

Данный файл представлен исключительно в ознакомительных целях.

Уважаемый читатель!

Если вы скопируете данный файл,
Вы должны незамедлительно удалить его сразу после ознакомления с содержанием.
Копируя и сохраняя его Вы принимаете на себя всю ответственность, согласно действующему международному законодательству .
Все авторские права на данный файл сохраняются за правообладателем.
Любое коммерческое и иное использование кроме предварительного ознакомления запрещено.

Публикация данного документа не преследует никакой коммерческой выгоды. Но такие документы способствуют быстрейшему профессиональному и духовному росту читателей и являются рекламой бумажных изданий таких документов.

В.С. Кошман, И.П. Машкарева

**ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ОСОБЕННОСТИ
ПОДБОРА НАСОСОВ**

Учебное пособие



Министерство сельского хозяйства РФ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Пермская государственная сельскохозяйственная
академия имени академика Д.Н. Прянишникова»

Кафедра «Технологическое
и энергетическое оборудование»

В.С. Кошман, И.П. Машкарева

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ОСОБЕННОСТИ ПОДБОРА НАСОСОВ

Учебное пособие

Пермь
ФГБОУ ВПО Пермская ГСХА
2011

УДК 621.65

Рецензент:

профессор кафедры технического сервиса,
кандидат технических наук, профессор А.Т. Манташов

В настоящем учебном пособии рассмотрены насосы различных типов, описаны принципы их действия, приведены их технические характеристики. Даны основные сведения по теории центробежных насосов. Рассмотрена совместная работа центробежного насоса и его внешней сети. Изложены особенности подбора центробежных насосов для транспортирования жидкостей, типичных для сельскохозяйственного производства.

Учебное пособие предназначено для студентов очного и заочного обучения по направлениям подготовки (бакалавриат):

110300 «Агроинженерия»

280700 «Техносферная безопасность»

190600 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

изучающих учебную дисциплину «Гидравлика».

Учебное пособие рекомендовано к использованию при курсовом и дипломном проектировании.

Рассмотрено на заседании кафедры «Технологическое и энергетическое оборудование» (протокол № 3 от 18 октября 2011г) и рекомендовано к изданию методической комиссией инженерного факультета (протокол № 1 от 24 октября 2011г.)

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	6
1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ НАСОСОВ.....	7
1.1 Основные параметры насосов	7
1.2 Краткая классификация, принципиальные схемы и области применения насосов	14
1.3 Устройство и принцип работы центробежных насосов.....	26
1.4 Планы, параллелограммы и треугольники скоростей.....	29
1.5 Основное уравнение лопастных машин	32
1.6 Влияние конечного числа лопаток на напор насоса.....	36
1.7 Влияние угла установки лопаток $\beta_{2л}$ на напор насоса.....	39
1.8 Коэффициенты полезного действия насосов	40
1.9 Понятие о подобии насосов. Коэффициент быстроходности.....	43
1.10 Характеристики центробежных и вихревых насосов.....	48
1.11 Влияние вязкости ньютоновской жидкости на область применения центробежных насосов.....	55
1.12 Методика пересчета рабочих характеристик центробежных насосов по воде на более вязкую ньютоновскую жидкость	58
1.13 Характеристики объемных насосов	63
2. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСА И ЕГО ВНЕШНЕЙ СЕТИ	65
2.1 Понятие о характеристике сети.....	65
2.2 Устойчивая работа насоса на сеть	67
2.3 Неустойчивая работа насоса в сети (помпаж)	71
2.4 Регулирование режима работы центробежных насосов	74
2.5 Проверка центробежных насосов на кавитацию.....	76
2.6 Маркировка центробежных и вихревых насосов.....	83
3. ОСОБЕННОСТИ ПОДБОРА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ	86
3.1 Постановка задачи.....	86
3.2 Особенности подбора насосов для ньютоновских жидкостей	90
3.3 Вязкопластичные гидросмеси и их сопротивление движению .	104
3.4 Методика пересчета рабочих характеристик центробежных насосов с воды на вязкопластичную гидросмесь	108
3.5 Особенности подбора центробежных насосов для вязкопластичных гидросмесей	113
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	118
ЛИТЕРАТУРА	140

ПРЕДИСЛОВИЕ

В техническом обеспечении технологических процессов на объектах сельского хозяйства насосы играют важную роль. насосы относятся к группе энергетических машин и служат для преобразования механической энергии, получаемой от привода, в механическую энергию потока жидкости. Отличительной чертой насосов является их широкая распространенность в современной технике.

При изложении материала авторы старались остаться, прежде всего, в рамках утвержденных программ по направлениям подготовки (бакалавриат) 110300, 280700 и 190600. Вместе с тем в пособие включены дополнительные вопросы, которые представляются существенными для формирования у учащегося инженерного мышления.

Помимо ознакомления с устройством, принципом действия и основами теории насосов в пособии рассмотрены и вопросы их работ на сеть. Приведены методики пересчета рабочих характеристик насосов по воде как на более вязкую ньютоновскую жидкость, так и на вязкопластичные гидро-смеси. Особое внимание уделено особенностям подбора центробежных насосов. Это восполняет известный пробел, имеющий место в изданной к настоящему времени и доступной учащимся учебной литературе.

Примеры, приведенные по тексту, представляют и практический интерес. Пособие рекомендовано к использованию при курсовом и дипломном проектировании.

1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ НАСОСОВ

Насосом называется энергетическая машина, в которой механическая энергия привода преобразуется в механическую энергию перекачиваемой (транспортируемой) жидкости.

1.1 Основные параметры насосов

Насосы в соответствии с назначением характеризуются тремя основными параметрами: подача, напор и полезная мощность.

Подача насоса – это количество жидкости, подаваемое насосом в единицу времени. По физическому смыслу подача насоса и расход жидкости – понятия родственные. Обозначения и размерность подачи аналогичны расходу жидкости:

- объемная подача насоса – Q_n , м³/с;
- массовая подача насоса – M_n , кг/с.

Массовая подача насоса M_n связана с объемной подачей Q_n соотношением:

$$M_n = \rho Q_n, \quad (1.1)$$

где ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³.

Напором насоса H_n называется приращение полной механической энергии, получаемое единицей веса жидкости, проходящей через насос. Следовательно, напор насоса H_n , м представляет собой разность полных гидродинамических напоров жидкости в сечениях потока после насоса и перед ним:

$$H_n = H_2 - H_1; \quad (1.2)$$

$$H_n = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (1.3)$$

где H_n – полный гидродинамический напор (удельная полная механическая энергия) жидкости, м;

z – удаление по вертикали центра масс сечения потока от условной горизонтальной плоскости сравнения, м;

p – абсолютное давление жидкости, Па;

v – средняя скорость, м/с;

ρg – удельный вес жидкости, Н/м³.

Здесь подстрочные индексы «1» и «2» относятся к сечениям потока жидкости соответственно на входе и выходе из насоса.

Если в насосе удаление всасывающего патрубка от нагнетательного незначительно, то можно полагать $z_1 - z_2 = 0$. При равенстве диаметров проточных каналов указанных патрубков $v_2^2 - v_1^2 = 0$. В этом случае приближенно напор насоса:

$$H_n = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{\Delta p_n}{\rho g}. \quad (1.4)$$

Для объемных насосов в качестве основного параметра указывают не напор H_n , а создаваемое ими давление p_n :

$$p_n = \rho g H_n, \quad (1.5)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Величины плотностей ρ отдельных жидкостей приведены в приложении 1. Зависимость плотности воды от температуры приведены в приложении 15.

Полезная мощность насоса $N_{\text{пол.н}}$ – это удельная полная механическая энергия, сообщаемая насосом потоку жидкости в единицу времени, Вт:

$$N_{\text{пол.н}} = \rho g Q_n H_n; \quad (1.6)$$

$$N_{\text{пол.н}} = p_n Q_n, \quad (1.7)$$

при условии, если: ρ – в кг/м³; g – в м/с²; Q_n – в м³/с
 H_n – в м; p_n – в Па.

Коэффициент полезного действия насоса η_n – отношение полезной мощности насоса $N_{\text{пол.н}}$ к потребляемой насосом мощности N

$$\eta_n = \frac{N_{\text{пол.н.}}}{N}. \quad (1.8)$$

Потребляемая насосом мощность N всегда больше полезной мощности насоса $N_{\text{пол.н}}$, так как в насосах механическая энергия привода в неполной мере преобразуется в механическую энергию перекачиваемой жидкости. Она частично затрачивается на преодоление гидравлического трения, местных сопротивлений, на механическое трение в подшипниках и т.д.

Полный коэффициент полезного действия (КПД) насоса η_n учитывает все виды потерь. Он определяется как произведение трех КПД: гидравлического η_g , объемного $\eta_{об}$ и механического η_m , то есть:

$$\eta_n = \eta_g \cdot \eta_{об} \cdot \eta_m. \quad (1.9)$$

Гидравлический КПД η_g учитывает потери на вихреобразование и на трение между слоями жидкости.

Объемный КПД $\eta_{об}$ учитывает то обстоятельство, что часть жидкости, восприняв подводимую к ней энергию, не попадает из-за утечек в нагнетательный патрубок.

Механический КПД η_m характеризует потери механической энергии на трение в подшипниках, а также потери на трение между потоком жидкости и ограничивающими его поверхностями.

Угловая скорость вращения вала насоса ω_n , рад/с⁻¹:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_n}{30}, \quad (1.10)$$

где n_n – частота вращения вала насоса, мин⁻¹.

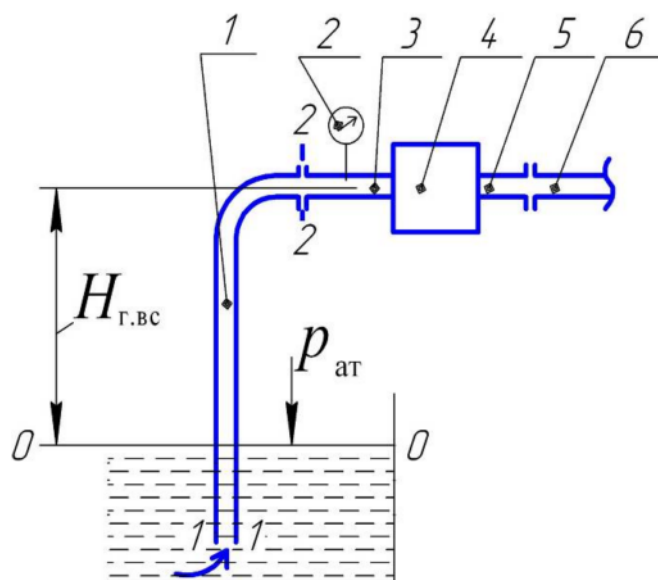
Важным параметром объемных насосов является *рабочий объем насоса* V_o , под которым понимается разность наибольшего и наименьшего значений замкнутого объема рабо-

чей камеры за один оборот или двойной ход рабочего органа (поршень, плунжер, шток мембраны) насоса.

В теории и практике расчета параметров насосов различают следующие высоты:

- *геометрическая* высота всасывания насоса $H_{г.вс}$, м;
- *вакуумметрическая* высота всасывания насоса $H_{вак}$, м;
- *допустимая вакуумметрическая* высота всасывания насоса $H_{вак}^{доп}$, м.

Первую из них ($H_{г.вс}$) можно измерить (или назначить при установке насоса), вторую ($H_{вак}$) вычисляют (то есть определяют расчетным путем), а третью ($H_{вак}^{доп}$) устанавливают по результатам испытаний насосов.



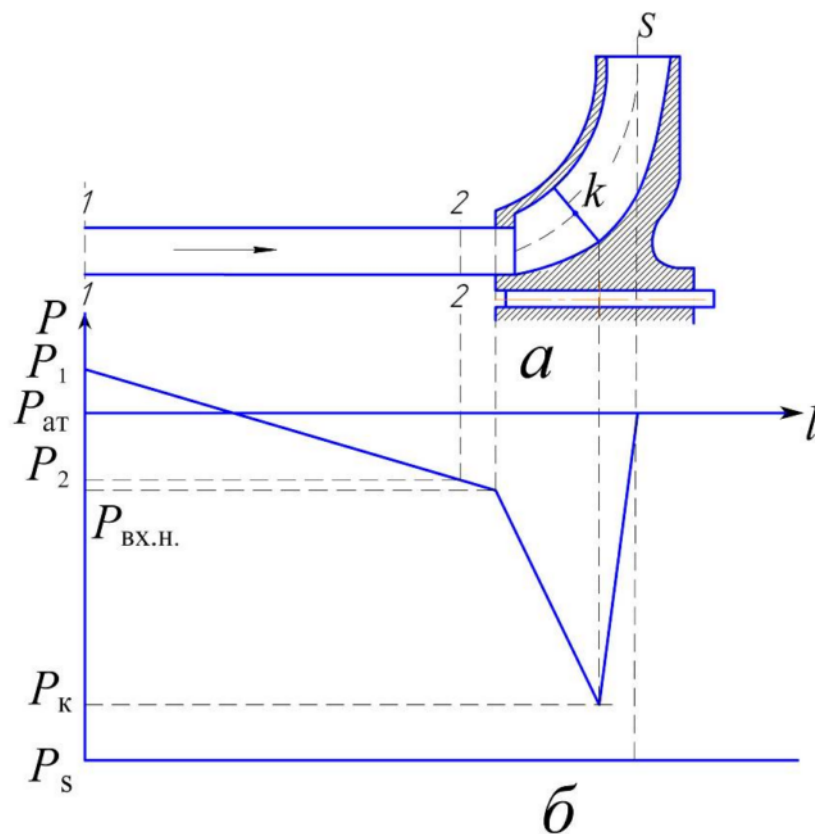
- 1-1 и 2-2 – сечения потока жидкости;
 0-0 – условная плоскость сравнения; $H_{г.вс}$ – геометрическая высота всасывания насоса; 1 – подводящий (всасывающий) трубопровод; 2 – вакуумметр; 3 – входной (всасывающий) патрубок насоса; 4 – насос; 5 – выходной (напорный) патрубок насоса; 6 – напорный трубопровод

Рисунок 1.1 – Схема установки насоса

Геометрическая высота всасывания насоса $H_{г.вс}$ – это разность уровней центров масс сечений потока жидкости во

всасывающей гидромагистральной насоса, иллюстрируемая рис. 1.1.

Выберем и обозначим контрольное сечение в потоке жидкости, проходящем через трубопровод и внутреннюю полость насоса (рис. 1.2, а): 1-1 – сечение на входе во всасывающий трубопровод; 2-2 – сечение на выходе из него, а также точку k (рис. 1.2, а) в районе входных кромок лопаток рабочего колеса на наибольшем удалении от оси его вращения. Именно здесь будет наблюдаться наименьшее давление при работе насоса (рис. 1.2, б). Далее за входными кромками имеет место рост давления жидкости, обусловленный силами взаимодействия лопаток вращающегося рабочего колеса с потоком жидкости. Перед входным патрубком насоса между сечениями потока 1-1 и 2-2 в трубопроводе давление падает.



а – рабочее колесо;

б – график изменения давления во всасывающем трубопроводе

Рисунок 1.2 – Меридиональное сечение напорного потока жидкости

При уменьшении давления жидкости на входе в насос $p_{вх.н.}$ или с повышением частоты вращения n рабочего колеса давление p_n – в сечении $k-k$ падает. Обычно полагают, что

при выполнении условия $p_k \leq p_s$ в насосах возникает кавитация. Здесь p_s – давление насыщенных паров; для воды – см. приложение 2.

Кавитацией называется разрыв сплошности жидкости и образование в ней паровых и газовых пузырьков – каверн. Возникновение и рост пузырьков происходит при глубоком вакууме и температуре, включая комнатную. Поэтому, явление кавитации часто называют «холодным кипением» жидкости. Парогазовые пузырьки, вынесенные потоком в область повышенного давления, схлапываются. В месте схлапывания пузырьков возникает резкое повышение давления до несколько десятков мегапаскалей по причине микрогидроударов большой повторяемости. Если это происходит на поверхности рабочего колеса или лопатки, то удар приходится на эти поверхности, что вызывает эрозию (разрушение) материала. Процессы разрушения рабочих органов лопастных насосов является наиболее опасным следствием кавитации.

С целью определения величины наибольшего вакуума перед рабочим колесом насоса (рис. 1.1, сечение 2-2) используем уравнение Бернулли для двух сечений потока несжимаемой вязкой жидкости:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\Sigma 1-2}, \quad (1.11)$$

где α – коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса), равный при турбулентном режиме 1,05...1,15, то есть практически $\alpha \approx 1,0$;

$h_{\Sigma 1-2}$ – полные потери напора между сечениями 1-1 и 2-2, м.

Здесь остальные обозначения те же, что и в равенстве (1.3).

Если принять во внимание следующее:

- скорость жидкости в сечении 1-1 бесконечно мала, в соответствии с этим $\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \approx 0$;

- с учетом конкретного положения сечений потока и плоскости сравнения на рис. 1.1 $z_1 \approx 0$; $z_2 = H_{\Gamma.\text{BC}}$, то уравнение Бернулли примет следующий вид:

$$\frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} = H_{\Gamma.\text{BC}} + \frac{p_{\text{ат}} - p_{\text{вак}}}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + h_{\Sigma 1-2}, \quad (1.12)$$

где $p_{\text{вак}}$ – вакуумметрическое давление в сечении 2-2.

Решаем полученное соотношение относительно вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак.н}}$ насоса:

$$\frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} = H_{\text{вак.н}} = H_{\Gamma.\text{BC}} + \frac{v^2}{2g} + h_{\Sigma \text{BC}}, \quad (1.13)$$

где $H_{\Gamma.\text{BC}}$ – геометрическая высота всасывания насоса, то есть расстояние по вертикали от приемного уровня жидкости до оси насоса, м;

$h_{\Sigma \text{BC}}$ – полные потери напора во всасывающем трубопроводе, м;

$\frac{v^2}{2g}$ – скоростная высота во всасывающем трубопроводе, м.

При эксплуатации насосных установок с лопастными насосами с целью недопущения кавитации должно выполняться неравенство:

$$H_{\text{вак}} < H_{\text{вак}}^{\text{доп}}, \quad (1.14)$$

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = 4,5 \dots 7,5 \text{ м вод.ст.}, \quad (1.15)$$

где $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ – допустимая вакуумметрическая высота всасывания насоса.

Ее определяют по результатам испытания насосов, как правило, на воде.

1.2 Краткая классификация, принципиальные схемы и области применения насосов

Насосы предназначены для преобразования механической энергии приводящего двигателя в механическую энергию перекачиваемой жидкости.

По энергетическому признаку насосы подразделяются на три группы.

К первой группе относятся *водоподъемные механизмы*, изменяющие только потенциальную энергию положения жидкости. Черпальные машины применялись еще в древние времена. Сегодня в технике они почти не используются.

В насосах второй группы механическая энергия сообщается жидкости за счет непосредственного изменения ее давления. Эти насосы работают по принципу вытеснения жидкости из рабочей полости и называются *объемными насосами*.

В третьей группе насосов жидкости первоначально сообщается кинетическая энергия, которая затем преобразуется в потенциальную энергию давления. Эти насосы объединяются под названием *динамические насосы*. К динамическим относится большая группа лопастных насосов, а также вихревые, струйные насосы и другие.

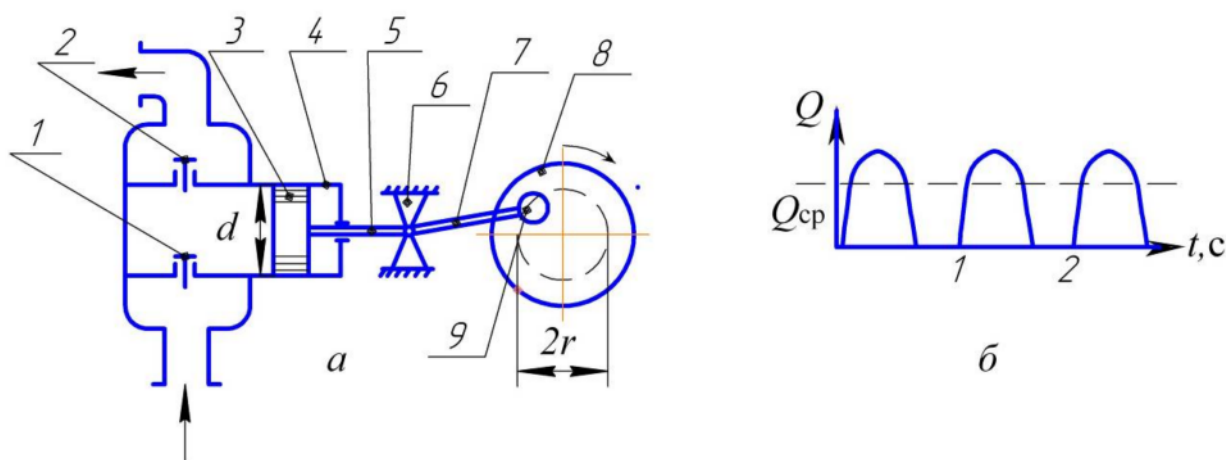
Объемные насосы перемещают жидкость путем принудительного периодического изменения объема заполняемой ею рабочей камеры, попеременно сообщаемой с входным и выходным патрубками. Это общий момент. Поясним его конкретными схемами.

Поршневым насосом одностороннего действия (рис. 1.3, а) состоит из цилиндра 4, внутри которого размещены поршень 3 со штоком 5, совершающие возвратно-поступательное движение. Имеются всасывающий 1 и нагнетательный 2 клапаны.

Поршень приводится в движение кривошипно-шатунным механизмом, состоящим из ползуна 6, шатуна 7 и маховика 8 с приводным пальцем 9, установленным на ра-

диусе r . За один оборот маховика 8 поршень 3 совершает один двойной ход, равный $2r$.

Насос работает следующим образом. При движении поршня 3 вправо открывается всасывающий клапан 1. При этом жидкость из всасывающего трубопровода поступает в рабочую полость. При обратном движении поршня всасывающий клапан закрывается, нагнетательный клапан 2 открывается и жидкость под давлением вытесняется в напорный трубопровод. За каждый оборот маховика 8 в напорный трубопровод поступает порция жидкости. То есть объемная подача насоса имеет пульсирующий характер (рис. 1.3, б).



1, 2 – соответственно всасывающий и нагнетательный клапаны;
3 – поршень; 4 – цилиндр; 5 – шток; 6 – ползун; 7 – шатун; 8 – маховик; 9 – приводной палец

Рисунок 1.3 – Принципиальная схема поршневого насоса

Действительная средняя объемная подача Q_n , $\text{м}^3/\text{с}$ рассмотренного поршневого насоса составляет:

$$Q_n = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2r \cdot n \cdot \eta_{об} = V_0 \cdot n \cdot \eta_{об}, \quad (1.16)$$

где d – внутренний диаметр цилиндра, м;

$2r$ – линейное осевое перемещение (ход) поршня за один оборот маховика, м;

n – частота вращения маховика, с^{-1} ;

V_0 – рабочий объем насоса, м^3 ;

$\eta_{об}$ – объемный КПД насоса, учитывающий утечки.

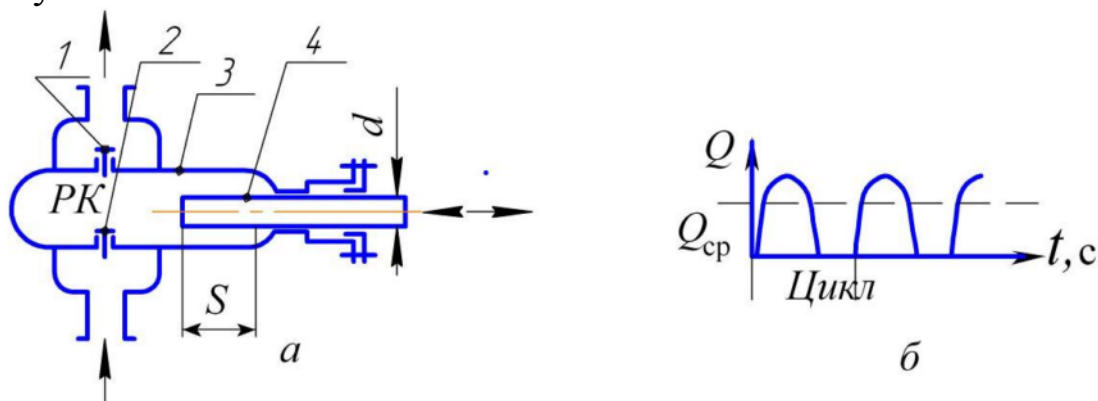
Ориентировочные значения объемного КПД поршневых насосов в зависимости от их размеров приведены в табл. 1.1, где d – внутренний диаметр цилиндра насоса.

Таблица 1.1

Ориентировочные значения объемного КПД $\eta_{об}$
поршневых насосов

Размер насоса	d , мм	Q_n , м ³ /с	$\eta_{об}$
малый	менее 50	0,5...20	0,85...0,90
средний	50...150	20...300	0,90...0,95
крупный	более 150	более 300	0,95...0,99

Плунжерный насос (рис. 1.4, а) состоит из корпуса 3, плунжера 4 с наружным диаметром d и двух клапанов: всасывающего 2 и нагнетательного 1. Возвратно-поступательное движение плунжера 4 может быть обеспечено кривошипно-шатунным механизмом.



а – принципиальная схема насоса; б – график его подачи
1, 2 – соответственно нагнетательный и всасывающий клапаны;
3 – корпус; 4 – плунжер

Рисунок 1.4 – Принципиальная схема плунжерного насоса

В случае движения плунжера 4 вправо, объем рабочей камеры PK возрастает, давление в ней уменьшается и в нее всасывается жидкость через открытый всасывающий клапан 2 при закрытом нагнетательном клапане 1. При дальнейшем движении плунжера 4 влево всасывающий клапан 2 закрывается, объем рабочей камеры PK уменьшается, давление жидкости в ней возрастает, нагнетательный клапан 1 открывает-

ся. Жидкость под давлением поступает в напорный трубопровод.

Действительная средняя объемная подача насоса Q_n , м³/с составляет:

$$Q_n = \frac{\pi d^2}{4} \cdot S \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_{об} = V_o \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_{об}, \quad (1.17)$$

где d – наружный диаметр плунжера, м;

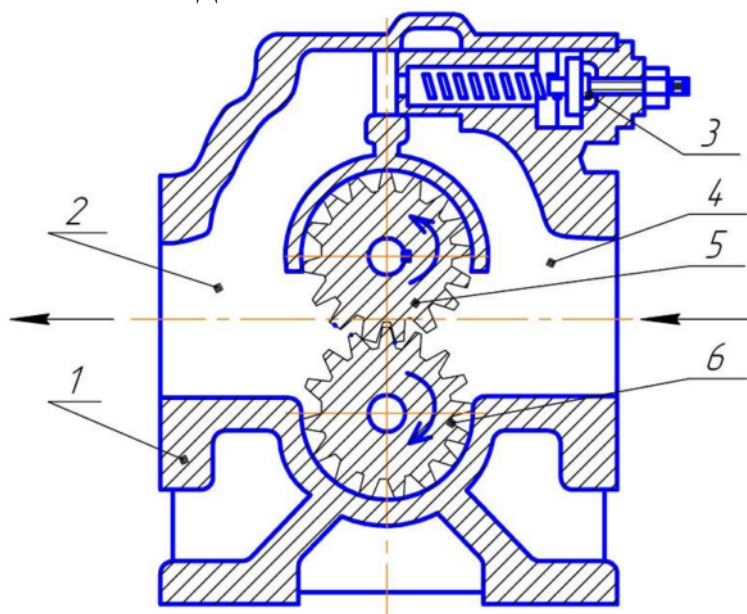
S – ход плунжера, м;

V_o – рабочий объем насоса, м³;

n – число циклов в минуту, цикл/мин;

$\eta_{об}$ – объемный КПД насоса, равный 0,75...0,95.

Плунжерные насосы способны создавать высокие давления. Они получили распространение в строительных и дорожных машинах. Некоторые типы насосов используются для нагнетания жидкости в гидравлические прессы. Плунжерные насосы также применяют в дизелях в качестве топливных насосов, а также в современных моечных машинах среднего и высокого давления.



1 – корпус; 2, 4 – соответственно нагнетательная и всасывающая полости; 3 – предохранительный клапан; 5, 6 – соответственно ведущая и ведомая шестерни

Рисунок 1.5 – Шестеренный насос с внешним зацеплением

Шестеренный насос (рис. 1.5) включает в себя две шестерни: ведущую и ведомую, которые находятся в зацеплении и размещены в едином корпусе 1 с небольшими радиальными и торцевыми зазорами.

Особенностью эвольвентного зацепления при работе насоса является непрерывность контакта зубьев шестерен. При вращении шестерен по направлению стрелок зубья шестерен выходят из зацепления в полости всасывания 4, освобождается объем впадин и жидкость заполняет их. Захватываемая зубьями жидкость вовлекается во вращательное движение вместе с шестернями. В полости нагнетания 2 зубья входят в зацепление, вытесняя жидкость из впадин.

Для надежного заполнения впадин шестерен жидкостью необходимо обеспечить в полости всасывания давление, превышающее противодавление $P_{цб}$, развиваемое центробежными силами, действующими на жидкие частицы при их вращении. Противодавление $P_{цб}$, P_a на окружности выступов можно оценить по формуле:

$$P_{цб} = \frac{\rho(u_2^2 - u_1^2)}{2}, \quad (1.18)$$

где u_2 и u_1 – соответственно скорости на окружностях выступов и впадин, м/с;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Насос снабжается предохранительным клапаном 3, срабатывающим, если развиваемое насосом давление по каким-либо причинам становится выше допустимого.

Объемная подача насоса за один оборот $Q_{н.1}$, м³/об, определяемая теоретически из условия равенства объемов впадин и зубьев, равна:

$$Q_{н.1} = \pi(r_2^2 - r_1^2)b, \quad (1.19)$$

где r_2 и r_1 – соответственно радиусы выступов и впадин, м;
 b – ширина шестерен, м.

Однако объем, занимаемый впадиной, в действительности несколько превышает объем зуба. Поэтому множитель π в выражении (1.19) заменяют коэффициентом, равным 3,5.

