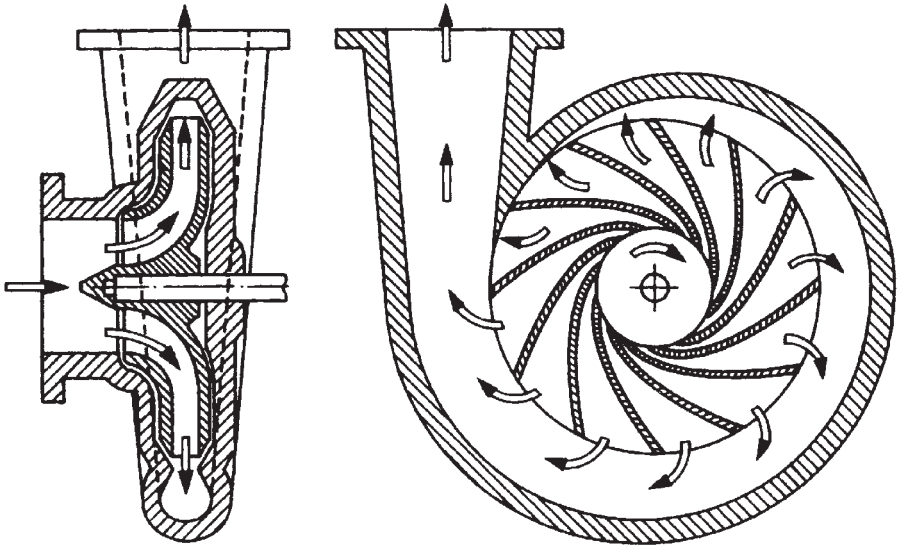
Теоретические основы гидравлики



be
think
innovate

GRUNDFOS

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ПРЕДИСЛОВИЕ 4

2. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ 4
2.1. Уравнение неразрывности потока 4
2.2. Уравнение Бернулли (закон сохранения энергии) 5
2.3. О потерях давления и напора 7

3. О ПРИНЦИПЕ ДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ 14
3.1. Законы подобия для центробежных насосов 14
3.2. Обозначения 17

4. РАСЧЕТ НАСОСОВ И НАСОСНЫХ УСТАНОВОК 18
4.1. Расход Q 18
4.2. Напор насоса H 18
4.3. Напор (высота подачи) системы H_A 22
4.4. Мощность P4, потребная мощность P и КПД насоса. 27

5. К ПРОБЛЕМЕ КАВИТАЦИИ 33
5.1. Введение. 33
5.2. Величина $NPSH_{треб}$ системы 37
5.3. Величина $NPSH_{эксп}$ насоса 42
5.4. Производительность и кавитация 44

6. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НЕСКОЛЬКИХ НАСОСОВ. 46
6.1. Последовательное включение насосов. 46
6.2. Параллельное включение центробежных насосов 49

7. РЕГУЛИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ 51
7.1. Дроссельное регулирование 52
7.2. Коррекция (подрезка) рабочего колеса 53
7.3. Регулирование числа оборотов 56
7.4. Эксплуатационные расходы насоса 60

8. ЗАКЛЮЧЕНИЕ 61

1. ПРЕДИСЛОВИЕ

Центробежные насосы являются гидродинамическими машинами.
Для понимания принципа действия таких насосов необходимо иметь представление о предмете гидравлики и основных свойствах жидкостей.

2. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ

2.1. Уравнение неразрывности потока

Возьмем трубопровод переменного сечения, по которому протекает определенный поток **Q**. Тогда скорость потока v изменяется в соответствии с площадью поперечного сечения **A**:

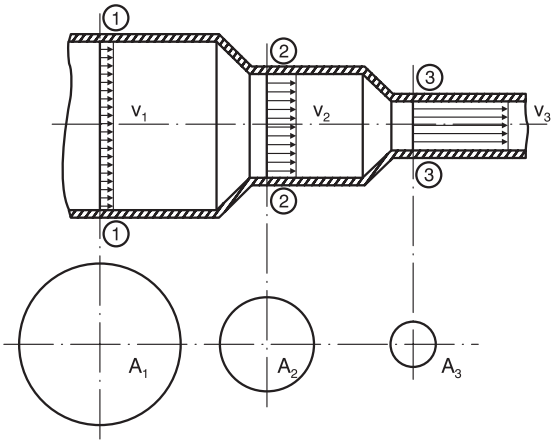


Рис. 1

$$Q = A \cdot v \tag{1a}$$

$$v = \frac{4 \cdot Q}{d^2 \cdot \pi} \tag{1b}$$

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \tag{1c}$$

$$A \cdot v = Const \tag{1d}$$

2.2. Уравнение Бернулли (закон сохранения энергии)

Уравнение Бернулли: сумма удельной энергии положения, удельной энергии давления и кинетической удельной энергии есть величина постоянная во всех сечениях потока жидкости.

В жидкостях существуют следующие виды энергии:

Потенциальная энергия положения	$m \cdot g \cdot z$
Энергия давления	$m \cdot \frac{p}{\rho}$
Кинетическая энергия	$m \cdot \frac{v^2}{2}$

Полная удельная энергия, т. е. энергия, равная сумме энергий положения, давления и кинетической, отнесенной к массе, есть величина постоянная в любой точке сечения трубопровода:

$$\frac{p}{\rho \cdot g} + z + \frac{v^2}{2 \cdot g} = \text{Const [м]} \qquad (2a)$$

$$p + \rho \cdot g \cdot z + \frac{v^2}{2} \cdot \rho = \text{Const [Па]} \qquad (2b)$$

$$\frac{p}{\rho} + g \cdot z + \frac{v^2}{2} = \text{Const} \left[\frac{м^2}{c^2}\right] \qquad (2c)$$

При этом:

p – статическое давление (показание манометра)	(Па), 100 000 Па = 1 бар
ρ – плотность жидкости	(кг/м^3)
g – ускорение свободного падения = 9,81	(м/с^2)
z – уровень от плоскости сравнения	(м)
v – скорость протекания жидкости	(м/с)

Уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения механической энергии при движении идеальной жидкости. Зависимости 2a, 2b и 2c проиллюстрированы на рис. 2

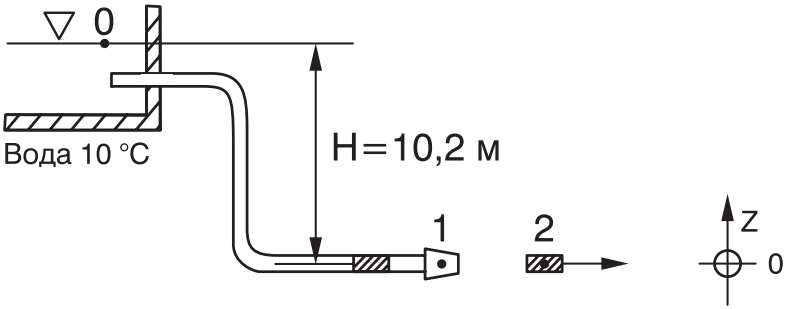


Рис. 2

Пример 1:

Найдите значения потенциальной, кинетической энергии и энергии давления в точках 0, 1, 2 (рис. 2)

Решение:

$$p_0 + \rho \cdot g \cdot z_0 + \frac{v_1^2}{2} \cdot \rho = p_1 + \rho \cdot g \cdot z_1 + \frac{v_1^2}{2} \cdot \rho = p_2 + \rho \cdot g \cdot z_2 + \frac{v_2^2}{2} \cdot \rho$$

В точке 0 вода имеет потенциальную энергию положения $\boldsymbol{\rho \cdot g \cdot z}$, но не имеет энергии давления и движения.

В точке 1 энергия положения перешла в энергию давления, манометр показывает следующее:

$$p_1 = \rho \cdot g \cdot z_0 = 1000\ \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9{,}81\ \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 10{,}2\ \text{м}$$

Также видно, что столб воды высотой 10,2 м соответствует единице давления 1 бар:

$$10{,}2\ \text{м} \quad W_p = 1\ \text{бар}$$

В точке 2 энергия давления точки 1 преобразовалась в кинетическую энергию жидкости.

Скорость v_2:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot P_1}{\rho}} = \sqrt{2g \cdot z_0} = 44{,}74 \text{ м/с}$$

2.3. О потерях давления и напора

Если вместо идеальной жидкости рассматривать жидкость реальную, то при перемещении жидкости по трубопроводу ее удельная энергия будет убывать, так как часть ее затрачивается на преодоление сопротивления движению, обусловленного внутренним трением и вязкостью жидкости. В связи с этим суммы механических энергий в точках 1 и 2 отличаются. В трубопроводе, в котором скорость **v** и уровень **z** определены, это преобразование энергии может выражаться только в потере давления **«Δp»**. В идеальном случае, когда отсутствует трение, действует уравнение 2:

$$p_1 + z_1 \cdot \rho \cdot g \cdot + \frac{v_1^2}{2} \cdot \rho = p_2 + z_2 \cdot \rho \cdot g + \frac{v_2^2}{2} \cdot \rho \qquad (3)$$

При наличии трения:

$$p_1 + z_1 \cdot \rho \cdot g \cdot + \frac{v_1^2}{2} \cdot \rho = p_2' + z_2 \cdot \rho \cdot g + \frac{v_2^2}{2} \cdot \rho + \Delta p_{12} \qquad (4)$$

Разница давлений для идеальной и реальной жидкостей:

$$p_2 - p_2' = \Delta p_{12} \qquad (5)$$

может быть рассчитана следующим образом:

$$\Delta p_{12} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = \rho \cdot g \cdot A_v \qquad (6)$$

Здесь:

λ – коэффициент трения жидкости о трубопровод (0,02–0,04 обычн. диапазон)

l – длина трубопровода (м)

d – диаметр трубопровода (м)

H_V – потери напора (м)

Δp_{12} – потери давления между точками 1 и 2 (Па)

Если для определенного трубопровода мы введем коэффициент трения **λ** и плотность жидкости **ρ** в виде констант, и вместо скорости **v** вставим уравнение (1b), то получим выражение для потерь давления или напора:

$$\Delta p_{12} = H_v \cdot \rho \cdot g = \text{const} \cdot \frac{l \cdot Q^2}{d^5} \qquad (7)$$

Потери давления **Δp** пропорциональны длине **l** трубопровода, возрастают вчетверо при удвоении потока **Q** и снижаются на 1/32 своего первоначального значения, если диаметр трубопровода удваивается. Этот очень важный для правильного выбора насосной установки факт часто не принимается во внимание на практике. Так как мы в дальнейшем должны рассчитать потери напора $\mathbf{H_v}$, то соотношения должны быть пояснены на примере 2.

Пример 2:

Для отопительной системы с производительностью $\mathbf{Q_1}$ = 20 м³/час рассчитаны потери напора $\mathbf{H_{V1}}$ = 4 м.

Какие потери напора $\mathbf{H_{V2}}$ получаются при производительности $\mathbf{Q_2}$ = 10 м³/час?

Решение:

Из уравнения 6 (**l**, **d** = const) находим

$$\frac{H_{v2}}{H_{v1}} \cdot \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2 \qquad H_{v2} = H_{v1} \cdot \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2 \tag{8}$$

$$H_{v2} = 4\ \text{м} \cdot \left(\frac{10\ \text{м}^3/\text{ч}}{20\ \text{м}^3/\text{ч}}\right)^2 = 1\ \text{м}$$

Пример 3:

В трубопроводе диаметром $\mathbf{d_1}$ = 65 мм потери напора составляют $\mathbf{H_{V1}}$ = 4 м.

Какие потери напора $\mathbf{H_{V2}}$ возникнут при тех же условиях, лишь с той разницей, что диаметр $\mathbf{d_2}$ = 80 мм?

Решение:

Из уравнения 6 (**l**, **d** = const) следует

$$\frac{H_{v2}}{H_{v1}} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^5 \qquad H_{v2} = H_{v1} \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^5 \tag{9}$$

Результат показывает, какое влияние оказывает незначительное изменение диаметра трубопровода **d** на потери напора $\mathbf{H_V}$.

Потери давления **Δp** или потери напора $\mathbf{H_v}$ определяются с помощью таблиц и диаграмм (рис. 3). Этот материал носит рекомендательный характер, однако он позволяет оценить потери в трубопроводах, изготовленных из различных материалов.

Пример 3:

Определите потери напора трубопровода длиной **l** = 150 и диаметром **d** = 80 мм при производительности **Q** = 25 м³/час. В трубопроводе находятся 4 колена по 90° DN 80 и 2 задвижки DN 80.

