

# ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

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

# Продолжение

## Центробежные насосы. Часть 2.

# Повестка дня

- 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

# Основы теории подобия центробежных насосов

Обобщение экспериментальных данных, полученных при испытании модели, и использование их при проектировании натуральных насосов возможно лишь при соблюдении определенных правил, устанавливаемых в теории подобия.

# Словарь

Явления называют подобными, если по известным характеристикам одного из них можно получить характеристики другого простым пересчетом. При этом в подобных системах должны наблюдаться процессы одинаковой физической природы.

Для полного подобия насосов должно выполняться их геометрическое, кинематическое и динамическое подобие.

Системы называются геометрически подобными, если все соответственные их линейные размеры пропорциональны, а углы равны.

При соблюдении геометрического подобия натурального и модельного насосов, кинематическое подобие определяет подобие планов скоростей, т.е.

$$\frac{w_{\text{Н}}}{w_{\text{М}}} = \frac{u_{\text{Н}}}{u_{\text{М}}} = \frac{V_{\text{Н}}}{V_{\text{М}}}$$

Для динамического подобия (подобия сил) требуется равенство критериев Рейнольдса у природы и модели. Критерий Рейнольдса для насоса определяют по формуле

$$Re = \frac{\omega D_2^2}{\nu}$$

Опыт показывает, что в большинстве случаев насосы работают в области автомодельности, т.е. в области, в которой характеристики насоса не зависят от критерия Рейнольдса. Эта область наблюдается при  $Re > 1000$ .



Обозначим отношение линейных  
размеров натурального и модельного  
насосов

$$k_L = r_H / r_M$$

Принимая во внимание, что угловая скорость связана с частотой вращения рабочего колеса следующим соотношением

$$\omega = \pi n / 30$$

из условия кинематического подобия получим

$$\frac{u_{\text{H}}}{u_{\text{M}}} = \frac{r_{\text{H}} \omega_{\text{H}}}{r_{\text{M}} \omega_{\text{M}}} = k_L \frac{n_{\text{H}}}{n_{\text{M}}}$$

# Подобие подач.

- Подача насоса связана с геометрическими и кинематическими характеристиками рабочего колеса уравнением

$$Q = V_{2м} \pi D_2 b_2 = \\ = V_2 \sin(\alpha_2) \pi D_2 b_2$$

# Отношение подач натурального и модельного насосов

$$\frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{м}}} = \frac{V_{2\text{н}} \sin(\alpha_{2\text{н}}) \pi D_{2\text{н}} b_{2\text{н}}}{V_{2\text{м}} \sin(\alpha_{2\text{м}}) \pi D_{2\text{м}} b_{2\text{м}}}$$

Поскольку у подобных насосов планы скоростей подобны, то

$$\alpha_{2Н} = \alpha_{2М}$$

наличие геометрического и кинематического подобия позволяют записать следующие равенства:

$$\frac{D_{2Н}}{D_{2М}} = \frac{b_{2Н}}{b_{2М}} = k_L; \quad \frac{V_{2Н}}{V_{2М}} = \frac{u_{2Н}}{u_{2М}} = k_L \frac{n_H}{n_M}$$

Следовательно,

$$\frac{Q_H}{Q_M} = k_L^3 \frac{n_H}{n_M}$$

т.е. у подобных насосов отношение подач пропорционально произведению соотношения линейных размеров в третьей степени на соотношение частот вращения рабочих колес.

# *Подобие напоров.*

Ранее были получены уравнения для определения теоретического и действительного напоров:

$$H_{\text{T}} = \frac{V_{2\text{ч}} u_2}{g}$$

Полагая, что гидравлические КПД  $\eta_r$  и коэффициенты, учитывающие конечное число лопаток  $\varepsilon$  у модели и натуре одинаковы, получим

$$\frac{H_n}{H_m} = \frac{V_{2нн} u_{2н}}{V_{2мм} u_{2м}} = k_L^2 \left( \frac{n_n}{n_m} \right)^2$$

что отношение напоров у подобных насосов пропорционально произведению квадратов соотношений линейных размеров и частот вращения рабочих колес.



# *Подобие мощностей.*

Мощность насоса определяют по формуле

$$N = \frac{Q\rho gH}{\eta}$$

При работе натурального и модельного насосов на одной и той же жидкости

$$\rho_{\text{М}} = \rho_{\text{Н}}$$

КПД модели и натуре приблизительно одинаковы

$$\eta_{\text{М}} \approx \eta_{\text{Н}}$$

При этих допущениях получим

$$\begin{aligned} \frac{N_{\text{H}}}{N_{\text{M}}} &= \frac{Q_{\text{H}} \rho_{\text{H}} g H_{\text{H}} \eta_{\text{M}}}{Q_{\text{M}} \rho_{\text{M}} g H_{\text{M}} \eta_{\text{H}}} = \\ &= \frac{Q_{\text{H}} H_{\text{H}}}{Q_{\text{M}} H_{\text{M}}} = k_L^5 \left( \frac{n_{\text{H}}}{n_{\text{M}}} \right)^3 \end{aligned}$$

# Условия пропорциональности

- Условия пропорциональности позволяют производить пересчет характеристик насоса на иную частоту вращения.
- С подобной задачей приходится сталкиваться при замене двигателя у насоса, либо при использовании двигателя, который позволяет изменять частоту вращения вала.

Решение поставленной задачи основано на представлении одного и того же насоса, работающего при различных частотах вращения ( $n_1$  и  $n_2$ ), как натуры ( $_1$ ) и модели ( $_2$ ), выполненной в масштабе 1:1 ( $k_L=1$ ).