Действительная объемная подача Q_n , м³/с шестеренного насоса определяется по формуле:

$$Q_n = \frac{3,5(r_2^2 - r_1^2) \cdot b \cdot n \cdot \eta_{об}}{60} = V_0 \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_{об}, \quad (1.20)$$

где n – число оборотов ведущей (ведомой) шестерни, мин⁻¹;
 V_0 – рабочий объем насоса, м³;
 $\eta_{об}$ – объемный КПД насоса, равный 0,70...0,95.

Шестеренные насосы применяют в смазочной системе ДВС и гидросистемах тракторов и сельскохозяйственных комбайнов. Они могут работать и на перекачивание воды, но в виду ее малой вязкости она легко просачивается через все имеющиеся в рабочем пространстве корпуса зазоры, что приводит к существенному снижению объемного КПД насоса.

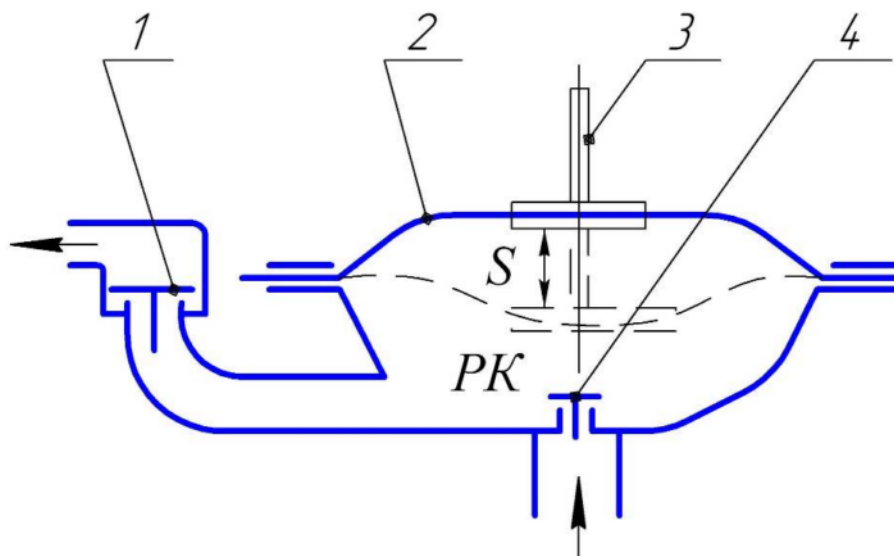
Параметры ряда шестеренных насосов приведены в приложении 3.

Широкому использованию шестеренных насосов в сельскохозяйственной технике способствует простота их устройства, сравнительно высокая равномерность подачи жидкости, бесшумность работы, простота соединения с ДВС.

Диафрагменный насос (рис. 1.6) имеет гибкую мембрану 2, выполненную из эластичного материала. Мембрана прикреплена к жесткому диску со штоком 3, совершающему возвратно-поступательное движение. По принципу действия он аналогичен поршневому насосу.

Диафрагменные насосы, в частности, используют в качестве бензонасоса в системе топливоподачи карбюраторных двигателей.

Главным образом, диафрагменные насосы применяют для водоотлива при производстве строительных работ, то есть для подачи сильно загрязненных жидкостей.



S - ход штока, PK – рабочая камера

1, 4 – соответственно нагнетательный и всасывающий клапаны;

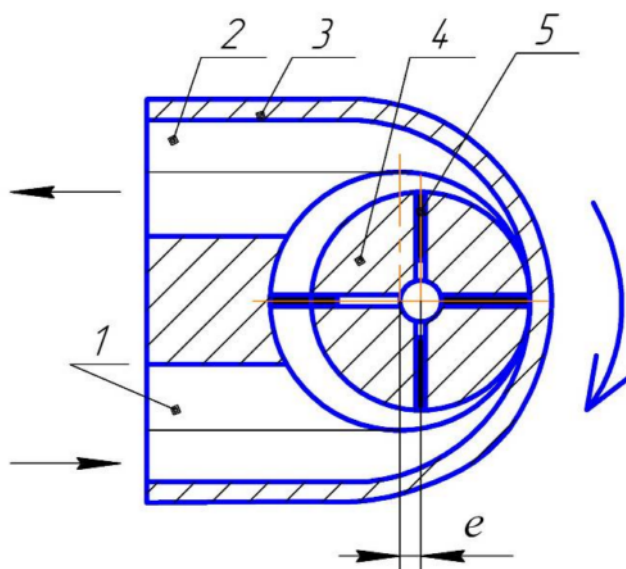
2 – мембрана; 3 – шток

Рисунок 1.6 – Принципиальная схема диафрагменного насоса

Пластинчатый насос (рис. 1.7) состоит из корпуса 3 с цилиндрической внутренней поверхностью, в которой с эксцентриситетом e расположен ротор 4. Он представляет собой цилиндр с прорезями (пазами), в которых размещены прямоугольные пластины-вытеснители 5, совершающие при вращении ротора 4 возвратно-поступательное движение. Под действием центробежных сил или пружин пластины 5 своими внешними торцами прижимаются к внутренней цилиндрической поверхности корпуса 3 и скользят по ней. При вращении ротора 4 жидкость через окно поступает в межлопаточное пространство из всасывающего патрубка 1. Жидкость затем переносится пластинами к противоположному окну, из которого подается в нагнетательный патрубок 2. Окна, через которые подается и отводится жидкость, на рисунке не показаны.

Воздействие на жидкость в пластинчатом насосе аналогично поршневому, но здесь имеет место более удобное вращательное движение и не требуются клапаны. Из-за трения пластины изнашиваются, а при загрязнении жидкости твердыми примесями могут заклиниваться.

Пластинчатые насосы применяют в гидроприводах автопогрузчиков и гидравлических усилителях рулевых управлений автомобилей некоторых марок.



e – эксцентриситет; 1, 2 – соответственно нагнетательный и всасывающий патрубки; 3 – корпус, 4 – ротор; 5 – пластина

Рисунок 1.7 – Принципиальная схема пластинчатого насоса однократного действия

Объемные насосы являются самовсасывающими, то есть могут работать без предварительной заливки, перемещая вначале газы и пары, а затем уже жидкость.

В соответствии с ГОСТ 17 398-72 «Насосы. Термины и определения» **динамические насосы** подразделяются на *лопастные, трения и инерции*. Наиболее распространенными являются лопастные насосы, к числу которых относятся центробежные, осевые и диагональные.

В центробежном насосе перемещение жидких частиц в рабочем колесе с криволинейными лопатками при его вращении происходит при существенном увеличении их расстояния от оси вращения. В этих насосах в преобразовании энергии большую роль играют центробежные силы. *В осевом насосе* (рис. 1.8) перемещение жидких частиц происходит при незначительном изменении их расстояния от оси вращения рабочего колеса. Осевые насосы работают по принципу гребного винта.

Осевые насосы широко используются в качестве циркуляционных насосов на тепловых электростанциях, в ирригационных системах, на канализационных насосных станциях. Геометрическая высота всасывания $H_{г.1}$ для осевых насосов в большинстве случаев является отрицательной величиной, то есть осевой насос следует располагать с подпором, ниже уровня жидкости в емкости, из которой жидкость откачивается.

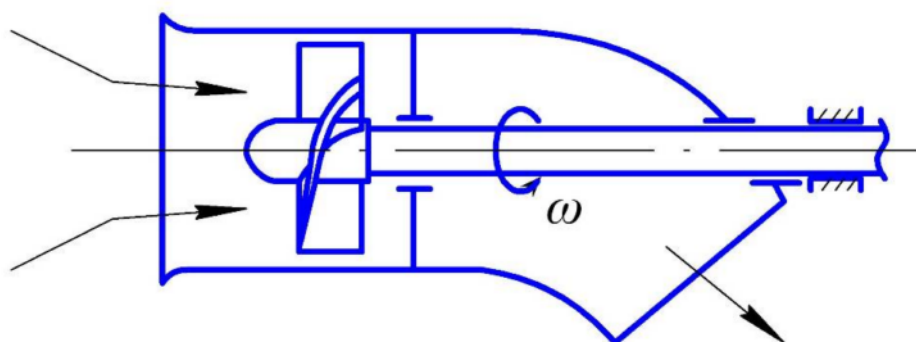


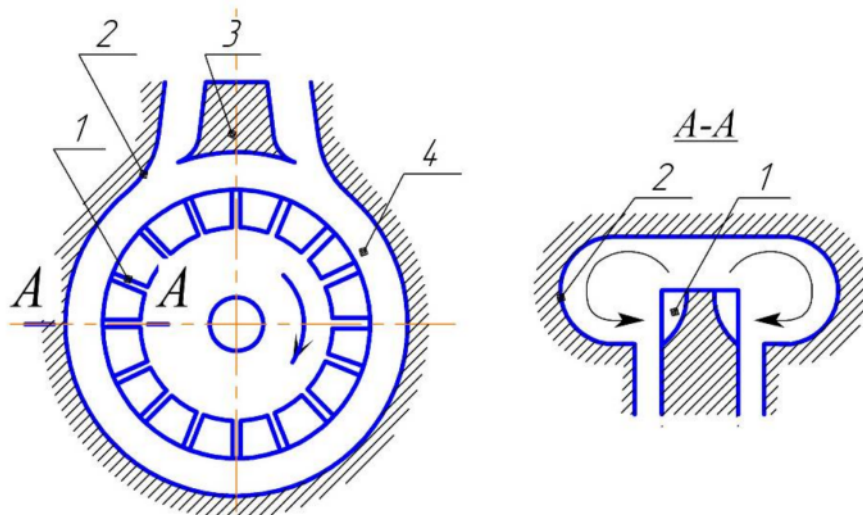
Рисунок 1.8 – Принципиальная схема осевого насоса

В *диагональных насосах* перемещение жидких частиц в радиальном и осевом направлениях соизмеримы. Диагональные насосы по назначению, применению и конструкции аналогичны осевым насосам. Однако они при тех же объемных подачах имеют более высокое значение напора ($H_n = 10 \dots 40$ м).

В сопоставимом сравнении с поршневыми насосами (при одинаковой мощности) лопастные насосы значительно легче и компактнее. Например, вал у центробежного насоса соединяют с валом электродвигателя с помощью муфты. В их конструкции отсутствуют такие быстроизнашивающиеся детали, как уплотнительные поршневые кольца и клапаны. Несомненным достоинством лопастных насосов является высокая равномерность подачи. Однако центробежные насосы не являются самовсасывающими. Они требуют предварительной заливки их корпуса перед пуском перекачиваемой жидкостью.

Вихревой насос (рис. 1.9), относящийся к числу насосов трения, состоит из рабочего колеса 1 с лопатками и корпуса 2 с кольцевым каналом, имеющим перемычку 3.

При вращении рабочего колеса 1 жидкость увлекается его лопатками и одновременно закручивается, как показано на сечении *A-A* (рис. 1.9). Как следствие, по кольцевому каналу движется спаренный вихревой валец, создающий «сцепление» жидкости с рабочим колесом.



1 — рабочее колесо; 2 — корпус; 3 — перемычка; 4 — кольцевой канал

Рисунок 1.9 — Принципиальная схема вихревого насоса

Вихревые насосы широко применяются в системах водоснабжения.

Достоинства насоса: компактность, простота конструкции, малая масса. При равенстве диаметров рабочих колес и чисел их оборотов вихревой насос развивает напор в 1,5...2 раза больший, чем центробежный. По сравнению с центробежными, вихревые насосы обладают лучшими всасывающими качествами и могут вступить в работу без предварительной заливки приемной трубы перекачиваемой жидкостью. В немалой степени этому способствует то обстоятельство, что подвод и отвод перекачиваемой жидкости в вихревых насосах расположены в верхней части корпуса. Таким образом, после остановки насоса в нем всегда остается определенное количество жидкости, что способствует его очередному запуску в работу без предварительной заливки. Вихревые насосы используются при малых подачах и сравни-

тельно больших напорах. К их недостаткам относится сравнительно низкое значение полного КПД $\eta_n = 0,25 \dots 0,45$.

Вихревые насосы перспективны для перекачивания смеси жидкости и газа, сжиженных газов. Но вместе с тем они не пригодны для перекачки жидкостей с большой вязкостью, так как увеличение вязкости вызывает резкое снижение напора, полного КПД и увеличение потребляемой мощности. В связи с этим вихревые насосы рекомендуется использовать при числах Рейнольдса [10]:

$$Re = \frac{D \cdot u}{\nu} > 40000, \quad (1.21)$$

где D – диаметр рабочего колеса, м;

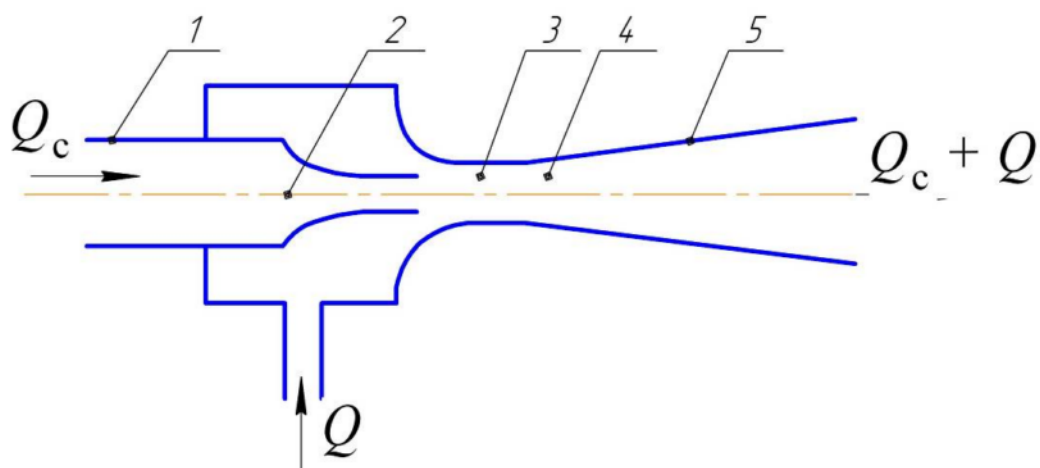
u – его окружная скорость, м/с ;

ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с.

Струйный насос (рис. 1.10), относящийся также к числу насосов трения, отличается от рассмотренных выше насосов тем, что у него нет подвижных частей, а рабочим органом является сама жидкость. Насос состоит из подводящего трубопровода 1, заканчивающегося соплом 2, камер смешения 3, 4 и диффузора 5. Жидкость расходом Q_c истекает из сопла 2 с большой скоростью в камеру смешения 4, где увлекает в движение подсасываемую в нее жидкость расходом Q , передавая ей часть своей энергии.

Струйный насос относится к разновидности эжекторных устройств. В эжекторах оба потока являются потоками одной и той же среды: например, если это вода, то насос называется струйным; в инжекторах рабочим потоком является поток газа (пара), а перекачиваемым потоком является жидкость; в гидроэлеваторах рабочим потоком является вода, а перекачивается – смесь воды с песком, то есть пульпа.

Недостатки эжекторов: малый КПД и незначительный напор. Впервые эжекторы были использованы при осушении болот.



1 – подающий трубопровод; 2 – сопло; 3, 4 – камера смешения;
5 – диффузор

Рисунок 1.10 – Принципиальная схема струйного насоса

Ориентировочный спектр применения различных насосов в зависимости от их напора H_n и объемной подачи Q_n (в логарифмической сетке) отражен на рис. 1.11. Объемные насосы применяются в случаях, когда требуется создать высокое давление при относительно малой объемной подаче Q_n . По техническим параметрам к ним близки вихревые насосы.

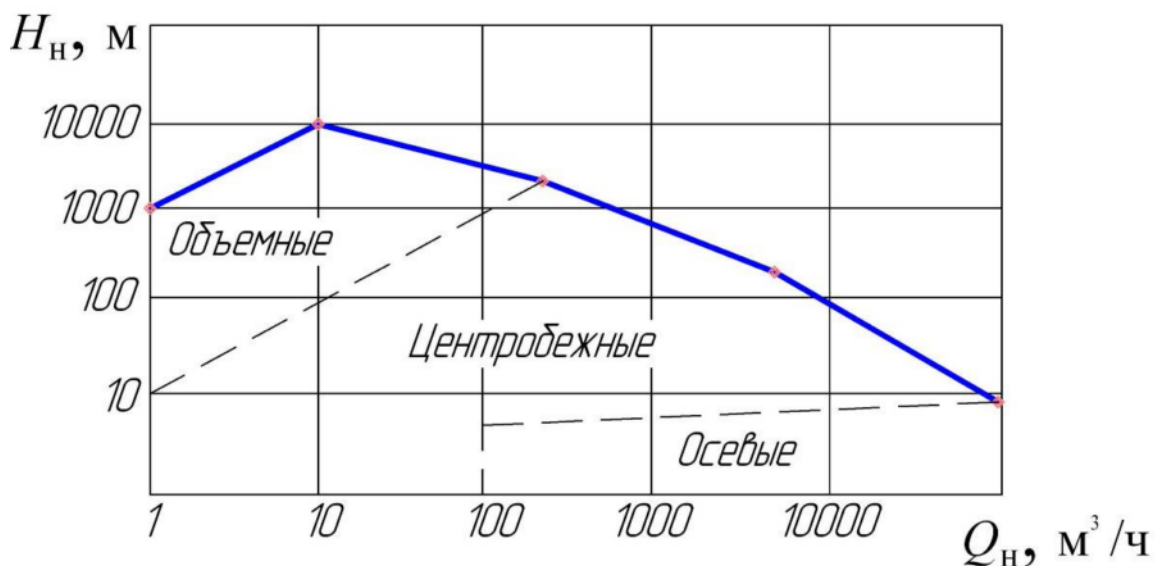


Рисунок 1.11 – Области применения насосов

Осевые насосы (как и струйные насосы) используются для подачи больших объемов жидкости с малым напором. Наиболее широкую область применения имеют центробеж-

ные насосы, обеспечивающие сравнительно небольшие значения подач и напоров.

1.3 Устройство и принцип работы центробежных насосов

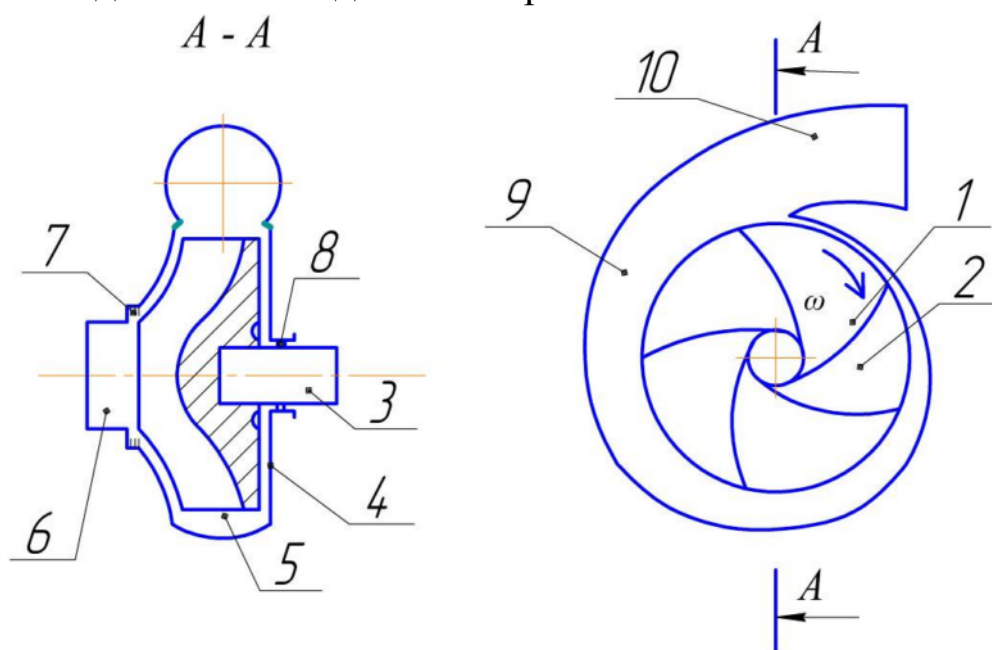
Рассмотрим наиболее простой по конструкции одноступенчатый центробежный насос с односторонним входом (рис. 1.12). Он состоит из рабочего колеса 1 с криволинейными лопатками 2, насаженного на вал 3, и корпуса 4, выполненного в виде улитки.

Корпус насоса состоит из рабочей камеры 5 и двух патрубков: всасывающего 6 и напорного 10. Всасывающий патрубок 6 подходит к центру насоса, а напорный патрубок 10 расположен на периферии и является своего рода продолжением улитки.

Как уже отмечалось, центробежные насосы не обладают свойством самовсасывания. Перед пуском всю внутреннюю полость насоса необходимо заполнить жидкостью. При работе насоса жидкость подходит к рабочему колесу 1, имея сравнительно небольшое давление; в межлопаточных каналах давление жидкости возрастает, а на выходе становится достаточно большим. Для предотвращения перетекания жидкости из полости высокого давления в полость низкого давления в насосе между рабочим колесом 1 и корпусом 4 предусмотрено уплотнение 7. Вал насоса устанавливается на подшипниках. Для исключения утечки жидкости через подшипники на валу имеется уплотнение 8.

Рассмотрим принцип работы центробежного насоса, полагая, что его внутренняя полость заполнена жидкостью. Как только рабочее колесо начнет вращаться с некоторой угловой скоростью, то с той же скоростью начнется вращение всех жидких частиц, находящихся в межлопаточных каналах рабочего колеса. На жидкие частицы, вращающиеся вокруг оси вала насоса, действуют центробежные силы, что является причиной перемещения этих частиц в радиальном направлении. На место жидких частиц, покинувших межлопаточные каналы, в область разрежения, то есть центр рабочего колеса,

поступают новые частицы через всасывающий патрубок насоса из водоисточника. Тем самым осуществляется непрерывное движение жидкости в проточных каналах насоса.



- 1 – рабочее колесо; 2 – лопасть; 3 – вал; 4 – корпус; 5 – рабочая камера; 6, 10 – соответственно всасывающий и напорный патрубок;
7, 8 – уплотнение; 9 – спиральный отвод

Рисунок 1.12 – Схема центробежного насоса

Механическая энергия жидких частиц при их перемещении в межлопаточных каналах рабочего колеса от его центра к периферии возрастает на величину работы центробежных сил. Для преобразования части кинетической энергии жидкости, выходящей из рабочего колеса, в потенциальную энергию давления, согласно уравнению расхода для несжимаемой жидкости и уравнению Бернулли корпус насоса 4 выполнен в виде улитки, а напорный патрубок 10 расширяющимся. Кроме того, данный патрубок служит для обеспечения заданного направления движения жидкости от рабочего колеса к напорному трубопроводу.

По числу ступеней давления центробежные насосы подразделяются на одно- (рис.1.12), двух- и многоступенчатые (рис. 1.13), в которых жидкость проходит через последовательно соединенные рабочие колеса.

В этом случае напор H_n , создаваемый насосом, равен сумме напоров, создаваемых каждым рабочим колесом, а объемная подача насоса Q_n равна объемной подаче одного рабочего колеса. Здесь в качестве примера можно отметить, что глубинные насосы, осуществляющие забор подземных вод для водоснабжения молочно-товарных ферм сельскохозяйственных предприятий, являются центробежными многоступенчатыми насосами.

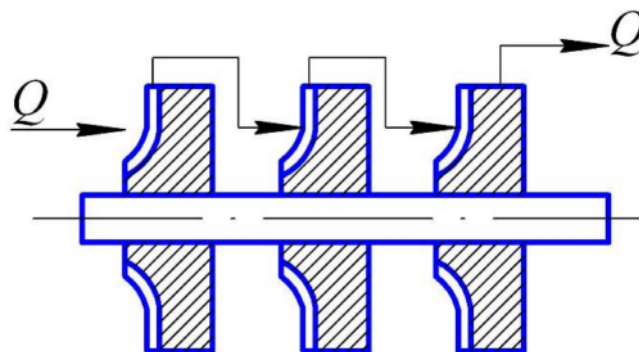


Рисунок 1.13 – Схема трехступенчатого центробежного насоса

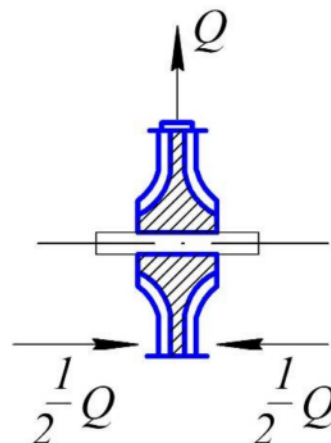


Рисунок 1.14 – Схема центробежного насоса с двухсторонним входом

С другой стороны, использование в центробежном насосе рабочего колеса с двухсторонним входом (рис. 1.14) при неизменном напоре H_n позволяет повысить объемную подачу насоса Q_n . Кроме того, это позволяет снизить осевые усилия, и как следствие, разгрузить подшипники.

Одноступенчатые центробежные насосы применяются в тех случаях, когда необходимы сравнительно небольшие объемная подача и напор насоса. Заметим, что с увеличением объемной подачи возрастают и аксиальные усилия, стремящиеся сместить рабочее колесо. Если в объемных насосах развиваемое ими давление во многом ограничивается прочностью материалов корпуса, то в центробежных насосах ограничению подлежит частота вращения рабочего колеса. Ее рост ограничен условиями прочности материала рабочего колеса на разрыв из-за значительного возрастания центробежных сил. С ростом числа рабочих колес возрастают как длина

вала, так и число опор скольжения. Последнее выполняют с целью исключения недопустимых прогибов вала и биения при вращении.

1.4 Планы, параллелограммы и треугольники скоростей

При движении в межлопаточных каналах рабочего колеса центробежного насоса каждая жидкая частица участвует в трех видах движения: вращательном (переносном), относительном и абсолютном.

Скорость переносного движения – это окружная скорость вращения каждой жидкой частицы вместе с рабочим колесом, обозначим ее как u . Относительная скорость W жидкой частицы – это та скорость, которую можно мысленно наблюдать при движении жидкой частицы относительно лопатки рабочего колеса. Абсолютной скоростью c жидкой частицы является та скорость, которую можно наблюдать, следя за ее движением из неподвижного пространства.

Для построения плана скоростей для жидкой частицы на лопатке рабочего колеса центробежного насоса выделим две взаимно перпендикулярные плоскости:

- плоскость вращения рабочего колеса, перпендикулярную оси вала насоса;
- меридиональную плоскость, проходящую вертикально через ось насоса.

Выберем точку 1, расположенную при входе на лопатку рабочего колеса (рис. 1.15). Проведем через нее три взаимно перпендикулярные оси: одну (ось z) – параллельно оси вращения, вторую – по радиусу r , а третью – по вектору окружной скорости $\bar{u}$.

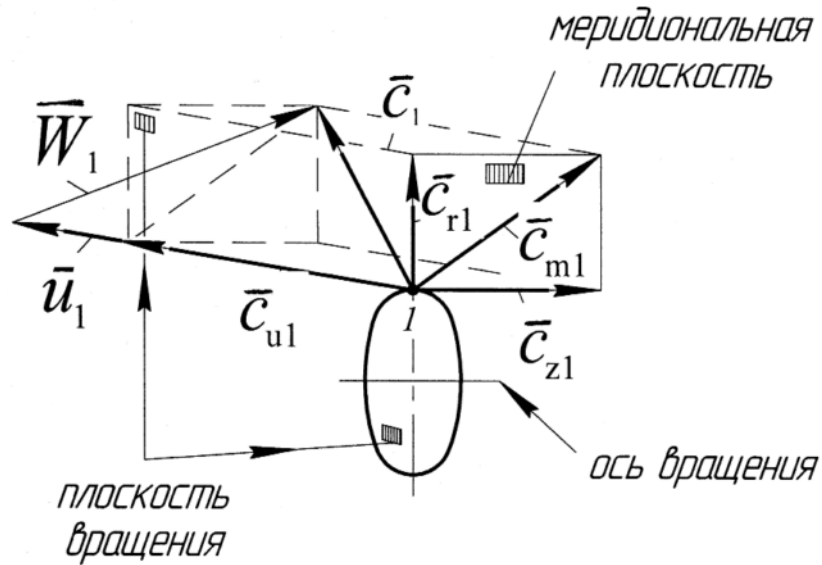


Рисунок 1.15 – План скоростей жидкой частицы при входе на лопатку рабочего колеса

На рис. 1.15 приняты обозначения:

$\vec{c}_{z1}$ – осевая составляющая абсолютной скорости жидкой частицы при входе на лопатку рабочего колеса;

$\vec{c}_{r1}$ – радиальная составляющая абсолютной скорости;

$\vec{c}_{m1}$ – меридиональная составляющая абсолютной скорости;

$\vec{c}_{u1}$ – окружная составляющая абсолютной скорости.

С учетом положений теоретической механики приведенные на плане скорости связаны следующими соотношениями:

$$\vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{W}_1; \quad (1.22)$$

$$\vec{c}_{m1} = \vec{c}_{r1} + \vec{c}_{z1}. \quad (1.23)$$

Вектор меридиональной составляющей абсолютной скорости $\vec{c}_{m1}$ перпендикулярен вектору окружной скорости $\vec{u}_1$, а также вектору окружной составляющей абсолютной скорости $\vec{c}_{u1}$:

$$\bar{c}_{m1} \perp \bar{u}_1 \perp \bar{c}_{u1}. \quad (1.24)$$

Параллелограмм скоростей при выходе с лопатки рабочего колеса приведен на рис. 1.16. Вектор окружной скорости $\bar{u}_2$ перпендикулярен радиусу r_2 рабочего колеса и направлен по касательной к окружности в сторону вращения. Вектор относительной скорости $\bar{W}_2$ направлен по касательной к лопатке, образуя с обратным направлением вектора окружной скорости $\bar{u}_2$ угол β_2 . Угол между вектором абсолютной скорости $\bar{c}_2$ и вектором окружной скорости $\bar{u}_2$ обозначен через α_2 .