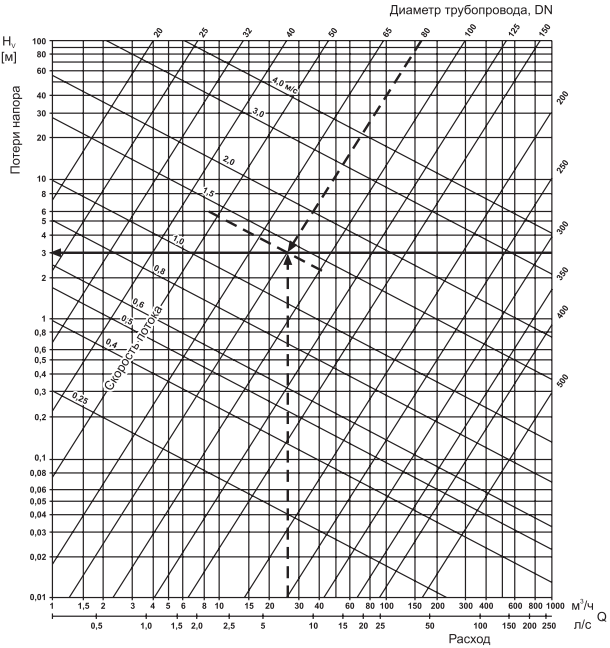


Рис. 3 Скорость потока **v** и потери $\mathbf{H_v}$ в прямых трубопроводах длиной 100 м

Номограмма справедлива для стальных оцинкованных труб или гладких чугунных труб с покрытием.

Поправочные коэффициенты для труб из других материалов:

новые катаные трубы	≈ 0,85
трубы из меди или полимеров	≈ 0,7
старые стальные трубы	≈ 1,25
трубы с отложениями	≈ 1,7 (взять с диаграммы $\mathbf{H_v}$ для фактического суженного поперечного сечения!)

Номинальный диаметр	50	65	80	100	125
Шиберная задвижка	0,7	0,9	1,2	1,5	1,9
Вентиль обыкновенный	12,0	16,0	20,0	25,0	31,0
Обратный клапан свободного выпуска	7,8	10,6	13,8	17,0	21,0
Приемный клапан с всасывающей сеткой	9,7	13,2	17,2	21,0	26,0
Колено трубы 90°	1,0	1,3	1,7	2,1	2,7

Рис. 4 Коэффициенты сопротивления различных элементов трубопроводной арматуры, при скорости потока 2,0 м/с

Решение:

Из диаграммы на рис. 3 мы берем значение для **Q** = 25 м^3/час и диаметр трубы **d** = 80 мм.

$$H_v = 3{,}0 \text{ м}/100 \text{ м}$$

Из таблицы с коэффициентами сопротивления арматуры (рис. 4) мы получаем для колена DN 80 1 × 90° значение 1,7 м, а для задвижки DN 80 – 1,2 м.

4 × 90° колено DN 80: 1,7 м × 4 = 6,8 м

2 задвижки DN 80: 1,2 м × 2 = 2,4 м

труба длиной 150 м: $= \frac{150\ м}{159{,}2\ м}$

Потери напора составляют:

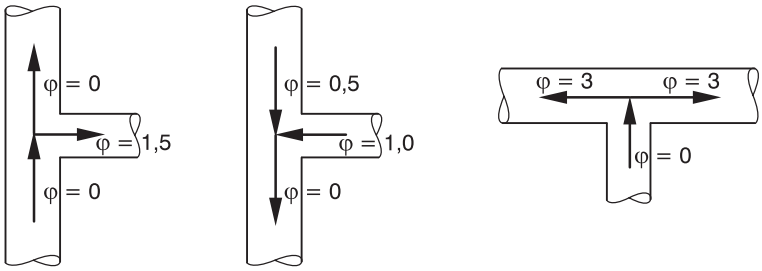
$$H_v = \frac{159{,}2\ м}{100\ м} \cdot 3{,}0\ м = 4{,}8\ м$$

Если имеются отдельные сопротивления типа колен, клапанов, фильтров и т.д., то из-за изменения потока также возникают потери напора. Они рассчитываются следующим образом:

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = H_v \cdot \rho \cdot g \qquad (10)$$

Составляющая сопротивления **ξ** отдельных профильных деталей и арматур может быть взята из приведенной ниже таблицы:

Удельное сопротивление	**Коэффициент местного сопротивления ξ для номинальных диаметров DN**	
	DN 32 и 40	**DN 50 и более**
Клиновая задвижка	2,50	2,00
Задвижки	0,30	0,35
Колено 90° с r/d = 1,5	–	0,55
Колено 90° с r/d = 2,5	–	0,30



Потери напора $\mathbf{H_v}$ в арматуре:

v – средняя скорость потока в базовом поперечном сечении, м/с

ξ – коэффициент сопротивления соответствующей детали трубопровода

$$H_v = \xi \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}\ [м] \qquad H_v = \sum\xi \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}\ [м] \tag{11}$$

Суммирование значений **ξ** для всех видов арматур допускается только при одинаковых номинальных внутренних диаметрах DN и значениях расхода **Q**.

Пример 4:

Q = 25 м³/час l = 150 м d = 80 мм v = 1,5 м/с

4 × 90° колено DN 80 таблица: ξ = 4 × 0,55 = 2,2

2 задвижки DN 80 таблица: ξ = 2 × 0,35 = 0,7

$$H_v = (2{,}2 + 0{,}7) \cdot \frac{1{,}5^2 \left(\frac{м}{с}\right)^2}{2 \cdot 9{,}81\ \frac{м}{с^2}} + \left(\frac{150\ м}{100\ м} \cdot 3{,}0\ м\right)$$

$$H_v = 4{,}8\ м$$

3. О ПРИНЦИПЕ ДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

3.1. Законы подобия для центробежных насосов

Центробежные насосы являются лопастными машинами. Насос состоит из направляющего аппарата, лопастного колеса, корпуса со спиральным отводом, подвижных и неподвижных уплотнений, и привода.

Направляющий аппарат обеспечивает оптимальные условия всасывания, как бы «готовит» жидкость ко входу в лопастное колесо. Лопастное колесо сообщает жидкости приращение энергии, увеличивая динамическую составляющую (см. уравнение Бернулли). Спиральный отвод тормозит поток, выходящий из лопастного колеса, переводя динамическую составляющую в статическую, то есть повышая давление. В многоступенчатом насосе описанный процесс повторяется многократно за счет прохождения жидкости через гирлянду перемежающихся направляющих аппаратов и лопастных колес. В данном случае, направляющий аппарат выступает в роли «гасителя скорости потока», обеспечивая подпор перед лопастным колесом. Такая конструкция обеспечивает существенное приращение давления при сравнительно небольших габаритах и применяется, главным образом, в повысительных насосах.

Рис. 5 Слева – направляющий аппарат и рабочее колесо, справа – отдельно рабочее колесо

Принцип действия центробежного насоса заключается в следующем. При вращении рабочего колеса жидкость, находящаяся между лопатками, благодаря центробежной силе выбрасывается через направляющий аппарат в напорный трубопровод. Уходящая жидкость освобождает занимаемое ею пространство, поэтому у входа в рабочее колесо образуется вакуум, а на периферии – избыточное давление. Под действием разности атмосферного давления в приемном резервуаре и пониженного давления на входе в рабочее колесо жидкость подсасывается в межлопастные каналы рабочего колеса.

Принцип действия центробежного насоса можно просто объяснить на примере миксера (рис. 6): если поместить цилиндр (2) с находящимся на осевой линии и расположенным по периметру штуцером в резервуар с водой (1) и вставить расположенное на валу (3) рабочее колесо внутрь цилиндра, то при вращении вала в цилиндре свободная поверхность воды будет принимать параболическую форму. По осевой линии свободная поверхность воды будет опускаться ниже среднего уровня жидкости в резервуаре, а по стенкам – подниматься выше этого уровня (как при помешивании кофе).

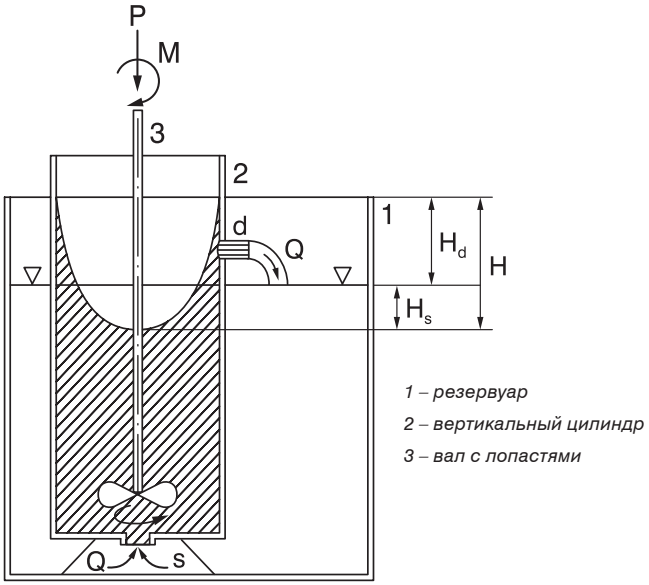


Рис. 6

Согласно закону Паскаля, давление пропроционально высоте столба жидкости. В приведенном примере давление в центре сосуда будет ниже, чем давление у его стенок. Под действием перепада между атмосферным давлением и давлениями в центре и у стенок сосуда, осуществляется перекачивание жидкости.

Итак, мы имеем здесь простейшую модель центробежного насоса, который имеет высоту всасывания $\mathbf{H_s}$ и напор $\mathbf{H_d}$, т.е. перекачивает **Q** (объем жидкости в единицу времени) на высоту **H** путем затраты мощности **P**.

Далее из этой модели следует:

1. В центробежном насосе нет разделителя сред (камеры всасывания и нагнетания не отделены друг от друга).
2. Поток жидкости, проходящей через насос, должен быть непрерывен и однороден.
3. Если меняется число оборотов n вала и, соответственно, потребляемая мощность **P**, то меняются высота **H** и производительность **Q**.

Наблюдатель может с помощью измерительных приборов установить, что:

а) производительность **Q** пропорциональна числу оборотов **n**:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \qquad (12)$$

б) высота **H** пропорциональна квадрату числа оборотов **n**:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \qquad (13)$$

в) мощность **P** пропорциональна кубу числа оборотов **n**:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \qquad (14)$$

Указанные соотношения являются законами подобия центробежных насосов.

Они понадобятся нам позднее, когда речь пойдет о выборе числа оборотов вала насоса или расчете насоса с переменной частотой вращения.

3.2. Обозначения

Основные величины и единицы их измерения, применяемые в центробежных насосах, перечислены в стандартах (DIN 1944, DIN 24260). Мы будем их постоянно использовать в этой книге.

Величина	Обозначение в формулах	Единица измерения
Производительность	Q	$м^3/ч$
Напор	H	м
Значение NPSH	NPSH	м
Потребляемая мощность	P	кВт
КПД насоса	η	–
Число оборотов	n	1/мин
Давление	p	бар
Плотность	ρ	$кг/дм^3$
Скорость потока	v	м/с
Ускорение свободного падения	g	$м/с^2$
Используемые индексы:	d – поперечное сечение напорного патрубка насоса s – поперечное сечение всасывающего патрубка насоса a – поперечное сечение на выходе из системы e – поперечное сечение на входе в систему	

4. РАСЧЕТ НАСОСОВ И НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

4.1. Расход Q

Под расходом **Q** насоса понимается объем жидкости, протекающий через напорный патрубок насоса в единицу времени.

Понятие об объемном и массовом расходе: объемным расходом **Q** называют объем жидкости, проходящей через данное сечение трубопровода за заданный промежуток времени; массовым расходом **m** называется масса жидкости, проходящая через данное сечение трубопровода за заданный промежуток времени. Связь между массовым и объемным расходами приводится в формуле:

$$Q = \frac{m}{\rho}, \text{ где } \rho \text{ – плотность жидкости} \qquad (15)$$

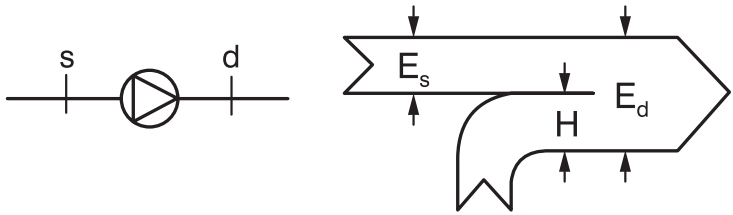
Пример 5:

Насос качает воду **t** = 10 °C, **t** = 90 °C. Плотность воды ρ при **t** = 10 °C, $\boldsymbol{\rho_{10\,°C}}$ = 1000 кг/м^3, при **t** = 90 °C, $\boldsymbol{\rho_{90\,°C}}$ = 965 кг/м^3. При одинаковом объемном расходе **Q** изменяется массовый расход **m** (т.е. масса проходящей за единицу времени жидкости), который влияет на потребляемую мощность насоса.