На основании теории подобия между параметрами насоса имеют место следующие соотношения:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

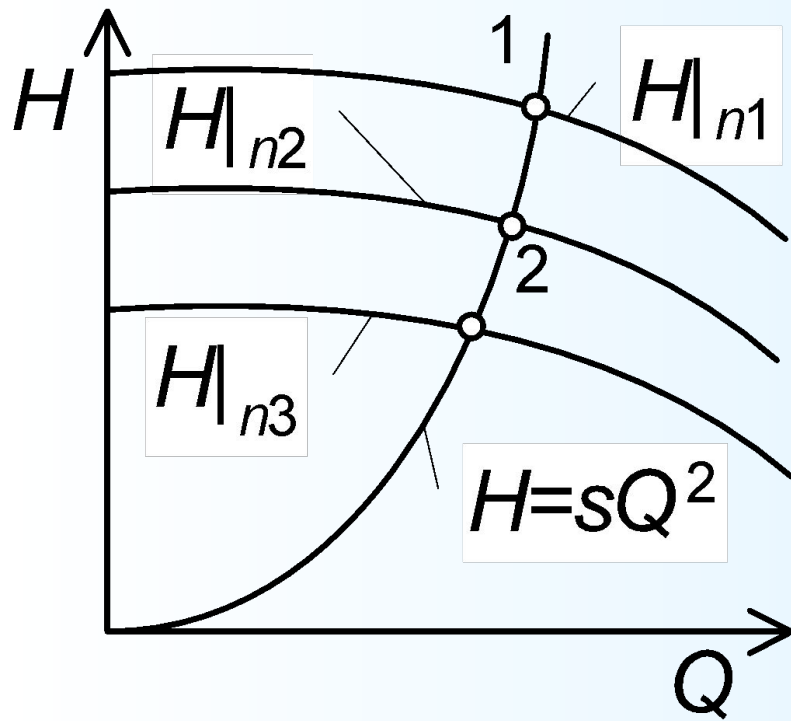
Эти зависимости называют *условиями пропорциональности*.

С их помощью, имея характеристики насоса, работающего при одной частоте вращения, можно построить характеристики, которые будут иметь место при работе на другой частоте.

# Словарь

- *Кривой подобных режимов* называют геометрическое место точек, режимы работы насоса в которых, подобны исходному.

Для построения на напорной характеристике насоса *кривой подобных режимов*, определим напоры и подачи при различных значениях частоты вращения.



Соединив полученные точки плавной линией, получим искомую кривую подобных режимов.



Условия пропорциональности можно представить в следующем виде:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2 = \left( \frac{Q_1}{Q_2} \right)^2$$

ИЛИ

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \dots = \frac{H}{Q^2} = \text{const} = s$$

Последнее выражение позволяет записать уравнение кривой подобных режимов:

$$H = sQ^2$$

Условиями пропорциональности можно пользоваться не для любых точек, а лишь для тех, которые лежат на кривой подобных режимов.

Рассмотрим следующую задачу.

Предположим, что от насоса требуется получить подачу  $Q_2$  при напоре  $H_2$ , причем эта режимная точка 2 не лежит на характеристике насоса, построенной для частоты вращения  $n_1$ .

Требуется определить такую частоту вращения  $n_2$ , при которой напорная характеристика  $H=f(Q)$  пройдет через заданную точку 2.

Определим по известным данным коэффициент  $s$  для уравнения кривой подобных режимов

$$s = H_2 / Q_2^2$$

Проведем параболу

$$H = sQ^2$$

до пересечения с известной для частоты  $n_1$  характеристикой насоса, т.е. определим графически положение точки 1, а, следовательно, и параметры этой точки  $Q_1$  и  $H_1$ .

Искомую частоту вращения найдем из условия пропорциональности

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

ИЛИ

$$n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$$

# Коэффициент быстроходности

В настоящее время имеется большое количество хорошо отработанных и исследованных центробежных насосов различного типа.

Для выбора из этого многообразия прототипа для вновь проектируемого насоса необходимо разработать критерий, который позволял бы сравнивать центробежные насосы различной конструкции между собой.

Поскольку при проектировании заданными являются подача, напор и частота вращения, то очевидно, что в этот критерий необходимо включить именно эти параметры.

Определив по заданным параметрам численное значение такого критерия для проектируемого насоса, и сравнив его со значениями этого критерия для имеющихся конструкций, получим возможность подобрать в качестве базового определенный тип насоса.



Запишем условия подобия насосов "1" и "2", приняв в качестве масштабного множителя отношения наружных диаметров рабочих колес

$$k_L = D_{21} / D_{22}$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left( \frac{D_{21}}{D_{22}} \right)^3 ;$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2 \left( \frac{D_{21}}{D_{22}} \right)^2$$

Эти уравнения можно представить  
следующим образом:

$$\frac{Q_1}{n_1 D_{21}^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_{22}^3} = \dots = \frac{Q}{n D_2^3} = q,$$

$$\frac{H_1}{n_1^2 D_{21}^2} = \frac{H_2}{n_2^2 D_{22}^2} = \dots = \frac{H}{n^2 D_2^2} = h$$

Величины  $q$  и  $h$  получили названия *коэффициентов расхода и напора* соответственно.

Из приведенных соотношений следует, что у подобных машин эти коэффициенты одинаковы, т.е. их можно использовать в качестве критериев подобия.

Однако для конструктора эти критерии неудобны, т.к. они содержат диаметр рабочего колеса, который является искомой величиной при проектировании.

