

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Касабеков М.И.
для студентов специальности В056-5403
«Механика-прикладная математика»

Введение

Гидравлическими называют машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию, либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочему органу для полезного использования.

Машины для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления подразделяют на:

- вентиляторы – машины, перемещающие газовую среду при степени повышения давления до 1,15;
- газодувки – машины, работающие при $\varepsilon \leq 1,15$, без искусственного охлаждения;
- компрессоры – машины, сжимающие газ при $\varepsilon > 1,15$, с искусственным охлаждением.

Словарь

- *Степенью повышения давления ε* называют отношение давлений газа на выходе из машины и на входе в нее

Устройства, предназначенные для регулирования потоков жидкостей (распределения, изменения направления движения, регулирования расхода, давления и т.п.) называют *гидроаппаратурой*.

Емкости (баллоны, баки, расширительные сосуды), кондиционеры жидкости (фильтры, теплообменники), гидравлические и пневматические аккумуляторы составляют группу вспомогательных устройств.

Совокупность гидравлических машин, гидроаппаратуры и вспомогательных устройств соединенные в определенной последовательности трубопроводами образуют *гидравлическую* (пневматическую) *систему*, которая предназначена для выполнения определенных функций, не свойственных каждому из ее элементов, взятому в отдельности.

Гидравлическая система, предназначенная для передачи и преобразования механической энергии посредством жидкости, называется *гидравлическим приводом*. Если насос и гидродвигатель конструктивно составляют один узел, то такой простейший гидропривод называют *гидропередачей*.

Государственный стандарт подразделяет насосы на два основные класса: динамические (лопастные, струйные) и объемные.

В динамических насосах передача энергии потоку происходит под влиянием сил, действующих на жидкость в рабочих полостях, постоянно соединенных с входом и выходом насоса. Характерным представителем этого класса является центробежный насос.

В объемных насосах энергия передается жидкой среде в рабочих камерах, периодически изменяющих объем и попеременно сообщаемых с входом и выходом насоса. Работа таких машин выполняется путем всасывания и вытеснения жидких или газовых сред твердыми телами – поршнями, пластинами, зубцами, движущимися в рабочих полостях – цилиндрах, корпусах специальных форм. Для этого класса типичным является поршневой насос, а также шестеренные и пластинчатые, которые представляют собой объемные насосы вращательного типа, называемые роторными насосами.

Гидравлические машины

Насосы

Гидравлические передачи

Гидравлические двигатели

Лопастные

Центробежные

Вихревые

Диагональные

Осевые

Объемные

Поршневые

Роторные

Струйные

Гидротурбины

Водяные колеса

Водостолбовые
машины
(поршневые)

Роторные
гидромоторы

Повестка дня

- Насосы. Основные параметры
- Центробежные насосы.
- Основное уравнение турбомашин (турбинное уравнение Эйлера)
- Характеристики центробежного насоса

Насосы. Основные параметры

- Насосом называют машину, предназначенную для преобразования механической энергии двигателя в энергию потока жидкости. Насос, оборудованный приводом, образует насосный агрегат.

К основным параметрам насосов относятся:

- подачу,
- напор,
- мощность, потребляемую насосом,
- коэффициент полезного действия (КПД),
- допустимый вакуум.

Подачей называют количество жидкости, перекачиваемой насосом в единицу времени. Различают объемную подачу, равную объему перекачиваемой жидкости в единицу времени Q , м³/с, и массовую подачу, которая равна массе жидкости, перекачиваемой в единицу времени G , кг/с.

$$G = \rho \cdot Q$$

Напор – это энергия, сообщаемая единице веса жидкости, проходящей через насос.

Напор H принято измерять в метрах столба перекачиваемой жидкости.

$$H = E_{\text{ВЫХ}} - E_{\text{ВХ}} =$$
$$= \frac{p_{\text{ВЫХ}} - p_{\text{ВХ}}}{\rho g} + \frac{V_{\text{ВЫХ}}^2 - V_{\text{ВХ}}^2}{2g} + (z_{\text{ВЫХ}} - z_{\text{ВХ}})$$

Мощность насоса представляет собой энергию, подводимую к нему от двигателя за единицу времени.

Полезная мощность насоса N_{Π} (мощность, передаваемая потоку) определяется выражением

$$N_{\Pi} = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H$$

Мощность, потребляемая насосом N , больше полезной мощности на величину потерь в нем. Эти потери оцениваются коэффициентом полезного действия насоса η .

Коэффициент полезного действия равен отношению полезной мощности насоса к потребляемой.

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N}$$

Потери в насосе разделяют на три вида: гидравлические, объемные и механические.

