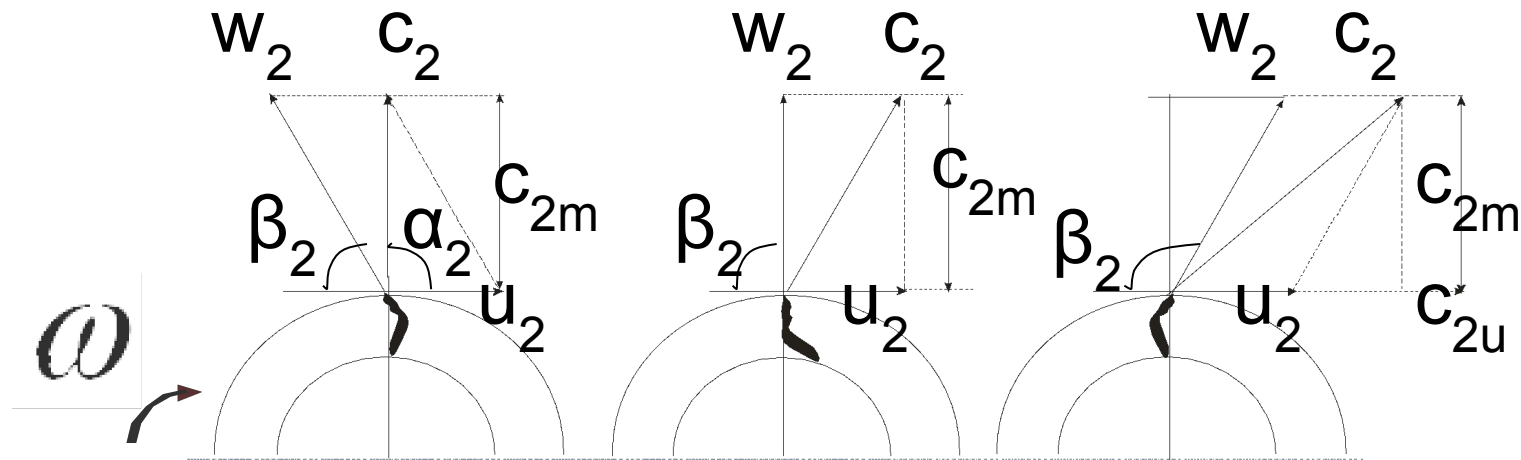
Типы лопаток рабочих колес

Лопатки рабочих колес ЦН по форме их поверхности делятся на цилиндрические и лопатки двоякой кривизны.

Цилиндрические лопатки имеют кривизну только в плоскости, перпендикулярной оси вращения колеса. Образующая поверхность цилиндрической лопатки по всей ее длине – прямая линия, параллельная оси РК. У лопатки двоякой кривизны это условие не соблюдается. Лопатки двоякой кривизны искривлены в радиальном и осевом направлении (Гребной винт, вентилятор). Применяются они в центробежных насосах большой подачи с малыми напорами там, где требуется обеспечить надежное всасывание (ГЦН-195 М).

Влияние угла β_2 на напор $H_{T\infty}$

В зависимости от величины выходного угла лопатки β_2 теоретически возможны следующие типы рабочих колес:



а) $\beta_2 < 90^\circ$

б) $\beta_2 = 90^\circ$

в) $\beta_2 > 90^\circ$

В действительности изменение угла β_2 имеет определенные пределы: $\beta_{\min}$ и $\beta_{2\max}$, выход за которые приводит к тому, что ЦН прекращает перекачивать жидкость.

В центробежных насосах применяют рабочие колеса с лопатками, загнутыми назад и $\beta_2 = 17 - 30^\circ$ $\rho = 0,65 - 0,75$.

Колеса с лопатками, загнутыми вперед, применяются в центробежных вентиляторах.

Действительный напор ЦН

Основное уравнение ЦН не учитывает влияния конечного числа рабочих лопаток и их конечной толщины, а также не учитывает влияния сил вязкости перекачиваемой жидкости.

Влияние конечного числа лопаток на напор насоса

Влияние конечного числа лопаток на напор насоса учитывается коэффициентом циркуляции (κ), величина которого лежит в пределах $\kappa \approx 0,6 - 0,8$.

Влияние конечной толщины лопаток на напор насоса

Лопатки рабочих колес, имеют толщину $\delta = 3 - 6$ мм и существенно влияют на характер течения жидкости в проточных каналах РК.