Для его исключения находят отношение квадрата коэффициента расхода на коэффициент напора в третьей степени

$$\frac{q^2}{h^3} = \frac{n^4 Q^2}{H^3}$$

На практике в качестве критерия подобия используют коэффициент быстротходности  $n_s$

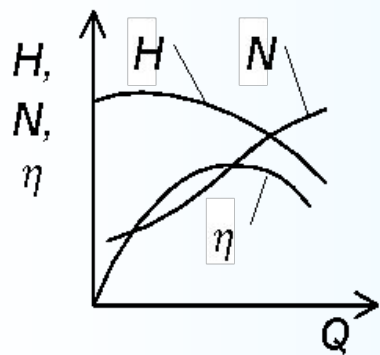
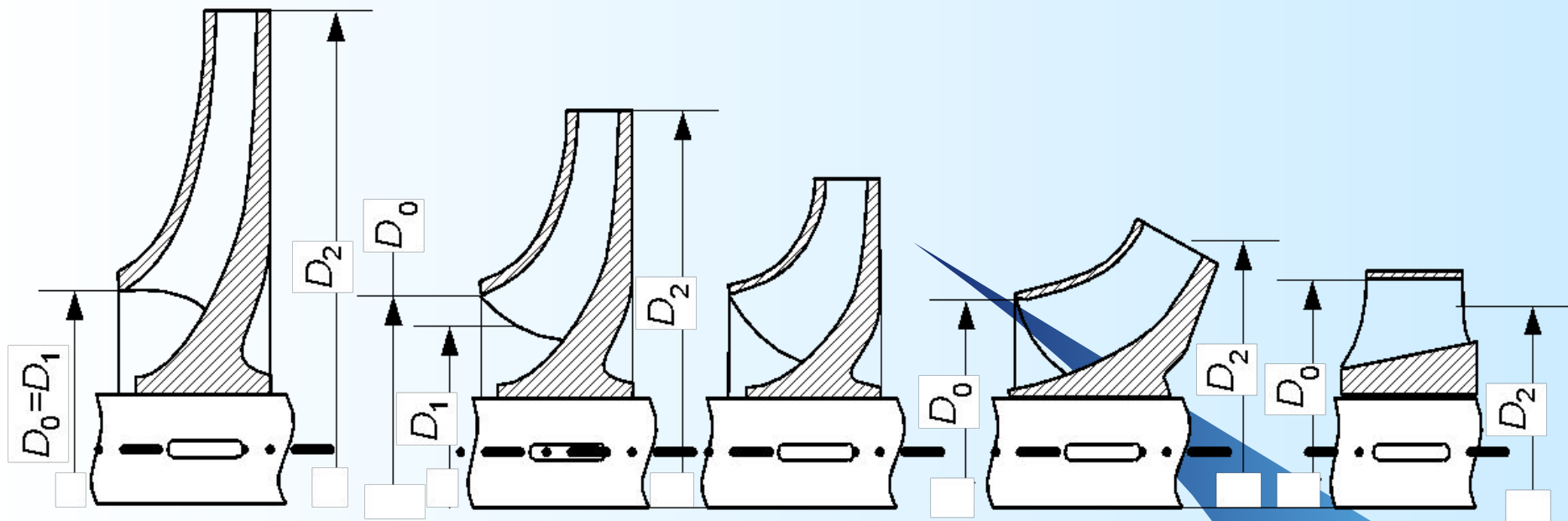
$$n_s = 3,65 \left( \frac{q^2}{h^3} \right)^{1/4} = 3,65 n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

По величине коэффициента  
быстроходности центробежные насосы  
делят на:

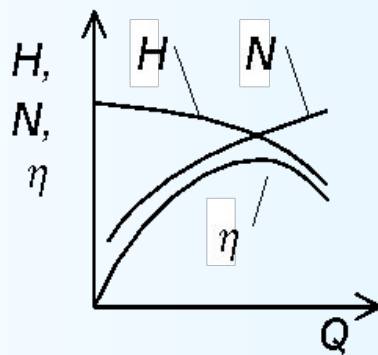
тихоходные,  $n_s = (40 \dots 80)$ ;

нормальные,  $n_s = (80 \dots 150)$ ;

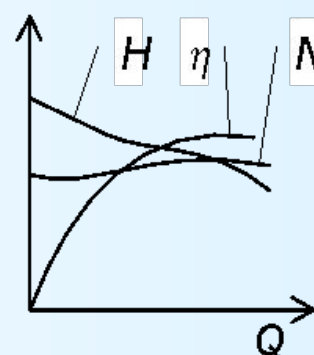
быстроходные,  $n_s = (150 \dots 300)$ .



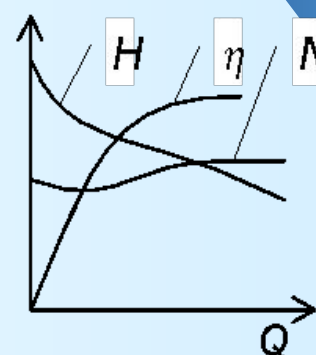
Тихоходные  
центробежные  
насосы  
 $n_s=40...80$   
 $D_2/D_0=2,5$



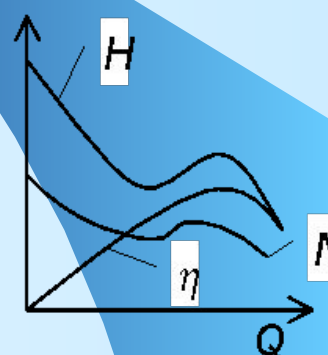
Нормальные  
центробежные  
насосы  
 $n_s=80...150$   
 $D_2/D_0=2$



Быстроходные  
центробежные  
насосы  
 $n_s=150...300$   
 $D_2/D_0=1,8...1,4$



Диагональные  
насосы  
 $n_s=300...600$   
 $D_2/D_0=1,2...1,1$



Пропеллерные  
насосы  
 $n_s=600...1200$   
 $D_2/D_0=0,8$

# Расширение области применения центробежных насосов обточкой рабочих колес

Если от насоса требуется получить подачу  $Q'$  и напор  $H'$ , причем данная режимная точка с указанными координатами лежит ниже характеристики насоса, а изменение частоты вращения двигателя невозможно, то применяют обточку рабочего колеса по наружному диаметру.



При уменьшении наружного диаметра рабочего колеса  $D_2$  окружная скорость  $u_2$  на выходе из колеса уменьшается, что ведет к снижению напора.  
Следовательно, при обточке рабочего колеса напорная характеристика насоса понижается.