Гидравлические потери обусловлены трением и вихреобразованием при течении жидкости в проточной части насоса. Их величину оценивают *гидравлическим КПД*, который представляет собой отношение действительного напора H к теоретическому H_T

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H}{H_T} = \frac{H_T - \Delta H}{H_T}$$

Объемные (щелевые) потери обусловлены наличием зазоров в насосе, через которые жидкость получает возможность перетекать из области с большим давлением в область с меньшим давлением. Этот вид потерь оценивают *объемным КПД*, который представляет собой отношение действительной подачи насоса Q к теоретической Q_T

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q_T - \Delta Q}{Q_T}$$

Механические потери вызваны трением нерабочих поверхностей рабочих колес о жидкость, находящуюся в корпусе насоса, а также механическим трением в подшипниках и уплотнениях. Они оцениваются *механическим КПД*, равным отношению внутренней мощности насоса N_i (не учитывающей гидравлические и объемные потери в нем) к мощности, подведенной к валу насоса N ,

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_i}{N} = \frac{Q_{\text{т}} \rho g H_{\text{т}}}{N} = \frac{\rho g}{N} \frac{Q}{\eta_o} \frac{H}{\eta_{\text{Г}}} =$$

$$= \frac{N_{\text{п}}}{N} \frac{1}{\eta_o} \frac{1}{\eta_{\text{Г}}} = \frac{\eta}{\eta_o \eta_{\text{Г}}}$$

Из последнего уравнения видно, что КПД насоса равен произведению гидравлического, объемного и механического коэффициентов полезного действия

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\text{O}} \eta_{\text{M}}$$

Допустимый вакуум – это допустимое разряжение во всасывающем патрубке насоса, создаваемое рабочими органами машины, за счет которого жидкость поступает в насос.

Для нормальной работы насоса необходимо, чтобы давление во всасывающем патрубке всегда было больше давления насыщения p_s при данной температуре жидкости

$$p_{\text{вх}} > p_s$$

что предотвращает вскипание жидкости и кавитацию в нем.

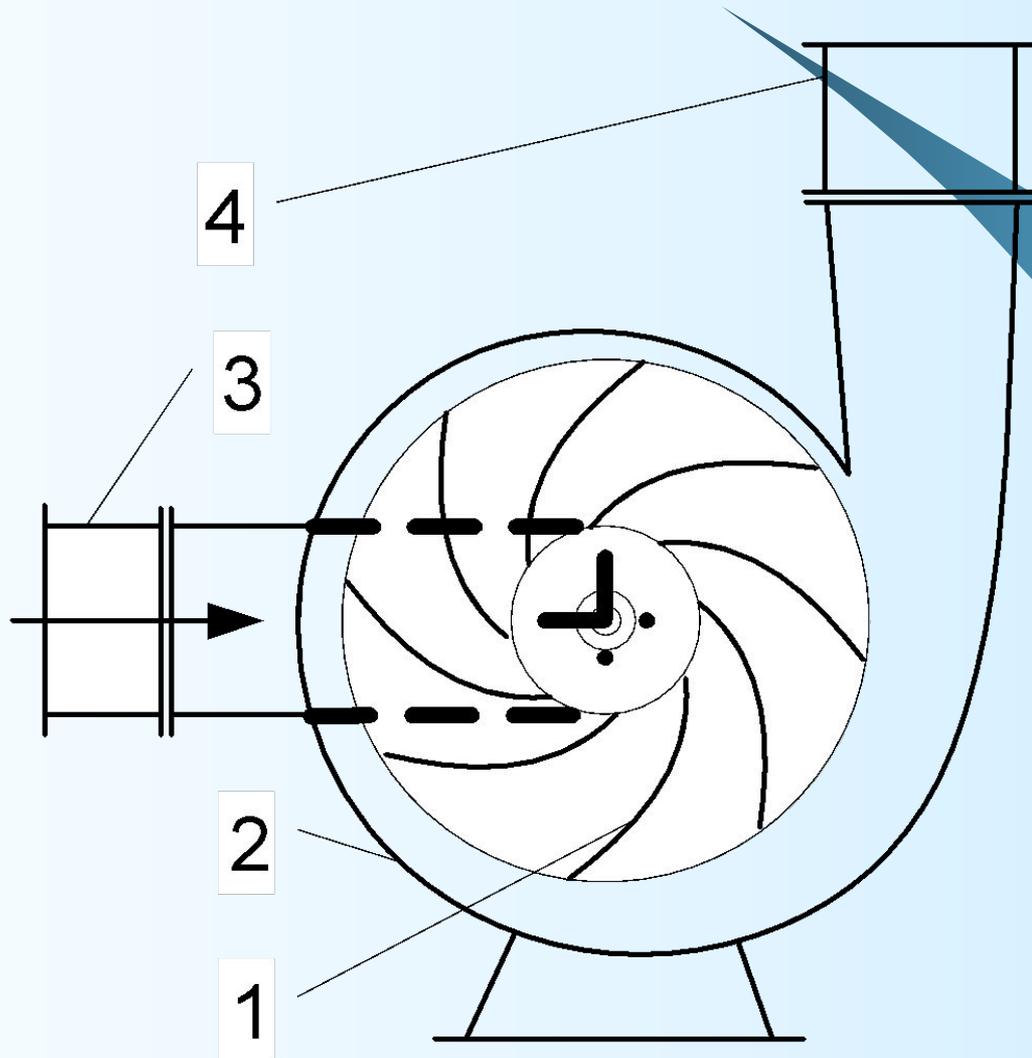
Допустимый вакуум определяют на основании уравнения Бернулли

$$H_{\text{вак}}^{\text{д}} = \frac{p_{\text{а}} - p_{\text{вх}}}{\rho g} =$$
$$= h_{\text{Г}} + \frac{V_{\text{вх}}^2}{2g} + \sum h_{\text{пот}}$$