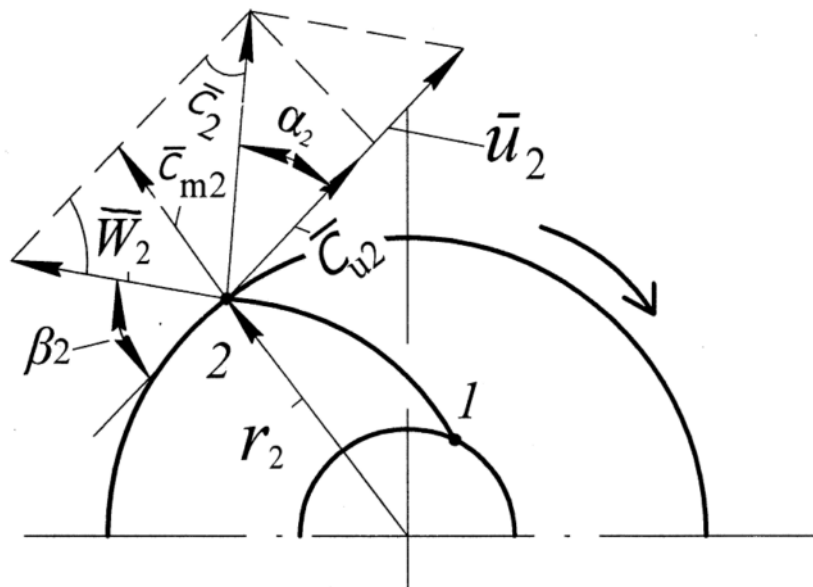


Рисунок 1.16 – Параллелограмм скоростей при выходе с лопатки

Аналогично можно построить и входной параллелограмм скоростей для точки 1 на рис. 1.16. Как видно из плана скоростей (рис. 1.15), входной и выходной параллелограммы скоростей в действительности не лежат в плоскости чертежа.

На рис. 1.17 и рис. 1.18 изображены соответственно входной и выходной треугольники скоростей, построенные без соблюдения масштаба.

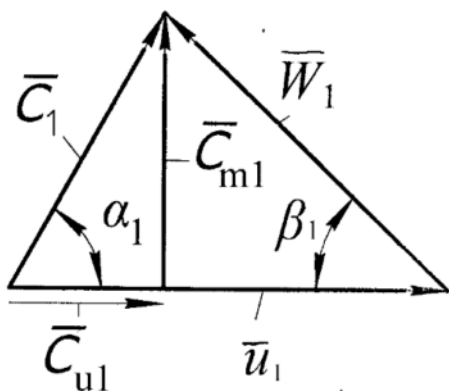


Рисунок 1.17

Треугольник скоростей на входе
в рабочее колесо

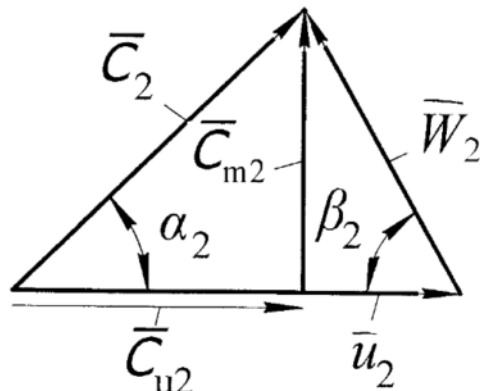


Рисунок 1.18

Треугольник скоростей на выходе
из рабочего колеса

Они с очевидностью позволяют выразить взаимосвязь между скоростями известными тригонометрическими соотношениями:

$$W_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1;$$

$$W_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos \alpha_2;$$

$$c_{u1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1;$$

$$c_{u2} = c_2 \cdot \cos \alpha_2;$$

$$W_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 \cdot c_{u1}; \quad (1.25)$$

$$W_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 \cdot c_{u2}. \quad (1.26)$$

1.5 Основное уравнение лопастных машин

Рабочее колесо центробежного насоса может иметь различное число лопаток. Характер движения жидких частиц в межлопаточных каналах весьма сложен.

С целью упрощения рассуждений вводят два допущения:

1. Полагают, что насос имеет бесконечно большое число лопаток

$$z \rightarrow \infty,$$

в котором толщина лопаток величина абсолютно малая ($\delta \rightarrow 0$). В этом случае в каждом межлопаточном канале будет протекать элементарная струйка жидкости, а направление движения жидких частиц определяется профилем лопаток.

2. Считают, что насос перекачивает идеальную жидкость. Потери напора на внутренне трение и завихрения отсутствуют: гидравлический КПД насоса равен $\eta_r = 1$.

В теории насос, у которого $z \rightarrow \infty$, а $\eta_r = 1$, носит название *идеального*.

В результате получим уравнение для определения теоретического напора насоса $H_{T\infty}$ при бесконечно большом числе лопаток.

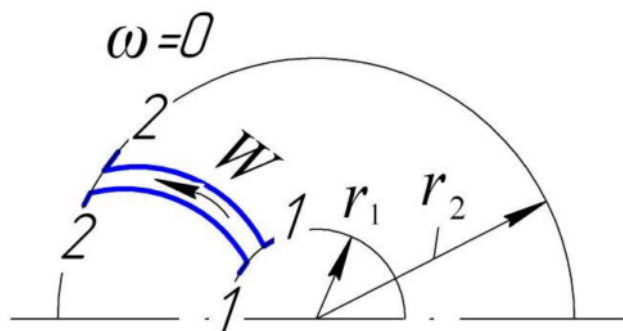


Рисунок 1.19 – Схема движения элементарной струйки

Пусть вначале рабочее колесо идеального насоса неподвижно $\omega = 0$, а жидкость движется между его лопатками с теми же относительными скоростями W , что и при вращении рабочего колеса. Сечение элементарной струйки жидкости на входе в межлопаточный канал обозначим 1-1, а на выходе из него 2-2 (рис. 1.19).

Принимая равенство $z_1 = z_2$ и скоростных высот $\frac{W_1^2}{2g} = \frac{W_2^2}{2g}$ для выбранных сечений элементарной струйки идеальной жидкости уравнение Бернулли имеет следующий вид:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{W_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{W_2^2}{2g}. \quad (1.27)$$

Но поскольку рабочее колесо вращается с постоянной угловой скоростью $\omega = \text{const}$, то каждую секунду на жидкость

действуют центробежные силы, под действием которых частицы жидкости отбрасываются от центра рабочего колеса (сечении 1-1) к его периферии (сечение 2-2):

$$F_{цб} = m\omega^2 r. \quad (1.28)$$

Работа $A_{цб}$ центробежных сил, перемещающих жидкие частицы с дуги радиусом r_1 на дугу радиусом r_2 , из расчета на единицу весового расхода жидкости $G = mg$ выражается уравнением:

$$A_{цб} = \frac{\int_{r_1}^{r_2} F_{цб} \cdot dr}{mg} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (1.29)$$

Введя выражение (1.29) в уравнение Бернулли (1.27), имеем равенство:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{W_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{W_2^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g},$$

которое можно записать в виде:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{W_1^2 - u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{W_2^2 - u_2^2}{2g},$$

или с учетом выражений (1.25) и (1.26) как:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{2u_1 c_{u1}}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{2u_2 c_{u2}}{2g}. \quad (1.30)$$

Обозначим напор жидкости на входе в насос:

$$H_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g}, \quad (1.31)$$

на выходе из насоса:

$$H_2 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g}, \quad (1.32)$$

Тогда теоретический напор насоса при бесконечно большом числе лопаток:

$$H_{T\infty} = H_2 - H_1. \quad (1.33)$$

Окончательно, согласно соотношений (1.30)...(1.33) формула для определения теоретического напора насоса при бесконечно большом числе лопаток $H_{T\infty}$ примет вид:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g}. \quad (1.34)$$

Равенство (1.34) известно как *основное уравнение лопатных машин*. Оно получено Л.Эйлером.

Если перед рабочим колесом не установлены направляющие лопатки, то входной треугольник скоростей (рис. 1.17) является прямоугольным: $\alpha_1 = 90^\circ$ и $c_{u1} = 0$. Это отвечает случаю, когда жидкость подходит к рабочему колесу насоса без предварительной закрутки, а скорость $\bar{c}_1$ направлена по радиусу, что обеспечивает безударное вхождение частиц жидкости на лопатки центробежного насоса.

Тогда уравнение (1.34) для центробежного насоса принимает вид:

$$H_{T\infty} = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 \cdot c_{u2}}{g}, \quad (1.35)$$

где u_2 – окружная скорость на выходе рабочего колеса, м/с;

c_2 – абсолютная скорость на выходе рабочего колеса, м/с;

c_{u2} – окружная составляющая абсолютной скорости на выходе рабочего колеса, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$H_{T\infty}$ – теоретический напор центробежного насоса при $\alpha_1 = 90^\circ$, м.

Окружная скорость u_2 , м/с на выходе рабочего колеса и его частота вращения n_H , мин⁻¹ связаны соотношением:

$$u_2 = \frac{\pi d_2 n_H}{60}, \quad (1.36)$$

где d_2 – наружный диаметр рабочего колеса, м.

С учетом формулы (1.36) уравнение (1.35) можно записать как:

$$H_{T\infty} = \frac{\pi d_2 \cdot n_H \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{60g} = \frac{\pi d_2 \cdot n_H \cdot c_{u2}}{60g}. \quad (1.37)$$

Как видно из уравнения (1.37), теоретический напор насоса $H_{T\infty}$ тем выше, чем больше наружный диаметр рабочего колеса d_2 , частота вращения n_H и окружная составляющая абсолютной скорости c_{u2} . Этот вывод оказался весьма полезным для практики.

1.6 Влияние конечного числа лопаток на напор насоса

Если при бесконечном числе лопаток (при $z \rightarrow \infty$) распределение относительных скоростей $\bar{W}$ по сечениям элементарной струйки равномерно (рис. 1.20, а), то в случае конечного числа лопаток оно неравномерно (рис. 1.20, в). Это можно объяснить, используя понятие относительного вихря.

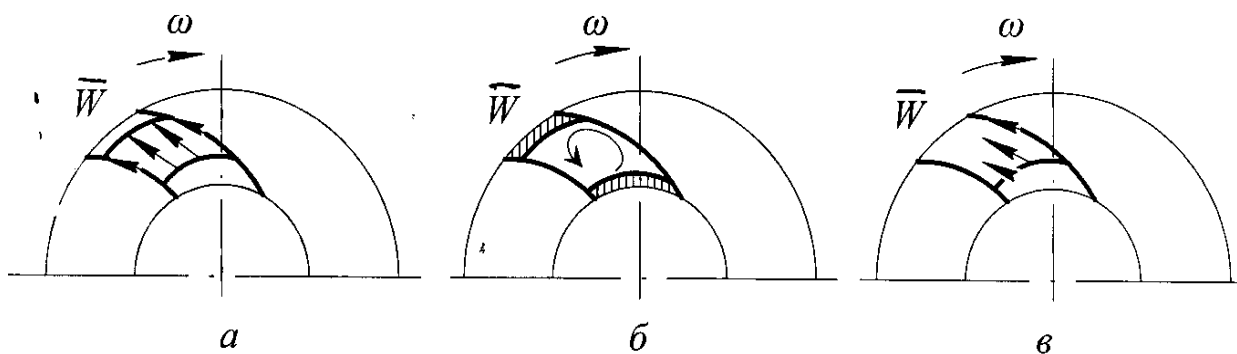


Рисунок 1.20 – Движение жидких частиц в межлопаточных каналах

Пусть рабочее колесо имеет конечное число лопаток. Рассмотрим закрытый проточный канал, образованный двумя близлежащими лопатками и двумя дополнительными перего-

родками, в которых находится идеальная жидкость (рис. 1.20, б). Рассматриваемая замкнутая закрытая полость с жидкостью вращается на валу колеса с угловой скоростью ω . Поскольку жидкость стремится сохранить состояние покоя, то по истечении некоторого промежутка времени после начала вращения она будет вращаться с той же угловой скоростью, что и рабочее колесо, но в противоположную сторону. Такое движение жидкости и называется *относительным вихрем*.

В открытых вращающихся каналах имеет место как поступательное, так и вихревое движение жидкости. Они накладываются одно на другое, что и обуславливает неравномерное распределение относительных скоростей $\bar{W}$ по сечениям (рис. 1.20, в). На задней стенке лопаток относительная скорость больше, чем на передней. Вследствие этого струя на выходе из межлопаточного канала (при конечном числе лопаток: $z \ll \infty$) отклоняется в сторону, противоположную вращению рабочего колеса, в большей мере, чем это имело бы место при бесконечно большом числе лопаток. На рис. 1.21 данное обстоятельство проиллюстрировано меньшей величиной угла β_{2z} при конечном числе лопаток по сравнению с его величиной $\beta_{2\infty}$, имевшей бы место при бесконечно большом числе лопаток.

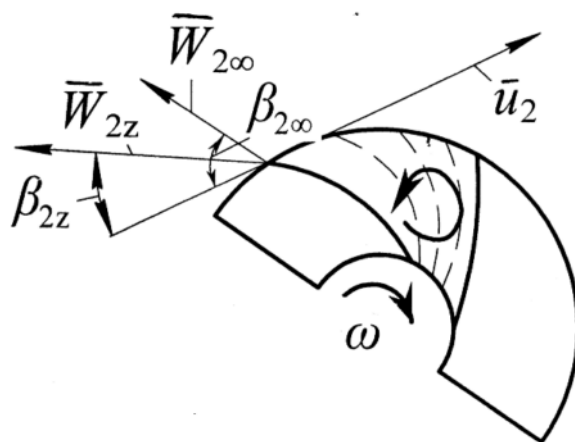


Рисунок 1.21 – Схема истечения

В результате выходной треугольник скоростей деформируется (рис. 1.22).

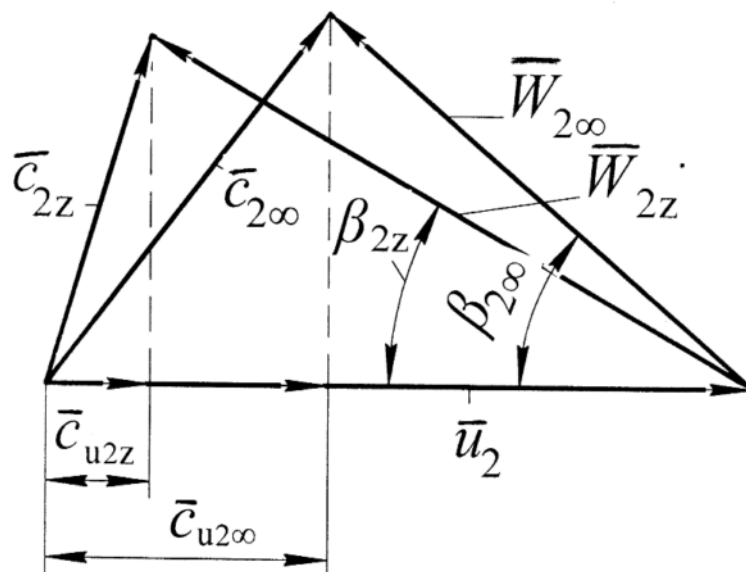


Рисунок 1.22 – Деформация выходного треугольника скоростей

Как видно из рисунка, имеет место уменьшение величины окружной составляющей c_{u2z} абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса. Следовательно, согласно уравнению (1.35) уменьшается и напор, создаваемый насосом:

$$H_{tz} = \frac{k_z u_2 c_{u2}}{g} = k_z H_{t\infty}, \quad (1.38)$$

где H_{tz} – теоретический напор насоса при конечном числе лопаток;

k_z – коэффициент влияния конечного числа лопаток на напор, $k_z < 1$.

Данный коэффициент можно определить, в частности, по формуле:

$$k_z = 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2л}, \quad (1.39)$$

где z – число лопаток рабочего колеса;

$\beta_{2л}$ – угол установки лопаток на выходе рабочего колеса.

Формула (1.39) справедлива при малых углах $\beta_{2л}$.

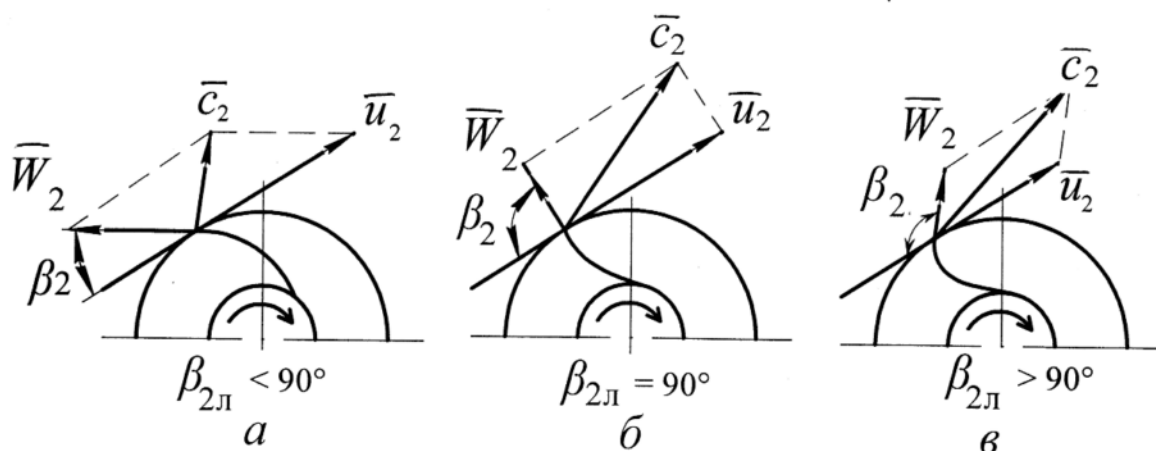
1.7 Влияние угла установки лопаток $\beta_{2л}$ на напор насоса

На подходе к рабочему колесу, жидкость обладает некоторым полным напором, который ранее обозначен через H_1 . Полный напор жидкости на выходе из рабочего колеса H_2 . С учетом соотношений (1.31...1.33) выражение для определения теоретического напора насоса $H_{т\infty}$ имеет вид:

$$H_{т\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = H_p + H_q, \quad (1.40)$$

где H_p – статический напор;
 H_q – динамический напор.

Помимо лопаток, загнутых назад по направлению вращения (рис. 1.23, а) в центробежных насосах применяются лопатки с радиальным выходом (рис. 1.23, б) и лопатки, загнутые вперед по вращению (рис. 1.23, в).



а – загнутые вперед; б – радиальные; в – загнутые назад

Рисунок 1.23 – Типы лопаток центробежного насоса на выходе из рабочего колеса

Зависимость теоретического $H_{т\infty}$, статического H_p и динамического H_q напоров насоса от угла установки лопаток на выходе рабочего колеса $\beta_{2л}$ показана на рисунке 1.24. Теоретический напор $H_{т\infty}$ и динамический напор H_q с ростом величины угла $\beta_{2л}$ возрастают, в то время как статический напор насоса H_p возрастает только в интервале угла от 0° до

90°, а далее по мере его увеличения напор H_p снижается и становится равным $H_p = 0$ при угле $\beta_{2л} = 180^\circ$

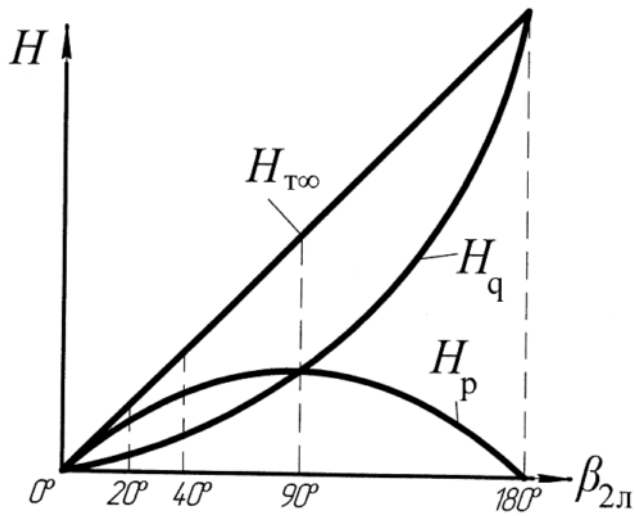


Рисунок 1.24 – Изменение напоров

. При углах установки лопаток $\beta_{2л} \geq 90^\circ$ доля H_q в полном напоре $H_{т\infty}$ является доминирующей, то есть существенно превышающей вклад H_p в полный напор $H_{т\infty}$. Преобразование ее в удельную потенциальную энергию давления сопряжено с большими потерями

удельной механической энергии жидкости.

В связи с этим, в современных центробежных насосах широко применяются рабочие колеса с лопатками, отогнутыми назад:

$$\beta_{2л} = 20 \dots 40^\circ. \quad (1.41)$$

Применение лопаток с углом установки $\beta_{2л} < 20^\circ$ нежелательно, поскольку это ведет к необходимости повышения либо числа оборотов n_n , либо наружного диаметра d_2 рабочего колеса. Лопатки с радиальным выходом ($\beta_{2л} \geq 90^\circ$) технически целесообразны с точки зрения прочности.

Отметим, что угол установки лопатки на входе в рабочее колесо $\beta_{1л}$ принимают в интервале величин $\beta_{1л} = 15 \dots 20^\circ$. Это позволяет войти потоку жидкости в межлопаточные каналы без удара, то есть с минимальными гидравлическими потерями.

1.8 Коэффициенты полезного действия насосов

Потери механической энергии в насосах делятся на гидравлические, объемные и механические и характеризуются

соответствующими коэффициентами полезного действия – см. равенство (1.9):

$$\eta_n = \eta_\Gamma \cdot \eta_{об} \cdot \eta_m.$$

Гидравлический КПД η_Γ определяется по соотношению:

$$\eta_\Gamma = \frac{H_T - \sum h_i}{H_T} = \frac{H_n}{H_T}, \quad (1.42)$$

где H_T – теоретический напор насоса;

H_n – действительный напор насоса;

$\sum h_i$ – гидравлические потери напора, определяемые как:

$$\sum h_i = h_{тр} + h_m + h_{вихр} + h_{уд}, \quad (1.43)$$

где $h_{тр}$ – потери напора на внутреннее трение между слоями жидкости в проточных каналах насоса;

h_m – потери напора при сужении, повороте и расширении потока;

$h_{вихр}$ – потери напора на вихреобразование из-за неравномерного распределения скоростей по сечениям потока;

$h_{уд}$ – потери напора на удар при входе в рабочее колесо и в направляющий аппарат.

Объемный КПД насоса $\eta_{об}$ определяется как:

$$\eta_{об} = \frac{Q_T - \sum \Delta Q_i}{Q_T} = \frac{Q_n}{Q_T}; \quad (1.44)$$

$$\sum \Delta Q_i = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3, \quad (1.45)$$

где Q_T – теоретическая объемная подача насоса;

Q_n – действительная объемная подача насоса;

$\sum \Delta Q_i$ – потери объемной подачи насоса;

ΔQ_1 – объемные потери через уплотнения, отделяющие полость высокого давления от полости низкого давления;

ΔQ_2 – объемные потери через разгрузочные отверстия;

ΔQ_3 – объемные потери через уплотнение на валу (рис. 1.25).

Назначение разгрузочных отверстий – снизить осевое усилие, действующее со стороны потока жидкости на рабочее колесо и насос в целом. Наличие объемных потерь обуславливает излишнюю затрату подводимой к насосу мощности. Действительно, часть жидкости, восприняв механическую энергию от рабочего колеса, из-за утечек после выхода из межлопаточных каналов не попадает в напорный патрубок насоса.

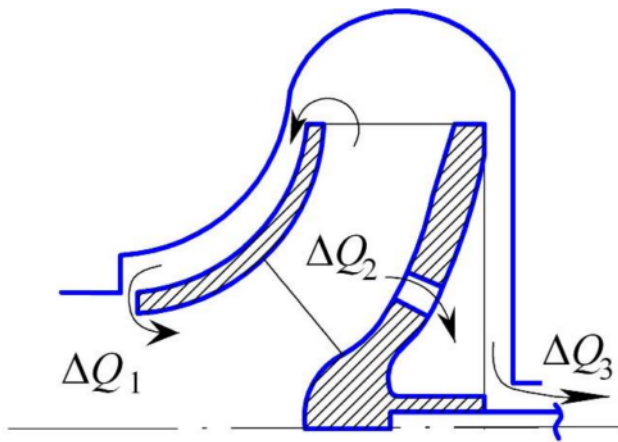


Рисунок 1.25 – Схема к объяснению утечек

Зная величины объемного КПД $\eta_{об}$, действительные подачи ряда объемных насосов можно найти по формулам (1.16), (1.17), (1.20) и др.

Механический КПД насоса η_m учитывает потери механической энергии на трение между рабочим колесом и жидкостью, а также

на трение в подшипниках и уплотнениях и определяется по формуле:

$$\eta_m = \frac{N - N_{тр}}{N} = \frac{\rho g \cdot Q_n \cdot H_n}{N}, \quad (1.46)$$

где N – мощность, подводимая к насосу.

Подставив равенства (1.42), (1.44) и (1.46) в формулу (1.9), получаем выражение:

$$\eta_n = \frac{H_n}{H_t} \cdot \frac{Q_n}{Q_t} \cdot \frac{\rho g \cdot H_t \cdot Q_t}{N} = \frac{\rho g \cdot H_n \cdot Q_n}{N} = \frac{N_{пол.н.}}{N}, \quad (1.47)$$

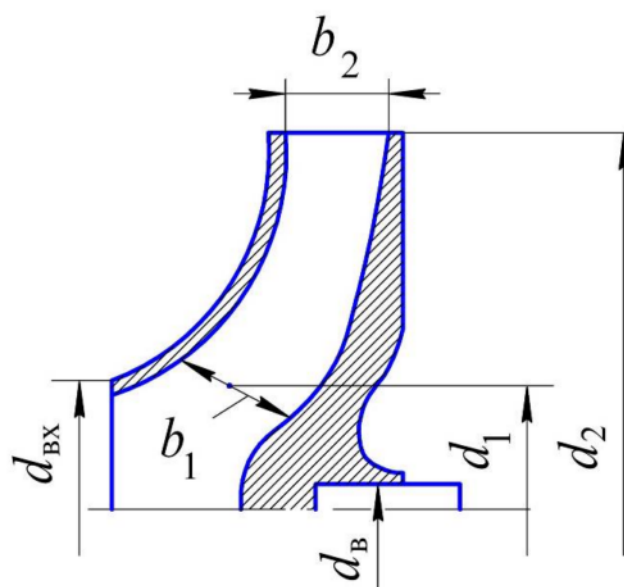
указывающее на то, что полный коэффициент полезного действия насоса η_n представляет собой отношение полезной мощности $N_{\text{пол.н}}$ к мощности, подводимой к валу насосу N (см. выражение (1.8)).

Определить теоретически величины коэффициентов полезного действия насосов $\eta_{\text{об}}$, η_{Γ} , $\eta_{\text{м}}$ и η_n в настоящее время не представляется возможным. Однако ряд их зависимостей от определяющих факторов можно получить, используя выводы теории подобия насосов при обработке опытных данных.

1.9 Понятие о подобии насосов.

Коэффициент быстроходности.

Проточные части центробежных насосов, отдельные характерные геометрические параметры которых приведены на рис. 1.26, состоят из трех основных элементов: подвода потока к центробежному рабочему колесу, центробежного колеса с лопатками и отвода потока от него. Такое деление вытекает из устройства рассматриваемой гидравлической машины.



$d_{\text{вх}}$ – входной диаметр рабочего колеса;
 $d_{\text{в}}$ – диаметр вала; d_1 – средний диаметр входной кромки лопатки; d_2 – диаметр рабочего колеса; b_1 – ширина лопатки на входе;
 b_2 – ширина лопатки на выходе

Рисунок 1.26 – Эскиз рабочего колеса при его консольном расположении на валу

Однако реальный гидродинамический процесс в ней представляет собой единое целое. Он вследствие чрезвычайной сложности до сих пор не имеет достаточно точного ма-

тематического описания. В связи с этим большое значение приобретает опыт, обобщение результатов которого выполнены на основе теории подобия.

Для большинства практических случаев центробежные насосы являются подобными, если соблюдены условия геометрического, кинематического и динамического подобия.

Геометрическое подобие насосов предполагает пропорциональность всех сходственных размеров проточной части сравниваемых насосов и характеризуется коэффициентом геометрического подобия:

$$\lambda = \frac{d_{iH}}{d_{iS}} = \frac{b_{iH}}{b_{iS}} = \dots = const. \quad (1.48)$$

Здесь и далее подстрочные индексы «H» и «S» соответствуют параметрам натурального и модельного насосов.

Геометрически подобные насосы составляют масштабную серию.

Кинематическое подобие насосов возможно только при условии их геометрического подобия; оно обеспечивается при подобии планов скоростей в сходственных точках проточных частей насосов, в частности, на входе и выходе из рабочего колеса:

$$\frac{C_{iH}}{C_{iS}} = \frac{W_{iH}}{W_{iS}} = \dots = \frac{u_{iH}}{u_{iS}} = \frac{n_H d_{iH}}{n_S d_{iS}} = \frac{n_H}{n_S} \cdot \lambda = const. \quad (1.49)$$

Динамическое подобие предусматривает подобие векторов сил, действующих на сходственные элементы кинематически подобных потоков. Выполнение условий динамического подобия в центробежных насосах требует равенства чисел Рейнольдса ($Re_{iH} = Re_{iS}$) в сходственных точках проточных частей насосов.

Одним из критериев подобия насосов является так называемый коэффициент быстроходности n_s , мин^{-1} , широко используемый при конструировании насосов и обработке результатов их испытаний.

Отношение действительных объемных подач рассматриваемого Q_H и модельного Q_S насосов следующее:

$$\frac{Q_H}{Q_S} = \frac{(\pi \cdot d_2 \cdot b_2 \cdot c_{m3} \cdot \eta_{об})_H}{(\pi \cdot d_2 \cdot b_2 \cdot c_{m3} \cdot \eta_{об})_S}, \quad (1.50)$$

где c_{m3i} – меридиональные составляющие абсолютных скоростей непосредственно при сходе жидкости с рабочих колес ($i = H; S$).