Опыт показывает, что для расчета характеристики центробежного насоса после обточки рабочего органа можно приближенно принять, что подача изменяется пропорционально наружному диаметру колеса в первой степени, а напор – во второй степени:

$$\frac{Q}{Q'} \cong \frac{D_2}{D'_2}; \quad \frac{H}{H'} \cong \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^2$$

Экспериментально доказано, что для режимов, удовлетворяющих данным соотношениям, КПД насоса приблизительно сохраняется постоянным, если обточка рабочего колеса не слишком велика.

Объединив оба выражения, получим

$$\frac{H}{H'} = \left( \frac{Q}{Q'} \right)^2 \quad \text{или} \quad \frac{H}{Q^2} = \frac{H'}{(Q')^2} = c$$

откуда

$$H = cQ^2$$

Следовательно, режимы, одинаковые для обточенных колес, располагаются на диаграмме с координатами  $H$ – $Q$  на параболе, вершина которой находится в начале координат – *параболе обточек*.

При обточке рабочего колеса по наружному диаметру геометрическое подобие нарушается, поэтому парабола обточек не имеет ничего общего с параболой подобных режимов.

В случае значительного уменьшения диаметра в результате обточки КПД насоса уменьшается, что является ограничивающим фактором для использования этого метода изменения напорной характеристики.

Предельная величина обточки зависит от коэффициента быстроходности  $n_s$ .

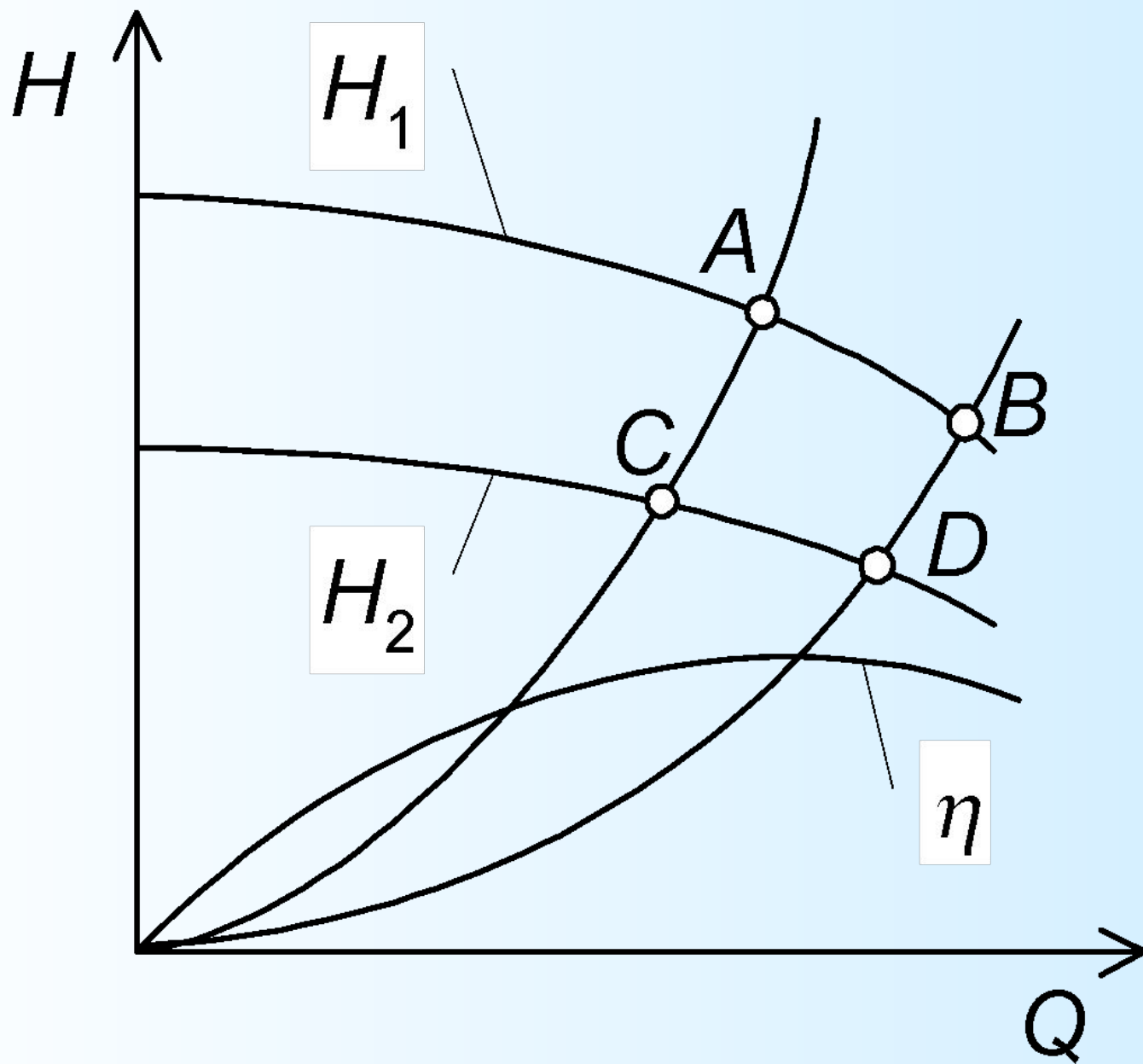
$n_s$	60	120	200	300	350	>350
$\frac{D_2 - D'_2}{D_2}$	0,2	0,15	0,11	0,09	0,07	0,00

Насос выгодно эксплуатировать только в области высоких КПД и больших высот всасывания, поэтому следует рассматривать не всю характеристику насоса, а только ее часть, соответствующую указанным рекомендациям.

Минимальная подача определяется допустимым снижением КПД насоса по сравнению с его максимальным значением;

максимальная подача – также допустимым снижением КПД, или допустимым повышением кавитационного запаса, который при подачах, больших оптимальной, резко возрастает.