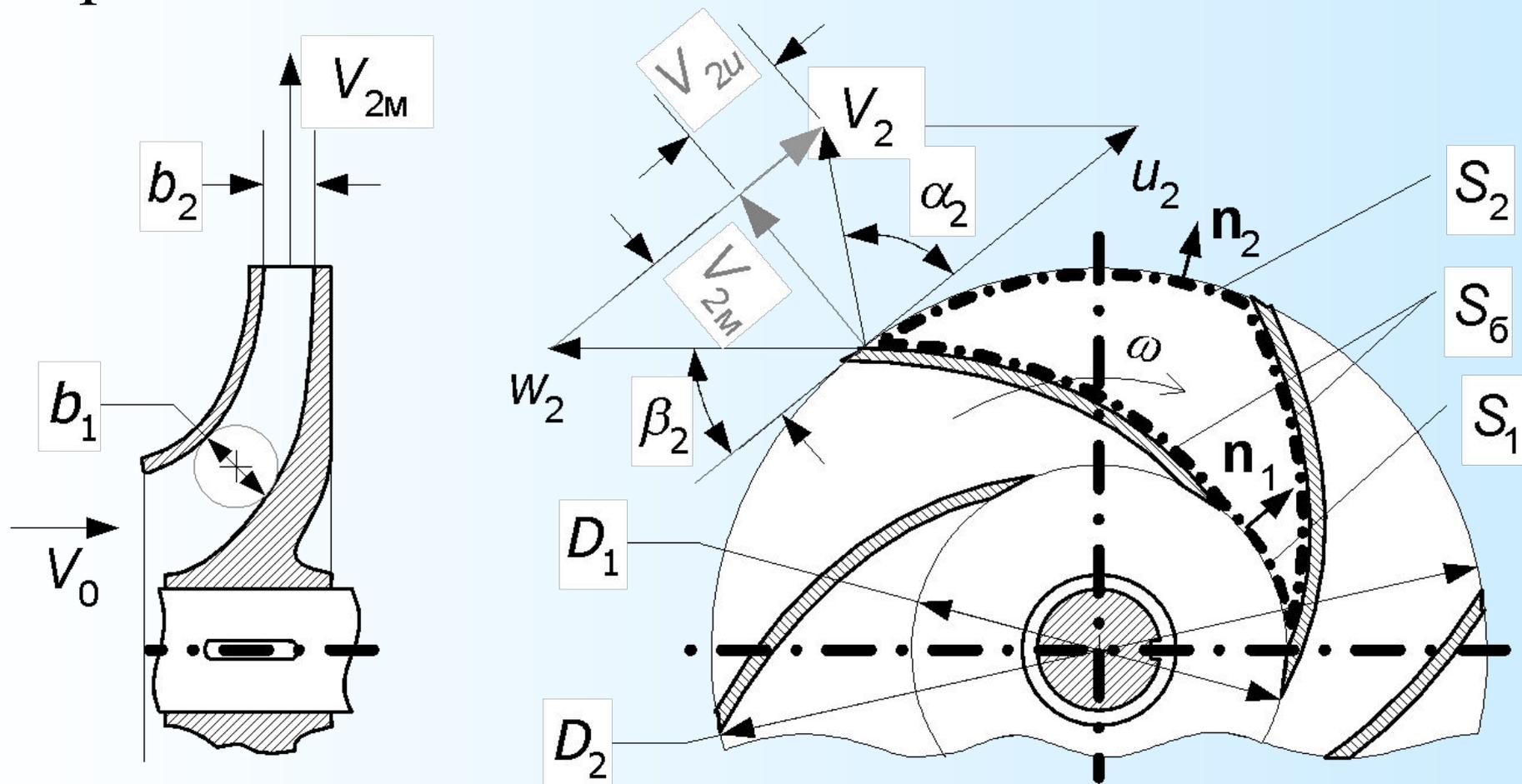
Чтобы не допустить снижение давления на входе в насос ниже допустимого, следует:

- не назначать большой геометрической высоты всасывания h_{Γ} ;
- не допускать высоких скоростей во всасывающем трубопроводе ($V_{\text{ВХ}} < 1 \text{ м/с}$);
- проектировать всасывающую линию возможно короткой и с малым количеством местных сопротивлений.

Центробежные насосы



В центробежном насосе передача энергии осуществляется за счет силового взаимодействия лопастного аппарата рабочего колеса с жидкостью.



В межлопаточных каналах рабочего колеса частицы жидкости участвуют в сложном движении. Вектор абсолютной скорости частицы может быть представлен суммой переносной (окружной) скорости и относительной скорости

$$\mathbf{V} = \mathbf{u} + \mathbf{w}$$

Относительная скорость частицы в любой точке профиля лопатки направлена по касательной к нему, а переносная – по касательной к окружности рабочего колеса.

Абсолютную скорость раскладывают на окружную V_u и меридианную (нормальную по отношению к окружной скорости) V_M составляющие, которые рассчитывают по следующим формулам

$$V_u = V \cdot \cos \alpha ;$$

$$V_M = V \cdot \sin \alpha ,$$

Основное уравнение турбомашин (турбинное уравнение Эйлера)

- Основное уравнение турбомашин связывает геометрические и кинематические характеристики рабочего колеса с развиваемым им напором.

Вывод основан на теореме момента количества движения:

при установившемся течении в равномерно вращающемся канале изменение во времени главного момента количества движения частиц жидкости, равно главному моменту действующих на них внешних сил

$$\frac{d}{dt} \int_W (\mathbf{r} \times \mathbf{V} \rho) dW = M_o$$

Производная физической величины по времени включает локальную и конвективную составляющие.