Очевидно, что с учетом взаимосвязей (1.48) и (1.49) данное равенство принимает вид:

$$\frac{Q_H}{Q_S} = \frac{n_H \cdot \eta_{об.H}}{n_S \cdot \eta_{об.S}} \cdot \lambda^3, \quad (1.51)$$

а коэффициент геометрического подобия:

$$\lambda = \left(\frac{Q_H \cdot n_S \cdot \eta_{об.S}}{Q_S \cdot n_H \cdot \eta_{об.H}} \right)^{1/3}. \quad (1.52)$$

С другой стороны, отношение действительных напоров рассматриваемого H_H и модельного H_S насосов равно:

$$\frac{H_H}{H_S} = \frac{g(k_Z \cdot u_2 \cdot c_{u2} \cdot \eta_\Gamma)_H}{g \cdot (k_Z \cdot u_2 \cdot c_{u2} \cdot \eta_\Gamma)_S} = \left(\frac{n_H}{n_S} \right)^2 \frac{k_{ZH} \cdot \eta_{\Gamma.H}}{k_{ZS} \cdot \eta_{\Gamma.S}} \lambda^2, \quad (1.53)$$

и

$$\lambda = \frac{n_S}{n_H} \left(\frac{k_{ZS} \cdot \eta_{\Gamma.S} \cdot H_H}{k_{ZH} \cdot \eta_{\Gamma.H} \cdot H_S} \right)^{1/2}. \quad (1.54)$$

В соотношениях (1.52) и (1.54) равны левые части, а, следовательно, равны и правые части:

$$\left(\frac{Q_H \cdot n_S \cdot \eta_{об.S}}{Q_S \cdot n_H \cdot \eta_{об.H}} \right)^{1/3} = \frac{n_S}{n_H} \left(\frac{k_{ZS} \cdot \eta_{\Gamma.S} \cdot H_H}{k_{ZH} \cdot \eta_{\Gamma.H} \cdot H_S} \right)^{1/2}. \quad (1.55)$$

Допущение о том, что для сравниваемых насосов:

$$\eta_{об.H} = \eta_{об.S}; \quad \eta_{\Gamma.H} = \eta_{\Gamma.S} \quad \text{и} \quad k_{ZH} = k_{ZS}$$

позволит упростить равенство (1.55), записав его следующим образом:

$$\left(\frac{Q_H \cdot n_s}{Q_s \cdot n_H} \right)^{1/3} = \frac{n_s}{n_H} \left(\frac{H_H}{H_s} \right)^{1/2}.$$

и решить полученное выражение относительно n_s :

$$n_s = n_H \left(\frac{Q_H}{Q_s} \right)^{1/2} \left(\frac{H_s}{H_H} \right)^{3/4},$$

из которого при величинах

$$Q_s = 0,075 \text{ м}^3/\text{с} \quad \text{и} \quad H_s = 1 \text{ м вод.ст.}$$

получаем известное выражение для определения коэффициента быстроходности:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n_H \cdot Q_H^{1/2}}{H_H^{3/4}}, \quad (1.56)$$

где 3,65 – коэффициент, не изменяющий физического смысла, n_s ;

n_H – частота вращения рассматриваемого насоса, мин^{-1} ;

Q_H – действительная объемная подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

H_H – действительный напор насоса, м.

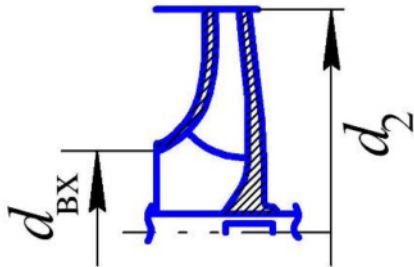
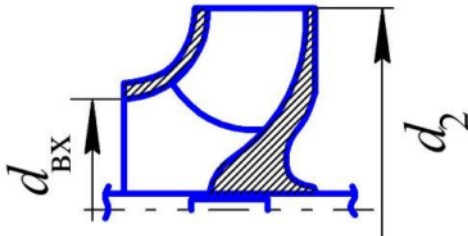
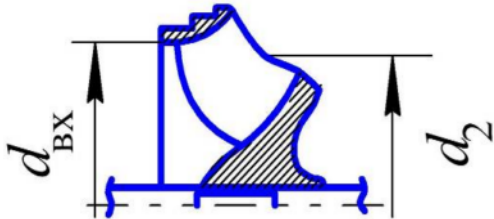
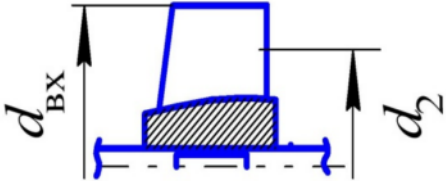
Таким образом, коэффициент быстроходности n_s – это частота вращения в минуту такого модельного насоса, который геометрически подобен рассматриваемому и при напоре 1м имеет объемную подачу 0,075 $\text{м}^3/\text{с}$, а также одинаковые с рассматриваемым насосом гидравлический и объемный КПД.

Коэффициент быстроходности n_s является достаточно универсальным показателем благодаря тому, что он одновременно включает в себя три наиболее существенных параметра лопастных насосов: число оборотов n_H , объемную подачу Q_H и напор H_H . При вычислении n_s они для определенности принимаются из области наибольших полных КПД насосов η_H .

В зависимости от величины коэффициента быстроходности n_s различают четыре основных вида рабочих колес лопастных насосов, характерная особенность которых отражена в таблице 1.2.

Таблица 1.2

Основные виды рабочих колес лопастных насосов

Вид рабочего колеса	Коэффициент быстроходности $n_s, \text{мин}^{-1}$	Сечение лопастного колеса	Отношение $d_2 / d_{\text{вх}}$
Центробежное тихоходное	50...80		3,0...2,5
Центробежное нормальное	80...250		2,5...1,4
Диагональное	250...500		1,4...0,9
Осевое	500...1200		0,8

Из таблицы 1.2 видно, что с ростом коэффициента быстроходности рабочие каналы лопастных насосов постепенно из радиальных становятся осевыми. Рабочие колеса большой быстроходности предназначены для создания малых напоров и больших подач, а рабочие колеса малой быстроходности используются для создания больших напоров при малых подачах. Именно на это указывает выражение (1.56).

У многоступенчатых насосов определяют коэффициент быстроходности ступени и в формулу (1.56) подставляют напор одной ступени насоса. Рабочее колесо центробежного насоса с двухсторонним входом (рис. 1.14) можно рассматривать как совокупность двух параллельно соединенных рабочих колес. Поэтому при определении коэффициента быстроходности n_s такого насоса в формулу (1.56) следует подставлять половину объемной подачи насоса, то есть $Q/2$.

Следует отметить, что коэффициент быстроходности лопастных насосов влияет на величину объемного КПД этих насосов. В первом приближении эта зависимость устанавливается с помощью следующего соотношения:

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,680 n_s^{-0,666}}, \quad (1.57)$$

где n_s – коэффициент быстроходности.

1.10 Характеристики центробежных и вихревых насосов

В практике эксплуатации насосов различают технические параметры насосов и характеристики насосов. Основные параметры насосов рассмотрены в разделе 1.1. Из них независимыми параметрами являются объемная подача Q_n и частота вращения вала насоса n_n . Зависимые параметры – это напор насоса H_n (давление p_n), полный КПД насоса η_n и полезная мощность насоса $N_{пол.н.}$.

Характеристики насосов – это выраженные аналитически или графически взаимосвязи между зависимыми и независимыми параметрами насосов. Поскольку параметры насосов бывают теоретическими и действительными, то различают теоретические и действительные характеристики насосов. Теоретические характеристики насосов отражают взаимосвязи между их теоретическими параметрами. Зависимость

$$H_{т\infty} = f(Q_t)$$

при постоянной частоте вращения рабочего колеса называется *главной теоретической характеристикой насоса*.

С целью установления общего вида главной теоретической характеристики центробежного насоса используют уравнение теоретического напора (1.35), которое справедливо в случае отсутствия закрутки потока на входе в рабочее колесо, то есть когда $\alpha_1 = 90^\circ$:

$$H_{T\infty} = u_2 \cdot c_{u2} / g.$$

Треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса в этом случае будет иметь вид (рис. 1.27):

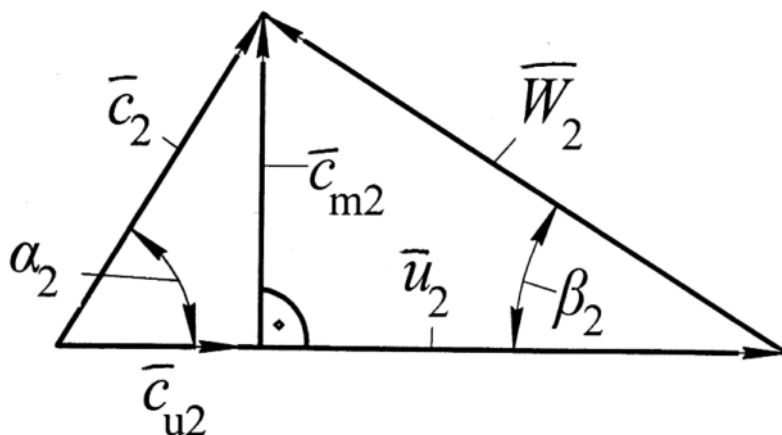


Рисунок 1.27 – Треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса

Окружную составляющую абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса c_{u2} из представленного треугольника скоростей можно выразить как разность:

$$c_{u2} = u_2 - ctg\beta_2 \cdot c_{m2}, \quad (1.58)$$

где c_{m2} – меридиональная составляющая абсолютной скорости при бесконечно малой толщине лопаток, равная

$$c_{m2} = Q / (\pi D_2 \cdot b_2), \quad (1.59)$$

где b_2 – ширина лопастей на выходе рабочего колеса;

Q – расход рабочего колеса, который равен теоретической подаче насоса

$$Q = Q_T; \quad (1.60)$$

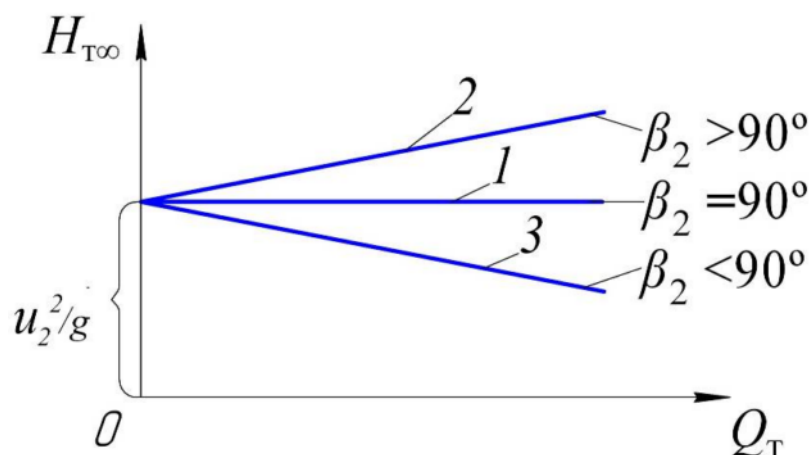
D_2 – выходной диаметр рабочего колеса.

Подставив выражения (1.58)...(1.60) в формулу (1.35), получим уравнение главной теоретической характеристики центробежного насоса (или теоретической напорной характеристики насоса):

$$H_{T\infty} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} Q_T \right), \quad (1.61)$$

в котором при постоянной частоте вращения рабочего колеса параметры насоса u_2 , b_2 , β_2 , D_2 остаются неизменными. Следовательно, теоретический напор центробежного насоса линейно зависит от теоретической объемной подачи насоса Q_T .

Теоретические характеристики центробежных насосов, имеющих разные формы лопаток, представлены на рис. 1.28.



1 — при радиальных лопастях рабочего колеса; 2 — при загнутых вперед; 3 — при загнутых назад лопатках

Рисунок 1.28 — Теоретические напорные характеристики центробежных насосов

Как отмечалось ранее, для практики особый интерес представляют насосы с лопатками, отогнутыми назад (рис. 1.23, а). У этих насосов с ростом теоретической объемной подачи Q_T напор $H_{T\infty}$ уменьшается по линейному закону (рис. 1.28).

Теоретические характеристики насосов получают без учета потерь. Поэтому они существенно отличаются от действительных характеристик насосов.

В принципе, действительную напорную характеристику насоса можно построить следующим образом. Сначала на координатном поле H, Q (рис. 1.29) по уравнению (1.61) строим теоретическую напорную характеристику для случая бесконечно большого числа лопаток $H_{T\infty} - Q_T$. Затем на том же координатном поле с учетом соотношения (1.38) строим теоретическую характеристику при конечном числе лопаток $H_{TZ} - Q_T$. Далее в два этапа строим действительную характеристику насоса:

во-первых, приняв во внимание гидравлические потери напора $\sum h_i$, полученные из формулы (1.43), строят график зависимости действительного напора от теоретической подачи, то есть $H_H - Q_T$;

во-вторых, приняв во внимание потери объемной подачи из соотношения (1.45) и вычтя их из абсцисс характеристики $H_H - Q_T$, получают график зависимости $H_H - Q_H$, то есть действительную напорную характеристику насоса.

Однако на практике приведенный выше алгоритм построения действительной напорной характеристики насоса практически не используют, поскольку он не учитывает другие, не менее важные факторы. Поэтому характеристики строят по результатам испытаний насосов на заводских стендах (рис. 1.33).

Построить точные действительные характеристики центробежного насоса путем расчета невозможно, так как сложно учесть все действующие факторы. Поэтому их строят по результатам испытания насоса (рис. 1.29).

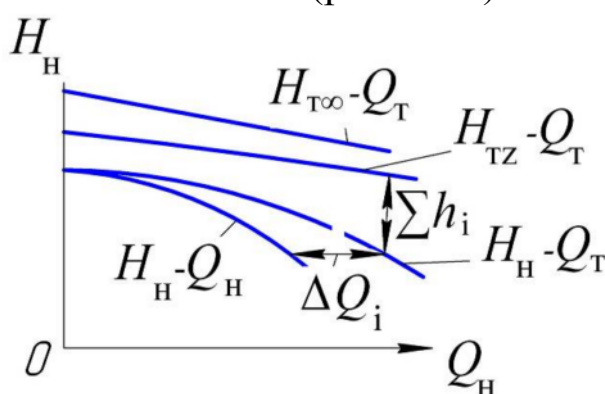


Рисунок 1.29 – Характеристики центробежного насоса, полученные аналитически

Семейство действительных напорных характеристик насоса, построенных в координатах $H_H - Q_H$ для различных частот вращения вала насоса n_H , называется *полем действительных напорных характеристик насоса* (рис. 1.30).

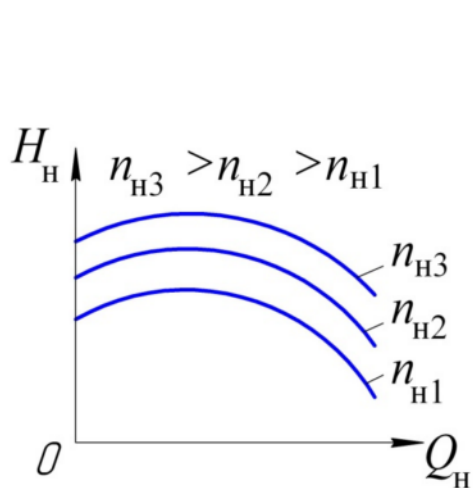
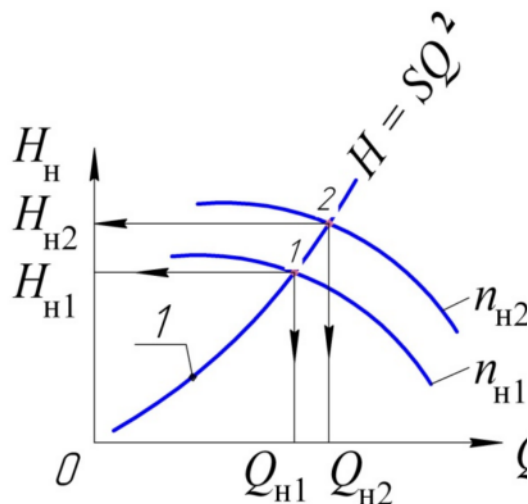


Рисунок 1.30 – Поле действительных напорных характеристик



1 – кривая подобных режимов

Рисунок 1.31 – К пересчету характеристик насоса

На рис. 1.31 на поле действительных характеристик насоса нанесена одна из кривых подобных режимов насоса, для которой гидравлический η_H и объемный $\eta_{об}$ коэффициенты полезного действия насоса полагают одинаковыми. В данном случае параметры насоса связаны соотношениями:

$$\frac{Q_{H2}}{Q_{H1}} = \frac{n_{H2}}{n_{H1}}; \quad (1.62)$$

$$\frac{H_{H2}}{H_{H1}} = \left(\frac{n_{H2}}{n_{H1}} \right)^2; \quad (1.63)$$

$$\frac{N_{пол. H2}}{N_{пол. H1}} = \left(\frac{n_{H2}}{n_{H1}} \right)^3, \quad (1.64)$$

где $N_{пол. H}$ – полезная мощность насоса, определяемая по формуле (1.6).

Соотношения (1.62)...(1.64) называют *формулами пропорциональности*.

Следует отметить, что эти формулы могут быть получены из уравнений подобия (1.51) и (1.53) при $\lambda = 1$; $\eta_{об.н} = \eta_{об.с}$; $\eta_{г.н} = \eta_{г.с}$ и $k_{z.н} = k_{z.с}$. Формулы (1.62)...(1.64) довольно часто используют при приближенном построении действительных напорных характеристик насосов, когда известна хотя бы одна из них при некотором числе оборотов n_n .

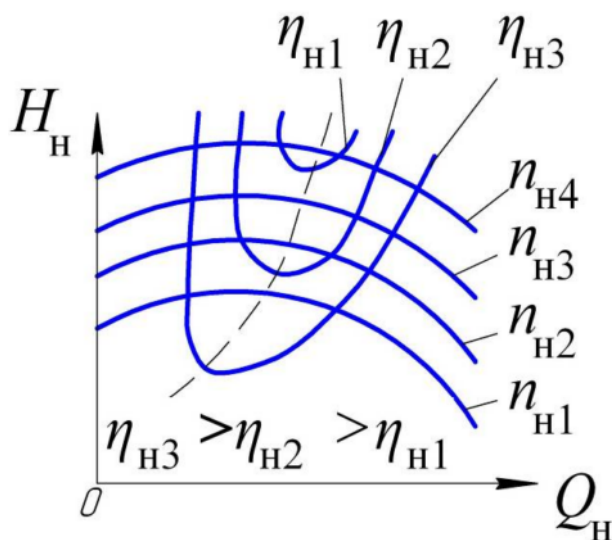


Рисунок 1.32 – Универсальная характеристика насоса

Эксплуатационные свойства центробежного насоса наиболее полно определяет *универсальная характеристика насоса* (рис. 1.32), получаемая нанесением на поле действительных напорных характеристик для различных частот вращения. Данная характеристика позволяет достаточно просто опреде-

лять число оборотов вала насоса n_n , его полный КПД η_n для любого сочетания объемной подачи Q_n и напора H_n насоса. Как следует из универсальной характеристики насоса, для каждого центробежного насоса существует ограниченная область, где он может быть использован с близким к максимальному значению полного КПД.

В качестве примера на рис.1.33 приведены действительные рабочие характеристики центробежного консольного насоса К160/20 при числе оборотов $n_n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ и внешнем диаметре рабочего колеса $d_2 = 264 \text{ мм}$. Показано изменение действительного напора насоса H_n , полного коэффициента полезного действия η_n , полезной мощности $N_{пол.н}$ и допустимой вакуумметрической высоты всасывания насоса $H_v^{доп}$ от его объемной подачи Q_n . Рекомендуемая область использования насоса, которая указана на кривой H_n - Q_n лежит в интер-

вале объемных подач насоса 30...58 л/с. Здесь $H_{в}^{доп}$ изменяется от 8,5 до 6,6 м. Наибольшее значение полного КПД насоса 0,82, а в пределах рекомендуемой области, лежащей на ниспадающей ветви кривой $H_{н}-Q_{н}$ правее ее максимума, оно снижается до 0,75...0,77. Полезная мощность насоса $N_{пол.н}$ с ростом объемной подачи $Q_{н}$ возрастает.

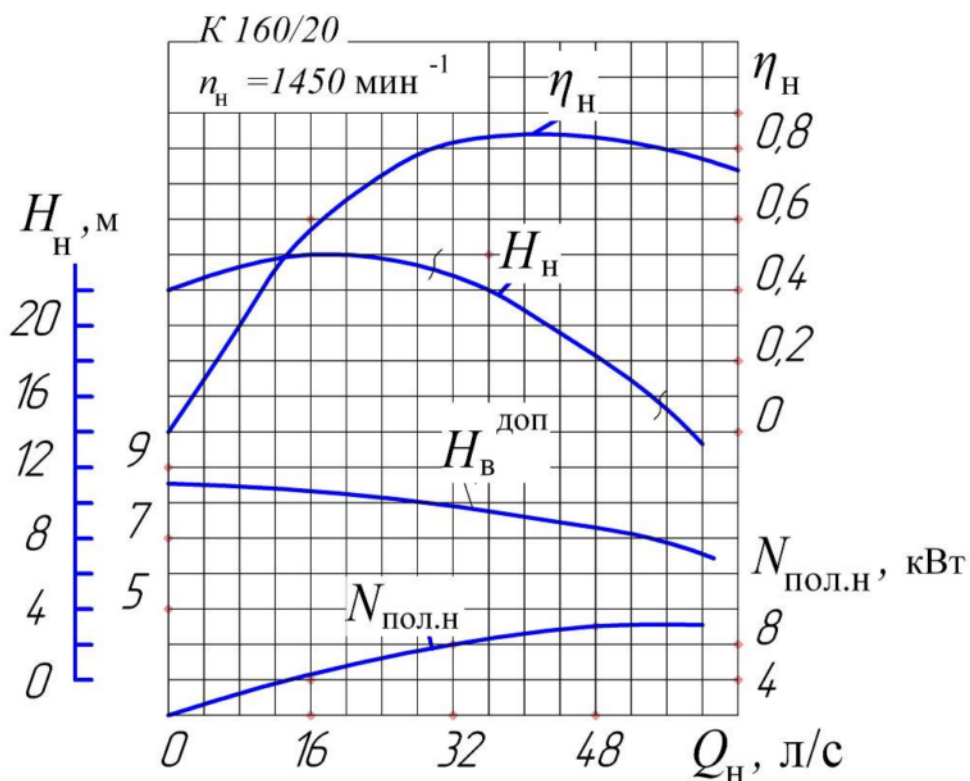


Рисунок 1.33 – Действительные характеристики центробежного консольного насоса К160/20

Характеристики вихревых насосов существенно отличаются от характеристик центробежных насосов. На рис. 1.34 в качестве примера приведены характеристики вихревого насоса 1,5В-1,3М при числе оборотов $n_n = 1490 \text{ мин}^{-1}$. С увеличением подачи Q_n напор H_n уменьшается приблизительно по линейному закону, причем максимальный напор H_n имеет место в области минимальной подачи Q_n . В связи с этим включение вихревого насоса следует производить при открытом вентиле на нагнетательном трубопроводе. Поскольку при нулевой подаче напор насоса весьма высок, то вихревые насосы снабжают предохранительными клапанами. Кривая η_n -

Q_H у вихревых насосов тоже имеет достаточно ярко выраженный максимум. Однако их полный КПД η_H редко превышает 0,3. В отличие от центробежных насосов у вихревых насосов с ростом объемной подачи Q_H полезная мощность $N_{\text{пол.н}}$ снижается.

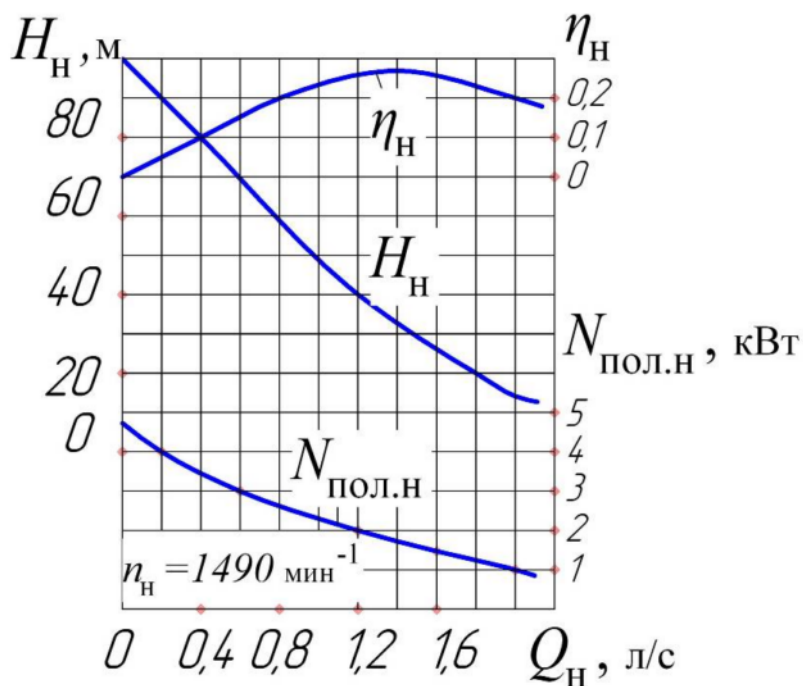


Рисунок 1.34 – Действительные характеристики вихревого насоса 1,5В-1,3М

1.11 Влияние вязкости ньютоновской жидкости на область применения центробежных насосов

Под вязкостью, как известно, понимают свойство жидкостей и газов оказывать сопротивление сдвигу их слоев. При относительном перемещении слоев жидкости на поверхностях их соприкосновения возникают касательные силы - силы сопротивления сдвигу, называемые силами внутреннего трения, а также силами вязкости. Физически возникновение этих сил обусловлено, в основном, силами молекулярного сцепления как между частицами жидкости в потоке, так и частицами жидкости и твердыми стенками.

Наиболее просто взаимосвязь между напряжениями внутреннего трения τ , Па и определяющими его факторами выражается (для случая слоистого течения) как:

$$\tau = \frac{T}{S} = \mu \frac{dv_x}{dn} = \nu \rho \frac{dv_x}{dn}, \quad (1.65)$$

где T – сила внутреннего трения, Н;
 S – площадь соприкосновения слоев, м²;
 dv_x/dn – градиент скорости, с⁻¹;
 μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с;
 ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с;
 ρ – плотность жидкости, кг/м³.

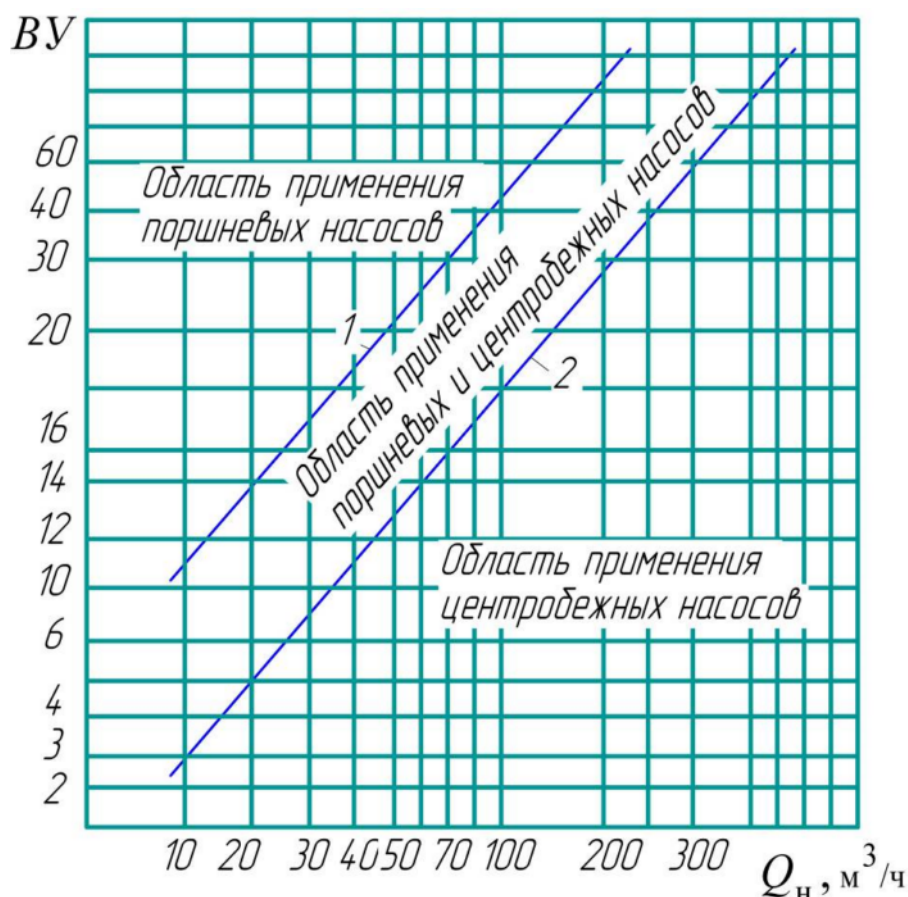
Жидкости, для которых справедлив закон Ньютона о внутреннем трении (1.65), принято называть ньютоновскими жидкостями.

Для чистой пресной воды кинематический коэффициент вязкости ν , м²/с, зависящий от температуры t , °С, обычно определяют по формуле:

$$\nu = \frac{1,775 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337 \cdot t + 0,000221 \cdot t^2}. \quad (1.66)$$

Она отражает факт обратной зависимости между температурой и коэффициентом вязкости ν воды, так и других ньютоновских жидкостей. Величины кинематического коэффициента вязкости ν для отдельных жидкостей приведены в приложениях 1, 15.

С ростом вязкости жидкости возрастают напряжение внутреннего трения τ и, как следствие, гидравлические потери напора при движении жидкостей в проточных каналах (потери на трение в каналах рабочего колеса, в подводящих и отводящих устройствах насоса, на трение жидкости о наружные поверхности рабочего колеса).



BU – условная вязкость при температуре перекачки;
 1 – максимальный допустимый предел применения центробежных насосов; 2 – рекомендуемый предел их применения

Рисунок 1.35 – Области применения поршневых и центробежных насосов

С увеличением потерь напора внутри каналов снижается напор, развиваемый центробежными насосами. Их рабочие характеристики ухудшаются. Устранить этот недостаток по мере повышения вязкости жидкости не всегда представляется возможным. И как следствие, область практического применения центробежных насосов сужается. Это показано на диаграмме [6], приведенной на рис. 1.35 в координатах $BU-Q_n$. Здесь BU – условная вязкость, связанная с кинематическим коэффициентом вязкости ν , $\text{см}^2/\text{с}$ эмпирической формулой Уббелюде:

$$\nu = 0,0731 \cdot BU - \frac{0.0631}{BU}. \quad (1.67)$$

Как видно из диаграммы, с ростом вязкости жидкости и объемной подачи Q_n область применения центробежных насосов сужается.

1.12 Методика пересчета рабочих характеристик центробежных насосов по воде на более вязкую ньютоновскую жидкость

В справочниках и паспортах насосов их технические параметры и характеристики, как правило, приведены по результатам испытаний насосов на воде. При перекачке жидкостей, имеющих вязкость большую, чем у воды, характеристики центробежных насосов отличаются от паспортных и их необходимо установить.