Предположим, что линия  $H_1$  представляет собой характеристику необточенного колеса, а  $H_2$  – характеристику при максимальной обточке колеса. Участок  $A$ – $B$  характеристики является рабочим, т.е. соответствует максимальному КПД. Точки  $C$  и  $D$  построены с помощью парабол обточек и ограничивают оптимальную рабочую зону максимально обточенного колеса.

Область  $ABCD$  включает все точки характеристик обточенных колес, удовлетворяющих требованиям максимальной экономичности.

Четырехугольник  $ABCD$  называют *полем насоса*.

Сводный график полей центробежных насосов приводят в каталогах насосов.

По заданным значениям подачи и напора на сводном графике находят режимную точку, которая попадает на поле какого-то конкретного насоса, который обеспечит наибольший КПД на указанном режиме.

На поле насоса приводится его марка и частота вращения.

# Работа насоса на сеть

Совокупность насоса, расходного и напорного резервуаров, трубопроводов, связывающих вышеперечисленные элементы, регулирующей и запорной арматуры, а также контрольно-измерительной аппаратуры составляет насосную установку.

Для перемещения жидкости по трубопроводам из расходного резервуара в напорный необходимо затрачивать энергию на:

- подъем жидкости на высоту  $H_r$ , равную разности уровней в резервуарах (эту величину называют геометрическим напором насосной установки);
- преодоление разности давлений в них  $p_r$  и  $p_n$ ;
- преодоление суммарных гидравлических потерь  $\Sigma h_{\Pi}$  во всасывающем и напорном трубопроводах.

Таким образом, энергия, необходимая для перемещения единицы веса жидкости из расходного резервуара в напорный по трубопроводам, или *потребный напор установки* определяется по выражению

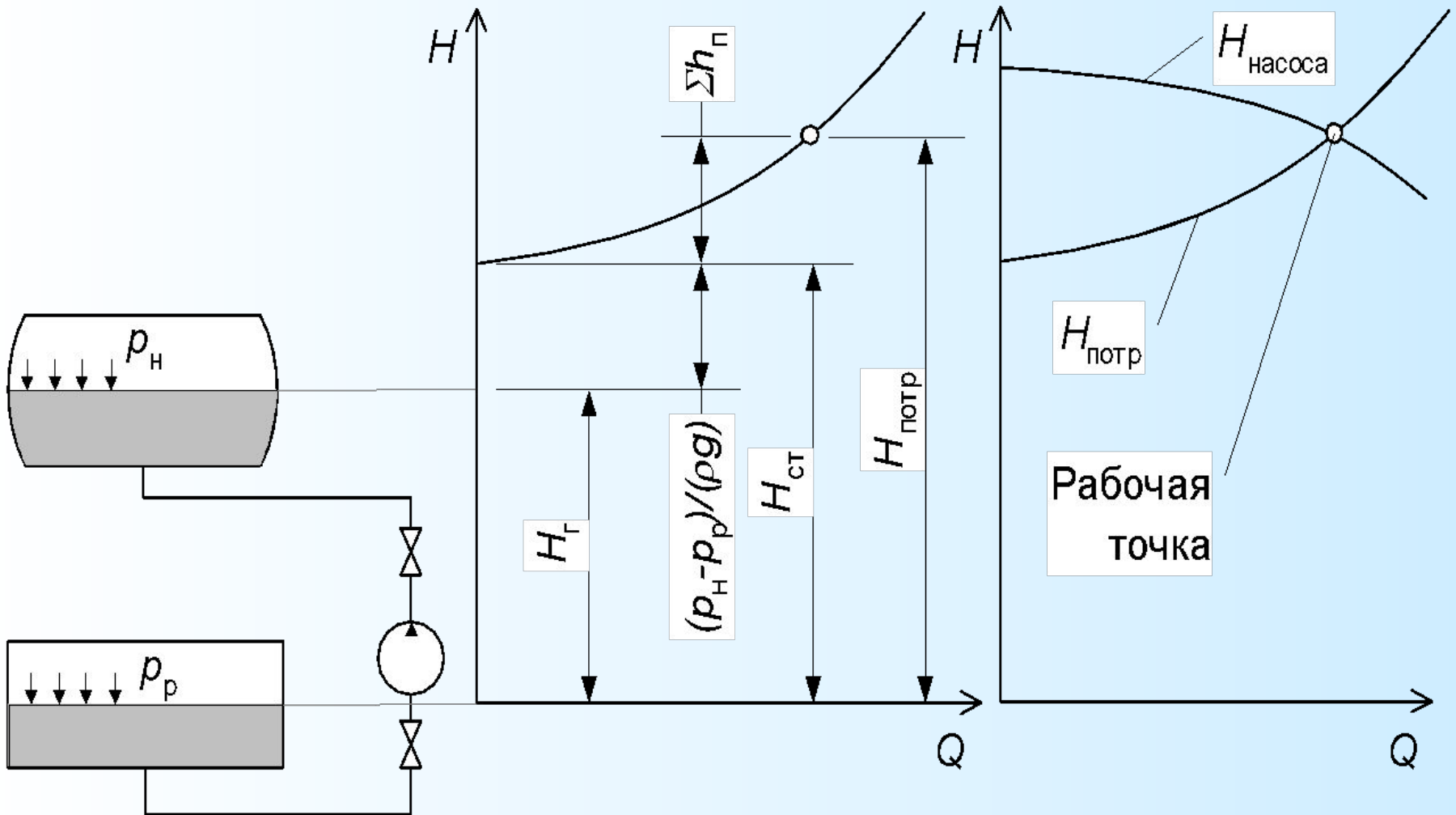
$$H_{\text{потр}} = H_{\text{г}} + \frac{p_{\text{н}} - p_{\text{р}}}{\rho g} + \sum h_{\text{п}}$$

Характеристикой насосной установки называют зависимость потребного напора от расхода жидкости.