4.2. Напор насоса H

Напор: прирост энергии потока за время прохождения жидкости через рабочие полости насоса, выраженный в метрах столба жидкости.

Энергию, передаваемую насосом на единицу массы потока и напор насоса **H** можно измерить между патрубками агрегата, см. уравнения 2a–2c.



$$H = E_d - E_s \tag{16a}$$

$$Q = \frac{p_d - p_s}{\rho \cdot g} + z_d - z_s + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2 \cdot g} \tag{16b}$$

Напор **H** состоит из трех составляющих:

а) Изменение статического давления между патрубками насоса (показание манометра).

$$\frac{p_d - p_s}{\rho \cdot g} \tag{17a}$$

б) Изменение положения жидкости (разность высот между напорным и всасывающим патрубками).

$$z_d - z_s \tag{17b}$$

в) Изменение кинетической энергии жидкости между патрубками.

$$\frac{v_d^2 - v_s^2}{2 \cdot g} \tag{18}$$

Если патрубки насоса находятся на одинаковой высоте, то составляющая ($z_d - z_s$) равна нулю. Если напорный и всасывающий патрубки насоса имеют одинаковый номинальный внутренний диаметр, то третья составляющая равна нулю и напор насоса описывается простым соотношением (насосы In-line):

$$H = \frac{p_d - p_{s'}}{\rho \cdot g} \tag{19}$$

Прирост давления с помощью насоса можно выразить следующим образом:

$$\Delta p = p_d - p_{s'} = H \cdot \rho \cdot g \tag{20}$$

Из этого соотношения одновременно следует то, что разность давлений **Δp** зависит от плотности **ρ** перекачиваемой среды.

Рабочей характеристикой насоса называется зависимость напора от подачи при фиксированной частоте вращения приводного вала (рис. 7). Рабочие характеристики приводятся в технической документации.

Рабочая характеристика действительна для всех жидких сред.

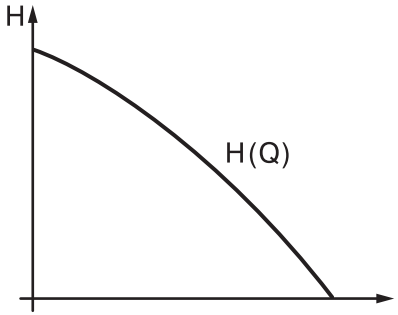


Рис. 7

Пример 6:

В насосе CRN 32–8–2 мы измерили при температуре перекачиваемого конденсата **t** = 80 °C и производительности **Q** = 24 м³/час давление на всасывающем патрубке $\mathbf{p_s}$ = –0,1 бар, а на напорном $\mathbf{p_d}$ = 12,3 бар.

Определение напора:

Т. к. CRN 32–8–2 является насосом In-line с одинаковыми диаметрами всасывающего и напорного патрубков, то:

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho \cdot g} \qquad (21)$$

Если плотность $\rho_{80\,°C}$ = 971,6 кг/м³ (см. табл. раздел 5.1), то:

$$H = \frac{[12{,}3 - (-0{,}1)]\ \text{бар} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{с}^2}{971{,}6 \cdot 9{,}81\ \text{кг} \cdot \text{м}} = 130\ \text{м}$$

$$\frac{\text{бар} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{с}^2}{\text{кг} \cdot \text{м}} \left[\frac{10^5 \cdot \text{р} \cdot \text{кг} \cdot \text{м}}{\text{бар} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{р} \cdot \text{с}^2}\right] \qquad 1\ \text{бар} = 10^5\ \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$$

Это значение соответствует значению в техническом паспорте CRN 32 (рис. 8), технич. данные насоса соответствуют данным изготовителя.

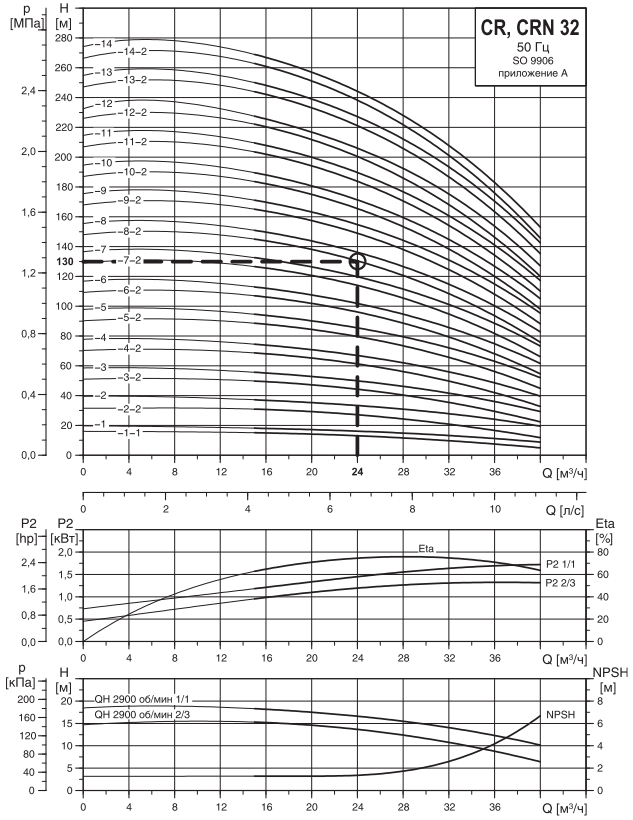


Рис. 8 Многоступенчатые насосы In-line Grundfos CRN 32

4.3. Напор (высота подачи) системы H_A

Если в системе (рис. 9) поток **Q** должен протекать от точки **e** в точку **a**, то необходимо использовать насос.

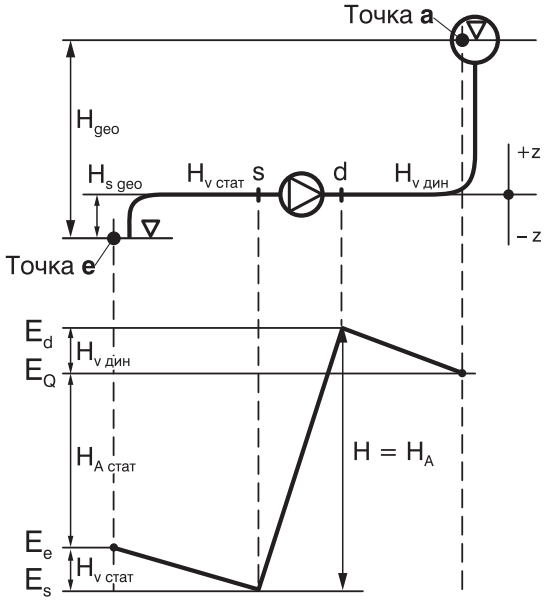


Рис. 9 График изменения энергии по пути прохождения потока в насосной системе

Из закона сохранения энергии

$$E = \frac{p}{\rho \cdot g} + z + \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

мы рассчитаем суммарную энергию $\mathbf{E_e}$ и $\mathbf{E_a}$ для конечных точек системы. Далее по пути прохождения потока нужно компенсировать потери напора $\mathbf{H_{v\,стат}}$ и $\mathbf{H_{v\,дин}}$. Для рассматриваемой системы удельная энергия и «напор системы $\mathbf{H_A}$» определяются следующими формулами:

$$E = E_a - E_e + \sum H_v \qquad (22a)$$

$$H_A = \underbrace{\frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g} + z_a - z_e}_{H_{A\,стат}} + \underbrace{\frac{v_a^2 - v_e^2}{2 \cdot g} + H_{v\,стат} + H_{v\,дин}}_{H_{A\,дин}} \qquad (22b)$$

Напор системы складывается из независимой от потока **Q** составляющей $\mathbf{H_{A\,стат}}$ (статической составляющей напора) и зависимой от потока **Q** составляющей $\mathbf{H_{A\,дин}}$ (динамической составляющей).

Напор системы $\mathbf{H_A}$ должен быть определен не только для номинального потока **Q**, но и для всей рабочей области и представлен в виде характеристики системы $\mathbf{H_A\,(Q)}$.

Пример 7:

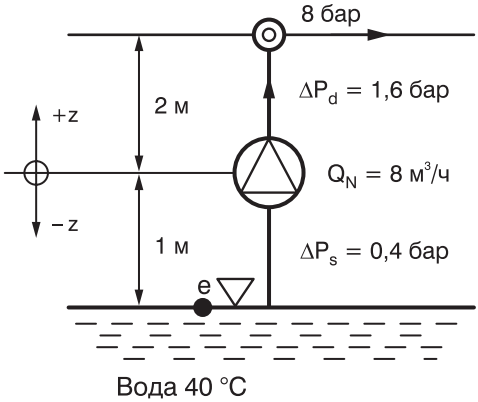


Рис. 10

На рис. 10 показана схема моечной установки высокого давления, в которой насос CR 10 подает воду с производительностью примерно 8 м³/час. Потери давления были рассчитаны для производительности $\mathbf{Q_N}$ = 8 м³/час.

Необходимо определить характеристику системы в диапазоне 0–10 м³/час и нанести на рабочую характеристику насоса CR 10.

Решение:

Т.к. уровень воды не меняется, то

$$H_{A\,стат} = \frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g} + z_a - z_e \qquad (23)$$

Если плотность воды при t = 40 °C (раздел 5.1.)

ρ = 992 кг/м^3, то для статической составляющей напора:

$$H_{A\,стат} = \frac{(8 - 0) \cdot 10^5\ кг \cdot м^3 \cdot с^2}{992\ кг \cdot 9{,}81\ м \cdot с^2 \cdot м} + 2\ м - (-1\ м)$$

$$H_{A\,стат} = 82{,}2\ м + 3\ м = 85{,}2\ м$$

При номинальном расходе $\mathbf{Q_N}$ = 8 м^3/час динамическая составляющая:

$$H_{A\,дин} = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2 \cdot g} + \frac{\Delta p_p - \Delta p_d}{\rho \cdot g}$$

$$H_{A\,дин} = \frac{(0{,}4 + 1{,}6) \cdot 10^5\ кг \cdot м^3 \cdot с^2}{992\ кг \cdot 9{,}81\ м \cdot с^2 \cdot м} = 20{,}6\ м$$

Напор системы складывается следующим образом:

$$H_A = H_{A\,стат} + H_{A\,дин}$$

$$H_A = 85{,}2\ м + 20{,}6\ м = 105{,}8\ м$$

Поскольку потери напора

$$H_v = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} \quad \text{(см. главу 2.3.)}$$

пропорциональны квадрату производительности **Q**, то действует (уравнение 8):

$$\frac{H_{vX}}{H_{vN}} = \left(\frac{Q_X}{Q_N}\right)^2 \Rightarrow H_{vX} = \left(\frac{Q_X}{Q_N}\right)^2 \cdot H_{vN}$$

Напор для новой производительности $\mathbf{Q_x}$ = 6 м^3/час:

$$H_{vX} = \left(\frac{6\ м^3/ч}{8\ м^3/ч}\right)^2 \cdot 20{,}6\ м$$

$$H_{vX} = 11{,}5\ м$$

Мы рассчитываем характеристику системы следующим образом:

Q_N (м³/час)	Q_N (м³/час)	8	8	8	8	8	8
Q_X (м³/час)	Q_X (м³/час)	0	2	4	6	8	10
Q_X / Q_N	Q_X / Q_N	0	0,25	0,5	0,75	1,0	1,25
$(Q_X / Q_N)^2$	$(Q_X / Q_N)^2$	0	0,06	0,25	0,56	1,0	1,56
и т.д.	$H_{Adyn} = H_{VX}$ (м)	0	1,2	5,2	11,5	20,6	32,1
	H_{ASt}	85,2	85,2	85,2	85,2	85,2	85,2
	H_A (м)	85,2	86,4	90,4	96,7	105,8	117,3

Поскольку характеристика $\mathbf{H_A}$ **(Q)** выражает потребность системы в энергии, а характеристика насоса **H (Q)** характеризует энергию, необходимую для преодоления сопротивления системы и обеспечения заданных **Q** и **p**, то в каждой точке пересечения кривых будет энергетический баланс.