В случае стационарности физической величины локальная производная по времени отсутствует.

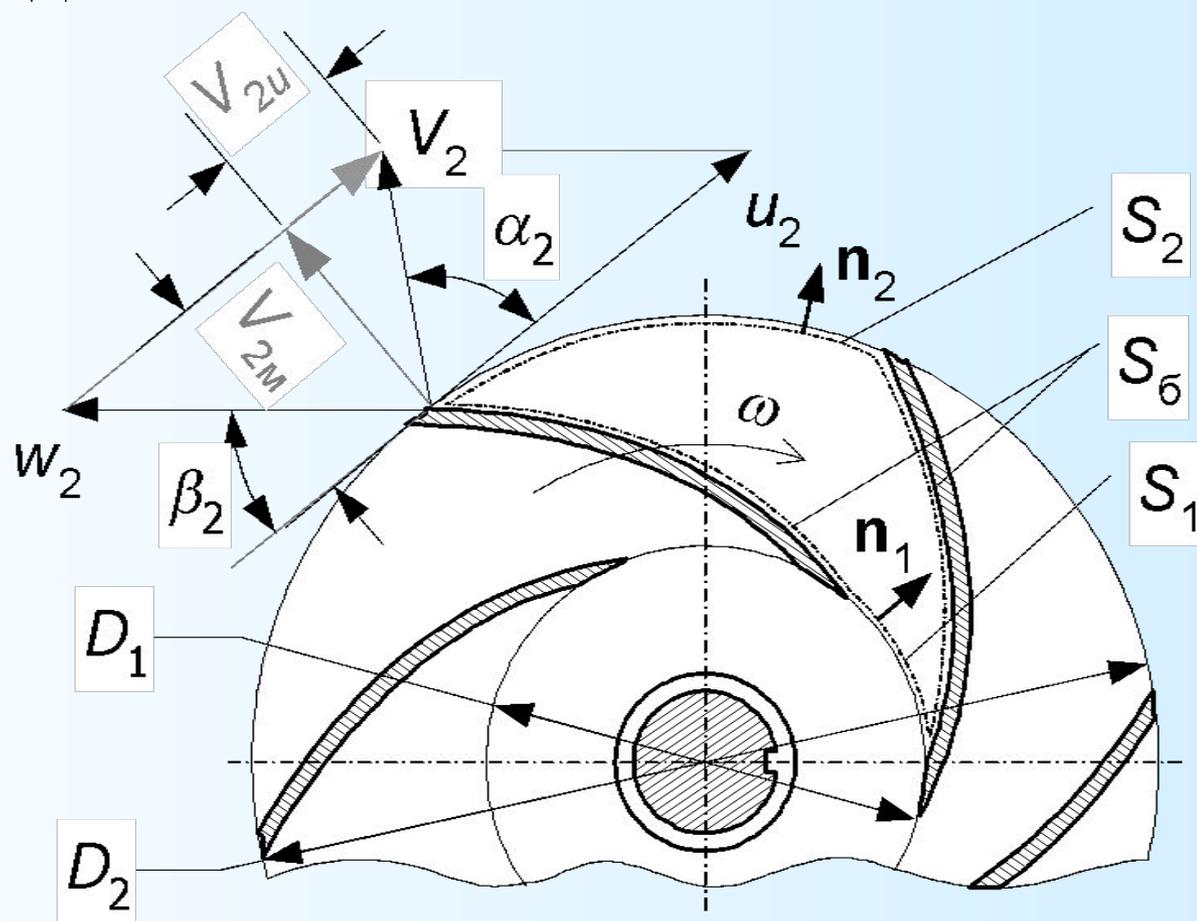
В /Л.Г.Лойцянский Механика жидкости и газа/ приводится доказательство того, что конвективная производная по времени от интеграла некоторой величины, взятого по движущемуся объему, равна переносу той же величины сквозь контрольную поверхность.

Неподвижную в пространстве поверхность, ограничивающую в данный момент времени, рассматриваемый движущийся объем, называют *контрольной поверхностью*.

Для нашего случая это приводит к следующему выражению

$$\frac{d}{dt} \int_W (\mathbf{r} \times \mathbf{V} \rho) dW = \int_S (\mathbf{r} \times \mathbf{V} \rho) V_n dS$$

Контрольной поверхностью для жидкости, находящейся в межлопаточном пространстве рабочего колеса насоса, является поверхность, образованная боковыми поверхностями лопаток S_6 и поверхностями колеса на входе S_1 и выходе S_2 из него жидкости.



Интеграл, стоящий в правой части уравнения представим в виде суммы интегралов по всем составляющим поверхностям. Интеграл через боковые поверхности равен нулю, поскольку отсутствует нормальная составляющая вектора скорости к этой поверхности. Интегралы через поверхность жидкости на входе и выходе из колеса имеют разные знаки, поскольку орты нормалей к этим поверхностям (\mathbf{n}_1 и \mathbf{n}_2) ориентированы в противоположные стороны (внутри и наружу) относительно объема жидкости, находящейся в межлопаточном пространстве.