Геометрический напор  $H_{\Gamma}$ , давления  $p_p$  и  $p_n$  от расхода не зависят.

Гидравлические потери являются функцией расхода и зависят от режима движения.

# Схема насосной установки и ее характеристика





Насос работает на таком режиме, при котором  
потребный напор равен напору насоса.

Для определения режима работы насоса  
необходимо на одном и том же графике в  
одинаковых масштабах нанести  
характеристику насоса и насосной  
установки.

Точка пересечения характеристик называется  
*рабочей точкой*.

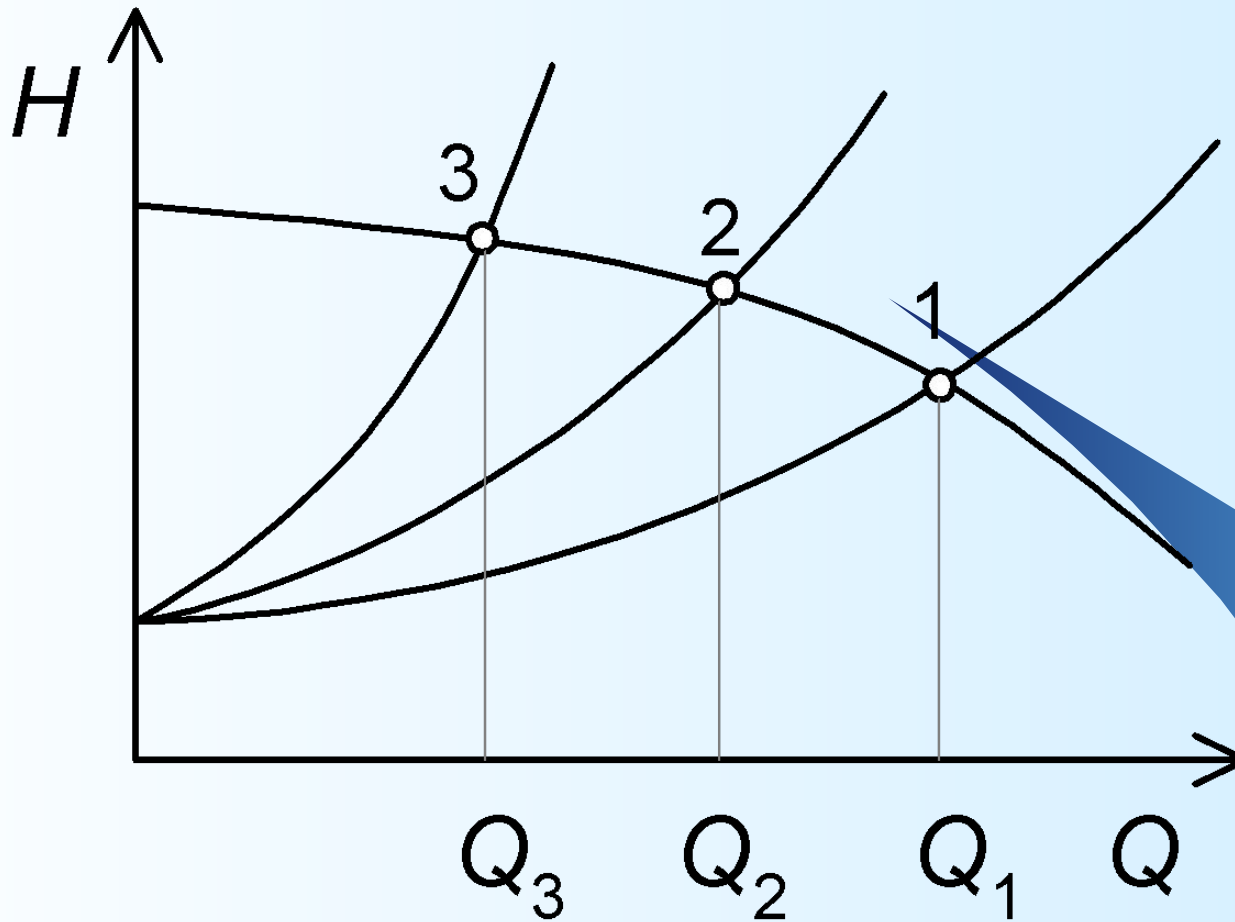
Ограничением в широком распространении  
центробежных насосов в значительной мере  
является неспособностью их к сухому  
всасыванию.

# Регулирование подачи центробежного насоса

Количество жидкости, подаваемой насосом в сеть, определяется нуждами потребителей. Поэтому на практике почти всегда приходится прибегать к регулированию подачи, которая достигается дросселированием напорного трубопровода и изменением частоты вращения рабочего колеса.

# *Дроссельное регулирование.*

Каждая насосная установка оснащается запорной задвижкой, устанавливаемой за насосом. При уменьшении расхода в сети возникает необходимость изменить подачу насоса. Прикрывая задвижку, изменяют (увеличивают) сопротивление системы. Создаваемый насосом напор увеличивается. Это приводит к снижению подачи в соответствии с характеристикой насоса.



Кривые 1, 2 и 3 называют дроссельными характеристиками трубопровода.

Дроссельным способом регулирования можно менять подачу в широком диапазоне. Этот вид регулирования прост, надежен и наиболее часто применяется при эксплуатации насосных установок. Но он требует дополнительных затрат энергии на преодоление потерь в задвижке.