В этой точке:

ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ – ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСА

$$H_A = H$$

ПОТРЕБНОСТЬ В ЭНЕРГИИ = ЭНЕРГИЯ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ **Q** и **p**

$$E_A = E$$

Рабочей точкой насоса называется пересечение характеристики системы (сопротивление трубопровода) и характеристики насоса.

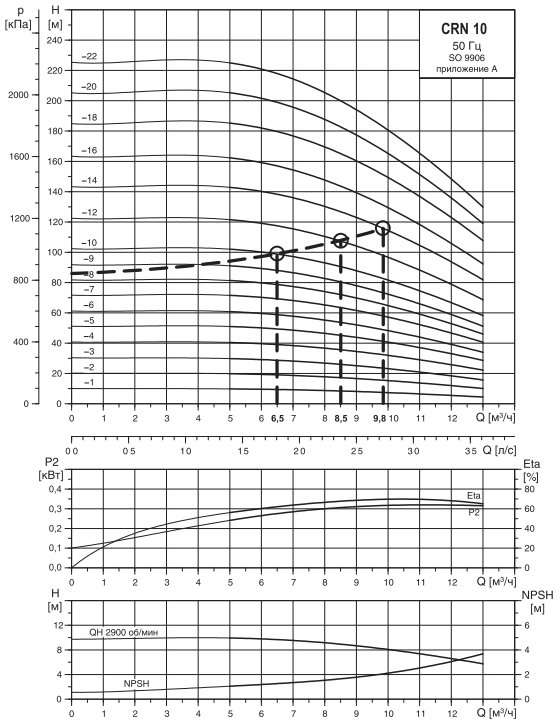


Рис. 11 Многоступенчатые насосы Grundfos CRN 10

По диаграмме насоса CRN (рис. 11) мы видим, что характеристика этой установки пересекает кривые напора насосов с CRN 10–9 по CRN 10–14 при различных потоках **Q**,

CRN 10–10 Q_1 = 6,5 м³/час

CRN 10–12 Q_2 = 8,5 м³/час

CRN 10–14 Q_3 = 9,8 м³/час

и ни один из насосов не обеспечивает $\mathbf{Q_N}$ = 8 м³/час.

Мы делаем выбор в пользу того насоса, который имеет ближайшую к желаемой рабочую точку: CRN 10–12.

4.4. Мощность P4, потребная мощность P и КПД насоса

Мощность **P4** является полезной мощностью, которая определяется с помощью производительности **Q** и напора **H**

$$P4 = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \sim Q \cdot H \qquad (25)$$

Потребная мощность **P** насоса больше на величину возникающих в насосе потерь $\mathbf{P_V}$ (которые преобразуются в тепло).

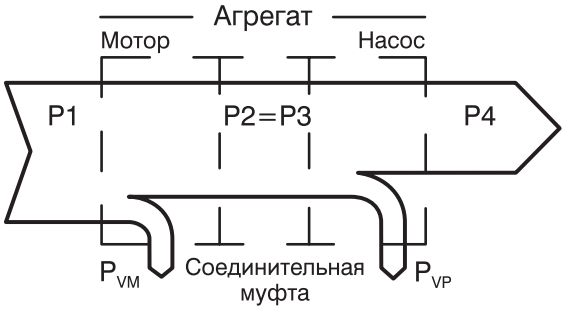


Рис. 12

Отношение мощностей представляет собой КПД насоса:

$$\eta = \frac{P4}{P} = \frac{P4}{P4 + P_V} \qquad (26)$$

Т.к. насос постоянно приводится в действие двигателем и этот двигатель забирает мощность **P1** из сети, чтобы в месте подсоединения насосной части передать мощность валу **P**, то его КПД $\boldsymbol{\eta_м}$ рассчитывается следующим образом:

$$\eta_м = \frac{P}{P1} \qquad (27)$$

КПД насосного агрегата равен:

$$\eta_A = \frac{P4}{P1} = \frac{P}{P1} \cdot \frac{P4}{P} = \eta_M \cdot \eta \qquad (28)$$

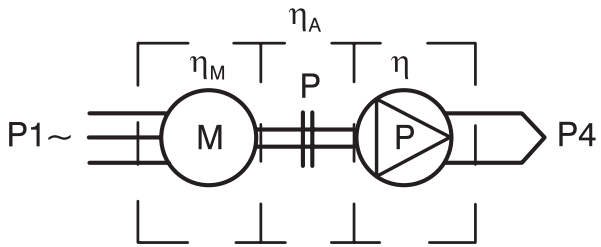


Рис. 13

Приводной двигатель для насоса обычно подбирают с запасом, согласно методике, описанной в стандартах.

Иногда условия требуют установки переразмеренного двигателя. Такое техническое решение практически не увеличивает производственные расходы, поскольку КПД двух двигателей, близких по мощности, примерно одинаковый.

Наряду с оценкой насосного агрегата посредством КПД многие пользователи рассчитывают расход энергии насосного агрегата на подачу 1 м^3 воды. Они получают соотношение:

$$I = \frac{P1}{Q} \qquad (29)$$

Эту величину можно легко измерить, и она действительна не только для одной рабочей точки, но и для всей рабочей области.

Пример 8:

Центробежный насос CR 15–14 имеет расход **Q** = 16 м^3/час и напор **H** = 160 м. Он должен перекачивать воду с температурой t = 10 °C.

Определите:

а) разницу давлений между патрубками $\Delta p = p_d - p_s$

б) гидравлическую мощность **P4**

в) потребную мощность **P** и мощность двигателя **P1**

Решение:

Поскольку насос CR 15 является насосом In-line, то действует равенство 20:

$$\Delta p = p_d - p_s = H \cdot \rho \cdot g$$

$$\Delta p = 160 \text{ м} \cdot 1000 \text{ кг/м}^3 \cdot 9{,}81 \text{ м/с}^2$$

$$\Delta p = 1569600 \text{ Па} = 15{,}70 \text{ бар}$$

Мощность рассчитывается из уравнения 25:

$$P4 = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H$$

$$P4 = \frac{16 \text{ м}^3/\text{ч}}{\text{ч} \cdot 3600 \text{ с}} \cdot 1000 \text{ кг/м}^3 \cdot 9{,}81 \text{ м/с}^2 \cdot 160 \text{ м}$$

$$P4 = 6976 \text{ Вт} = 7{,}0 \text{ кВт}$$

С помощью КПД = 0,71, считанного из технического паспорта CR 15 (рис. 14), рассчитывают потребность в мощности по уравнению 26:

$$P = \frac{P4}{\eta} = \frac{7{,}0 \text{ кВт}}{0{,}71} = 9{,}8 \text{ кВт}$$

Существует и другой способ определения мощности, когда мощность ступени насоса $\mathbf{P_{St}}$ = 0,71 кВт берется из технического паспорта и умножается на число ступеней:

$$P = P_{St} \cdot x = 0{,}71 \cdot 14 = 9{,}94 \text{ кВт}$$

Разница объясняется только неточностью считывания.

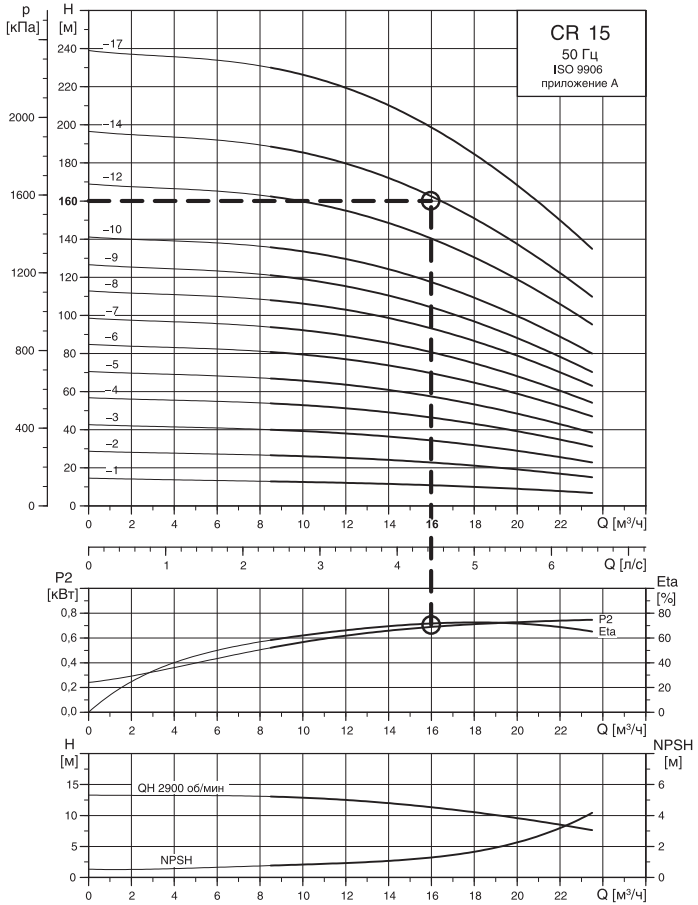


Рис. 14 Многоступенчатые насосы In-line Grundfos CR 15

Насос приводится в действие двигателем $\mathbf{P_N}$ = 11 кВт, КПД которого составляет 0,88. Исходя из этого он забирает из сети электрическую мощность (уравнение 27)

$$P1 = \frac{P}{\eta_M} = \frac{11\ \text{кВт}}{0{,}88}$$

$$P1 = 12{,}5\ \text{кВт}$$

Пример 9:

Как изменятся параметры, если будет перекачиваться конденсат с температурой 95 °C и плотностью 961,6 кг/м³?

$$\Delta p = p_d - p_s = 160\ \text{м} \cdot 961{,}6\ \text{кг/м}^3 \cdot 9{,}81\ \text{м/с}^2$$

$$\Delta p = 1\ 509\ 327\ \text{Па} = 15\ \text{бар}$$

$$P4 = 16\ \text{м}^3/\text{ч} \cdot 961{,}6\ \text{кг/м}^3 \cdot 9{,}81\ \text{м/с}^2 \cdot 160\ \text{м} = 6{,}7\ \text{кВт}$$

$$P = \frac{6{,}7\ \text{кВт}}{0{,}71} = 9{,}4\ \text{кВт}$$

Здесь также установлен двигатель с номинальной мощностью $\mathbf{P_N}$ = 15 кВт, т.к. потребная мощность возрастает с увеличением расхода.

Подтверждается вытекающее из примера 5 утверждение о том, что потребная мощность увеличивается с увеличением подачи. Напор насоса для холодной и теплой воды одинаков.

РЕЗЮМЕ

В этой главе содержится несколько формул и несложные вычисления, с помощью которых инженер-консультант может подобрать насос для системы.

При подборе оборудования инженер-консультант руководствуется рабочими характеристиками насоса **H(Q)**. Эти характеристики имеют достаточно высокую точность и определяются производителями оборудования экспериментально. Характеристика же системы $\mathbf{H_A(Q)}$ имеет достаточно приблизительный вид, так как выводится с помощью расчетов. Если характеристика системы рассчитана неверно, насос, установленный в нее, не сможет обеспечить требуемые параметры напора и расхода.

5. К ПРОБЛЕМЕ КАВИТАЦИИ

5.1. Введение

Очень часто нарушение работы насоса вызвано неудовлетворительными условиями всасывания. На условия всасывания влияет конструкция всасывающего трубопровода, температура жидкости и расположение насоса относительно свободной поверхности жидкости. Нельзя забывать и о том, что каждый насос имеет определенную характеристику всасывания (так называемую всасывающую способность), которую необходимо принимать во внимание при подборе насоса.

Закон сохранения энергии в жидкости проявляется в перераспределении энер гии между статической и динамической составляющими. То есть, чем больше скорость потока, тем ниже статическое давление в нем, и наоборот. Физические свойства жидкости таковы, что ее статическое давление может падать до давления насыщенных паров. После этого жидкость закипает.

На стенке трубы, изображенной на рис. 15, мы измеряем, как распределяется давление, график распределения давления представлен на диаграмме.