При входе жидкости в межлопаточные каналы из-за **стеснения** входного сечения лопатками происходит сжатие потока, искривление линий тока, увеличивается скорость жидкости и возможен отрыв потока от поверхности лопаток.

Чем больше толщина лопаток, тем большее сжатие будет испытывать поток, тем большей будет неравномерность распределения скоростей на входе в колесо.

При выходе жидкости из колеса будут иметь место явления обратного порядка, т.е. расширение потока и связанное с этим уменьшение скорости жидкости.

Чем больше неравномерность распределения скоростей на входе и выходе рабочего колеса, тем

больше будут потери энергии и тем меньше будет гидравлический КПД (η_r).

Для уменьшения потерь энергии толщину лопаток выбирают минимально возможной, сообразуясь при этом необходимостью обеспечить достаточную механическую прочность их. С этой же целью выходные кромки лопаток заостряют, а входные утоняют и закругляют. Для учета влияния конечной толщины лопаток на поток жидкости применяется коэффициент стеснения τ

Коэффициент стеснения на входе в РК $\tau_1 = 1,05 - 1,25$

Коэффициент стеснения на выходе РК $\tau_2 = 1,05 - 1,1$.

Влияние реальных свойств жидкости на напор насоса

До сих пор мы полагали, что перекачиваемая жидкость **идеальная**, т.е. считали, что потери энергии при движении жидкости в проточных каналах насоса отсутствуют. В действительности же на всем пути движения реальной (вязкой) жидкости в пределах насоса возникают гидравлические потери, которые складываются из потерь энергии на преодоление сил трения и вихревых потерь, связанных с отрывом потока при обтекании элементов проточной части насоса.

Влияние гидравлических потерь, обусловленных вязкостью жидкости учитываются гидравлическим КПД

$$\eta_G = \frac{H}{H_T}$$

$$H = \eta_G \cdot H_T$$

Силы, действующие на ротор центробежного насоса.

Радиальные силы.

Радиальные силы возникают в ЦН со спиральными отводами (одноступенчатых) при работе на нерасчетном режиме, т.е. когда $Q < Q_n$ или когда $Q > Q_n$.

При проектировании насоса размеры спирального отвода выбирают таким образом, чтобы обеспечить постоянство скоростей C_{cp} перекачиваемой жидкости в любом сечении канала и, следовательно, обеспечить постоянство давлений в нем при работе насоса на расчетном режиме ($Q = Q_n$). В этом случае результирующая радиальная сила будет равна нулю ($P_2 = 0$).

Осевая сила

ОБЩАЯ КОНСТРУКЦИЯ ЛОПАСТНОГО НАСОСА

1. Корпус насоса (статор) – совокупность сборочных единиц и деталей насоса, образующих емкость ограниченную патрубками и концевыми уплотнениями.

2. Ротор – все вращаемые узлы и детали.

3. проточная часть – предназначена для преобразования механической энергии в энергию перекачиваемой жидкости с обеспечением минимальных гидравлических потерь, радиальных и осевых усилий, пульсаций давления.

4. Концевые уплотнения – предназначены для уменьшения протечек жидкости по валу из корпуса насоса.

5.Опоры вала – предназначены для восприятия радиальных и осевых сил ротора и ограничения его перемещения.

6.Устройство для разгрузки от осевых сил – предназначено для компенсации вредного воздействия осевых сил, действующих на детали насоса.

7.Устройство для разгрузки от радиальных сил – предназначено для компенсации вредного воздействия радиальных сил, действующих на детали насоса.

Схема ответа по конструкции ЦН:

1. Марка насоса
2. Расшифровка аббревиатуры
3. Назначение насоса
4. Основные параметры насоса (Q , H , n)
5. Краткая техническая характеристика насоса
6. Изложить конструкцию насоса в соответствии с общей конструкцией
7. Противокавитационные меры

Краткая техническая характеристика:

1. Насос центробежный (осевой, поршневой...)
2. Расположение вала в пространстве (вертикальный, горизонтальный)
3. Количество ступеней (колес)
4. Подвод жидкости на РК (односторонний, двухсторонний)
5. Количество корпусов (1 или 2)
6. Консольный или нет
7. Дополнительные устройства (шнек, ...)

КОНСТРУКЦИЯ НАСОСОВ АС

КЭН-1

КЭН-2

ПТА

•БН

•ГПН

ПЭА

ГЦН

ОН