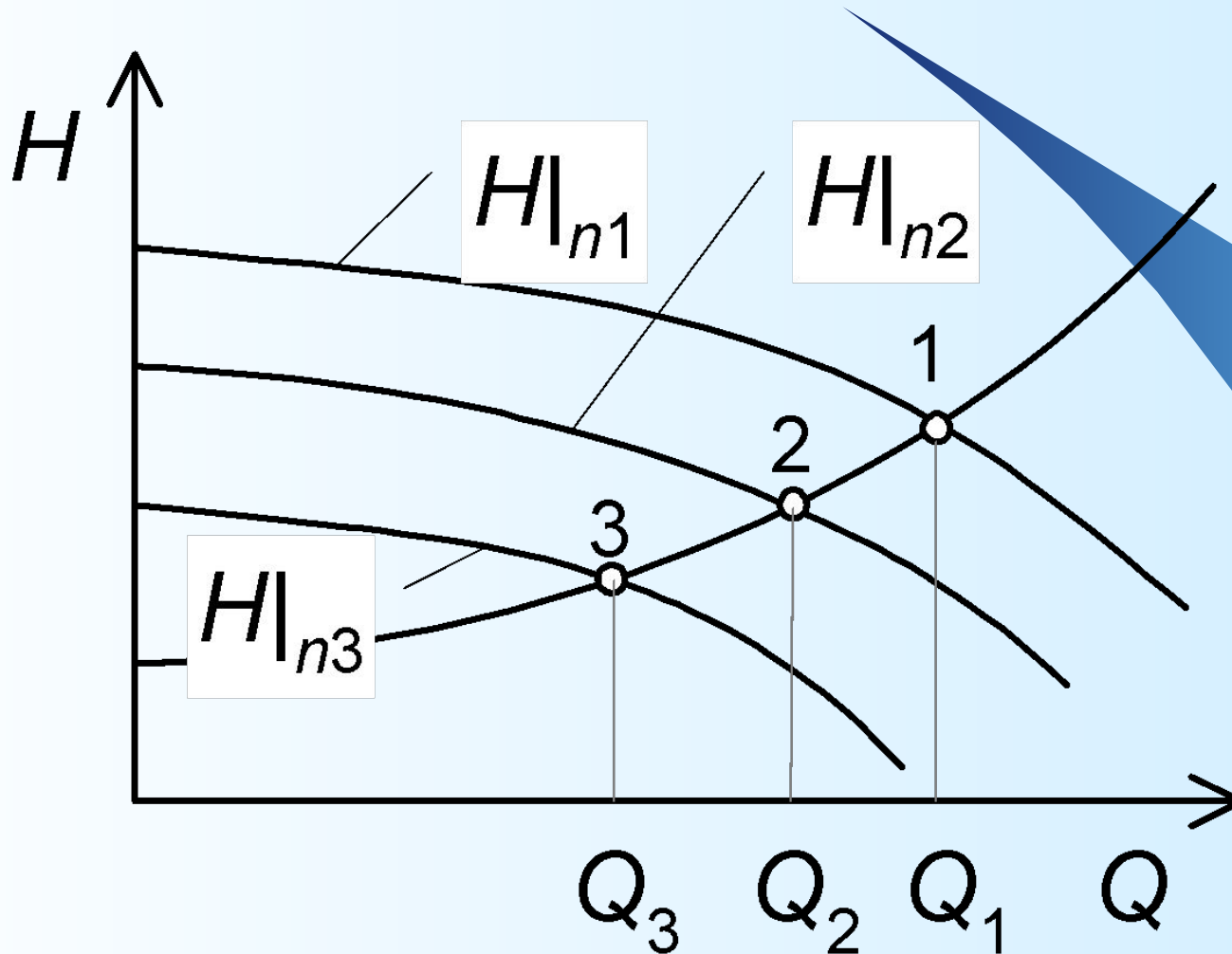
# Регулирование работы насоса изменением частоты вращения рабочего колеса.

В основе этого способа лежит закон пропорциональности, из которого следует

$$Q_i = Q_0 \frac{n_i}{n_0}; \quad H_i = H_0 \left( \frac{n_i}{n_0} \right)^2$$

С помощью этих уравнений можно произвести перестроение характеристики насоса  $H_0 = f(Q_0)$  при номинальной частоте вращения рабочего колеса  $n_0$  на любую иную частоту вращения  $n_i$ .

Изменяя число оборотов насоса, можно получить требуемую подачу в сети.





Рассматриваемый способ регулирования не вызывает дополнительных потерь энергии, поскольку напор в сети соответствует напору, развиваемому насосом.

Недостаток этого способа изменения подачи состоит в использовании более дорогого привода насоса с регулируемой частотой вращения.

Для увеличения подачи жидкости осуществляют параллельную работу нескольких насосов. Построение результирующей характеристики такой системы производят путем сложения подач каждого из насосов при одинаковых значениях напоров.

Когда требуется повысить напор в системе, используют последовательное соединение нескольких насосов. В этом случае результирующую характеристику получают сложением напоров каждого из насосов при одинаковых значениях подач.

# Кавитация в насосах

Под кавитацией понимают комплекс механических и электрохимических явлений возникающих в потоке в результате снижения давления ниже давления насыщения жидкости при данной температуре.

При этом из жидкости начинают выделяться пар и растворенные в ней газы.

Кавитация сопровождается шумом, ухудшением энергетических характеристик насоса и разрушением его конструктивных элементов.

При развитой кавитации, когда паро-газо-водяная смесь заполняет все межлопаточное пространство, происходит разрыв сплошности потока и "срыв" (прекращение) подачи.

Согласно ударной гипотезе кавитационного разрушения в зоне "схлопывания" кавитационного пузырька давление достигает весьма больших значений, возникают местные гидравлические удары, которые, в конечном итоге, приводят к разрушению металла.