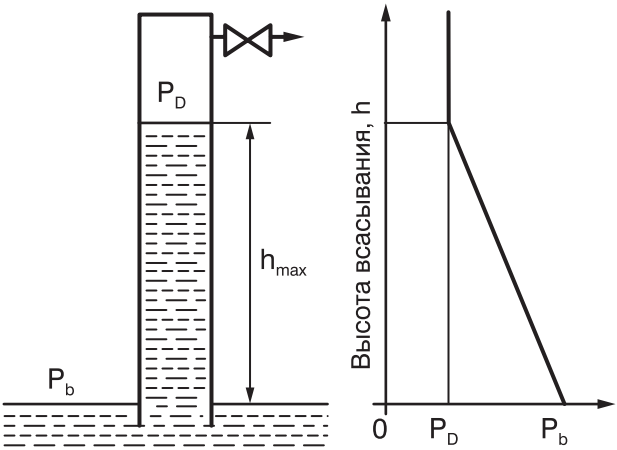


Рис. 15 Давление на стенки трубы h_{max}

Давление насыщенных паров и плотность воды

°C	K	P_D (бар)	ρ (кг/дм³)	°C	K	P_D (бар)	ρ (кг/дм³)
0	273,15	0,00611	0,9998	35	308,15	0,05622	0,9940
1	274,15	0,00657	0,9999	36	309,15	0,05940	0,9937
2	275,15	0,00706	0,9999	37	310,15	0,06274	0,9933
3	276,15	0,00758	0,9999	38	311,15	0,06624	0,9931
4	277,15	0,00813	1,0000	39	312,15	0,06991	0,9927
5	278,15	0,00872	1,0000	40	313,15	0,07375	0,9923
6	279,15	0,00935	1,0000	41	314,15	0,07777	0,9919
7	280,15	0,01001	0,9999	42	315,15	0,08198	0,9915
8	281,15	0,01072	0,9999	43	316,15	0,08639	0,9911
9	282,15	0,01147	0,9998	44	317,15	0,09100	0,9907
10	283,15	0,01227	0,9997	45	318,15	0,09582	0,9902
11	284,15	0,01312	0,9997	46	319,15	0,10086	0,9898
12	285,15	0,01401	0,9996	47	320,15	0,10612	0,9894
13	286,15	0,01497	0,9994	48	321,15	0,11162	0,9889
14	287,15	0,01587	0,9993	49	322,15	0,11736	0,9884
15	288,15	0,01704	0,9992	50	323,15	0,12335	0,9880
16	289,15	0,01817	0,9990	51	324,15	0,12961	0,9876
17	290,15	0,01936	0,9988	52	325,15	0,13613	0,9871
18	291,15	0,02062	0,9987	53	326,15	0,14293	0,9866
19	292,15	0,02196	0,9985	54	327,15	0,15002	0,9862
20	293,15	0,02337	0,9983	55	328,15	0,15741	0,9857
21	294,15	0,02485	0,9981	56	329,15	0,16511	0,9852
22	295,15	0,02542	0,9978	57	330,15	0,17313	0,9846
23	296,15	0,02808	0,9976	58	331,15	0,18147	0,9842
24	297,15	0,02982	0,9974	59	332,15	0,19016	0,9837
25	298,15	0,03166	0,9971	60	333,15	0,19920	0,9832
26	299,15	0,03360	0,9968	61	334,15	0,2086	0,9826
27	300,15	0,03564	0,9966	62	335,15	0,2184	0,9821
28	301,15	0,03778	0,9963	63	336,15	0,2286	0,9816
29	302,15	0,04004	0,9960	64	337,15	0,2391	0,9811
30	303,15	0,04241	0,9957	65	338,15	0,2501	0,9805
31	304,15	0,04491	0,9954	66	339,15	0,2615	0,9799
32	305,15	0,04753	0,9951	67	340,15	0,2733	0,9793
33	306,15	0,05029	0,9947	68	341,15	0,2856	0,9788
34	307,15	0,05318	0,9944	69	342,15	0,2984	0,9782
70	343,15	0,3116	0,9777	110	383,15	1,4327	0,9507
71	344,15	0,3253	0,9770	111	384,15	1,4815	0,9499
72	345,15	0,3396	0,9765	112	385,15	1,5316	0,9491
73	346,15	0,3543	0,9759	113	386,15	1,5832	0,9484
74	347,15	0,3696	0,9753	114	387,15	1,6362	0,9476
75	348,15	0,3855	0,9748	115	388,15	1,6906	0,9468

°C	K	P_D (бар)	ρ (кг/дм³)	°C	K	P_D (бар)	ρ (кг/дм³)
76	349,15	0,4019	0,9741	116	389,15	1,7465	0,9460
77	350,15	0,4189	0,9735	117	390,15	1,8039	0,9453
78	351,15	0,4365	0,9729	118	391,15	1,8628	0,9445
79	352,15	0,4547	0,9723	119	392,15	1,9233	0,9437
80	353,15	0,4736	0,9716	120	393,15	1,9854	0,9429
81	354,15	0,4931	0,9710	121	394,15	2,0492	0,9421
82	355,15	0,5133	0,9704	122	395,15	2,1145	0,9412
83	356,15	0,5342	0,9697	123	396,15	2,1816	0,9404
84	357,15	0,5557	0,9691	124	397,15	2,2504	0,9396
85	358,15	0,5780	0,9684	125	398,15	2,3210	0,9388
86	359,15	0,6011	0,9678	126	399,15	2,3933	0,9379
87	360,15	0,6249	0,9671	127	400,15	2,4675	0,9371
88	361,15	0,6495	0,9665	128	401,15	2,5435	0,9362
89	362,15	0,6749	0,9658	129	402,15	2,6215	0,9354
90	363,15	0,7011	0,9652	130	403,15	2,7013	0,9346
91	364,15	0,7281	0,9644	131	404,15	2,7831	0,9337
92	365,15	0,7561	0,9638	132	405,15	2,8670	0,9328
93	366,15	0,7849	0,9630	133	406,15	2,9528	0,9320
94	367,15	0,8146	0,9624	134	407,15	3,041	0,9311
95	368,15	0,8453	0,9616	135	408,15	3,131	0,9302
96	369,15	0,8769	0,9610	136	409,15	3,223	0,9294
97	370,15	0,9094	0,9603	137	410,15	3,317	0,9285
98	371,15	0,9430	0,9596	138	411,15	3,414	0,9276
99	372,15	0,9776	0,9589	139	412,15	3,513	0,9268
100	373,15	1,0133	0,9581	140	413,15	3,614	0,9258
101	374,15	1,0500	0,9574	141	414,15	3,717	0,9250
102	375,15	1,0878	0,9567	142	415,15	3,823	0,9241
103	376,15	1,1267	0,9559	143	416,15	3,931	0,9232
104	377,15	1,1668	0,9552	144	417,15	4,042	0,9223
105	378,15	1,2080	0,9545	145	418,15	4,155	0,9214
106	379,15	1,2504	0,9537	146	419,15	4,271	0,9205
107	380,15	1,2941	0,9529	147	420,15	4,389	0,9195
108	381,15	1,3390	0,9515	148	421,15	4,510	0,9186
109	382,15	1,3852	0,9515	149	422,15	4,634	0,9177

Т.к. давление насыщенных паров $\mathbf{P_D}$ всех жидкостей возрастает с температурой, то высота подъема hmax уменьшается с ростом температуры. Кипящая вода в принципе не может всасываться, т.к. давление пара $\mathbf{P_D}$ больше атмосферного давления $\mathbf{P_b}$.

$$h_{max} = \frac{P_b - P_D}{\rho \cdot g} \qquad (30)$$

Если статическое давление в потоке падает до давления насыщенных паров жидкости при данной температуре, например путем увеличения скорости или путем изменения геодезической высоты, то в этом месте образуются пузырьки пара. Последние увлекаются потоком и лопаются, когда давление в потоке снова превышает давление насыщенных паров. Появление и схлопывание пузырьков, наполненных паром, называют кавитацией.

В центробежных насосах кавитация возникает на входе рабочего колеса. Кавитация проявляется в увеличении уровня шума, снижении высоты подачи, а также нестабильной работе насоса. Долговременная работа с кавитацией приводит к быстрому износу насоса, поэтому такого состояния следует избегать.

Во избежание кавитации на всасывающем патрубке насоса или на входе рабочего колеса должно присутствовать определенное избыточное давление по сравнению с давлением насыщенных паров. Если эту величину давления выразить как высоту столба жидкости над всасывающим патрубком насоса, а для больших агрегатов – над рабочим колесом, то тогда эта величина будет называться NPSH, или кавитационным запасом. Исторически сложилось, что в российской практике больше используется понятие «кавитационный запас», а в европейской – NPSH. Разница между этими понятиями заключается только в точке отсчета высоты столба жидкости и не представляет проблем при подборе современного оборудования. Учитывая коэффициенты запаса, эти величины можно считать равными.

Нужно запомнить, что при всех расчетах кавитации должно быть учтено атмосферное давление в месте монтажа насоса. Оно меняется с положением насоса над уровнем моря и колеблется в пределах ±3% от заданного значения.

Высота над уровнем моря в м	Атмосферное давление P_b в барах
0	1,013
500	0,955
1000	0,899
2000	0,795

Например, в Гамбурге можно поднять холодную воду с глубины 10 м, а в Мюнхене по причине его географического положения – только с 9,5 м.

5.2. Величина $NPSH_{треб}$ системы

Имеющаяся в системе высота давления нетто (**$NPSH_{треб}$**) рассчитывается из разности абсолютного барометрического давления **P_A** и давления насыщенных паров жидкости **P_D**

$$NPSH_{треб} = \left(\frac{P_s + P_b}{\rho \cdot g} \right) + \frac{v_s^2}{2 \cdot g} - \frac{P_D}{\rho \cdot g} \qquad (31)$$

Между параметрами в точках **s** (на входе в насос) и **e** (точка входа жидкости в систему, она же соответствует уровню жидкости в емкости) имеется следующее соотношение:

$$\frac{P_s + P_b}{\rho \cdot g} + \frac{v_s^2}{2g} = \frac{P_e + P_b}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2 \cdot g} - H_{V\ димам} \begin{matrix} +H_{s\ стат} \\ -H_{s\ стат} \end{matrix} \qquad (32)$$

так что в режиме всасывания (рис. 16) и в режиме подачи (рис. 17) величина **NPSH$_{треб}$** может быть определена из соответствующих уравнений.

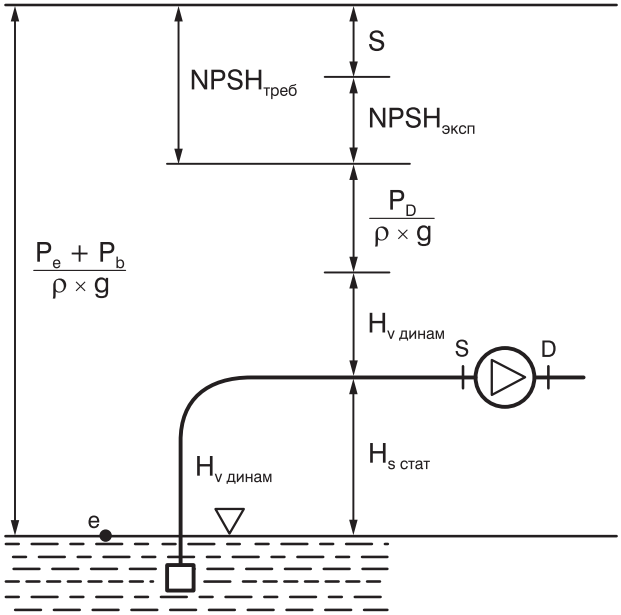


Рис. 16 Всасывание насоса

$$NPSH_{треб} = \frac{P_e + P_b - P_D}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2 \cdot g} - H_{V\ димам} - H_{S\ стат} \qquad (33)$$

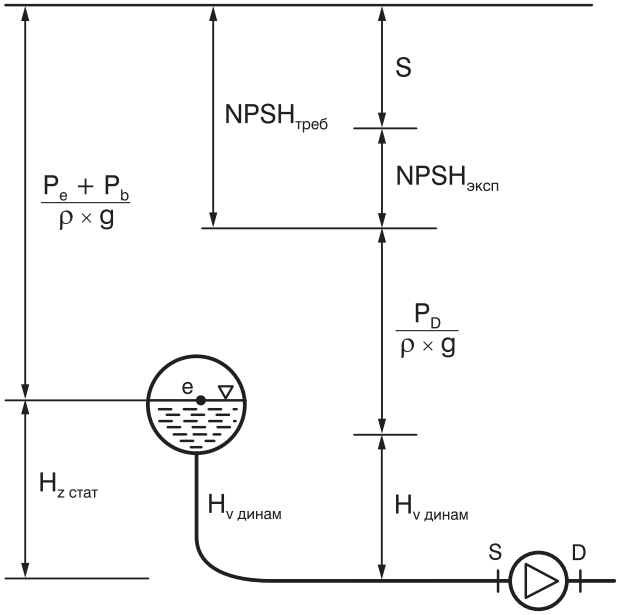


Рис. 17 Нагнетание насоса

$$NPSH_{треб} = \frac{P_e + P_b - P_D}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2 \cdot g} - H_{V\ димам} + H_{z\ стат} \qquad (34)$$

Величина $\mathbf{NPSH_{треб}}$ может быть рассчитана из этих соотношений для разных значений расхода **Q**. Таким образом получают новую характеристику $\mathbf{NPSH_{треб}}$ **(Q),** которая описывает систему. Характеристика определяется не изготовителем, а потребителем. Рассмотрим следующий пример:

Пример 10:

Для описанной в главе 4.3 промывочной установки нужно определить график $\mathbf{NPSH_{треб}}$ и внести в характеристику насоса CR 10.