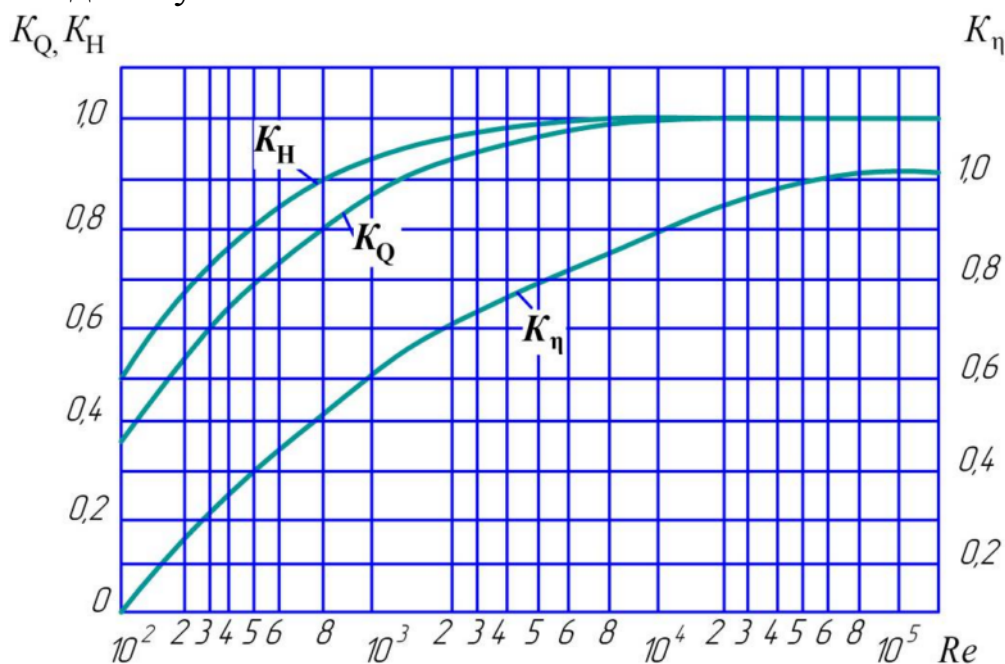


Рисунок 1.36 – Зависимости поправочных коэффициентов K_Q , K_H и K_η от числа Рейнольдса Re [6, 11]

Для насосов с коэффициентом быстроходности $n_s = 50 \dots 130$ пересчет характеристик для воды на характеристики более вязких ньютоновских жидкостей выполняют на основе поправочных коэффициентов K_Q , K_H , K_η , установленных опытным путем. На рис. 1.3 приведены зависимости этих коэффициентов от числа Рейнольдса Re .

Формулы для пересчета имеют вид:

$$Q_{н.ж} = K_Q \cdot Q_н; \quad (1.68)$$

$$H_{н.ж} = K_H \cdot H_н; \quad (1.69)$$

$$\eta_{н.ж} = K_\eta \cdot \eta_н. \quad (1.70)$$

Здесь $Q_н$, $H_н$ и $\eta_н$ – соответственно объемная подача, напор и полный КПД центробежного насоса для воды. Подстрочный индекс «ж» соотносит параметры насосов к более вязкой жидкости.

Число Рейнольдса Re и $d_э$ определяют по формулам [6]:

$$Re = \frac{Q_{н.м.}}{d_э \cdot \nu_ж}; \quad (1.71)$$

$$d_э = \sqrt{3,6 \cdot d_2 \cdot b_2}, \quad (1.72)$$

где $Q_{н.м.}$ – объемная подача насосом воды при его максимальном полном КПД, м³/с;

$d_э$ – эквивалентный диаметр рабочего колеса насоса, м;

$\nu_ж$ – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с;

d_2 – наружный диаметр рабочего колеса, м;

b_2 – ширина лопатки на выходе рабочего колеса, м.

Методика пересчета рабочих характеристик насоса заключается в следующем [6, 11]:

1. Для предварительно выбранного насоса выписывают численные значения параметров $Q_{н.м.}$ и $H_{н.м.}$ для воды, соответствующие максимальному полному КПД $\eta_{н.м.}$, а также диаметр рабочего колеса d_2 и ширину лопатки b_2 на выходе рабочего колеса.

2. Находят эквивалентный диаметр $d_э$ рабочего колеса по формуле (1.72), подставляя в нее значения d_2 и b_2 ,.

3. Определяют величину числа Рейнольдса Re для вязкой жидкости по формуле (1.71).

4. Находят численные значения поправочных коэффициентов по величине числа Рейнольдса Re согласно опытным

данным, приведенным на рис. 1.36. Для этого число Рейнольдса Re мысленно откладывают на оси абсцисс. Из этой точки восстанавливают вертикаль до пересечения с кривыми. Точки пересечения вертикали с ними дают значения коэффициентов K_Q , K_H и K_η на оси ординат.

5. По формулам (1.68)...(1.70) находят параметры насоса $Q_{н.ж}$, $H_{н.ж}$, $\eta_{н.ж}$ для более вязкой жидкости.

6. Вычисления по п. 5 повторяют при иных величинах объемной подачи Q_n , напора H_n и полного КПД η_n по воде.

7. Согласно результатам вычислений строят рабочие характеристики насоса для более вязкой жидкости. При этом учитывают, что напор насоса при нулевой объемной подаче практически не зависит от вязкости ньютоновских жидкостей [11].

Пример 1. Для центробежного консольного насоса К20/30 известны его рабочие характеристики H_n-Q_n , $N_{пол.н.}-Q_n$ и η_n-Q_n , построенные по результатам испытания насоса на воде ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$). При частоте вращения $n_n = 2900 \text{ с}^{-1}$ они приведены на рис. 1.37.

Диаметр рабочего колеса насоса $d_2 = 162 \text{ мм}$, ширина лопатки на выходе рабочего колеса $b_2 = 10 \text{ мм}$.

Требуется построить рабочие характеристики насоса К20/30 для случая перекачки им топочного мазута. Плотность мазута $\rho_{ж} = 905 \text{ кг/м}^3$, его кинематический коэффициент вязкости $\nu_{ж} = 44 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Р е ш е н и е

По формуле (1.72) находим эквивалентный диаметр рабочего колеса

$$d_э = \sqrt{3,6 \cdot 0,162 \cdot 0,01} = 0,076 \text{ м.}$$

При максимальном значении полного КПД насоса $\eta_{н.м} = 0,67$, согласно данным, приведенным на рис. 1.37, находим объемную подачу насоса $Q_{н.м} = 6,7 \text{ л/с}$ и напор насоса $H_{н.м} = 28,4 \text{ м}$ при работе на воде.

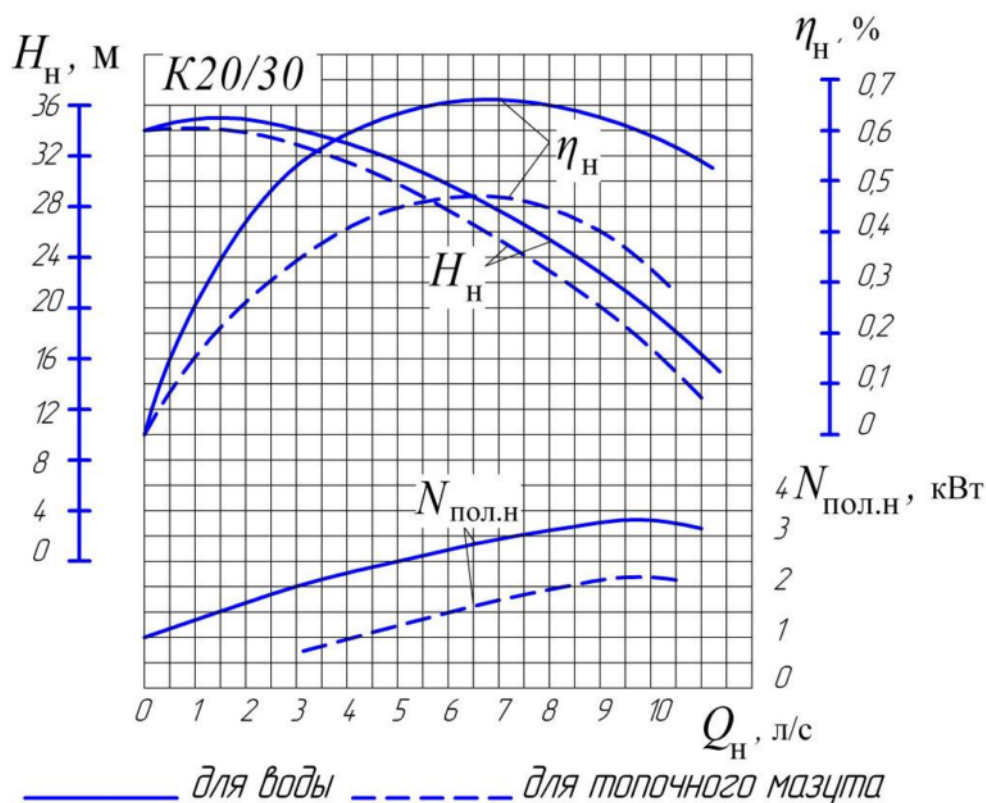


Рисунок 1.37 – Рабочие характеристики насоса К20/30 для воды и топочного мазута

При величине $Q_{н.м} = 6,7$ л/с по формуле (1.71) определяем число Рейнольдса Re :

$$Re = \frac{6,7 \cdot 10^{-3}}{0,076 \cdot 44 \cdot 10^{-6}} = 2 \cdot 10^3.$$

При значении $Re = 2 \cdot 10^3$ по зависимостям, приведенным на рис. 1.36, находим величины поправочных коэффициентов:

$$K_Q = 0,94; \quad K_H = 0,96 \quad \text{и} \quad K_\eta = 0,7.$$

По формулам (1.68)...(1.70) находим параметры насоса К20/30 для топочного мазута:

$$Q_{н.ж} = 0,94 \cdot 6,7 = 6,3 \text{ л/с};$$

$$H_{н.ж} = 0,96 \cdot 28,4 = 27,2 \text{ м};$$

$$\eta_{н.ж} = 0,7 \cdot 0,67 = 0,47.$$

Проводим вычисления параметров насоса $H_{н.ж}$ и $\eta_{н.ж}$ при величинах объемной подачи насоса по мазуту $Q_{н.ж}$, равных $0,8 \cdot Q_{н.м} = 5,36$ л/с и $1,2 \cdot Q_{н.м} = 8,04$ л/с. Результаты расчета сведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Результаты пересчета параметров центробежного насоса

Параметр	Объемная подача $Q_{н.ж}$, л/с			
	0	5,36	6,70	8,04
H_n , м	34	31,2	28,4	26,0
η_n	0	0,65	0,67	0,65
$v_{ж} \cdot 10^{-6}$, м ² /с	44	44	44	44
$d_3 \cdot 10^{-2}$, м	7,6	7,6	7,6	7,6
Re	0	2000	2000	2000
K_Q	-	0,94	0,94	0,94
K_H	0,96	0,96	0,96	0,96
K_η	0,7	0,7	0,7	0,7
$Q_{н.ж}$, л/с	0	5,04	6,30	7,56
$H_{н.ж}$, м	34,0	30,0	27,2	25,0
$\eta_{н.ж}$	0	0,46	0,47	0,46

По результатам расчета строим рабочие характеристики $H_{н.ж}$ - $Q_{н.ж}$ и $\eta_{н.ж}$ - $Q_{н.ж}$ насоса К20/30 по мазуту, показанные на рис. 1.37 пунктирными линиями.

Определяем полезную мощность насоса $N_{пол.н.ж}$ на режиме максимального полного КПД $\eta_{н.ж} = 0,47$ при перекачке топочного мазута:

$$N_{пол.н.ж} = \rho_{ж} \cdot g \cdot Q_{н.ж.м} \cdot H_{н.ж.м} = 905 \cdot 9,81 \cdot 6,3 \cdot 10^{-3} \cdot 27,2 = 1,52 \text{ кВт.}$$

Наносим на координатное поле $N_{пол.н.ж}$ - Q_n (рис. 1.37) точку, соответствующую этой мощности. Проводим через нее линию, повторяющую ход кривой $N_{пол.н.ж}$ - Q_n , и получаем рабочую характеристику $N_{пол.н.ж}$ - $Q_{н.ж}$ насоса по мазуту.

1.13 Характеристики объемных насосов

У объемных насосов (поршневых, плунжерных, шестеренных) теоретически объемная подача Q_H не зависит от напора H_H (давления p_H) им создаваемого. В действительности с увеличением напора H_H наблюдается незначительное уменьшение объемной подачи Q_H , что объясняется возрастанием протечек жидкости в насосах.

На рис. 1.38 показаны теоретическая (сплошной линией) и действительная (штриховой линией) напорные характеристики объемных насосов при постоянном n_H . Для поршневого и плунжерного насоса n_H – число двойных ходов поршня (плунжера) в минуту; для шестеренного и пластинчатого насосов n_H – частота вращения ротора, мин^{-1} . Из рис. 1.38 видно, что объемные насосы обладают жесткой действительной напорной характеристикой. У диафрагменных насосов наличие протечек указывает на их неисправность.

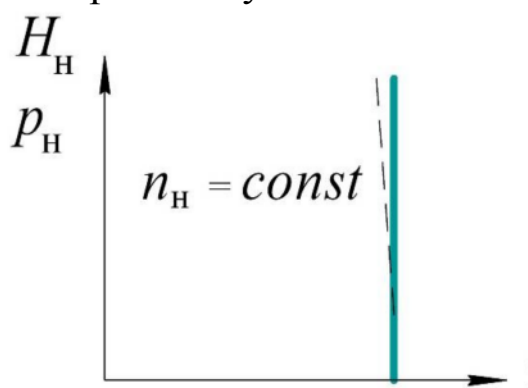


Рисунок 1.38 – Теоретическая и действительная напорные характеристики объемных насосов

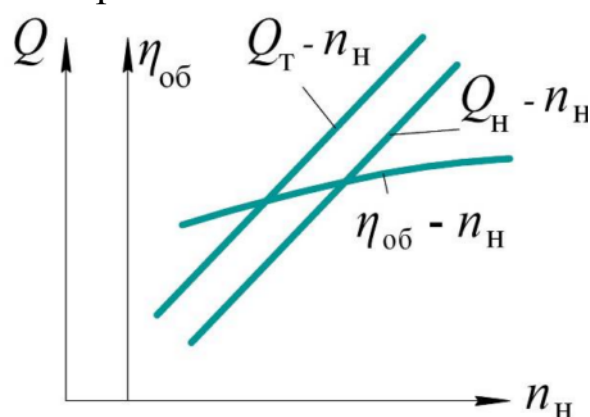


Рисунок 1.39 – Характеристики объемных насосов

Зависимость теоретической Q_T и действительной Q_H объемной подачи объемных насосов от n_H можно проиллюстрировать рисунком 1.39. С увеличением n_H объемные подачи насосов Q_H и Q_T возрастают практически линейно, что свидетельствует в пользу зависимости вида:

$$Q_T = V_0 \cdot n_H; \quad (1.73)$$

$$Q_n = V_0 \cdot n_n \cdot \eta_{об}, \quad (1.74)$$

где V_0 – рабочий объем насоса;

n_n – число оборотов;

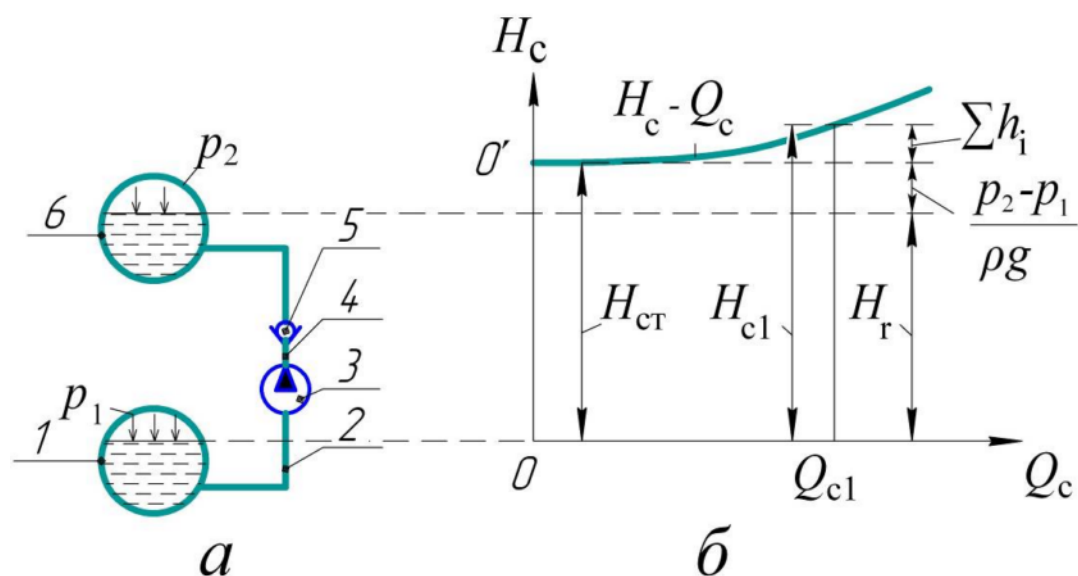
$\eta_{об}$ – объемный КПД насоса.

Для рассмотренных выше поршневого, плунжерного и шестеренного насосов взаимосвязь (1.64) конкретизирована соотношениями (1.16), (1.17) и (1.20).

2. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСА И ЕГО ВНЕШНЕЙ СЕТИ

2.1 Понятие о характеристике сети

Насосная установка состоит из насоса и внешней сети. Сеть включает в себя приемный резервуар с жидкостью 1, всасывающий трубопровод 2, нагнетательный (напорный) трубопровод 4 и напорный резервуар с жидкостью 6 (рис. 2.1, а). На всасывающем трубопроводе 2 устанавливают приемный фильтр, пятовый клапан, обратный клапан, монтажную задвижку (на рис. 2.1,а не показаны), выполняющие определенные функции, а в гидравлическом плане, выступающие как местные сопротивления. Они устанавливаются и в напорном трубопроводе. В частности, обратный клапан 5, автоматически перекрывающий напорный трубопровод, исключая возможность обратного перетекания жидкости при остановке центробежного насоса.



1, 6 – соответственно приемный и напорный резервуары; 2, 4 - соответственно всасывающий и напорный трубопроводы; 3 – насос; 5 – обратный клапан

Рисунок 2.1 – Схема насосной установки (а)
и характеристика сети (б)

Уровни свободной поверхности жидкости в приемном 1 и напорным 6 резервуарах, называют приемным и напорным уровнями, а разность высот напорного и приемного уровней H_r – *геометрическим напором сети*.

Для того, чтобы перемещать жидкость по трубопроводам 2 и 4 из приемного резервуара 1 в напорный 6, насос 3 должен сообщить потоку жидкости энергию, необходимую для подъема жидкости на высоту H_r , на преодоление разности давлений $p_2 - p_1$ в резервуарах 1 и 6 и на преодоление суммарных потерь напора $\sum h_i$ на участках сети. Следовательно, необходимо обеспечить потребный напор $H_{\text{потр}}$, (напор сети H_c), определяемый по формуле:

$$H_{\text{потр}} = H_c = H_{\text{ст}} + \sum h_i; \quad (2.1)$$

$$H_{\text{ст}} = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}, \quad (2.2)$$

где $H_{\text{ст}}$ – статический напор сети, м;

H_r – геометрический напор сети, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

$\sum h_i$ – суммарные потери напора во всасывающем и напорном трубопроводах, м.

По своему физическому смыслу потребный напор $H_{\text{потр}}$ (или напор сети H_c) – это полная механическая энергия, необходимая для перемещения единицы веса жидкости по трубопроводам из приемного резервуара в напорный.

При турбулентном режиме движения полные потери напора $\sum h_i$ пропорциональны квадрату объемного расхода Q_c жидкости в трубопроводах:

$$\sum h_i = k Q_c^2, \quad (2.3)$$

где k – коэффициент пропорциональности, определяемый с учетом формул Дарси и Вейсбаха.

Тогда с учетом равенств (2.2) и (2.3) уравнение (2.1) примет вид:

$$H_c = H_{\text{ст}} + k Q_c^2. \quad (2.4)$$

Характеристика сети – это зависимость напора сети H_c от объемного расхода Q_c жидкости в трубопроводах насосной установки, представленная графически, то есть - это график зависимости (2.4).

На рис. 2.1 слева изображена схема насосной установки, а справа – характеристика насосной установки. Уровни, на которых размещены элементы насосной установки, на схеме начерчены в масштабе оси напоров графика (рис. 2.1, б). Уровень жидкости в приемном резервуаре совмещен с уровнем оси абсцисс. Поскольку статический напор $H_{ст}$ не зависит от объемного расхода, то при построении характеристики сети H_c-Q_c его откладывают в масштабе по вертикали от начала координат и проводят линию, параллельную оси x -ов. От точки O' начинается криволинейная часть характеристики сети, описываемая уравнением (2.3). Как правило, когда говорят о характеристике сети H_c-Q_c , то имеют ввиду именно ее.

2.2 Устойчивая работа насоса на сеть

Режимом работы насоса называют условия его работы в сети, определяемые числом оборотов и объемной подачей. Для определения режима работы насоса на одной и той же координатной плоскости $H-Q$ в одинаковых масштабах наносят действительную напорную характеристику насоса H_n-Q_n и характеристику сети H_c-Q_c (рис. 2.2).

Режим работы насоса определяется точкой A пересечения характеристик насоса и сети. Она называется *рабочей точкой*.

На устойчивом режиме работы насоса положение рабочей точки A на координатной плоскости $H-Q$ описывается уравнениями материального и энергетического баланса.

Уравнение материального баланса (в различных формах записи):

$$Q_n = Q_c; \quad (2.5)$$

$$\rho Q_H = \rho Q_c, \quad (2.6)$$

где Q_H – объемная подача насоса, м³/с;
 Q_c – объемный расход жидкости в сети, м³/с;
 ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;
 ρQ_H – массовая подача насоса, кг/с;
 ρQ_c – массовый расход сети, кг/с.

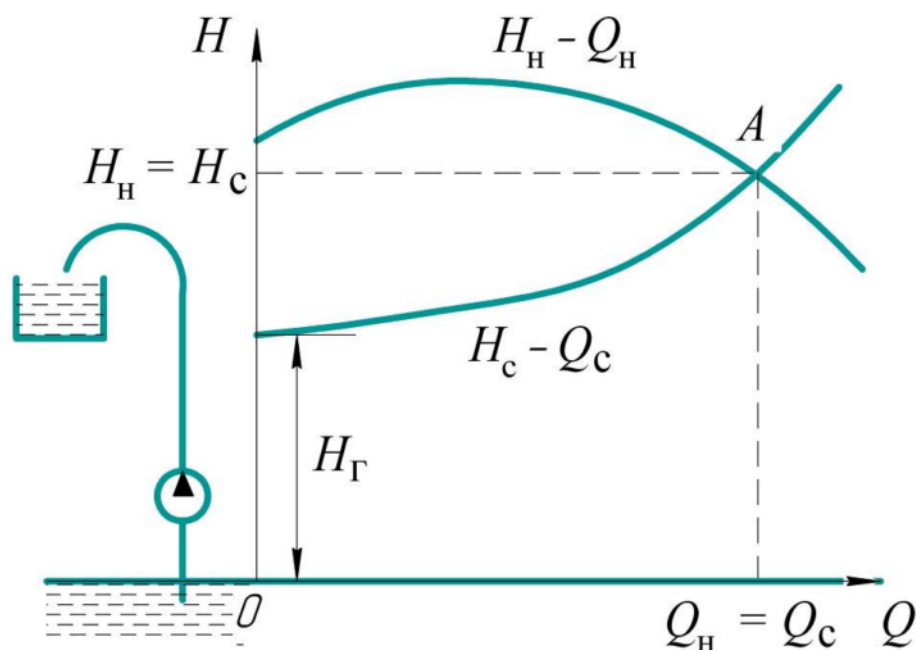


Рисунок 2.2 – Рабочая точка

Уравнение материального баланса указывает на то, что масса жидкости (ρQ_H , кг/с), ежесекундно проходящая через насос, равна массе жидкости (ρQ_c , кг/с), ежесекундно проходящей через сечения всасывающего и напорного трубопровода насосной установки. Это отвечает закону сохранения массы вещества применительно к потоку жидкости.

Уравнение энергетического баланса:

$$H_H = H_c; \quad (2.7)$$

$$\rho g Q_H H_H = \rho g Q_c H_c \quad \text{или} \quad (2.8)$$

$$N_{\text{пол.н}} = N_c, \quad (2.9)$$

где H_H – напор насоса, м;
 H_c – потребный напор (напор сети), м;
 ρg – удельный вес жидкости, Н/м³;

$\rho g Q_n H_n$ – полная механическая энергия, ежесекундно передаваемая насосом потоку жидкости, Вт;
 $\rho g Q_c H_c$ – полная механическая энергия, ежесекундно воспринимаемая потоком жидкости, проходящей через насос, Вт;
 $N_{\text{пол.н}}$ – полезная мощность насоса, Вт;
 N_c – мощность потока жидкости, Вт.

Уравнения (2.7)...(2.9) выражают закон сохранения и превращения энергии.

Для нормальной эксплуатации насосов и насосных установок необходима их устойчивая работа, то есть после случайных возмущений их режим работы должен восстанавливаться.

Действительные напорные характеристики центробежных насосов $H_n - Q_n$ имеют и восходящую ветвь, и нисходящую ветвь (рис. 1.33 и 2.2). Восходящая ветвь особенно явно выражена у тихоходных центробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s = 50 \dots 80$.

Покажем, что если рабочая точка A расположена на нисходящей ветви кривой $H_n - Q_n$, то насос не может работать в режиме, отличающемся от заданного точкой A (рис. 2.3). Иными словами, работа насоса в сети в данном случае будет устойчивой.

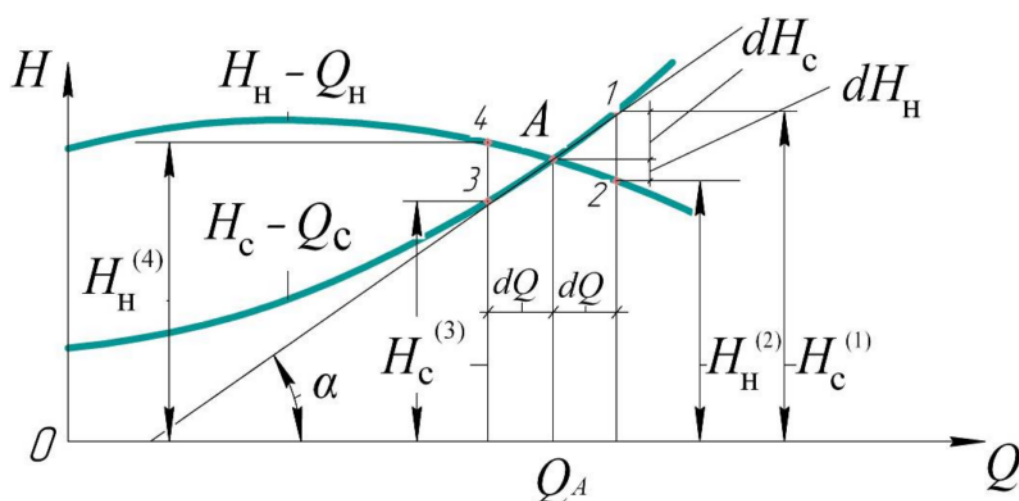


Рисунок 2.3 – К вопросу устойчивости работы насоса

Предположим, что при увеличении подачи на величину dQ_H насос перешел работать в режим, отвечающий точке 2. Возникает положительная разность напоров:

$$dH = H_c^{(1)} - H_H^{(2)} > 0. \quad (2.10)$$

Сообщаемая насосом потоку жидкости механическая энергия меньше той, которой обладает поток. Недостаток в системе напора $H_H^{(2)}$ по сравнению с требуемым $H_c^{(1)}$ приводит к уменьшению кинетической энергии жидкости в сети. Скорость движения жидкости в сети падает, а следовательно, уменьшается ее объемный расход на dQ до величины Q_A .

Предположим теперь, что насос перешел работать в режим, отвечающий точке 4. Возникает отрицательная разность напоров:

$$dH = H_c^{(3)} - H_H^{(4)} < 0. \quad (2.11)$$

Механическая энергия, сообщаемая насосом потоку жидкости, превышает ту энергию, которой обладает поток. Механическая энергия потока должна возрасти, и она возрастает на величину кинетической энергии. Растет скорость жидкости в сети, и это приводит к росту ее объемного расхода на dQ до величины Q_A , отвечающей рабочей точке A (рис. 2.3).

Следовательно, критерием устойчивой работы системы на нисходящей ветви кривой H_H-Q_H является знак разности напора dH . Математическим же критерием устойчивой работы системы в рабочей точке A является выполнение неравенства:

$$\frac{dH_c}{dQ_c} > \frac{dH_H}{dQ_H}. \quad (2.12)$$

По своему геометрическому смыслу производная $\frac{dH_c}{dQ_c}$ представляет собой тангенс угла наклона α касательной к кривой H_c-Q_c в точке A (рис. 2.3). Следовательно, устойчивой работе насоса в сети способствуют те характеристики се-

ти H_c-Q_c , которые на координатной плоскости H, Q идут круче.

Рассмотрим характерные случаи неустойчивой работы центробежного насоса в сети при пологих характеристиках сети.