На основании этого сделаем следующие преобразования

$$\begin{aligned} & \int_S (\mathbf{r} \times \mathbf{V}\rho) V_n dS = \\ & = \int_{S_6} (\mathbf{r} \times \mathbf{V}\rho) V_n dS - \int_{S_1} (\mathbf{r} \times \mathbf{V}\rho) V_n dS + \int_{S_2} (\mathbf{r} \times \mathbf{V}\rho) V_n dS = \\ & = \int_{S_1}^{S_2} (\mathbf{r} \times \mathbf{V}\rho) V_n dS. \end{aligned}$$

Численное значение последнего интеграла равно

$$\begin{aligned} & \int_{S_1}^{S_2} (\mathbf{r} \times \mathbf{V} \rho) V_n dS = \\ & = \int_{S_1}^{S_2} r V_u \rho V_n dS = \rho (r_2 V_{2u} V_{2n} S_2 - r_1 V_{1u} V_{1n} S_1) = \\ & = \rho Q (r_2 V_{2u} - r_1 V_{1u}) \end{aligned}$$

Объединив полученное выражение с первыми двумя уравнениями, получим

$$\rho Q (r_2 V_{2u} - r_1 V_{1u}) = M_o$$

К внешним силам, действующим на жидкость, находящуюся в канале рабочего колеса, относят силы давления, трения, тяжести и силы взаимодействия с ней стенок канала.

Анализ показывает, что равнодействующие сил давления на внутренней и внешней образующих колеса проходят через ось вращения. Поэтому момента они не создают.

Силы тяжести из-за симметрии рабочего колеса уравновешаны, а силы трения, действующие по периферийным поверхностям вращения малы.

На этом основании предполагают, что момент создают только силы, возникающие от взаимодействия стенок рабочих каналов с жидкостью, находящейся в них.

Этот момент внешних сил связан с гидравлической мощностью насоса N_{Γ} и угловой скоростью вращения ω следующим соотношением

$$M_0 = \frac{N_{\Gamma}}{\omega} = \frac{Q\rho gH_{\Gamma}}{\omega}$$

Подставляя найденные величины получим
основное уравнение турбомашин
(турбинное уравнение Эйлера)

$$\rho Q (r_2 V_{2u} - r_1 V_{1u}) = \frac{Q \rho g H_T}{\omega}$$

ИЛИ

$$H_T = \frac{\omega}{g} (V_{2u} r_2 - V_{1u} r_1)$$

Уравнение Эйлера связывает теоретический напор насоса со скоростями движения жидкости, которые зависят от подачи насоса, угловой скорости вращения рабочего колеса, а также с его геометрическими характеристиками.

Поток на входе в рабочее колесо создается предшествующим ему устройством (подводом). Следовательно, момент скорости (закрутка)

$V_{1u} r_1$
определяется конструкцией подвода.

Подводящие устройства многих насосов не закручивают поток и момент скорости на входе равен нулю. В этом случае теоретический напор определится по следующему уравнению

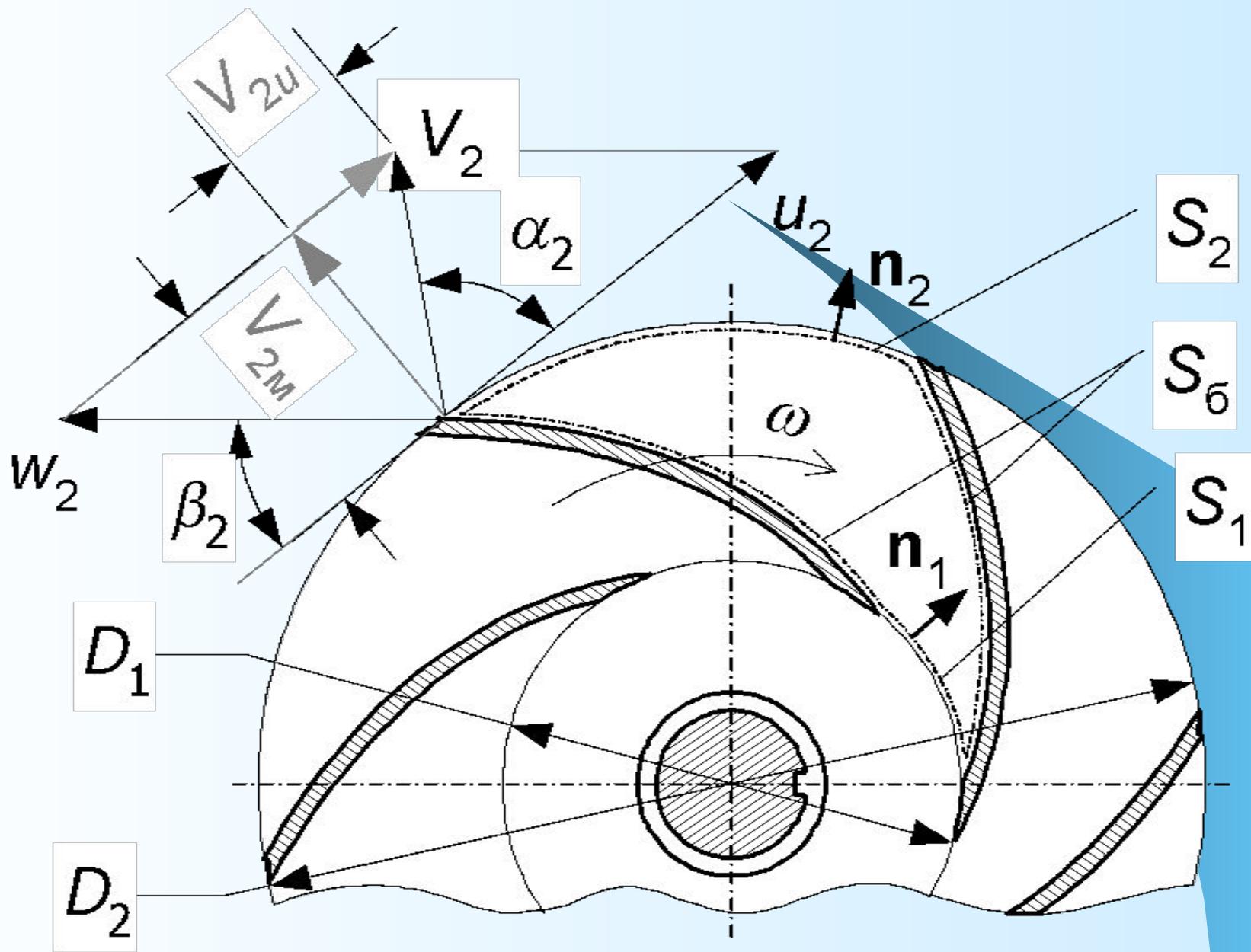
$$H_{\text{т}} = \frac{\omega}{g} V_{2\text{у}} r_2 = \frac{V_{2\text{у}} u_2}{g}$$