Поскольку насос работает в режиме всасывания, то:

$$NPSH_{треб} = \frac{P_e + P_b - P_D}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2 \cdot g} - H_{V\ димам} - H_{S\ стат}$$

Из графиков или таблиц известно, что

P_e = 0, т.к. всасывание происходит из открытого резервуара

P_D = 0,0738 бар (из раздела 5.1.) t = 40 °C

ρ = 992 кг/м³ (из раздела 5.1.) t = 40 °C

V_e = 0

$H_{s\ стат}$ = 1 м

$$H_{VSN} = \frac{\Delta p_s}{\rho \cdot g} = 4{,}11\ м \quad при\ Q_N = 8\ м^3/ч$$

Все параметры, вплоть до потери напора H_{VS}, не меняются с подачей Q. Тогда мы получаем:

$$NPSH_{треб\ x} = \frac{(1 - 0{,}0738) \cdot 10^5\ кг \cdot с^2 \cdot м^3}{992\ кг \cdot 9{,}81\ м \cdot м \cdot с^2} - 1\ м - H_{VSX}$$

$$NPSH_{треб\ x} = 8{,}52\ м - H_{VSX}$$

$$NPSH_{треб\ x} = 8{,}52\ м - 4{,}11 = 4{,}41\ м$$

Потери на трение определяются так же, как и прежде в примере 7:

Q_N (м³/ч)	8	8	8	8	8	8
Q_X (м³/ч)	0	2	4	6	8	10
$(Q_X / Q_N)^2$	0	0,06	0,25	0,56	1,0	1,56
Const.	8,52	8,52	8,52	8,52	8,52	8,52
H_{vsx} (м)	0	0,25	1,03	2,30	4,11	6,41
$NPSH_{треб\ x}$	8,52	8,27	7,49	6,22	4,41	2,11

Нанесем значения на диаграмму **NPSH** насоса CR 10. Эта кривая пересекает кривую **NPSH** насоса, которую точнее можно было бы назвать кривой **NPSH**$_{эксп}$

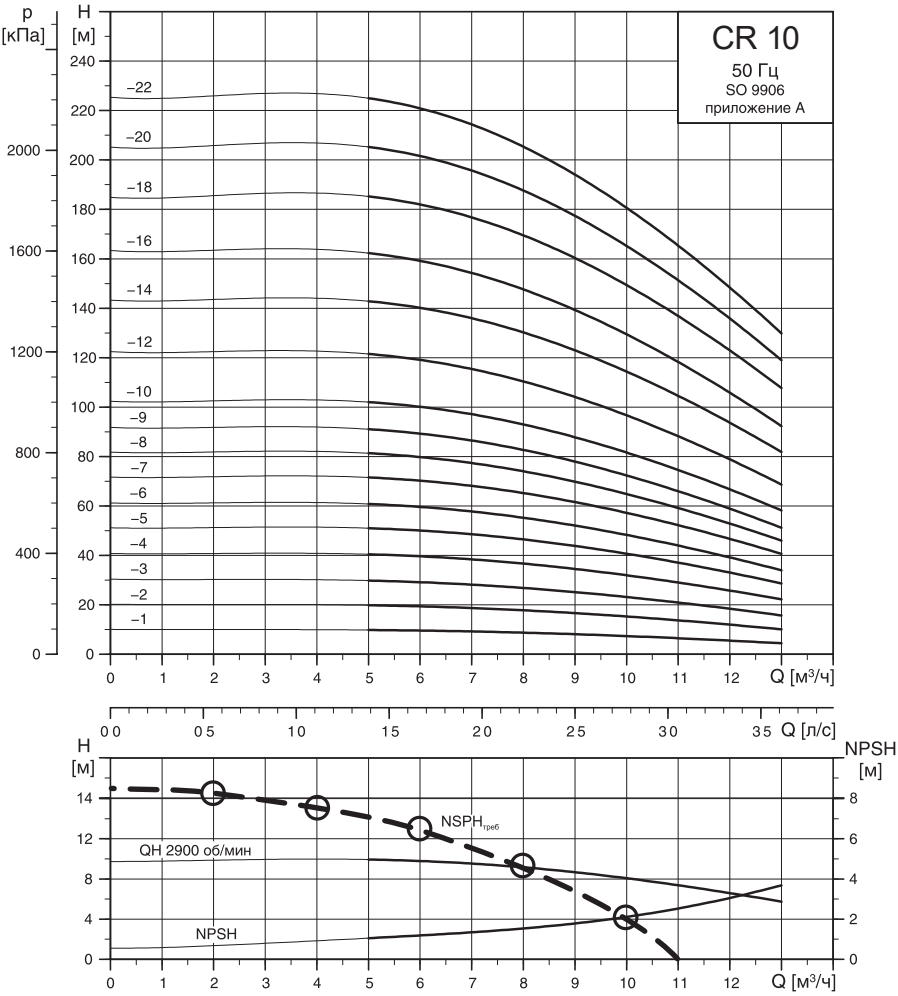


Рис. 18 Центробежные насосы CR 10

5.3. Величина $NPSH_{эксп}$ насоса

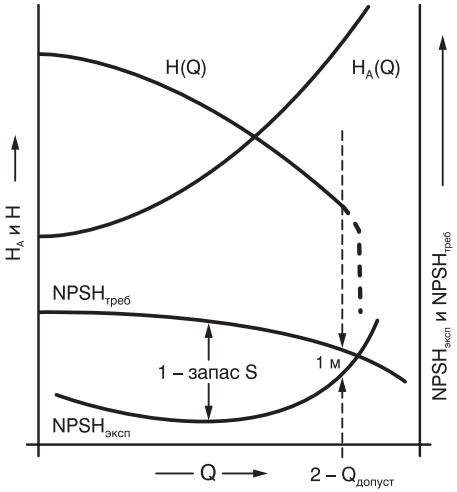
Очевидно, что **$NPSH_{эксп}$** (или для краткости **NPSH**) центробежного насоса меняется в зависимости от напора насо обычно включается производителем насоса в документацию.

После выбора модели насоса необходимо проверить, не будет ли он работать с кавитацией. Существует несколько методик для проведения подобных расчетов.

В основе каждой из них лежат вышеописанные зависимости. Приведем одну из этих методик. Ее суть заключается в том, чтобы определить запас **S** между **NPSH** системы (**$NPSH_{треб}$**) и **NPSH** насоса (**$NPSH_{эксп}$**). Если **S** получается больше 1 м, то насос будет работать без кавитации, меньше 1 м – необходимо выбрать другой насос или изменить параметры системы. Если **S** = 1 м, то теоретически кавитации не будет, но практически никто не может гарантировать сохранения расчетных параметров за все время эксплуатации насоса. Поэтому подобных «граничных» условий также следует избегать.

Запас $S = NPSH_{треб} – NPSH_{эксп}$

$S \geq 1$ м



1 – запас S;

2 – $Q_{допуст.}$

Рис. 19

В первом примере мы нашли, что после определения графической характеристики **H_A (Q)** установки могут быть предложены три насоса. Для них мы хотим определить кавитационный запас:

	Q (м³/ч)	S (м)
CR 10	6,5	6,0–1,2 = 4,8 > 1
CR 10–12	8,5	3,0–1,6 = 1,4 > 1
CR 10–14	9,8	2,2–2,0 = 0,2 < 1

Подразумевается, что продавец-консультант обладает необходимыми знаниями для правильного подбора насоса. Таким образом, для него не составит труда не только выбрать наиболее подходящий насос, но и объяснить заказчику, почему была выбрана именно эта модель.

Вернемся еще раз к нашему последнему примеру. На диаграмме мы видим **$NPSH = NPSH_{эксп}$** – для центробежного насоса Grundfos CR 10. Точка пересечения кривых находится при **Q** = 10 м³/час, т.е. при таком **Q** в насосе происходит кавитация. Для всех других, лежащих ниже, значений **Q** разность между **$NPSH_{треб}$** и **$NPSH_{эксп}$** показывает запас **S**.

Компания Grundfos рекомендует выбирать насосы таким образом, чтобы минимальный запас **S** был равен 1 м. Этот запас учитывает неточности измерения параметров системы и считывания значений с графиков.

5.4. Производительность и кавитация

Как было сказано в разделе 5.1, кавитация приводит к снижению производительности, а затем происходит срыв подачи насоса, что иллюстрируется на рис. 20.

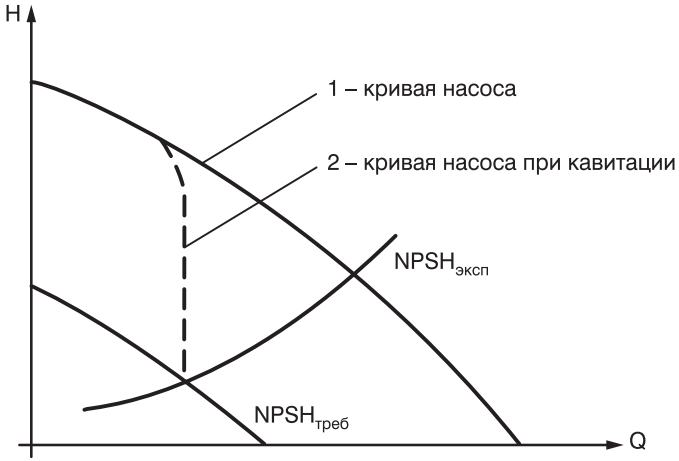


Рис. 20

Понижение **NPSH$_{треб}$** возможно вследствие загрязнения всасывающего трубопровода, понижения уровня или повышения температуры воды или, наконец, колебаний атмосферного давления **P$_b$**. В определенный момент **NPSH$_{треб}$** может уменьшиться так, что в насосе возникнет кавитация. Необходимо контролировать состояние всасывающего трубопровода, периодически измеряя давление **P$_s$** в нем.

В уравнении 31

$$NPSH_{треб} = \left(\frac{P_s + P_b}{\rho \cdot g} \right) + \frac{v_s^2}{2 \cdot g} - \frac{P_D}{\rho \cdot g}$$

для насоса с кавитацией подставляют

$$NPSH_{треб} = NPSH_{эксп}$$

и затем из уравнения находят давление на всасывающем патрубке $\mathbf{P_s}$:

$$P_S = P_D + NPSH_{эксп} \cdot \rho \cdot g - P_b - \frac{v_s^2}{2} \cdot \rho \qquad (35)$$

В техническом каталоге для насосов CR представлено это уравнение для нормального атмосферного давления 1013 гПа. Оно показывает, какое минимальное давление $\mathbf{P_s}$ при номинальном расходе $\mathbf{Q_N}$ и соответствующем значении $\mathbf{NPSH_{эксп}}$ должно быть обеспечено на всасывающем патрубке, чтобы гарантировать отсутствие кавитации.

Пример 11:

Насос для перекачивания конденсата.

Насос CRN 15–14 должен перекачивать конденсат с $\mathbf{Q_N}$ = 16 м^3/час и температурой 90 °C. Из технического паспорта насоса мы возьмем значение $\mathbf{NPSH_{эксп}}$ = 1,3 м и прибавим к нему также рекомендуемый запас 1 м:

$$NPSH_{эксп} = 2{,}3 \text{ м}$$

Величина $\mathbf{NPSH_{эксп}}$ характеризует «требования» насоса к системе. Если из барометрического давления вычесть $\mathbf{NPSH_{эксп}}$ и давление насыщенных паров жидкости, и выразить полученное значение в метрах водяного столба, то итогом вычислений будет являться максимальная высота всасывания (**H**>0) или минимальный требуемый подпор на всасывающем фланце насоса из условий бескавитационной работы (**H**<0). При **H**=0 необходимо внимательно проверить исходные данные, провести расчет еще раз и принять решение о необходимости создания подпора. Данный расчет не учитывает сопротивление всасывающего трубопровода, то есть мы пренебрегли потерями давления. Формулу расчета можно найти в каталогах GRUNDFOS.

6. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НЕСКОЛЬКИХ НАСОСОВ

В некоторых ситуациях один насос не может обеспечить требуемую производительность или напор. Подчас сама технологическая схема требует резервного насоса. В этих случаях необходимо устанавливать несколько насосов, предполагая их совместную работу. Зная характеристики насосов, можно легко определить характеристику их совместной работы, рассчитать расход, напор и мощность.

6.1. Последовательное включение насосов

Последовательное включение насосов на практике встречается редко, хотя каждый многоступенчатый насос можно представить как последовательное включение нескольких одноступенчатых насосов. Однако в многоступенчатых насосах отключение ступеней невозможно, хотя оно часто необходимо для регулирования. Поскольку неработающий насос представляет собой существенное сопротивление в системе трубопроводов, то при последовательном включении нужно установить байпасы с обратными клапанами.

При последовательном включении насосов значения напоров H при одинаковом расходе **Q** суммируются к общей кривой напора. На рис. 22 показано, как построить эту характеристику. Этот тип включения поясняется на примере.

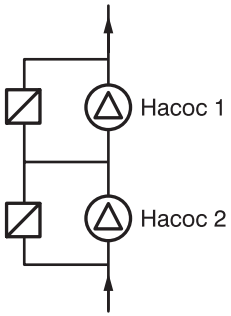


Рис. 21

Пример 12:

В системе, графическая характеристика $\mathbf{H_A}$ **(Q)** которой задана следующими данными

Q (м³/ч)	0	6	12	18	24	30	34
H (м)	0	5,6	22,2	50	88,9	139	200

установлены два центробежных насоса

насос 1 CR 32–5

насос 2 CR 32–8,

включенных последовательно согласно рис. 22. Внесите характеристику установки в технический паспорт и определите три возможные рабочие точки (рис. 23) .

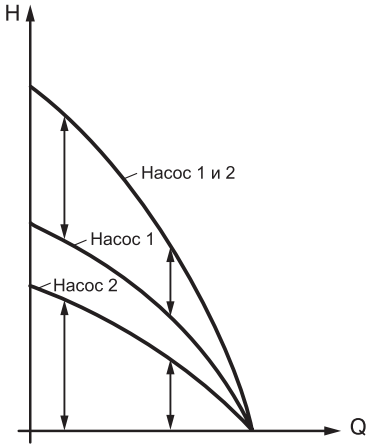


Рис. 22

Решение:

Поскольку речь идет о двух однотипных насосах, то действие обоих, находящихся в режиме работы, можно заменить на один насос с количеством ступеней обоих агрегатов, т.е.

CR 32–5 + CR 32–8 = CR 32–13

	CR 32–5	CR 32–8	CR 32–13
Q (м³/ч)	24	28,3	34,5
H (м)	86	125	180
P (кВт)	7,5	12,8	23
NPSH (м)	1,3	1,8	3,4

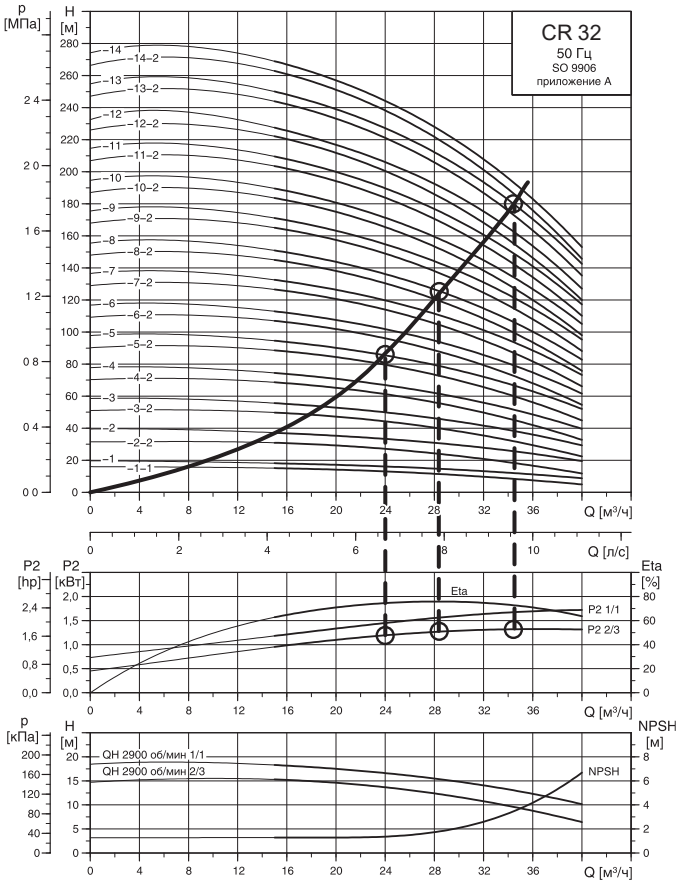


Рис. 23 Точки пересечения характеристики системы и трех кривых напора. (Мощность P2 приведена для одной ступени)

6.2. Параллельное включение центробежных насосов

Центробежные насосы включаются параллельно (рис. 24), когда система имеет меняющийся во времени расход или, из соображений надежности, требуется установка резервного насоса (например, сдвоенные насосы в системах отопления).

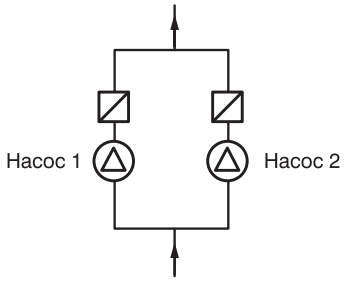


Рис. 24

При такой схеме включения в напорный трубопровод также должны быть установлены обратные клапаны, что делается во избежание обратного тока воды. В сдвоенных насосах эту функцию выполняют перекидные шиберы.

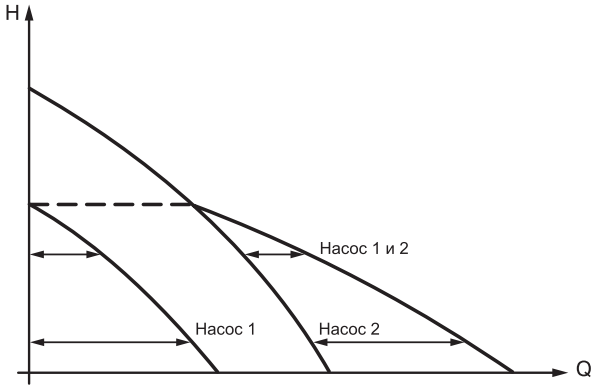


Рис. 25

При параллельном включении насосов расходы **Q** складываются.

Пример 13:

Графическая характеристика системы отопления задается следующими данными: $\mathbf{H_A}$ = 7 м при **Q** = 45 м³/час. Необходимо установить сдвоенный насос UPSD 65–120, у которого в третьей ступени предусмотрен как одиночный, так и параллельный режим работы. Определите обе рабочие точки.

Решение:

Мы внесем общую кривую напора в технический паспорт UPSD 65–120:

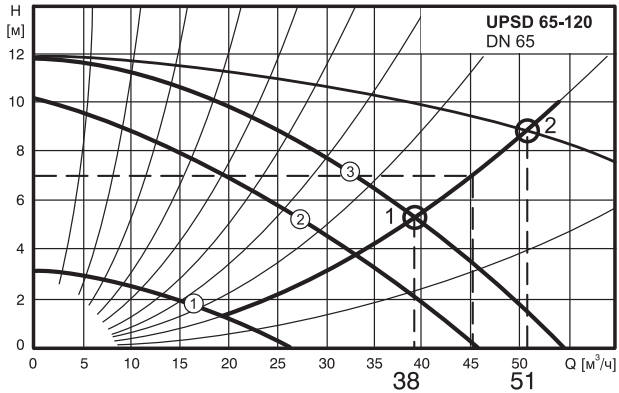


Рис. 26

Т.к. система отопления работает по принципу циркуляции, в которой насос компенсирует только потери напора $\mathbf{H_V}$, т.е.

$$H_A\ (Q) = H_{Adyn}\ (Q),$$

значит характеристика системы представляет собой проходящую через ноль параболу. Обеими рабочими точками являются:

P1 или P2 = 38 м³/час – рабочая точка 1

P1 или P2 = 51 м³/час – рабочая точка 2

На практике расход **Q** в рабочей точке 2 несколько меньше, т.к. клапан имеет определенное сопротивление.

7. РЕГУЛИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

При расчете систем и подборе насосного оборудования проектировщики часто выбирают параметры с запасом. На практике это приводит к тому, что действительная рабочая точка отличается от расчетной. Для корректировки режима работы насоса и обеспечения заданных параметров необходимо регулирование. Наиболее широко регулирование используется в насосах, работающих в широком диапазоне расходов и выполняющих функцию поддержания одной из заданных величин (давления, температуры и т.д.).

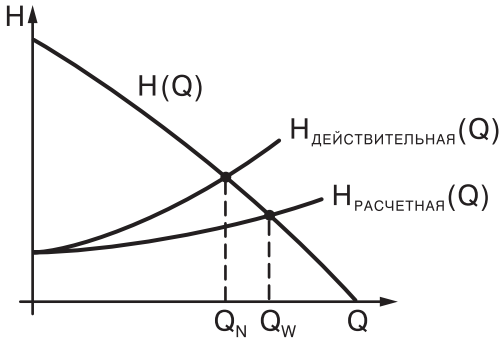


Рис. 27

Существуют следующие способы регулирования:

1. Дроссельное регулирование (с помощью задвижек)
2. Регулирование перепуском (байпассирование)
3. Коррекция (подрезка) рабочего колеса
4. Изменение числа оборотов приводного вала насоса

7.1. Дроссельное регулирование

При таком способе регулирования потери высоты $\mathbf{H_V}$ установки и, тем самым, динамическая высота $\mathbf{H_{дин}}$ возрастают путем увеличения динамического сопротивления запорной арматуры (задвижки). Характеристика системы становится круче, так что рабочая точка смещается в сторону меньшей производительности **Q** (рис. 28).

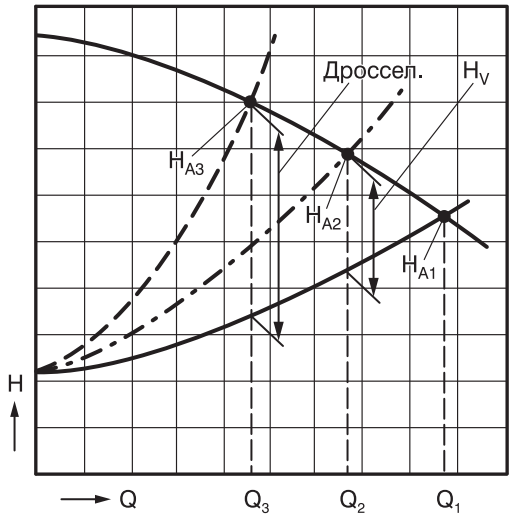


Рис. 28 Дроссельное регулирование

При этом, естественно, в дроссельной арматуре происходят потери энергии, так что продолжительный режим работы с дросселированием становится экономически не выгодным. Потери при дросселировании наименьшие, если характеристика насоса **H (Q)** очень пологая. Поэтому дроссельное регулирование используется в основном в центробежных насосах, потому что в этих насосах мощность **P** падает с уменьшением расхода **Q**. Если дроссельное регулирование, невзирая на инвестиционные затраты, является благоприятным способом регулирования, то при больших мощностях приводов в каждом случае должны проводиться исследования экономической целесообразности. Более энергоэффективным является регулирование перепуском.

7.2. Коррекция (подрезка) рабочего колеса

Корректировка диаметра рабочего колеса используется в тех случаях, когда для обеспечения оптимальной работы системы необходимо «опустить» характеристику насоса. Технически корректировку рабочего колеса выполняют подрезкой лопастей под необходимый диаметр. Для определения этого диаметра используют уравнения подобия.

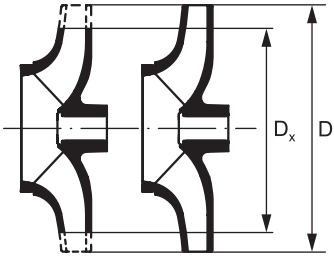


Рис. 29 Коррекция рабочего колеса

КПД при этом ухудшается настолько, насколько проводится коррекция.

В то время, как в насосах с малой номинальной частотой вращения $\mathbf{n_q}$ понижение КПД при незначительной коррекции является несущественным, то насосы с большой номинальной частотой вращения $\mathbf{n_q}$ реагируют на незначительную корректировку рабочего колеса заметной потерей КПД.