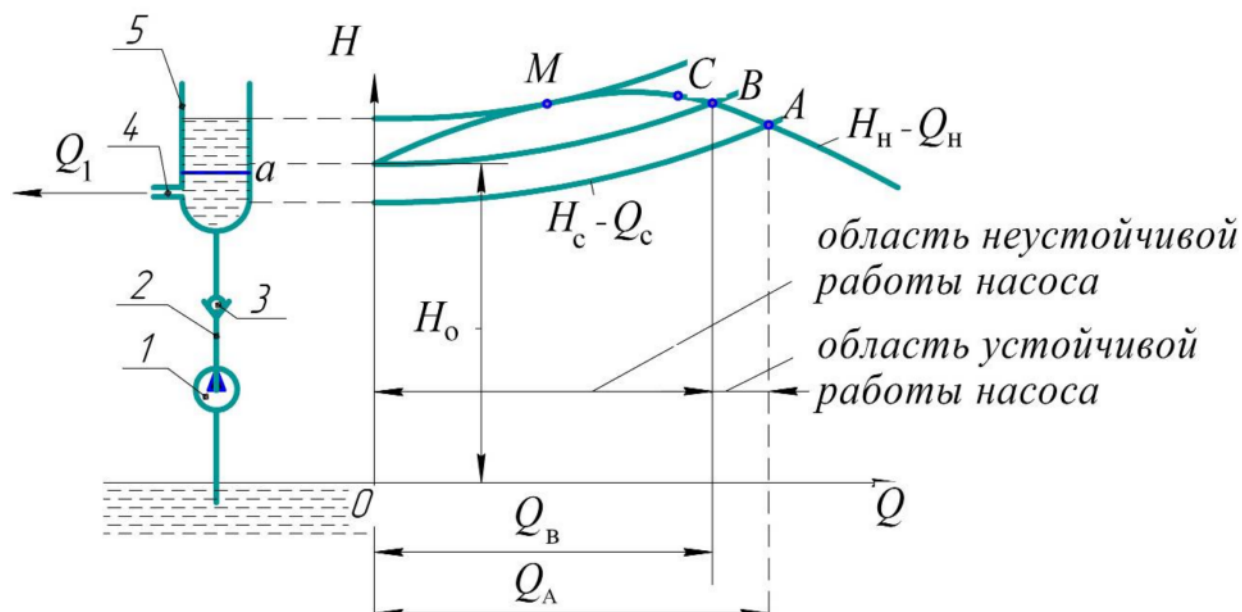
2.3 Неустойчивая работа насоса в сети (помпаж)

Помпаж – случай неустойчивой работы насоса, связанный с изменением гидростатической составляющей напора сети (рис. 2.4).

Насос 1 подает жидкость по напорному трубопроводу 2 в резервуар 5 на высоте, откуда она по трубе 4 поступает к потребителю.

Пусть резервуар в начальный момент заполнен жидкостью до уровня a . При этом насос работает в режиме, определяемом точкой A . Если расход жидкости Q_1 , отводимой к потребителю, меньше подачи насоса Q_A , то уровень жидкости в резервуаре будет повышаться. На координатной плоскости $H-Q$ характеристика сети H_c-Q_c будет смещаться вверх, а подача насоса в соответствии с действительной напорной характеристикой насоса H_n-Q_n будет уменьшаться, пока рабочая точка не займет положение M . Если при этом подача насоса превосходит расход Q_1 , с которым жидкость истекает из резервуара 5 по трубопроводу 4, то уровень жидкости в резервуаре повысится еще больше и характеристика сети H_c-Q_c пройдет выше точки M , то есть выше характеристики насоса H_n-Q_n (на рис. 2.4 не показано). При этом потребный напор H_c станет больше напора H_n , в результате чего произойдет срыв подачи насоса. Под действием обратного движения жидкости из резервуара 5 обратный клапан 3 закроется. Насос при этом будет работать при нулевой подаче $Q_n = 0$ и напоре H_0 холостого хода. Вследствие отсутствия притока жидкости в резервуар 5 уровень жидкости в нем будет уменьшаться, поскольку жидкость продолжает вытекать из резервуара по трубопроводу 4. После того, как уровень жидкости понизится до высоты, соответствующей напору H_0 , насос снова вступит в работу. Подача насоса резко (скачко-

образно) возрастает до величины Q_B , которая соответствует рабочей точке B . Уровень жидкости в резервуаре опять начнет постепенно подниматься и явление повторится.



1 – насос; 2 – напорный трубопровод; 3 – обратный клапан;
4 – отводная труба; 5 – резервуар

Рисунок 2.4 – Срыв подачи насоса с ее последующим резким возрастанием

В рассмотренном случае действительная напорная характеристика насоса H_n-Q_n на координатной плоскости H, Q не изменяла своего местоположения; что было характерно только для характеристики сети H_c-Q_c .

Однако, на практике встречаются противоположные случаи, когда при неизменной характеристике сети H_c-Q_c (скажем, при постоянном уровне жидкости в резервуаре – рис. 2.5) на координатной плоскости H, Q происходит смещение действительной напорной характеристики насоса H_n-Q_n .

Пусть на какой-то момент произошло понижение напряжения в электрической сети, питающей электродвигатель насоса. Число оборотов насоса n_n уменьшилось на некоторую величину. Действительная напорная характеристика насоса H_n-Q_n сместилась вниз (в направлении стрелки на рис. 2.5). Причем, это смещение произошло таким образом, что она

стала пересекать характеристику сети $H_c - Q_c$ в двух точках: в точке D на восходящей ветви и в точке C на нисходящей ветви. При этом также произойдет срыв подачи насоса до нуля. Насос не может работать в режимах левее точки M (рис. 2.5). Покажем это. Пусть режим работы насоса отклонился от режима D в сторону больших подач к режиму E . Возникает отрицательная разность напоров:

$$\Delta H = H_c - H_n < 0. \quad (2.13)$$

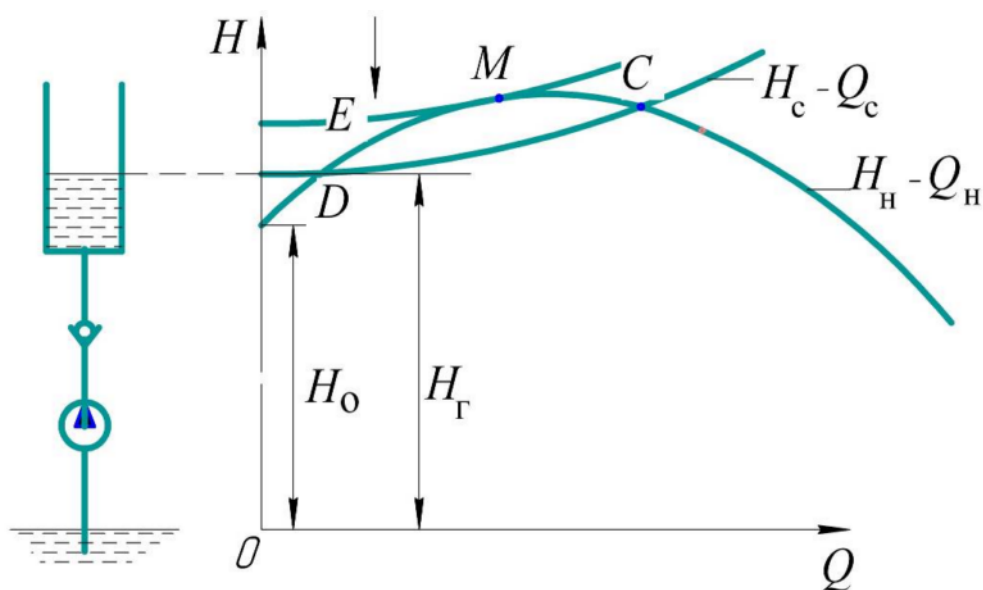


Рисунок 2.5 – Срыв подачи насоса

Насос сообщает жидкости дополнительную энергию. Жидкость ее воспринимает. Кинетическая энергия жидкости возрастает, растет скорость жидкости в сети, а также ее объемный расход. Расход жидкости будет повышаться до тех пор, пока не достигнет значения, соответствующего режиму C .

При отклонении режима насоса от точки D в сторону меньших подач (на рис. 2.5 не показано) напор сети H_c больше напора насоса H_n и

$$\Delta H = H_c - H_n > 0. \quad (2.14)$$

Сообщаемая насосом потоку жидкости механическая энергия меньше той, которую имеет поток. И как следствие, уменьшается кинетическая энергия жидкости в сети, ско-

рость движения жидкости падает, уменьшается и ее объемный расход, причем до нуля ($Q = 0$). Насос переходит на режим холостого хода.

Таким образом, при отклонении режима работы насоса от режима D , он не возвращается в первоначальное положение, то есть налицо неустойчивая работа насоса. Режимы работы центробежного насоса, лежащие левее точки M на его действительной напорной характеристике H_n-Q_n , неустойчивы. Области устойчивой и неустойчивой работы насоса показаны на рис. 2.4.

Следует отметить, что при неустойчивой работе насоса его подача резко меняется от наибольшего значения до нуля, величина напора насоса колеблется в значительных пределах, и как следствие, возникают гидравлические удары, что сопровождается шумом и сотрясением насосных установок. Это явление называется *помпажем*.

2.4 Регулирование режима работы центробежных насосов

В условиях эксплуатации часто оказывается необходимым регулировать, то есть изменять в тех или иных пределах объемный расход Q жидкости, подаваемой насосом потребителю. Иными словами, речь идет об изменении положения рабочей точки (точка A) на координатной плоскости H, Q .

Изменить объемный расход жидкости Q можно двумя способами: либо за счет изменения характеристики насоса H_n-Q_n , либо изменением характеристики сети H_c-Q_c .

В связи с этим используются следующие способы регулирования режима работы насоса:

Дроссельное регулирование (рис. 2.6). Чем меньше степень открытия задвижки, тем больше величина ее местного сопротивления ζ и величина потерь $\Delta h_{\text{зав}}$. И как следствие, характеристика сети H_c-Q_c на координатной плоскости H, Q пойдет круче. Это приведет к уменьшению объемного расхода жидкости ($Q_2 < Q_1$) и росту потерь напора $\Delta h_{\text{зав}}$. Таким образом, регулирование работы насоса дросселированием,

вызывает дополнительные потери энергии, что снижает КПД установки. Поэтому этот способ неэкономичен.

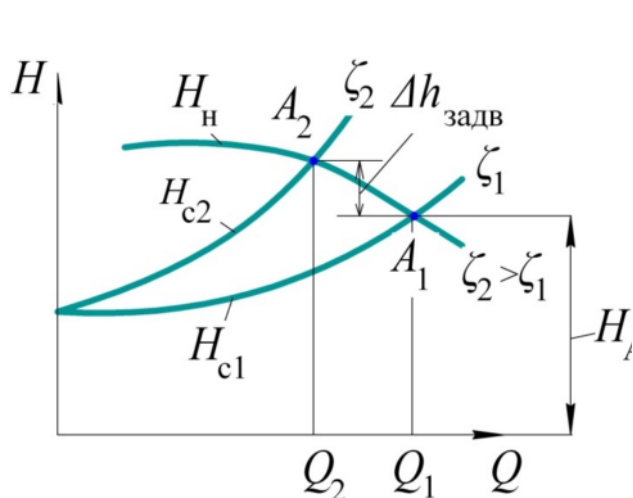


Рисунок 2.6 – Регулирование дросселированием

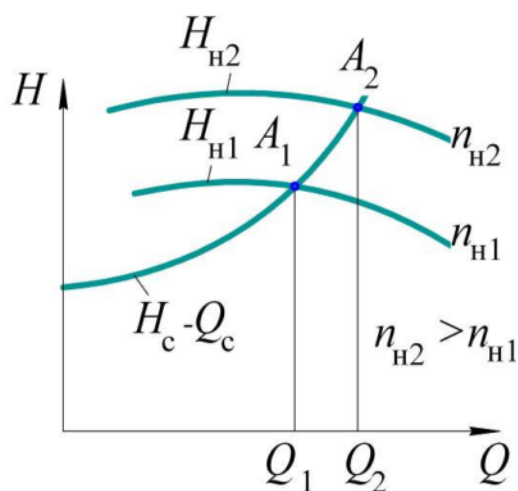


Рисунок 2.7 – Регулирование изменением числа оборотов

Регулирование изменением числа оборотов рабочего колеса насоса (рис. 2.7). Изменение числа оборотов n_n вызывает смещение действительной напорной характеристики насоса H_n-Q_n на координатной плоскости H, Q , что при неизменной характеристике сети H_c-Q_c приводит к перемещению рабочей точки A вдоль данной характеристики, изменяя объемный расход жидкости ($Q_2 > Q_1$).

Регулирование работы насоса изменением его частоты вращения более экономично, чем регулирование дросселированием. Однако для этого необходимы электродвигатели с регулируемой частотой вращения.

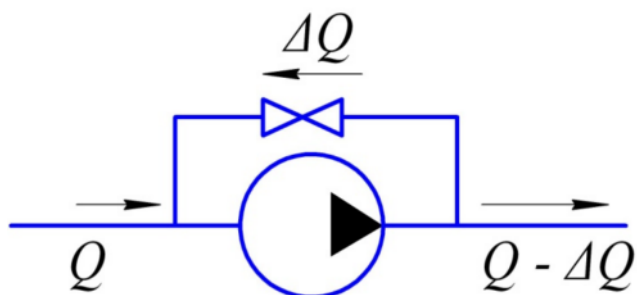


Рисунок 2.8 – Регулирование перепуском

Регулирование перепуском (рис. 2.8). Оно осуществляется перепуском части подаваемой насосом жидкости из на-

порного трубопровода во всасывающий по обводному трубопроводу, на котором установлен вентиль.

При изменении степени открытия вентиля изменяется и объемный расход ΔQ перепускаемой жидкости, а следовательно, и объемный расход жидкости $Q - \Delta Q$, поступающей из насоса в напорный трубопровод. Поскольку полная механическая энергия жидкости, проходящей по обводному трубопроводу, полезно не используется, регулирование перепуском также неэкономично.

2.5 Проверка центробежных насосов на кавитацию

Как отмечено ранее, явление кавитации возникает на лопатках рабочего колеса вблизи их входных кромок, где скорость потока максимальна. Наиболее опасным следствием кавитации является процесс разрушения рабочих органов лопастных насосов. Кавитация в них сопровождается резким шумом, треском и даже вибрацией насосной установки и, что особенно важно, падением напора, мощности, подачи и КПД.

Поэтому для обеспечения нормальной бескавитационной работы насоса минимальное давление на входе в насос $P_{\text{вс}}$ (в сечении 2-2 на рис. 2.9) должно всегда оставаться несколько больше, чем давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при данной температуре, то есть

$$P_{\text{вс}} = P_{\text{н.п.}} + \Delta P_{\text{зап}} \quad (2.15)$$

где $P_{\text{н.п.}}$ – давление насыщенных паров при данной температуре, кПа;

$\Delta P_{\text{зап}}$ – кавитационный запас, кПа.

Если условие (2.15) не соблюдается, то начинается явление парообразования и кавитации, которое приводит к уменьшению и даже прекращению подачи насоса (насос «срывает»).

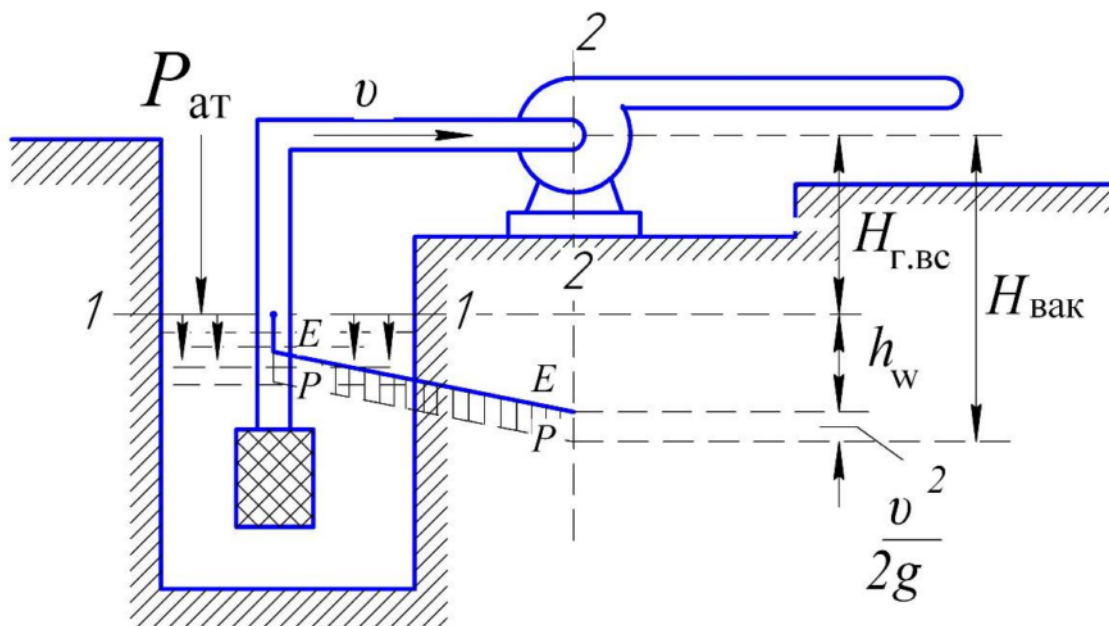


Рисунок 2.9 – Схема к расчету бескавитационного режима работы центробежного насоса

Поэтому важно при проектировании насосных установок с лопастными насосами проверять их на отсутствие кавитации. Для этого определяют кавитационный запас Δh :

$$\Delta h = \Delta P_{\text{зап}} / (\rho g) \quad (2.16)$$

где ρ – плотность перекачиваемой жидкости, $\rho = f(t, ^\circ\text{C})$; кг/м^3 ;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, величина которого зависит от типа и конструкции насоса. Для каждого из них устанавливается экспериментально значение минимального или критического кавитационного запаса $\Delta h_{\text{кр}}$. Рудневым С.С. получена расчетная формула для определения критического кавитационного запаса:

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}, \quad (2.17)$$

где n – частота вращения рабочего колеса, мин^{-1} ;

Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

C – постоянная, зависящая от конструктивных особенностей насоса, так называемый кавитационный коэф-

коэффициент быстроходности; $C = f(n_s)$, где n_s коэффициент быстроходности насоса, равный

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.18)$$

Численные значения $C = f(n_s)$ представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1

Значение кавитационного коэффициента быстроходности C

Быстроходность насоса, n_s	50...70	71...80	81...150	151...250
Кавитационный коэффициент быстроходности, C	600...750	800	800...1000	1000...1200

Из формулы (2.17) следует, что кавитационные свойства насоса тем выше, чем больше величина C . Для предотвращения работы насоса в нежелательном кавитационном режиме обычно назначают небольшое превышение допустимого кавитационного запаса над критическим, то есть

$$\Delta h_{\text{доп}} = (1,1 \dots 1,5) \Delta h_{\text{кр}} \quad (2.19)$$

Зная допустимый кавитационный запас, можно найти для данной насосной установки (рис. 2.9) допустимую вакуумметрическую высоту всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ из решения уравнения Бернулли для двух сечений реального потока жидкости:

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = (p_a - p_{\text{н.п}})/(pg) - \Delta h_{\text{доп}}, \quad (2.20)$$

где p_a/pg – приведенная высота атмосферного давления в зависимости от расположения местности над уровнем моря (табл. 2.2). Заводы-изготовители насосов приводят в каталогах либо значение допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}$, м, либо допустимую вакуумметрическую высоту всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, м.

Таблица 2.2

Приведенная высота p_a/pg , м вод.ст.

высота над уровнем моря, м	-600	0	100	200	300	400	500	600	700	800
p_a/pg , м вод.ст.	11,3	10,3	10,2	10,1	10	9,8	9,7	9,6	9,5	9,5

Для условий Пермского края высота над уровнем моря составляет 400 м, что соответствует приведенной высоте 9,8 м вод.ст. или 746 мм рт.ст.;

$p_{н.п.}/pg$ – высота давления насыщенных водяных паров $h_{н.п.}$ в зависимости от температуры воды. Значения $h_{н.п.}$ приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Высота давления насыщенных водяных паров $h_{н.п.} = f(t, ^\circ\text{C})$

Температура, $^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25	30	40	50	60
$h_{н.п.}$, м.вод.ст.	0,0872	0,122	0,17	0,23	0,32	0,42	0,74	1,25	2,0

Зная допустимую вакуумметрическую высоту всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ можно установить предельно допустимое возвышение насоса над горизонтом жидкости в бассейне $H_{\text{г.вс}}^{\text{доп}}$

$$H_{\text{г.вс}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{v^2}{2g} - h_{\Sigma} , \quad (2.21)$$

где v – скорость движения воды во всасывающей трубе, м/с;

h_{Σ} – суммарные потери напора во всасывающей трубе; складываются из потерь напора на трение и местные сопротивления, м вод.ст.

Как видно из формулы (2.21) для увеличения геометрической высоты всасывания необходимо уменьшить потери напора во всасывающей трубе, а также скорость жидкости на входе в насос. В связи с этим всасывающую линию насоса проектируют как можно короче, большего диаметра по сравнению с нагнетательной и с минимумом местных сопротивлений.

Пример 2. Согласно рис. 2.9 насос марки К8/18 подает воду из поверхностного источника потребителю по всасывающей трубе диаметром $d = 50$ мм и длиной 15 м при температуре 10°C .

Проверить насос при работе на скоростном режиме $n = 1950 \text{ мин}^{-1}$ при расположении его на отметке 400 м на отсутствие кавитации, если допускаемый кавитационный запас согласно приложения 4 у этого насоса составляет $\Delta h_{\text{доп}} = 4$ м.

Дано:

$$Q_{\text{ч}} = 290 \text{ м}^3/\text{ч} \quad \text{или} \quad Q_{\text{с}} = 0,00122 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$H = 18 \text{ м}$$

$$n = 1950 \text{ мин}^{-1}$$

$$l = 15 \text{ м}; \quad d = 50 \text{ мм}$$

$$t = 10^\circ\text{C}$$

$$\Delta h_{\text{доп}} = 4 \text{ м}$$

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - ?$$

Проверить насос на кавитацию

Р е ш е н и е

Определяем среднюю скорость течения воды во всасывающей трубе v из формулы расхода:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,0022}{\pi \cdot 0,05^2} = 1,1 \text{ м/с}. \quad (2.22)$$

Устанавливаем суммарные потери во всасывающей трубе h_{Σ} . Поскольку всасывающая труба является гидравлически короткой, то h_{Σ} ориентировочно принимают удвоенным потерям на трение, то есть

$$h_{\Sigma} = 2h_{\text{тр}} = 2 \cdot \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения определяем в следующей последовательности:

1. Устанавливаем режим течения воды путем сравнения действительного числа Рейнольдса Re с критическим

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu},$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости воды, при $t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\nu = 0,0131 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ (пр. 15):

$$Re = \frac{1,1 \cdot 0,05 \cdot 10^4}{0,0131} = 41985,$$

что больше $Re_{кр} = 2300$ для круглых напорных потоков. Следовательно, режим течения воды во всасывающей трубе турбулентный.

2. Устанавливают область гидравлического трения, для этого находим величины предельных чисел Рейнольдса

$$Re_{пр1} = 20 \frac{d}{\Delta_{\vartheta}} \quad \text{и} \quad Re_{пр2} = 500 \frac{d}{\Delta_{\vartheta}},$$

где Δ_{ϑ} – эквивалентная шероховатость внутренних стенок трубы. В соответствии с приложением 9 для стальных труб, бывших в эксплуатации, Δ_{ϑ} составляет 0,15 мм

$$Re_{пр1} = 20 \cdot 50/0,15 = 6666; \quad Re_{пр2} = 166650.$$

Поскольку действительное число Re соответствует неравенству

$$Re_{пр1} < Re < Re_{пр2},$$

то величину коэффициента гидравлического трения определяем по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_{\vartheta}}{d} \right)^{0,25},$$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{41985} + \frac{0,15}{50} \right)^{0,25} = 0,0287.$$

3. Определяем полные потери напора во всасывающей трубе:

$$h_{\Sigma} = 2 \cdot 0,0287 \frac{15}{0,05} \cdot \frac{1,1^2}{2 \cdot 9,8} = 1,1 \text{ м.}$$

Устанавливаем коэффициент быстроходности насоса К8/18 согласно формулы (1.56):

$$n_s = 3,65 \frac{2900 \cdot \sqrt{0,0022}}{18^{3/4}} = 56,8 \approx 60,$$

необходимый для определения величины кавитационного коэффициента быстроходности C по данным табл. 2.1:

$$\text{при } n_s = 60, C = 675$$

Определяем значение критического кавитационного запаса $\Delta h_{\text{кр}}$ из соотношения (2.17):

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \left(\frac{2900 \sqrt{0,0022}}{675} \right)^{4/3} = 1,4 \text{ м}$$

с целью нахождения расчетной величины допускаемого кавитационного запаса согласно формулы (2.19):

$$\Delta h_{\text{доп.расч.}} = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1 \text{ м.}$$

Из сравнения справочного и расчетного значений допускаемого кавитационного запаса:

$$\Delta h_{\text{доп.расч.}} \approx \Delta h_{\text{доп.спр.}}$$

$$2,1 \text{ м} < 4,0 \text{ м}$$

следует вывод, что завод-изготовитель выпускает насос К8/18 практически с двойным кавитационным запасом. Однако, для предупреждения кавитации соблюдение номинальной частоты вращения рабочего колеса n_n , скорости движе-

ния воды во всасывающем трубопроводе v и заданной температуры t является недостаточными мерами.

Для обеспечения нормальной (бескавитационной) работы насоса необходимо также соблюдение следующего неравенства

$$H_{\text{г.вс}}^{\text{доп}} \leq \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_{\text{н.п.}}}{\rho g} - \frac{v^2}{2g} - h_{\Sigma \text{вс}} - \Delta h_{\text{доп}},$$

где $H_{\text{г.вс}}^{\text{доп}}$ – максимальное возвышение насоса над горизонтом воды в водоисточнике, м;

$P_a / (\rho g)$ – приведенная высота атмосферного давления с

учетом расположения насосной установки над уровнем моря. Согласно исходных данных и табл.

2.2 $P_a / (\rho g) = 9,8$ м вод.ст;

$P_{\text{н.п.}} / (\rho g)$ – высота давления насыщенных водяных паров,

при $t = 10^\circ\text{C}$ согласно табл. 2.3 составляет 0,122 м вод.ст.

$$H_{\text{г.вс}}^{\text{доп}} \leq 9,8 - 0,122 - \frac{1,1^2}{2 \cdot 9,8} - 2,1 = 6,4 \text{ м}$$

Таким образом, максимально допустимая высота установки насоса не должна превышать $H_{\text{г.вс}}^{\text{доп}} \leq 6,4$ м.

2.6 Маркировка центробежных и вихревых насосов [7, 8]

Промышленность выпускает большое количество различных типов центробежных насосов (ЦБН). На заводах они могут изготавливаться серийно или по индивидуальным заказам. В эксплуатации находится большое количество ЦБН, маркированных по старым нормативным документам. Приведем маркировку ЦБН - как старых, так и новых насосов. Маркировку ЦБН необходимо знать при проектировании насосной установки, при эксплуатации насосной установки, при

выходе из строя ЦБН и замены его на новый и т. д. В настоящее время отсутствует единая методика маркировки ЦБН.

При маркировке ЦБН используются заглавные буквы, сочетание заглавных букв, прописные буквы, цифры и сочетание цифр. Прежние марки ЦБН, например, включали:

- цифры, обозначающие диаметр входного патрубка в мм, уменьшенный в 25 раз и округленный;
- прописные буквы, обозначающие тип насоса;
- цифры после букв и дефиса, обозначающие коэффициент быстроходности n_s , уменьшенный в 10 раз;
- цифры после знака умножения, обозначающие в многоступенчатых ЦБН число ступеней.

Приведем примеры.

Насос 4К-6 — консольный насос, диаметр всасывающего патрубка насоса равен 100 мм, коэффициент быстроходности $n_s = 60$.

Насос 10М-8х6 — многоступенчатый насос, диаметр всасывающего патрубка равен 250 мм, коэффициент быстроходности $n_s = 80$, количество ступеней равно 6.

Насос 12Д-13 — насос центробежный двусторонний типа Д, диаметр всасывающего патрубка равен 300 мм, коэффициент быстроходности $n_s = 130$.

В маркировке центробежных насосов в последнее время используют следующие обозначения:

- прописные буквы, указывающие тип насоса; цифры после букв, обозначающие подачу насоса Q , м³/час;
- цифры после косой черты либо после дефиса, обозначающие напор насоса H , м.

Например, насос К20/30 — центробежный насос консольного типа с подачей $Q = 20$ м³/час, напором $H = 30$ м.

В маркировке центробежных насосов наиболее часто используют следующие заглавные буквенные обозначения и их сочетания: *К* — консольный, *КМ* — консольный моноблочный, *ЦН* — центробежный, *ЦНС* — центробежный секционный, *ПЦН* — пищевой центробежный. *ПЭ* — питательный, *Кс* — конденсатный, *Ф* — фекальный, *СМ* — фекальный, *Д* — горизонтальный двустороннего входа, *В* — вертикальный, *ЭЦВ* —

центробежный для подъема воды, с приводом от электродвигателя, и др.

Прописные буквы обозначают следующее: *В* — высоконапорный, *С* — средненапорный, *А* — первый вариант обточки рабочего колеса, *Б* — второй вариант обточки рабочего колеса и т. д.

Центробежный насос может быть соединен с различными типами электродвигателя, например, насос К20/30 — с четырьмя типами электродвигателей.

Вопрос о маркировке центробежных насосов, выпускаемых фирмами различных государств, может быть решен только после ознакомления с нормативной документацией этих фирм.

В обозначении вихревого насоса буквы означают тип насоса, первые цифры — подачу, вторые — напор. Например, обозначение насоса ВКС-2/26 означает: насос вихревой консольный самовсасывающий с номинальной подачей 2 л/с и номинальным напором 26 м.

В центробежно-вихревых насосах имеются два рабочих колеса — центробежное и вихревое. Как правило, центробежное колесо расположено перед вихревым, то есть жидкость попадает сначала в центробежное колесо, где создается небольшое давление, которое затем повышается вихревым колесом. При таком сочетании рабочих колес достигаются большие напоры при относительно малой подаче.

Центробежно-вихревые насосы типа ЦВК изготавливают с подачей 14...36 м³/ч и напором до 280 м. Насосы имеют осевой подвод воды.