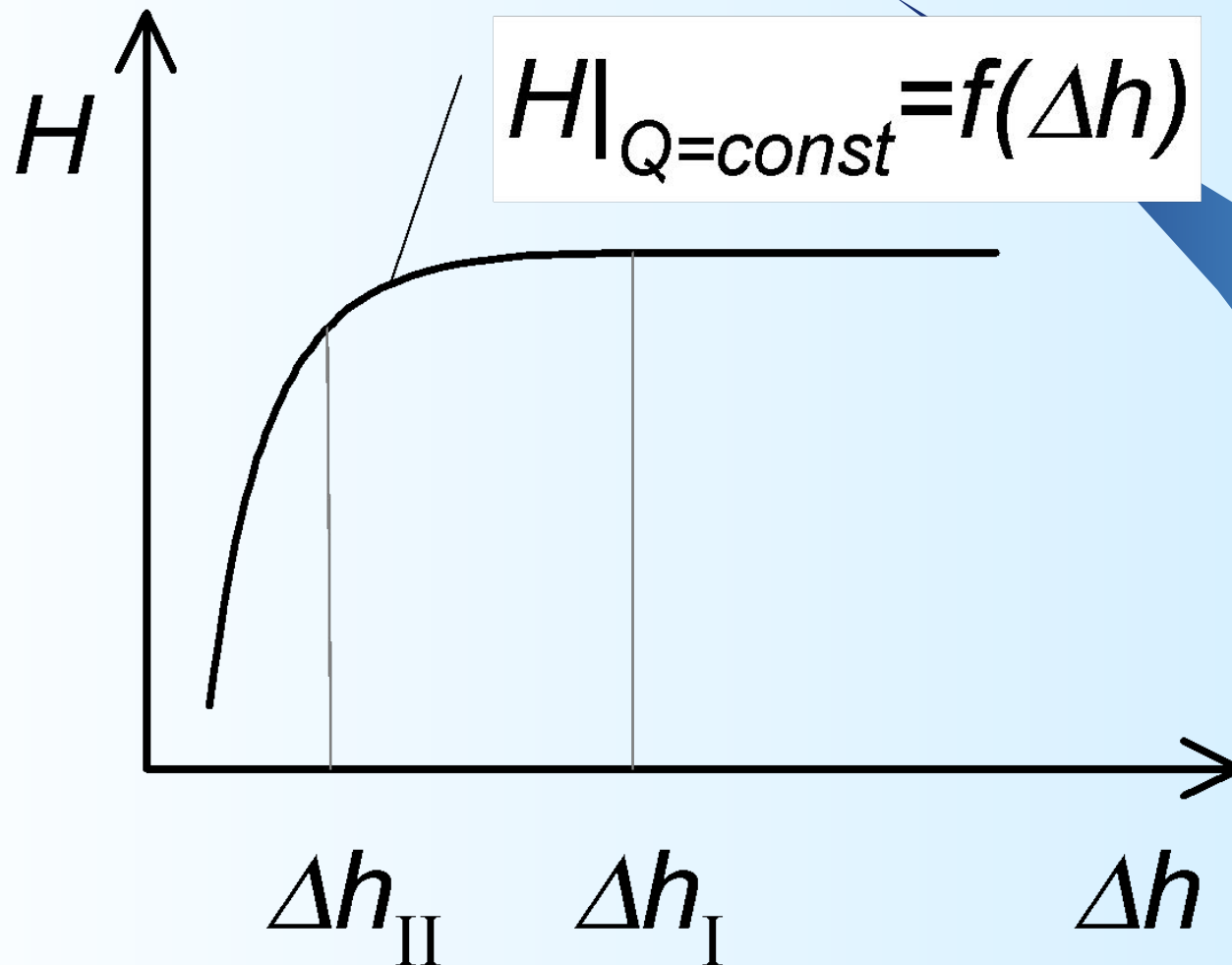
Для безкавитационной работы насоса необходимо соблюдать требование: минимальное абсолютное давление в насосе должно быть больше давления насыщения при данной температуре

$$p_{\min} > p_s$$

Величиной, характеризующей безкавитационную работу насоса, является кавитационный запас – разность между удельной энергией потока на входе насоса и энергией, соответствующей давлению насыщения.

$$\Delta h = \left( \frac{p_{\text{ВХ}}}{\rho g} + \frac{V_{\text{ВХ}}^2}{2g} \right) - \frac{p_s}{\rho g}$$

Значение кавитационного запаса, при котором возникает кавитация, называют критическим.



Режим работы насоса, когда при неизменной подаче начинается падение напора, называют первым критическим режимом. Ему соответствует первый критический кавитационный запас  $\Delta h_I$ .

При дальнейшем уменьшении кавитационного запаса  $\Delta h$  кавитационная каверна расширяется и приближается к концу рабочей лопатки. При некотором значении  $\Delta h_{II}$  она теряет устойчивость, и это сопровождается резким снижением напора.



Для того чтобы насос не работал в режиме кавитации из-за неточности учета всех факторов на нее влияющих, в качестве допустимого кавитационного запаса принимают величину, на (10...30)% большую  $\Delta h_I$ , то есть

$$\Delta h_{\text{доп}} = (1,1 \dots 1,3) \Delta h_I$$

Выразим удельную энергию потока на входе в насос из уравнения Бернулли, записанного для участка всасывающего трубопровода, расположенного между сечениями, соответствующими свободной поверхности жидкости и входному патрубку насоса.

$$\frac{V_{\text{ВХ}}^2}{2g} + \frac{p_{\text{ВХ}}}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} - h_{\Gamma} - \sum h_{\text{ПОТ}}$$

Подставим полученное выражение в уравнение для определения кавитационного запаса

$$\Delta h = \frac{p_a - p_s}{\rho g} - h_{\Gamma} - \sum h_{\text{пот}}$$

Заменим  $\Delta h$  на допустимый кавитационный запас.

Выразим из последней зависимости высоту всасывания.

Найденная величина представляет собой *допустимую высоту всасывания*

$$h_{\Gamma}^{\text{доп}} = \frac{P_a - P_s}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп}} - \sum h_{\text{пот}}$$

превышение которой при монтаже насоса приведет к описанным здесь негативным явлениям.