Учитывая, что

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$$

а окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса определяется выражением

$$V_{2u} = u_2 - V_{2M} \operatorname{ctg}(\beta_2)$$



уравнение для теоретического напора
примет вид

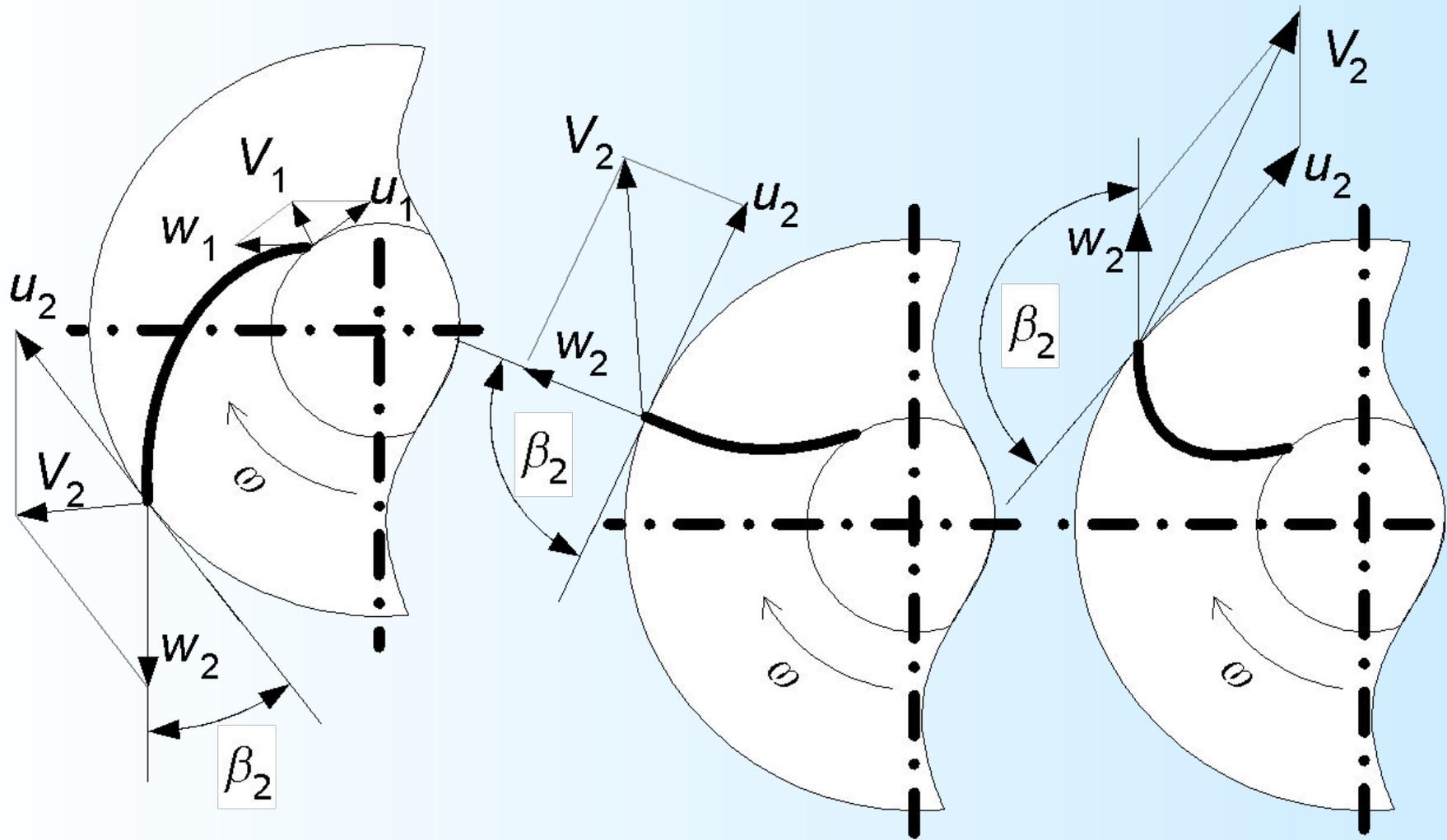
$$H_{\text{T}} = \left(\frac{\pi D_2 n}{60} \right)^2 \frac{1}{g} - \frac{\pi D_2 n}{60} \frac{1}{g} V_{2\text{M}} \operatorname{ctg}(\beta_2)$$