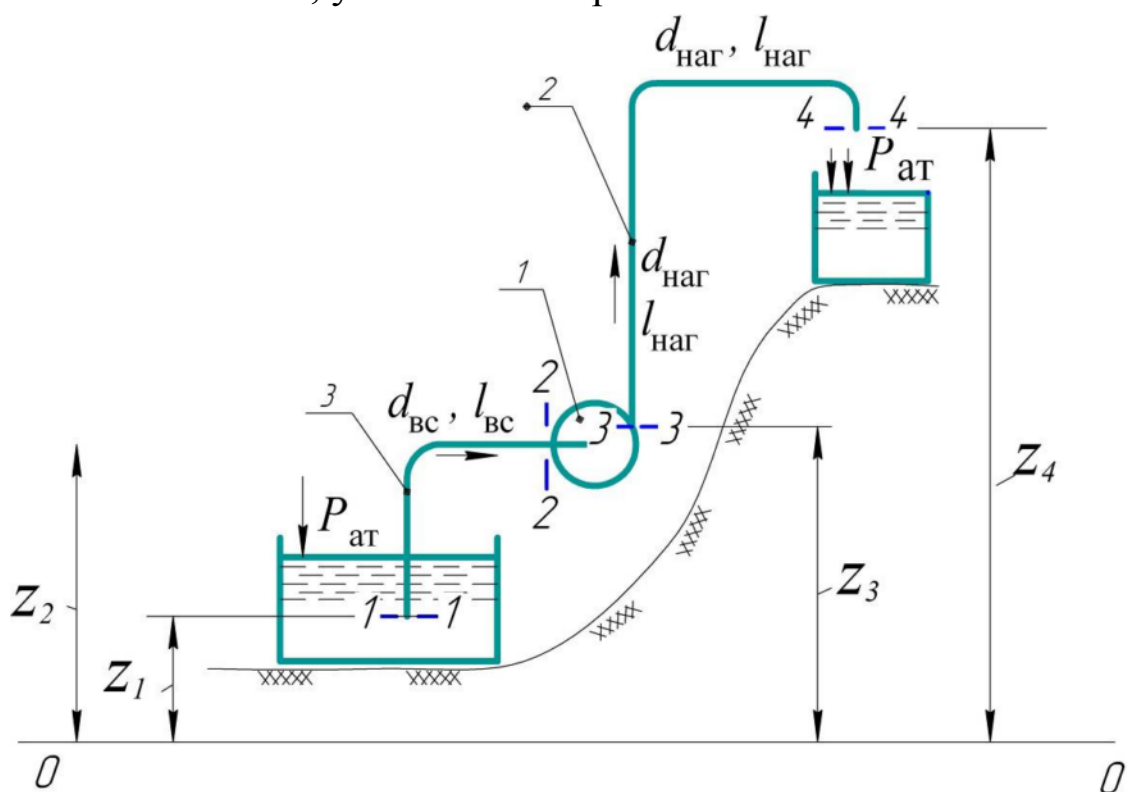
Характеристики насосов типа ЦВК близки к линейным. В обозначении насоса первые две буквы означают тип насоса, первые цифры — подачу, л/с; вторые — напор, м.

Таким образом, расшифровка маркировки насоса (насосного агрегата) может быть выполнена с помощью паспорта насоса (насосного агрегата), соответствующего ГОСТа и специальной литературы.

3. ОСОБЕННОСТИ ПОДБОРА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

3.1 Постановка задачи

Пусть имеем насосную установку, в состав которой входят насос 1 и две гидромагистрали: всасывающая 3 и нагнетательная 2 (рис. 3.1). Насосная установка подает жидкость снизу вверх с геометрической отметки z_1 на уровень z_2 . Здесь и далее подстрочные индексы соотносят параметры к сечениям потока, указанным на рис. 3.1.



0-0 – условная плоскость сравнения

Рисунок 3.1 – Схема насосной установки

Всасывающая и напорная гидромагистральные работают полными диаметрами, а следовательно, они являются напорными трубопроводами. В напорных трубопроводах вниз по потоку давление p падает. Падение давления во всасывающей ($\Delta p_{\text{вс}}$) и нагнетательной ($\Delta p_{\text{наг}}$) гидромагистральных показано на рис. 3.2, б. На рис. 3.2, а приведена упрощенная схема движения жидкости в насосной установке.

Приращение давления в насосе $\Delta p_{\text{н}}$ должно отвечать условию

$$\Delta p_{\text{н}} \geq \Delta p_{\text{вс}} + \Delta p_{\text{наг}} + \Delta p_{\text{изб.4}}, \quad (3.2)$$

$\Delta p_{\text{изб.4}}$ – избыточное давление в конце нагнетательной гидромагистрали.

Поделив почленно левую и правую часть выражения (3.2) на удельный вес перекачиваемой жидкости, получим следующее соотношение

$$\frac{\Delta p_{\text{н}}}{\rho g} \geq \frac{\Delta p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{\Delta p_{\text{наг}}}{\rho g} + \frac{p_{\text{изб.4}}}{\rho g}. \quad (3.3)$$

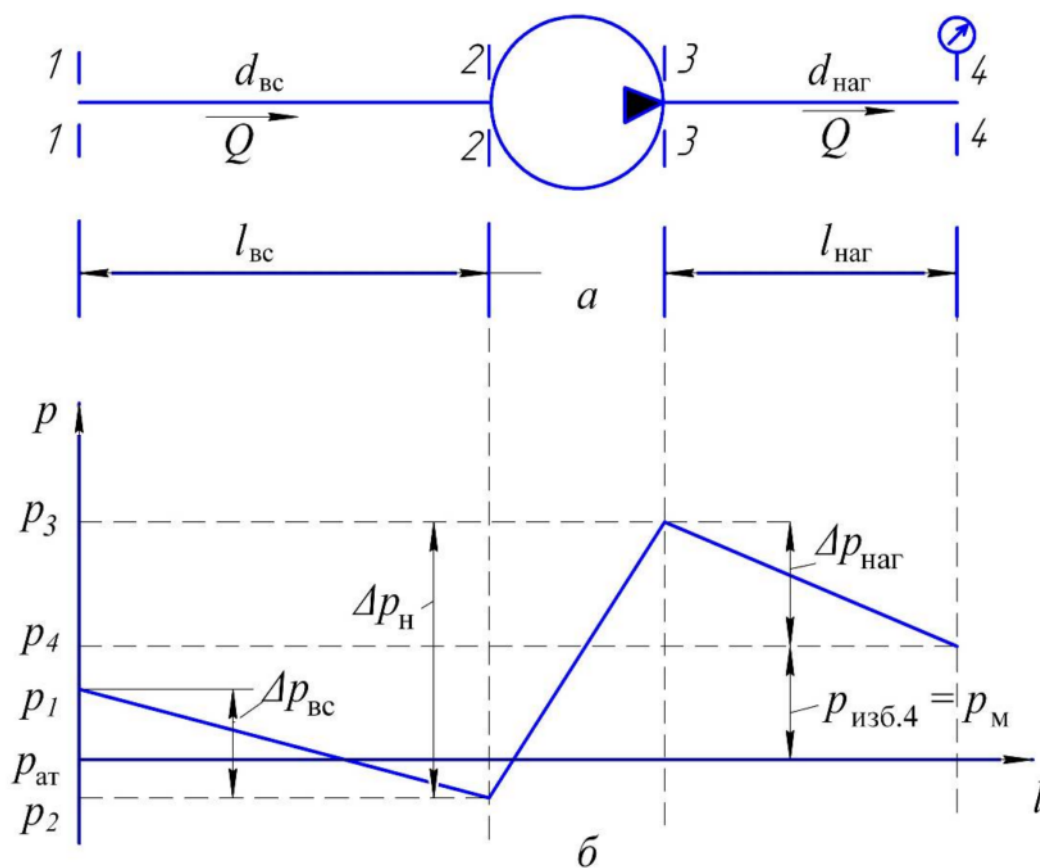


Рисунок 3.2 – Схема изменения полного давления по потоку перекачиваемой насосом жидкости

Тогда с учетом равенства (1.4) в соответствии с уравнением Бернулли (1.11) для реальной жидкости для случая, когда полное давление на входе во всасывающую гидромагист-

рально p_1 равно атмосферному давлению $p_{ат}$, выражение принимает следующий вид

$$H_n \geq H = (z_2 - z_1) + (z_4 - z_3) + h_{\Sigma.вс} + h_{\Sigma.наг} + H_{св}, \quad (3.4)$$

где H_n – напор насоса, м;

H – потребный напор в гидромагистралях, м;

$h_{\Sigma.вс}$ и $h_{\Sigma.наг}$ – полные потери напора соответственно во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, м;

z_i – геометрическая высота соответствующего сечения (рис. 3.1), м;

$H_{св}$ – свободный напор на выходе нагнетательной гидромагистральной. Для водоразборных точек на животноводческих фермах $H_{св} = 4 \dots 5$ м; для одноэтажных производственных помещений $H_{св} = 10$ м; для жилых домов $H_{св} = 8$ м плюс 4 м на каждый следующий этаж.

Если жидкость насосом подается с меньшего уровня на больший (рис. 3.1), то разности высот $z_2 - z_1$ и $z_4 - z_3$ имеют свое обозначение:

$$H_{г.вс} = z_2 - z_1 \quad \text{и} \quad H_{г.наг} = z_4 - z_3 \quad (3.5)$$

и называются соответственно геометрической высотой всасывания и геометрической высотой нагнетания. Если при этом нет гарантированного напора ($H_{св} = 0$), то располагаемый напор H представляет собой потери напора потоком жидкости на преодоление как сопротивления земного притяжения движению жидкости ($H_{г.вс}$, $H_{г.наг}$), так и сопротивления ее движению, обусловленного вязкостью ($h_{\Sigma.вс}$, $h_{\Sigma.наг}$).

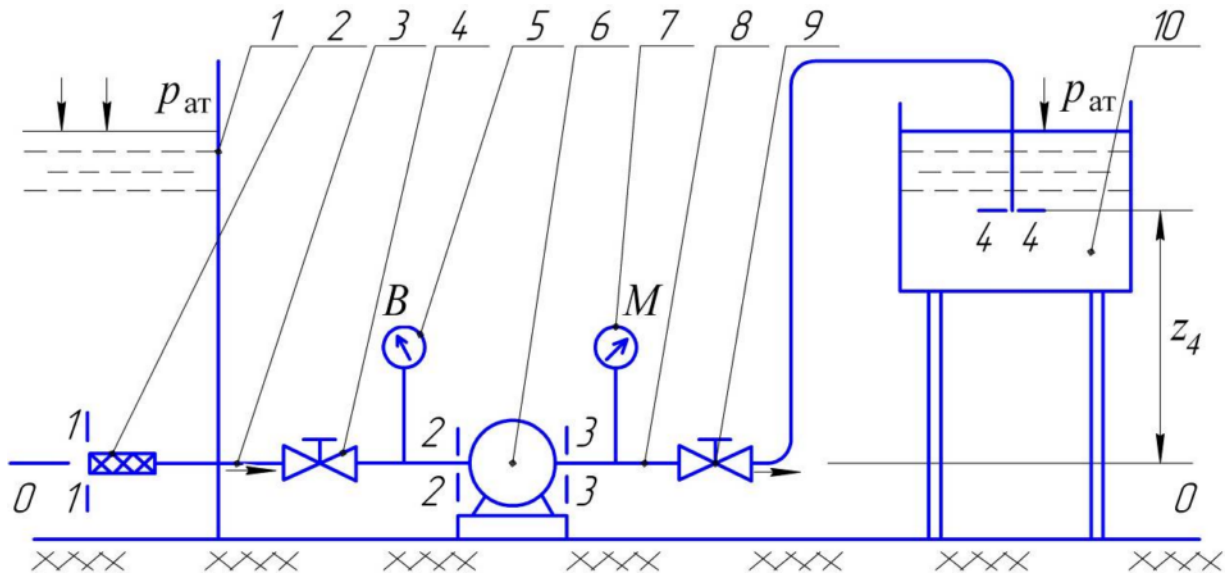
Если геометрические высоты z_1 и z_2 равны, то есть $z_1 = z_2$ (рис. 3.3), то земное притяжение не оказывает влияния на движение жидкости между сечениями потока 1-1 и 2-2.

Если полное давление p_1 на входе во всасывающий трубопровод практически равно атмосферному давлению и разность геометрических высот z_2 и z_3 ничтожно мала, то выражение (3.4) принимает вид:

$$H_H \geq H_{\text{ст}} + h_{\Sigma \text{вс}} + h_{\Sigma \text{наг}}, \quad (3.6)$$

где $H_{\text{ст}}$ – статический напор, м, который в данном случае равен:

$$H_{\text{ст}} = z_4 - z_1 + \frac{p_4 - p_1}{\rho g}, \quad (3.7)$$



0-0 – условная плоскость сравнения;

1,10 – резервуары; 2 – фильтр; 3 – всасывающий трубопровод;

4,9 – вентили; 5 – вакуумметр; 6 – центробежный насос;

7 – манометр; 8 – нагнетательный трубопровод

Рисунок 3.3 – Схема насосной установки

С учетом изложенного выше задачу подбора насосов можно сформулировать следующим образом.

Известны условия работы насосной установки:

- перекачиваемая жидкость, ее температура;
- геометрические высоты z_1 , z_2 , z_3 и z_4 центров масс соответствующих сечений потока жидкости;
- полное давление p_1 на входе жидкости во всасывающую магистраль;
- избыточное давление $p_{\text{изб.4}}$ на выходе нагнетательной гидромагистрالی (или там же гарантированный напор $H_{\text{св}}$);

- длины каждой из гидромагистралей $l_{\text{вс}}$ и $l_{\text{наг}}$, материал, из которого они изготовлены, продолжительность их предстоящей эксплуатации, если последнее имело место;

- объемный расход Q перекачиваемой жидкости (или необходимые данные для его вычисления).

Подобрать марку насосного агрегата (или марку центробежного насоса и приводящий его в работу электродвигатель).

Тем самым, насосная установка рассматривается как своеобразная гидравлическая система, в которой насос во многом подбирается по результатам расчета полных потерь напора $h_{\Sigma\text{вс}}$ и $h_{\Sigma\text{наг}}$ в напорном потоке жидкости, обусловленных присущей ей вязкостью. Насос здесь выполняет функцию напоросоздающего устройства.

Особенности подбора насосов для ньютоновских жидкостей

Прежде всего, необходимо найти полные потери напора $h_{\Sigma\text{вс}}$ и $h_{\Sigma\text{наг}}$. Поскольку для всасывающей и нагнетательной гидромагистралей они вычисляются по одним и тем же формулам, ниже подстрочные индексы «вс» и «наг» при параметрах опускаем.

Полные потери напора в трубопроводах h_{Σ} , обусловленные вязкостью жидкости, включают в себя линейные по-

тери напора $h_{\text{дл}}$ и местные потери $\sum_{i=1}^n h_{\text{ми}}$

$$h_{\Sigma} = h_{\text{дл}} + \sum_{i=1}^n h_{\text{ми}}, \quad (3.8)$$

где n – число местных сопротивлений.

Простое суммирование местных потерь допустимо лишь в том случае, когда расстояние между местными сопротивлениями Δl достаточно велико и таким образом исключается их взаимное влияние. По рекомендациям А.Д. Альтшуля необходимо выполнение условия

$$\Delta l \geq 0,5 \frac{d \cdot \xi_{1\text{кв}}}{\lambda} \quad (3.9)$$

Здесь λ – коэффициент гидравлического трения по длине трубы внутренним диаметром d , на которой расположены местные сопротивления, а $\xi_{1\text{кв}}$ – коэффициент первого из местных сопротивлений по потоку (квадратичной области).

При больших числах Рейнольдса приближенно принимают

$$\Delta l \geq 40d. \quad (3.10)$$

Линейные потери напора $h_{\text{дл}}$, м вычисляют по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.11)$$

где l – длина трубы, м;

d – диаметр условного прохода, м;

v – скорость потока, м/с.

Для труб диаметром до 300 мм скорость воды рекомендуется принимать в пределах 0,4...1,4 м/с. Скорость выше 1,4 м/с принимать не целесообразно по причине быстрого износа стенок труб и опасности разрыва их при гидравлических ударах. Низкий предел скорости в расчетах не используется, поскольку при малых скоростях трубы быстро засоряются механическими отложениями.

При заданном объемном расходе Q внутренний диаметр d трубы и средняя скорость v в сечениях потока взаимосвязаны:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}. \quad (3.12)$$

При расчете внутренних диаметров d по величине объемного расхода следует задаваться величиной v согласно рекомендацией А.С. Юрьева:

- для всасывающей магистрали – $0,7 \dots 1,0$ м/с;
- для нагнетательной магистрали – $1 \dots 1,4$ м/с.

Средние скорости во всасывающей гидромагистрали ($v_{\text{вс}}$) меньше, чем в нагнетающей ($v_{\text{наг}}$), поскольку рост полных потерь напора $h_{\Sigma \text{вс}}$ в ней способствуют развитию кавитации.

После расчета внутренних диаметров $d_{\text{вс}}$ и $d_{\text{наг}}$ по формуле (3.12) их уточняют в соответствии с ГОСТами на сортаменты труб (приложения 17, 18, 19), а затем по уточненным данным определяют действительные скорости по формуле

$$v = \frac{4Q}{\pi d_{\text{ст}}^2}, \quad (3.13)$$

которые используют в дальнейшем расчете.

Находят величины числа Рейнольдса Re для потока жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводе:

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (3.14)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости, величины ν ряда ньютоновских жидкостей приведены в приложении 1, м²/с.

Для удобства формулы для определения коэффициента гидравлического трения λ для потоков ньютоновских жидкостей в круглых трубах сведены в табл. 3.1

Величины эквивалентной шероховатости $\Delta_{\text{эк}}$ внутренней поверхности ряда труб приведены в приложении 9.

В сельскохозяйственных системах водоснабжения для водоводов и водопроводных сетей преимущественно применяются чугунные, стальные, асбестоцементные и пластмассовые трубы, реже напорные керамические и железобетонные. Пластмассовые трубы имеют ряд преимуществ перед металлическими: в 5...10 раз меньше вес, высокая коррози-

онная стойкость, простота обработки, увеличенный срок службы.

Таблица 3.1

Формулы для определения коэффициента гидравлического трения λ

	Режимы движения, область гидравлического сопротивления	Интервал чисел Рейнольдса Re	Формула
1	Ламинарный режим	$1 \ll Re \leq 2320$	$\lambda = \frac{64}{Re}$
2	Турбулентный режим:	$Re > 2320$	
	область гладкого трения (гидравлически гладкие трубы)	$2320 < Re < 20 \frac{d}{\Delta_{\text{эк}}}$	$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} \right)^{0,25}$ - Блазиус
	область смешанного трения (гидравлически шероховатые трубы)	$20 \frac{d}{\Delta_{\text{эк}}} < Re < 500 \frac{d}{\Delta_{\text{эк}}}$	$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_{\text{эк}}}{d} \right)^{0,25}$ - Альтшуль
	квадратичная область сопротивления	$Re > 500 \frac{d}{\Delta_{\text{эк}}}$	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_{\text{эк}}}{d} \right)^{0,25}$ - Шифринсон

В квадратичной области сопротивления, то есть при выполнении условия

$$Re > 500 \frac{d}{\Delta_{\text{эк}}}, \quad (3.15)$$

где коэффициент гидравлического трения не зависит от числа Рейнольдса Re потока жидкости, а, следовательно, и от объемного расхода Q , линейные потери напора $h_{\text{дл}}$ мы вычисляем по формуле

$$h_{\text{дл}} = A \cdot l \cdot Q^2, \quad (3.16)$$

где Q – объемный расход, м³/с;
 l – длина трубопровода, м;
 A – удельное сопротивление труб, с²/м⁶.

Величины удельного сопротивления труб A для ряда материалов в зависимости от диаметра условного прохода d_y приведены в приложениях 10, 11 и 12.

Если условие (3.15) не выполняется, то при расчете линейных потерь напора применяют формулу

$$h_{\text{дл}} = k \cdot A \cdot l \cdot Q^2, \quad (3.17)$$

где k – поправочный коэффициент (приложение 13).

Местные потери напора h_m , м определяют по формуле Вейсбаха:

$$h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g}, \quad (3.18)$$

где ζ_m – коэффициент местного сопротивления (величины справочные);

v – средняя по сечениям скорость жидкости, м/с;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$

Местными сопротивлениями являются различного рода препятствия, с которыми встречается поток жидкости при движении, в том числе: вход в трубу, повороты, сужение и расширение проточных каналов, трубопроводная арматура, которая подразделяется на запорную (задвижки, вентили, краны), регулирующую и предохранительную. В частности, для предохранения насоса и арматуры от обратного движения воды устанавливаются обратные клапаны. Они пропускают воду только в одном направлении и автоматически закрываются при ее движении к насосу после его отключения.

По формуле (3.8) определяют полные потери напора h_Σ в гидравлически коротких трубах. В гидравлически длинных трубах, где

$$h_{\text{дл}} \gg \sum_{i=1}^n \zeta_{\text{мi}}, \quad (3.19)$$

потерями напора в местных сопротивлениях либо пренебрегают ($\sum_{i=1}^n \zeta_{\text{мi}} = 0$), либо принимают их как малую часть от линейных потерь $h_{\text{дл}}$, вычисляя полные потери напора в нагнетательной гидромагистральной насоса как

$$h_{\Sigma \text{наг}} = (1,05 \dots 1,10) h_{\text{дл.наг}}. \quad (3.20)$$

Всасывающий патрубок скважинных электронасосных агрегатов следует рассматривать как весьма короткий трубопровод, пренебрегая при определении суммарных потерь напора $h_{\Sigma \text{вс}}$ потерями напора по длине $h_{\text{дл}}$ ($h_{\text{дл}} = 0$).

При известных разностях уровней $z_2 - z_1$, $z_4 - z_3$ и свободном напоре $H_{\text{св}}$ по формуле (3.4) вычисляют потребный напор H в гидромагистральных насосной установки следующим образом:

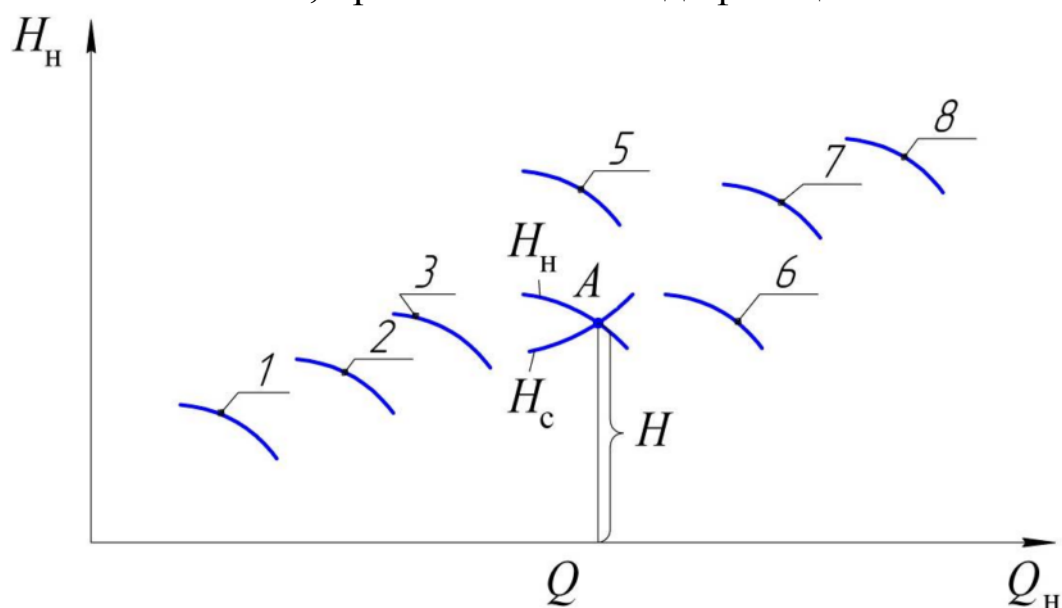
$$H = H_{\text{г.вс}} + H_{\text{г.наг}} + H_{\text{св}} + h_{\Sigma \text{вс}} + h_{\Sigma \text{наг}} \quad (3.21)$$

Насос для работы на сети подбирают следующим образом: обращаются к рабочим характеристикам конкретных марок центробежных консольных насосов (приложение 6). Затем по кривым $H_{\text{н}} = f(Q_{\text{н}})$, представленных на графиках, устанавливают марку насоса, который при подаче $Q_{\text{н}}$, равной объемному расходу сети $Q_{\text{с}}$, обеспечивал бы напор $H_{\text{н}}$, равный или несколько больше, чем напор сети $Q_{\text{с}}$, то есть выполнялось условие

$$H_{\text{н}} \geq H_{\text{с}}, \quad (3.22)$$

В приложениях 7 и 8 представлены сводные графики полей $H_{\text{н}}-Q_{\text{н}}$ соответственно центробежных консольных насосов и насосов с двухсторонним входом. Верхняя часть каждого криволинейного четырехугольника соответствует нормальному диаметру рабочего колеса, нижняя часть — колесу, максимально обточенному по внешней окружности,

средняя пунктирная линия соответствует промежуточной обточке рабочего колеса. Рабочие колеса, обточенные на заводах-изготовителях, применяются в модификациях насосов.



1, 2, 3...8 – напорные характеристики насосов
Рисунок 3.4 – К подбору центробежного насоса

Если условие (3.22) выполняется, то точку пересечения кривых H_n-Q_n и H_c-Q_c можно считать рабочей точкой A (рис. 3.4).

Определяют мощность N , кВт на валу насоса

$$N = \frac{\rho g H_{н.А} \cdot Q_{н.А}}{1000 \cdot \eta_{н.А}}, \quad (3.23)$$

где $H_{н.А}$ – напор насоса в рабочей точке A, м;

$Q_{н.А}$ – объемная подача насоса в т. A, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\eta_{н.А}$ – полный КПД насоса в т. A;

ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

g – ускорение свободного падения ($g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$).

Мощность приводного двигателя $N_{дв}$, если насос соединен с ним напрямую (через упругую муфту), определяют по формуле

$$N_{дв} = k_3 \cdot N, \quad (3.24)$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности, учитывающий перегрузки электродвигателя при его запуске.

Для электродвигателей мощностью $N_{\text{ДВ}}$ до 50 кВт коэффициент $k_3 = 1,20 \dots 1,25$ и $k_3 = 1,10 \dots 1,15$ для мощности более 50 кВт.

Если условие (3.22) не выполняется, то в числе возможных решений следует назвать:

- применить насос с иной действительной напорной характеристикой H_n-Q_n при той же частоте вращения n , мин⁻¹ при ином типе насосов;
- подобрать новую действительную напорную характеристику H_n-Q_n данного насоса путем изменения частоты вращения n , мин⁻¹ (используя, например электродвигатель постоянного тока, механические передачи);
- уменьшить потери напора в гидромагистралях насосной установки, либо за счет увеличения внутреннего диаметра труб, либо за счет снижения местных потерь напора. Последнее обеспечивается заменой резких поворотов на плавные, сглаживанием острых углов, сокращением излишней водопроводной арматуры.
- вместо центробежного насоса применить вихревой насос, если при вычислении по формуле (1.56) коэффициент быстроходности n_s окажется в пределах $n_s = 10 \dots 50$.

К параллельной работе нескольких насосов (рис. 3.5, а) прибегают в тех случаях, когда один насос не обеспечивает необходимую объемную подачу (объемный расход). Отметим, что режимы работы насосов с одинаковыми характеристиками значительно проще, чем с различными. Кривая III, полученная суммированием абсцисс, взятых при различных напорах насосов H_n , является суммарной действительной напорной характеристикой обоих насосов (рис. 3.5, б). При данном соединении насосов при определении потребного напора H необходимо учесть дополнительно возникающее гидравлическое сопротивление в сети. Для удобства монтажа при соединении насосов участки стыка плавно сужают, а также вводят дополнительные повороты. Вместе с тем, па-

параллельная работа насосов повышает надежность водонасосной установки, поскольку при отказе одного из насосов подача не прекращается, а только уменьшается.

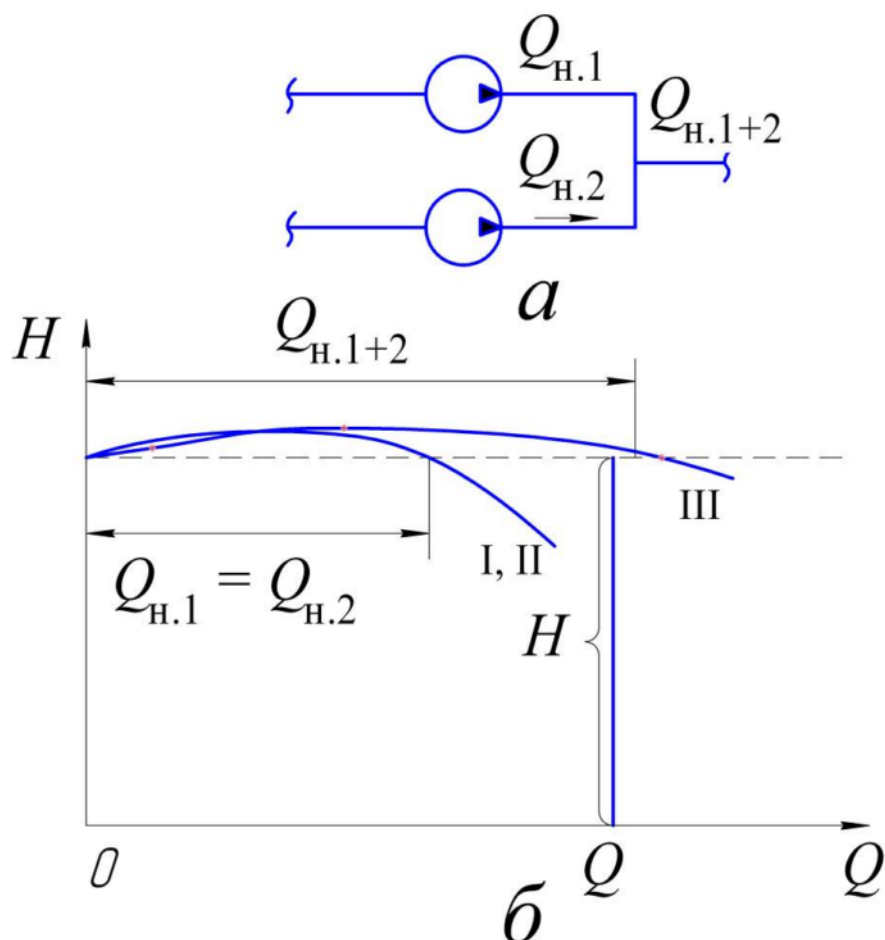


Рисунок 3.5 – Параллельная работа центробежных насосов

Последовательная работа (рис. 3.6, а) применяется в тех случаях, когда один насос не может обеспечить потребного напора. Кривая III, полученная суммированием ординат, взятых при одних и тех же объемных подачах Q_n , является суммарной действительной напорной характеристикой обоих насосов (рис. 3.6, б).