Если диаметр рабочего колеса или лопасти **D** изменяется незначительно, то для производительности **Q** и напора **H** с достаточной точностью действуют следующие соотношения:

$$\frac{Q_x}{Q} = \left(\frac{D_x}{D}\right)^2 \qquad \frac{H_x}{H} = \left(\frac{D_x}{D}\right)^2 \tag{36}$$

Диаметр $\mathbf{D_x}$ при обычной линейной сетке координат универсальной характеристики **H**, **Q** может быть определен следующим образом (рис. 30).

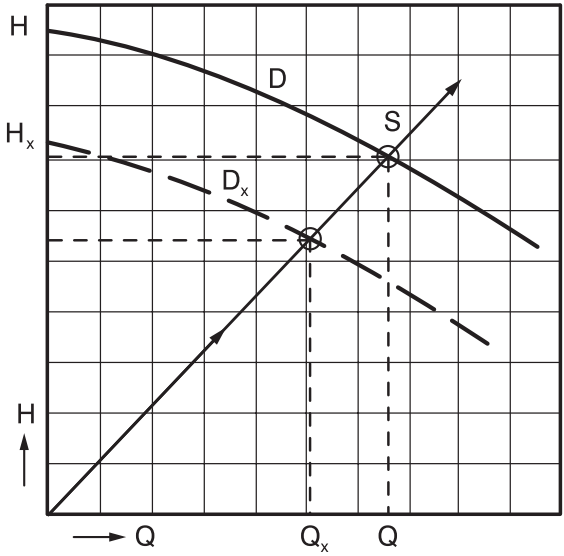


Рис. 30 Изменение мощности путем корректировки диаметра рабочего колеса

Через точку **Q** = 0, **H** = 0 и нужную рабочую точку $\mathbf{Q_x}$, $\mathbf{H_x}$ проводят прямую линию, которая пересекает кривую **H (Q)** полного рабочего колеса в точке **«S»**.

С помощью значений **H** и **Q** этой точки вычисляют диаметр $\mathbf{D_x}$

$$D_x \approx D \cdot \sqrt{\frac{Q_x}{Q}} \qquad D_x \approx D \cdot \sqrt{\frac{H_x}{H}} \tag{37}$$

Пример 14

Моноблочный насос NB 65-160 должен обеспечивать рабочую точку $\mathbf{Q_x}$ = 100 м³/час и $\mathbf{H_x}$ = 35 м. До какого диаметра $\mathbf{D_x}$ нужно подрезать рабочее колесо?

Решение:

На диаграмме насоса (см. рис. 31) проводят прямую 0–X и продлевают ее до пересечения с кривой напора для диаметра рабочего колеса **D** = 173 мм. В точке **S** диаграммы считывают значение **Q** = 109 м³/час, **H** = 37,5 м.

С помощью уравнений находят диаметр

$$D_x \approx D \cdot \sqrt{\frac{Q_x}{Q}} = 173 \text{ мм} \cdot \sqrt{\frac{100}{109}} = 166 \text{ мм}$$

$$D_x \approx D \cdot \sqrt{\frac{H_x}{H}} = 173 \text{ мм} \cdot \sqrt{\frac{35}{37{,}5}} = 167 \text{ мм}$$

Если насос действительно должен работать в этой точке, то рабочее колесо нужно подрезать до 167 мм. Однако на практике при таких небольших изменениях диаметра колеса от корректировки отказываются и в зависимости от характеристики и принципа работы установки выбирают насос с рабочим колесом либо 173 мм, либо 157 мм.

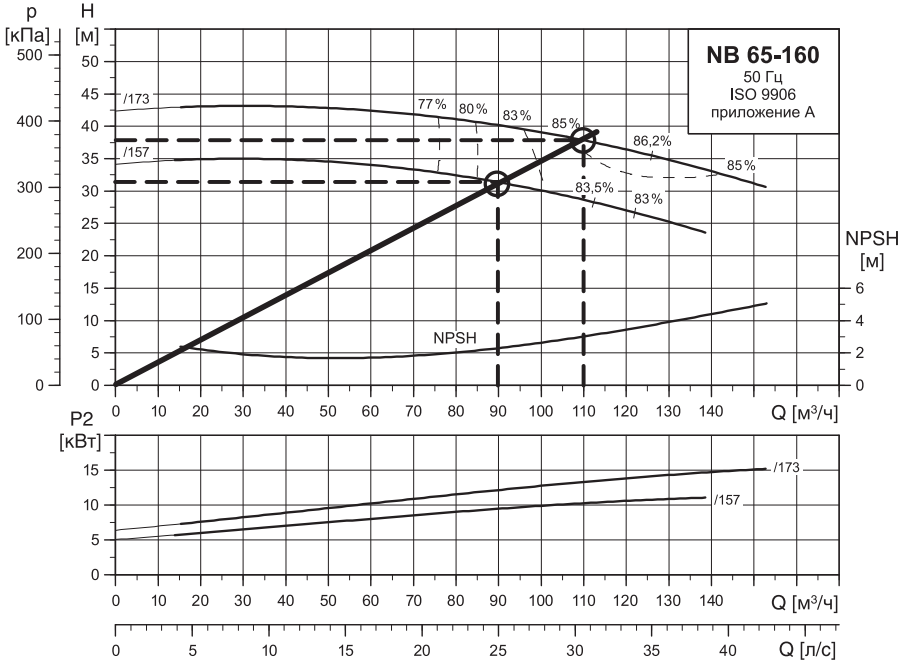


Рис. 31

7.3. Регулирование числа оборотов

При изменении числа оборотов n меняются характеристики насоса. Действуют законы подобия, как было сказано в разделе 3.1.:

$$\frac{Q_x}{Q} = \frac{n_x}{n} \qquad Q_x = Q \cdot \frac{n_x}{n} \tag{38}$$

$$\frac{H_x}{H} = \left(\frac{n_x}{n}\right)^2 \qquad H_x = H\left(\frac{n_x}{n}\right)^2 \tag{39}$$

При пересчете мощности должен учитываться КПД. Если число оборотов изменяется в диапазоне +30% и –50%, то КПД насоса меняется незначительно (падение составит примерно 2%).

$$\frac{P_x}{P} = \left(\frac{n_x}{n}\right)^3 \qquad (40)$$

Изменение числа оборотов n, тем самым, является наиболее экономичным способом регулирования.

Пример 15:

В установке водоснабжения, характеристика которой задана следующим образом:

Q (м³/ч)	0	6	12	18	24	30	36
H_A (м)	60	61,1	64,4	70,0	77,8	95	120

устанавливается насос CR 32-7 с частотно-регулируемым двигателем.

Найдите рабочую точку для числа оборотов **n** = 2900 1/мин, $\mathbf{n_x}$ = 2500 1/мин, а также мощность привода **P**.

Для определения рабочей точки при числе оборотов $\mathbf{n_x}$ = 2500 1/мин нужно пересчитать кривую напора **H(Q)**. Характеристика установки $\mathbf{H_A(Q)}$ при изменении числа оборотов не меняется.

Имеем

$$\frac{n_x}{n} = 0{,}862$$

и

$$\left(\frac{n_x}{n}\right)^2 = 0{,}743$$

Решение:

Сначала нанесем характеристику системы $\mathbf{H_A}$ на характеристику насоса.

Для частоты вращения **n** = 2900 1/мин пересечение характеристики системы и рабочей кривой насоса дает нам значение подачи и соответствующее значение мощности, приходящееся на одну ступень:

$Q = 32$ м^3/ч и $P_{St} = 1{,}29$ кВт

Таким образом, потребная мощность насоса составит

$P = 11{,}66$ кВт

Это означает, что при этой частоте вращения КПД будет приблизительно соответствовать первоначальному значению, но при этом он уже будет соответствовать новым точкам кривой.

$n = 2900$ 1/мин $\quad n_X = 2500$ 1/мин

Q	H	η	Q_X	H_X	η_X
0	135	0	0	100,3	0
8	134	0,40	6,9	99,6	0,40
16	130	0,62	13,8	96,6	0,62
24	118	0,75	20,7	87,7	0,75
32	90	0,74	27,6	66,9	0,74

Точка пересечения новой характеристики насоса при частоте вращения $\mathbf{n_X}$ = 2500 об/мин с характеристикой системы даст нам искомую рабочую точку:

$Q_X = 24$ м^3/ч $\qquad H_X = 77{,}8$ м $\qquad \eta_X = 0{,}75$

Тогда для искомой рабочей точки потребная мощность на валу **P** насоса рассчитывается так (уравнения 25, 26):

$$P_x = \frac{P_x}{\eta_x} = \frac{Q_x \cdot \rho \cdot g \cdot H_x}{\eta_x}$$

$$P_x = \frac{24\ м^3 \cdot n \cdot 1000\ кг \cdot 9{,}81\ м \cdot 77{,}8\ м}{n \cdot 3600\ с \cdot м^3 \cdot с^2 \cdot 0{,}75} = 6{,}8\ кВт$$

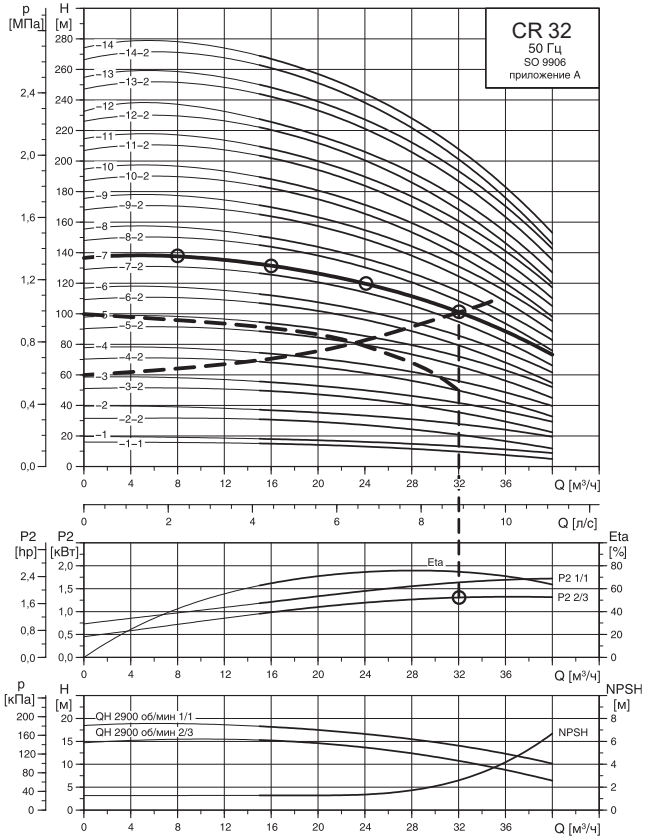


Рис. 32 Многоступенчатые насосы In-line Grundfos CR 32

7.4. Эксплуатационные расходы насоса

Мы хотим рассмотреть здесь только затраты на электроэнергию, а не амортизацию насоса. Первыми являются:

$$K = P1 \cdot E_{el} \cdot B \qquad (41)$$

К – руб./год = затраты на энергию в год

Р1 – кВт = мощность, которую потребляет из сети насосный агрегат

E_{el} – руб./кВт · час = цена 1 кВт часа

В – час/год = рабочие часы в год

Пример 16:

В примере 8 (стр. 28) для центробежного насоса CR 15-14 с помощью **Q** = 16 м^3/час была рассчитана электрическая мощность **P1** 12,5 кВт. Если насос работает в год 2000 часов и стоимость электроэнергии составляет $\mathbf{E_{el}}$ = 5 руб./кВт · час, то мы получаем

$$K = 12{,}5 \cdot 5 \cdot 2000 = 125000 \text{ руб./год}$$

Становится ясно, что эксплуатационные затраты в год при длительной работе насоса составляют значительную денежную сумму, и КПД в таких случаях играет большую роль.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сегодня насосы используются для водоснабжения, отопления, повышения давления, канализации и в различных промышленных процессах. Для надежной работы системы очень важно правильно, с учетом всех параметров, подобрать насос. Кроме того, при подборе насоса необходимо учесть возможные изменения в системе (например, при расширении производства или при изменении функционального назначения отапливаемого помещения).

Немаловажным аспектом надежной работы системы является правильность монтажа и технического обслуживания насоса. Поэтому покупателю оборудования следует удостовериться в том, что монтаж будет производиться авторизованным сервисным специалистом, а техническое обслуживание насоса – специалистом, знающим основы гидравлики.