Это уравнение показывает, что напор зависит от величины меридианной составляющей абсолютной скорости на выходе из колеса, которая связана с подачей насоса уравнением

$$Q = \pi D_2 b_2 V_{2M}$$

Анализ уравнения Эйлера позволяет сделать следующие выводы:

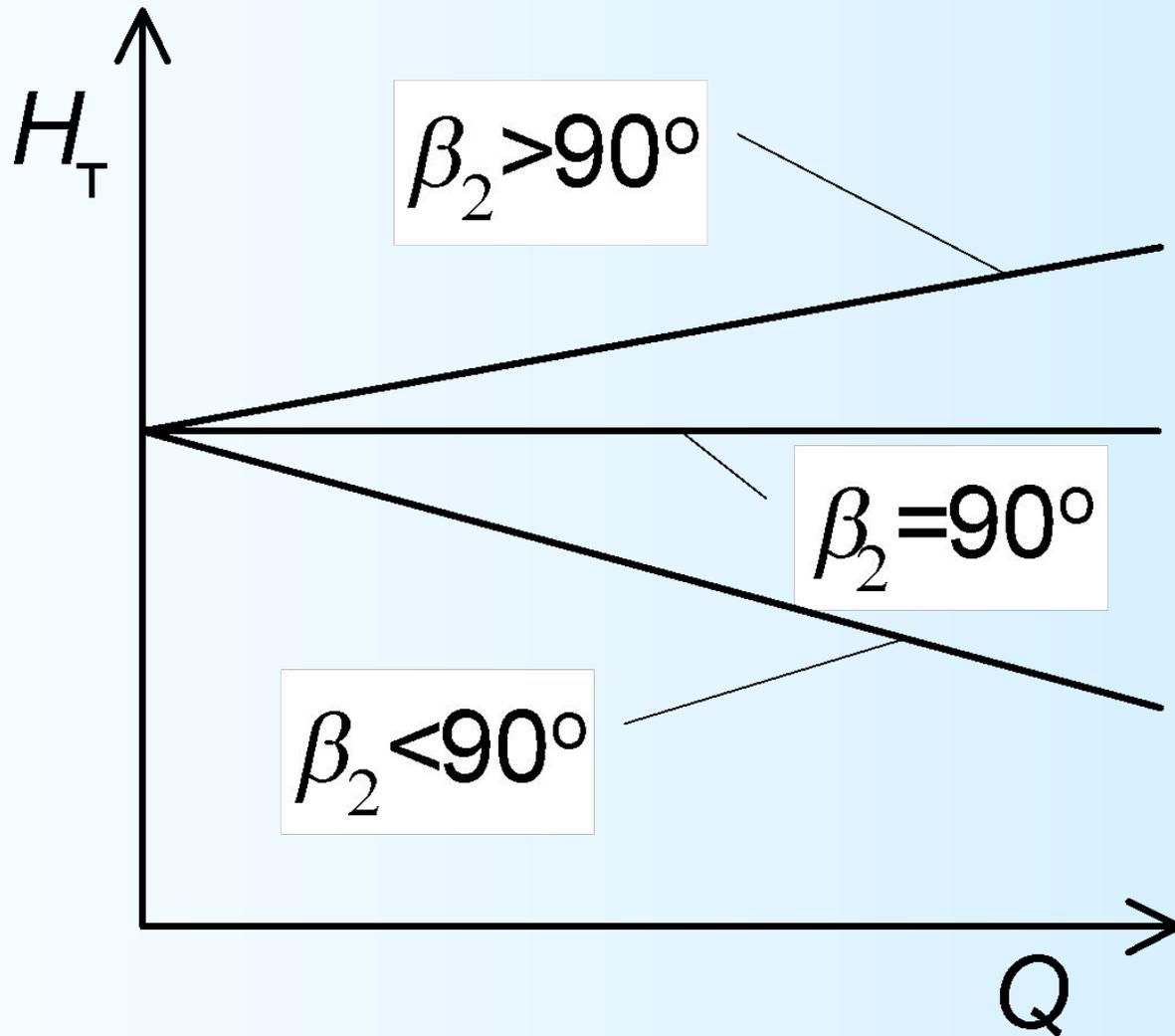
- в выражение теоретического напора не входит вес жидкости. Следовательно, развиваемый насосом напор не зависит от рода перекачиваемой жидкости;
- при скорости движения газа значительно меньшей скорости распространения звука в нем, газ ведет себя как капельная жидкость. В связи с этим полученное уравнение справедливо и для газов;
- на величину напора, а, следовательно, и на работу центробежного насоса значительное влияние оказывает форма лопастей рабочего колеса, особенно угол наклона их на выходе β_2 . Высокие значения КПД можно получить лишь при оптимальном значении этого угла.



В высокоэкономичных насосах, у которых гидравлические потери минимальны, применяют рабочие колеса с лопатками, загнутыми назад, причем угол β_2 назначают в пределах диапазона $(15 \dots 30)^\circ$.

Для лопаток, загнутых вперед, с увеличением β_2 растет абсолютная скорость на выходе из колеса, что приводит к росту напора. При очень больших абсолютных скоростях режим работы насоса становится неустойчивым и КПД насоса уменьшается вследствие возрастания гидравлических сопротивлений. Однако колеса с большими углами β_2 имеют меньшие радиальные размеры или частоту вращения при том же напоре.

Зависимость теоретического напора от угла β_2



Число лопаток должно быть таким, чтобы каждая последующая лопатка своим выходным концом перекрывала входной конец предыдущей. Число лопаток определяют по следующей формуле

$$z = 6,5 \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \sin \left(\frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \right)$$

Характеристики центробежного насоса

Характеристиками насоса называют зависимости между основными рабочими параметрами, а именно:

между напором и подачей;

потребляемой мощностью и подачей;

КПД и подачей;

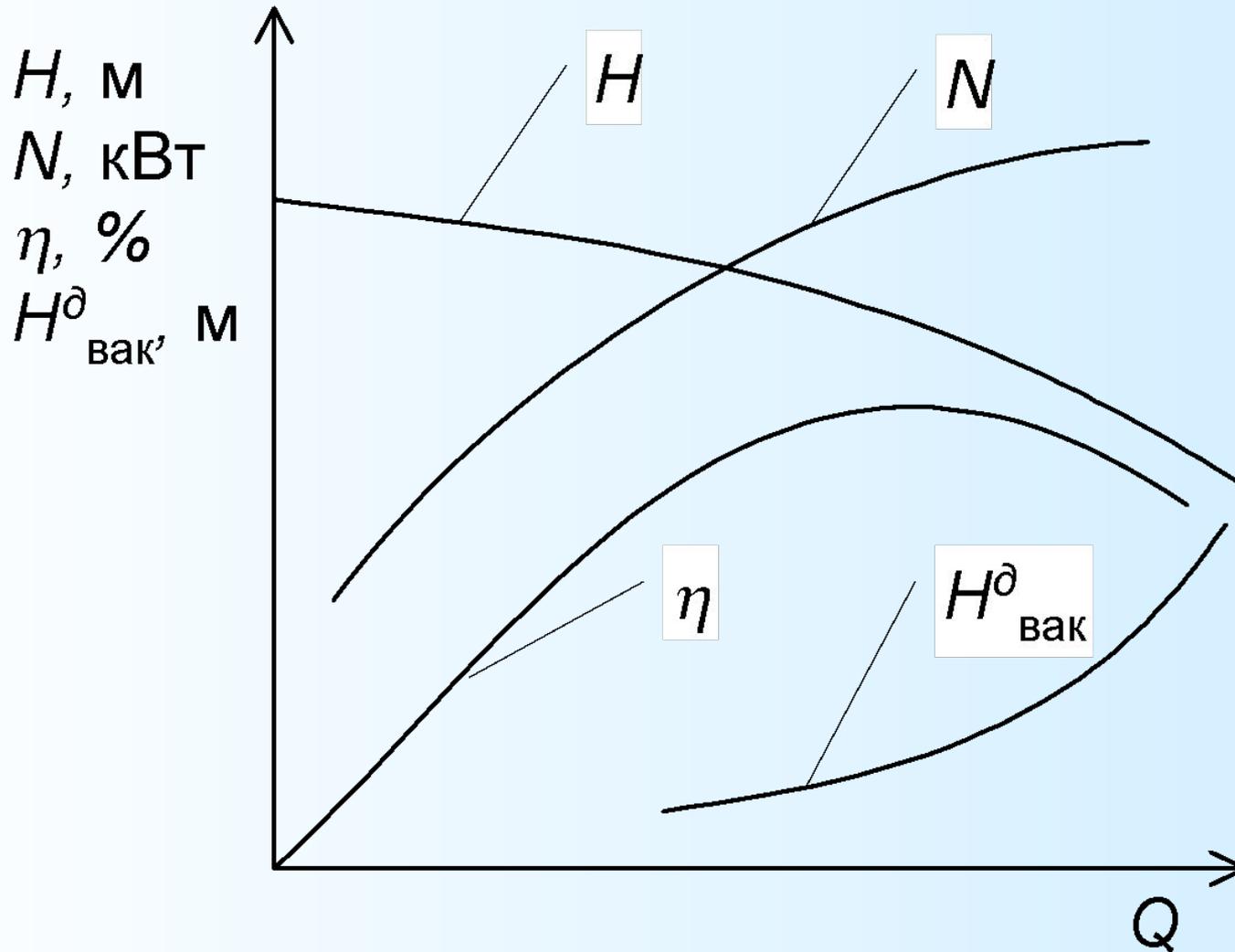
допустимым вакуумом и подачей.

Знание основных характеристик позволяет более рационально использовать насосы на различных режимах.

Процессы, протекающие в рабочем колесе, чрезвычайно сложные, поэтому напорные характеристики реальных машин отличаются от теоретических и могут быть получены лишь экспериментальным путем.

Отличия связаны с уменьшением напора из-за конечного числа лопаток, из-за гидравлических потерь в каналах насоса, потерь на входе в рабочее колесо и при выходе из него.

Общий вид характеристик центробежного насоса



Продолжение следует

Лекция 11.

Основы теории подобия центробежных насосов

Условия пропорциональности

Коэффициент быстроходности

Расширение области применения центробежных насосов обточкой рабочих колес

Работа насоса на сеть

Регулирование подачи центробежного насоса

Кавитация в насосах