При последовательном соединении насосов следует обращать особое внимание на величину избыточного давления на входе в последующий насос. Так, на входе в насос, корпус которого выполнен из чугуна, с учетом его прочности оно не должно превышать 0,8 МПа. При определении потребного напора H необходимо учесть потери напора в трубопроводе,

соединяющем насосы. Следует отметить, что последовательное соединение насосов менее экономично, чем использование одного высоконапорного насоса.

Рассмотренные выше схемы соединения насосов представляют интерес в случаях, когда расчетный параметр насоса H_n и Q_n намного отличаются от номенклатурных или заводом-изготовителем прекращен выпуск какого-либо насоса без соответствующей его замены.

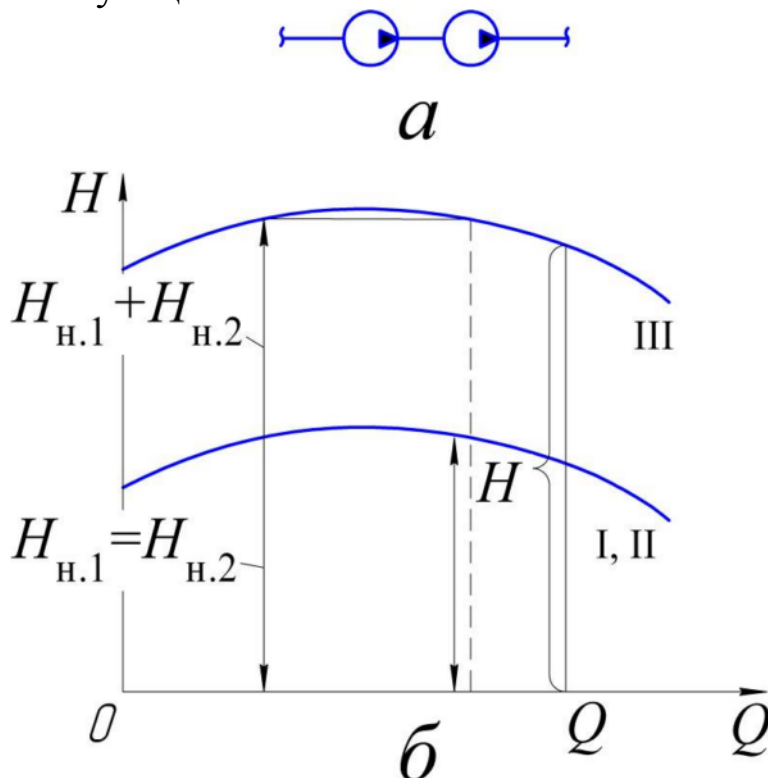
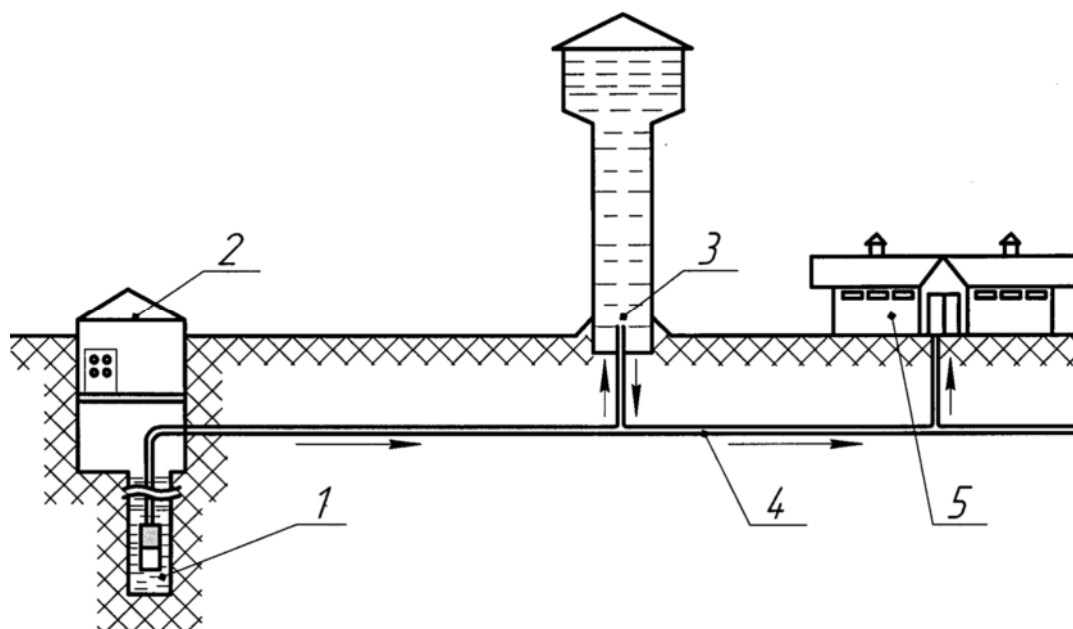


Рисунок 3.6 – Последовательное соединение центробежных насосов

Если же подбираются насосы для ньютоновской более вязкой, чем вода, жидкости, а также для подачи по трубам вязкопластичных гидросмесей, то известные рабочие характеристики центробежных насосов (полученные при испытаниях на воде) должны быть пересчитаны.

Пример 3. Требуется подобрать насос для обеспечения водой молочно-товарной фермы из подземного водоносного горизонта, глубина залегания которого относительно пахотного горизонта составляет 75 м. Расстояние от буровой скважины до водонапорной башни $L = 350$ м. На ферме содержится крупный рогатый скот, в том числе коровы молочные

– 400 голов, быки и нетели – 100 голов, телята – 80 голов. На территории фермы находится водонапорная башня с высотой 12 м. Схема механизированного водоснабжения приведена на рис. 3.7. Температуру воды принять равной $+8^{\circ}\text{C}$. Стальной водовод уложен на глубине 2 м.



1 – буровой колодец; 2 – насосная станция с погружным насосом;
3 – водонапорная башня; 4 – водовод; 5 – животноводческое помеще-
ние

Рисунок 3.7 – Схема системы водоснабжения молочно-товарной фермы

Дано: $H_{г.вс} = 0$;

$$H_{г.наг} = 75 - 2 = 73 \text{ м};$$

$$H_{св} = 5 \text{ м};$$

$$l_{вс} = 0; L = 350 \text{ м};$$

$$l_{наг} = L + H_{г.наг} = 423 \text{ м};$$

материал водопровода – сталь;

жидкость – вода;

N_1, N_2, N_3 - соответственно поголовье коров, быков, телят.

Подобрать скважинный электронасосный агрегат.

Р е ш е н и е

Определяем среднесуточный объемный расход воды на ферме $Q_{\text{ср.сут}}$, л/сут по формуле [5]:

$$Q_{\text{ср.сут}} = q_1 N_1 + q_2 N_2 + q_3 N_3, \quad (3.25)$$

где q_1, q_2, q_3 – среднесуточные нормы потребления воды ко-
ровами молочными, телятами и быками,
л/гол;

N_1, N_2, N_3 – соответственно число их голов.

Для коров молочных $q_1 = 80 \dots 100$ л/гол; для телят $q_2 = 20$ л/гол; для быков $q_3 = 60$ л/гол. По условию задачи $N_1 = 400$ гол; $N_2 = 80$ гол и $N_3 = 100$ гол.

Получаем:

$$Q_{\text{ср.сут}} = (100 \cdot 400 + 20 \cdot 80 + 60 \cdot 100) \cdot 10^{-3} = 47,6 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Находим максимальный суточный объемный расход воды $Q_{\text{сут.мах}}$, $\text{м}^3/\text{сут}$ по формуле [5]:

$$Q_{\text{сут.мах}} = \alpha_{\text{сут}} \cdot \alpha_{\text{ч}} \cdot Q_{\text{ср.сут}}, \quad (3.26)$$

где $\alpha_{\text{сут}}$ – коэффициент суточной неравномерности;

$\alpha_{\text{ч}}$ – коэффициент часовой неравномерности.

Для систем сельского водоснабжения коэффициент су-
точной неравномерности $\alpha_{\text{сут}} = 1,1 \dots 1,3$. На фермах с автопо-
ением коэффициент $\alpha_{\text{ч}} = 2,0 \dots 2,5$ [5].

При величинах

$$Q_{\text{ср.сут}} = 47,6 \text{ м}^3/\text{сут}, \quad \alpha_{\text{сут}} = 1,3 \quad \text{и} \quad \alpha_{\text{ч}} = 2,25$$

получаем:

$$Q_{\text{сут.мах}} = 1,3 \cdot 2,25 \cdot 47,6 = 139,2 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Находим расчетный объемный расход воды в водоводе Q , $\text{м}^3/\text{с}$ по формуле:

$$Q = \frac{Q_{\text{сут. max}}}{3600 \cdot T}, \quad (3.27)$$

где T – время работы насосной установки, ч. В данном случае $T = 14$ ч.

Имеем:

$$Q = \frac{139,2}{3600 \cdot 14} = 0,0028 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Задаемся рекомендуемой средней скоростью в нагнетательном трубопроводе $v_p = 1,4 \text{ м/с}$ и по формуле (3.12) определяем расчетный внутренний диаметр:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0028}{3,14 \cdot 1,4}} = 0,05 \text{ м}.$$

По данным приложения для стальных электросварных труб ГОСТ 10704-76 условный диаметр $d_y = 50 \text{ мм}$.

Принимаем внутренний диаметр нагнетательного трубопровода $d_{\text{наг}} = 0,05 \text{ м}$, а среднюю скорость воды в нем $v_{\text{наг}} = 1,4 \text{ м/с}$.

По формуле (1.66) при $t = 8^\circ\text{C}$ находим кинематический коэффициент вязкости ν пресной воды:

$$\nu = \frac{1,78 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337 \cdot 8 + 0,00022 \cdot 8^2} = 1,38 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Находим величину числа Рейнольдса Re для потока воды в нагнетательном трубопроводе:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,4 \cdot 0,05}{1,38 \cdot 10^{-6}} = 50725.$$

При величине эквивалентной шероховатости бывших в эксплуатации стальных сварных труб $\Delta_{\text{эк}} = 0,1 \text{ мм}$ (приложение 9) находим числовые значения предельных чисел Рейнольдса $Re_{\text{пр1}}$ и $Re_{\text{пр2}}$:

$$Re_{\text{пр1}} = 20 \frac{d}{\Delta_{\text{эк}}} = \frac{20 \cdot 50}{0,1} = 10000;$$

$$Re_{\text{пр2}} = 500 \frac{d}{\Delta_{\text{эк}}} = \frac{500 \cdot 50}{0,1} = 250000.$$

Поскольку число Рейнольдса Re отвечает условию

$$20 \frac{d}{\Delta_{\text{эк}}} < Re < 500 \frac{d}{\Delta_{\text{эк}}}, \quad \text{то}$$

коэффициент гидравлического трения находим по формуле Альтшуля:

$$\lambda_{\text{наг}} = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_{\text{эк}}}{\alpha_{\text{наг}}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{50725} + \frac{0,1}{50} \right)^{0,25} = 0,0264.$$

Потери напора в нагнетательном трубопроводе вычисляем по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{\text{дл.наг}} = \lambda_{\text{наг}} \frac{l_{\text{наг}}}{d_{\text{наг}}} \frac{v_{\text{наг}}^2}{2g} = 0,0264 \frac{423 \cdot 1,4^2}{0,05 \cdot 2 \cdot 9,81} = 22,4 \text{ м.}$$

Полные потери напора в нагнетательной гидромагистральной находим по формуле (3.20):

$$h_{\Sigma \text{наг}} = 1,05 \cdot h_{\text{дл.наг}} = 1,05 \cdot 22,4 = 23,5 \text{ м.}$$

Потребный напор H в гидромагистральных насосной установки вычисляем по формуле (3.21):

$$H = H_{\text{г.вс}} + H_{\text{г.наг}} + H_{\text{св}} + h_{\Sigma \text{вс}} + h_{\Sigma \text{наг}} = 0 + 73 + 5 + 23,5 = 101,5 \text{ м.}$$

Таким образом, с учетом условий (3.4) и (3.22) центробежный насос, работающий на рассматриваемую молочно-товарную ферму, при объемной подаче $Q_{\text{н}} = 0,0028 \text{ м}^3/\text{с} = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$ должен обеспечивать напор не менее $H_{\text{н}} = 101,5 \text{ м}$.

По данным приложения 5, где приведены технические данные скважинных электронасосных агрегатов для воды, этому условию отвечает агрегат марки 1ЭЦВ6–10–110, который при объемной подаче $Q_{\text{н}} = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$ создает напор $H_{\text{н}} = 110 \text{ м}$.

Находим потребную мощность электродвигателя для привода насоса:

$$N_{\text{дв}} = \frac{k_3 \cdot \rho \cdot g \cdot Q_{\text{н}} \cdot H_{\text{н}}}{1000 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{1,2 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0028 \cdot 110}{1000 \cdot 0,67} = 5,4 \text{ кВт.}$$

В выбранный электронасосный агрегат встроен электродвигатель марки 6ПЭДВ5,5-140, имеющий мощность 5,5 кВт.

3.3 Вязкопластичные гидросмеси и их сопротивление движению

С ростом долевого содержания в воде взвешенных инородных частиц ее вязкость возрастает. Кинематический коэффициент вязкости ν бытовых поточных вод, содержащих $B \leq 600$ мг/л взвешенных веществ, из которых 70...80% – органические, при температуре t от 2 до 25°C может быть определен по формуле Н.Ф. Федорова:

$$\nu = \nu_{\text{в}} + 2 \cdot 10^{-8} \cdot B \cdot t^{-2}, \quad (3.28)$$

полученной на основе опытных данных ($\nu_{\text{в}}$ – кинематический коэффициент вязкости чистой пресной воды, также зависящий от температуры).

Однако с повышением концентрации твердых частиц картина меняется.

Осадки сточных вод при определенных условиях (если они тонкодисперсные) в состоянии покоя приобретают студнеобразную структуру и называются гелями. Для нарушения покоя геля к нему необходимо приложить некоторое начальное усилие. И лишь после этого гель начинает двигаться.

Когда закон Ньютона о внутреннем трении (1.65) не выполняется, жидкости принято называть *неньютоновскими*.

Если деформационное поведение неньютоновских жидкостей подчиняется закону трения Шведова-Бингама:

$$\tau = \tau_0 + \eta_* \frac{dv_x}{d_n}, \quad (3.29)$$

где τ – касательное напряжение при движении жидкости, Па;

τ_0 – начальное напряжение сдвига, после достижения которого жидкость приходит в движение, Па;

$\frac{dv_x}{d_n}$ – поперечный градиент скорости, с^{-1} ;

η_* – коэффициент структурной вязкости, Па·с,

то они называются *структурными гидросмесями*.

При движении вязкая жидкость, заключенная внутри пространственной структуры из большого числа твердых частиц (передающих друг другу давление) переносится совместно с ними. При этом на молекулярном уровне частицы жидкости сцепляются как между собой, так и с омываемыми твердыми стенками (подобное имеет место и в случае ньютоновских жидкостей), а также с твердыми частицами на границах раздела фаз. В данной связи, структурным гидросмесям присущи перемещения, подобные пластическим деформациям твердого тела. Структурные гидросмеси – это вязкопластичные гидросмеси.

К их числу относятся влажные осадки сточных вод, тестообразные цементный, известковый, глиняный растворы, озерный ил, болотная масса, влажный навоз, жидкие корма и другие.

На числовые значения величин начального напряжения сдвига τ_0 и коэффициента структурной вязкости η_* влияют состав гидросмеси, свойства жидкой среды (на основе которой образована смесь), крупность твердых частиц, их концентрация, температура смеси.

Для схватывающихся типа цементных или бетонных гидросмесей наиболее благоприятны реологические параметры τ_0 и η_* у свежеприготовленных смесей, так как имеют наименьшие величины. Жидкий навоз, имеющий более мел-

кую дисперсную твердую фазу, обладает большими величинами τ_0 и η_* ; он более вязок и оказывает большее сопротивление движению. С возрастанием температуры числовые значения τ_0 и η_* жидких кормов уменьшаются, причем наиболее резкое их уменьшение наблюдается в интервале температур от 5 до 40 °С [9]. С ростом влажности W , % гидросмесей величины τ_0 и η_* снижаются. С уменьшением влажности W , % смеси способны терять текучесть. Тогда их транспортировка по трубам становится невозможной.

Числовые значения τ_0 и η_* отдельных вязкопластичных гидросмесей приведены в приложении 14.

По результатам многочисленных измерений установлено, что падение давления $\Delta p_{\text{дл}}$, Па по длине напорных трубопроводов, транспортирующих вязкопластичные гидросмеси, можно вычислить по формуле:

$$\Delta p_{\text{дл}} = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot l \cdot v^2}{2d}, \quad (3.30)$$

где λ – коэффициент внутреннего трения;

l – длина трубопровода, м;

d – его внутренний диаметр, м;

ρ – плотность гидросмеси, кг/м³;

v – средняя скорость ее движения в сечении потока, м/с.

Выражение (3.30) указывает на то, что величина падения давления $\Delta p_{\text{дл}}$ тем больше, чем больше плотность гидросмеси ρ , ее средняя скорость v и длина l трубопровода и чем меньше его внутренний диаметр d .

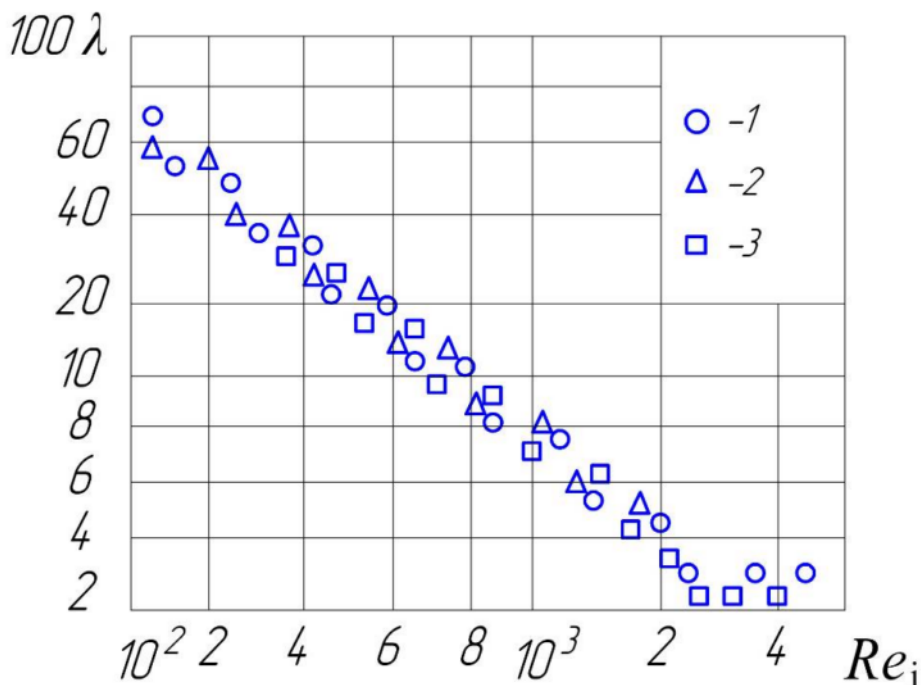
Это делает обоснованным использование формулы Дарси-Вейсбаха для определения линейных потерь напора $h_{\text{дл}}$, м:

$$h_{\text{дл}} = \frac{\Delta p_{\text{дл}}}{\rho g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.31)$$

когда известны соотношения для определения коэффициента внутреннего трения λ .

Подтвержденная опытным путем взаимосвязь между коэффициентом внутреннего трения λ и обобщенными числами Рейнольдса Re_i^* [9] показана на рис. 3.8.

Наиболее просто коэффициент внутреннего трения λ определяется на так называемом структурном режиме движения, где справедлива схема вязкопластичного течения, подчиняющаяся уравнению Шведова-Бингама (3.29).



1 – осадок (влажность 92 %), $d = 100\text{мм}$;
 2 – корм (влажность 84%), $d = 150\text{мм}$;
 3 – навоз (влажность 86%), $d = 200\text{мм}$
 Рисунок 3.8 – Зависимость $\lambda = f(Re_i^*)$ для различных вязкопластичных гидросмесей

Здесь коэффициент λ вычисляют по формуле:

$$\lambda = \frac{64}{Re^*}, \quad (3.32)$$

где Re^* - обобщенное число Рейнольдса, равное

$$Re^* = \frac{\rho_{\Gamma}}{\frac{\eta_*}{\nu d} + \frac{\tau_0}{8\nu^2}}. \quad (3.33)$$

Формулу (3.32) и (3.33) применяют в интервале обобщенного числа Рейнольдса

$$Re^* \leq (1,5 \dots 3,0) \cdot 10^3 \quad (3.34)$$

(величина в скобках зависит от внутреннего диаметра d труб и концентрации гидросмесей).

3.4 Методика пересчета рабочих характеристик центробежных насосов с воды на вязкопластичную гидросмесь

Как отмечалось ранее, характеристики центробежных насосов получают по результатам их испытания на воде. При использовании насосов для перекачки вязкопластичных жидкостей, их рабочие характеристики необходимо пересчитать.

В основе пересчета лежат опытные значения поправочных коэффициентов:

$$k_Q = \frac{Q_{н.г}}{Q_n}; \quad (3.35)$$

$$k_H = \frac{H_{н.г}}{H_n}; \quad (3.36)$$

$$k_N = \frac{N_{пол.н.г}}{N_{пол.н}}. \quad (3.37)$$

Здесь подстрочный индекс «г» соотносит подачу Q_n , напор H_n и полезную мощность $N_{пол.н}$ насоса к вязкопластичным гидросмесям.

Графики зависимостей поправочных коэффициентов k_Q , k_H , k_N от числа Рейнольдса Re [9] приведены на рис. 3.9.

Число Рейнольдса Re определяют по формуле [9]:

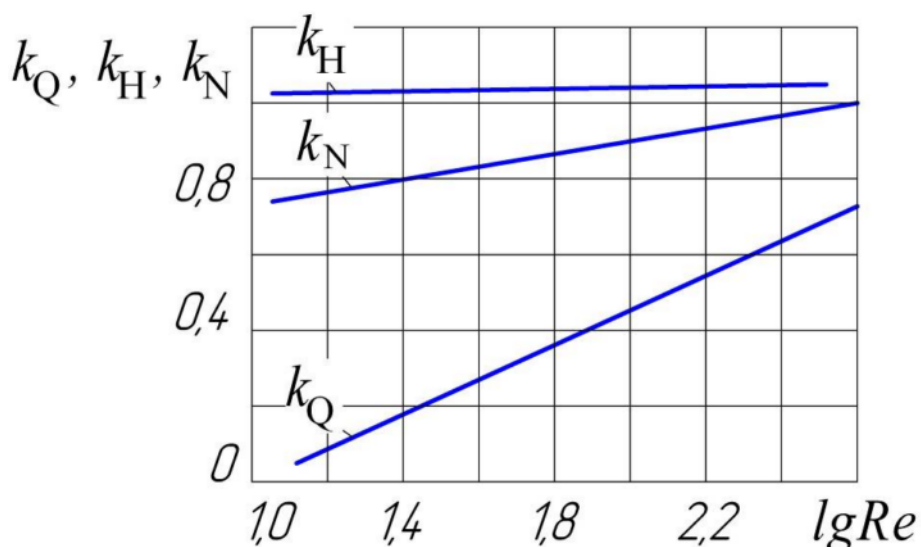
$$Re = \frac{\rho_{г} \cdot Q_{н.г}}{d_2 \cdot \eta_*}, \quad (3.38)$$

где $Q_{н.г}$ – объемная подача насосом гидросмеси, м³/с;

d_2 – наружный диаметр рабочего колеса, м;

$\rho_{г}$ – плотность гидросмеси, кг/м³;

η_* – коэффициент структурной вязкости гидросмеси, Па·с.



$$k_Q, k_H, k_N = f(\lg Re)$$

Рисунок 3.9 – Графики зависимостей k_Q , k_H и k_N от логарифма числа Рейнольдса

Методика пересчета рабочих характеристик центробежного насоса с воды на вязкопластичную гидросмесь заключается в следующем [9]:

1. Для предварительно выбранного насоса выписывают значения $Q_{н.м}$, $H_{н.м}$ и $N_{н.м}$ при максимальном полном КПД насоса $\eta_{н.м}$ по воде, а также диаметр его рабочего колеса d_2 .

2. Подсчитывают величину условного числа Рейнольдса Re^I по формуле (3.38), подставляя в нее $Q_{н.м}$ и значения ρ_Γ и η_* для гидросмеси:

$$Re^I = \frac{\rho_\Gamma \cdot Q_{н.м}}{d_2 \cdot \eta_*} \quad (3.39)$$

3. Находят логарифм условного числа Рейнольдса Re^I – $\lg Re^I$.

4. По графику на рис. 3.9 для найденного значения $\lg Re^I$ определяют значения поправочных коэффициентов в первом приближении k_Q^I , k_H^I и k_N^I .

5. По формулам (3.35)...(3.37) вычисляют ориентировочные значения $Q_{н.г}^I$, $H_{н.г}^I$ и $N_{пол.н.г}^I$.

6. По полученной величине $Q_{н.г}^I$ из формулы (3.38) находят величину числа Рейнольдса Re^II , а затем $lg Re^II$ и коэффициенты k_{Q}^{II} , k_H^{II} и k_N^{II} во втором приближении, и опять находят по формулам (3.35)...(3.37) значения $Q_{н.г}^{II}$, $H_{н.г}^{II}$ и $N_{пол.н.г}^{II}$.

Количество таких повторных вычислений зависит от величины коэффициента структурной вязкости η^* ; чем она больше, тем больше число приближений.

По найденным значениям $H_{н.г.m}$ и $Q_{н.г.m}$ на координатную плоскость H_H-Q_H наносится точка, отвечающая максимальному полному КПД насоса $\eta_{н.г.m}$ при его работе на данной вязко-пластичной гидросмеси. Через эту точку и точку с координатами $H_{н.о.г}$ и $Q_{н.о} = 0$ (затвор закрыт) проводится кривая $H_{н.г}-Q_{н.г}$, причем величина $H_{н.о.г}$ вычисляется по формуле:

$$H_{н.о.г} = \frac{\rho}{\rho_r} H_{н.о}, \quad (3.40)$$

где $H_{н.о}$ – напор насоса на воде (при $Q_H = 0$);

ρ и ρ_r – соответственно плотность воды и гидросмеси.

Пример 4. Предварительно выбран погружной фекальный насос ПФ125/400. При максимальном полном КПД и частоте вращения $n_H = 1500 \text{ мин}^{-1}$ он имеет объемную подачу $Q_{н.m} = 240 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор $H_{н.m} = 46 \text{ м}$, напор при закрытой задвижке $H_{н.о} = 58 \text{ м}$, полезную мощность $N_{н.m} = 30 \text{ кВт}$. Диаметр рабочего колеса $d_2 = 610 \text{ мм}$. Необходимо произвести пересчет рабочей характеристики насоса H_H-Q_H с воды на вязко-пластичную гидросмесь, имеющую начальное напряжение сдвига $\tau_0 = 14 \text{ Па}$, и коэффициент структурной вязкости $\eta^* = 0,425 \text{ Па}\cdot\text{с}$ и плотность $\rho_r = 1010 \text{ кг/м}^3$.

Р е ш е н и е

Поскольку численные значения τ_0 и η^* гидросмеси велики пересчет рабочей характеристики насоса с воды на гидросмесь проводим по методу последовательных приближений.

В первом приближении:

- по формуле (3.39) находим величину условного числа Рейнольдса:

$$Re^I = \frac{\rho_{\Gamma} \cdot Q_{\text{н.м}}}{d_{\text{н}} \cdot \eta_*} = \frac{1010 \cdot 240}{3600 \cdot 0,61 \cdot 0,425} = 260 ;$$

- находим величину:

$$\lg Re^I = \lg 260 = 2,4 ;$$

- по графикам, приведенным на рис. 3.9, определяем величины поправочных коэффициентов:

$$k^I_Q = 0,64; k^I_H = 1,05; k^I_N = 0,96 .$$

Вычисляем приближенные значения объемной подачи, напора и полезной мощности насоса:

$$Q^I_{\text{н.г}} = k^I_Q \cdot Q_{\text{н.м}} = 0,64 \cdot 240 = 153,6 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$H^I_{\text{н.г}} = k^I_H \cdot H_{\text{н.м}} = 1,05 \cdot 46 = 48,3 \text{ м};$$

$$N^I_{\text{пол.н.г}} = k^I_N \cdot N_{\text{пол.н}} = 0,96 \cdot 30 = 28,8 \text{ кВт} .$$

Во втором приближении:

- определяем величину числа Рейнольдса:

$$Re^{\text{II}} = \frac{\rho_{\Gamma} \cdot Q^I_{\text{н.г}}}{d_{\text{н}} \cdot \eta_*} = \frac{1010 \cdot 153,6}{3600 \cdot 0,61 \cdot 0,425} = 166,2,$$

$$\lg 166,2 = 2,22 ;$$

- по графикам на рис. 3.9, находим величины коэффициентов:

$$k^{\text{II}}_Q = 0,56; k^{\text{II}}_H = 1,04; k^{\text{II}}_N = 0,93 ;$$

- находим объемную подачу, напор насоса и полезную мощность насоса:

$$Q^{\text{II}}_{\text{н.г}} = k^{\text{II}}_Q \cdot Q_{\text{н.м}} = 0,56 \cdot 240 = 134,4 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$H^{\text{II}}_{\text{н.г}} = k^{\text{II}}_H \cdot H_{\text{н.м}} = 1,04 \cdot 46 = 47,8 \text{ м},$$

$$N^{\text{II}}_{\text{пол.н.г}} = k^{\text{II}}_N \cdot N_{\text{пол.н.м}} = 0,93 \cdot 30 = 27,9 \text{ кВт} .$$

В третьем приближении аналогично получаем:

$$Re^{\text{III}} = \frac{\rho_{\Gamma} \cdot Q_{\text{H.Г}}^{\text{II}}}{d_{\text{H}} \cdot \eta_*} = \frac{1010 \cdot 134,4}{3600 \cdot 0,61 \cdot 0,425} = 145,4,$$

$$\lg Re^{\text{III}} = \lg 145,4 = 2,2,$$

$$k_{\text{Q}}^{\text{III}} = 0,55; k_{\text{H}}^{\text{III}} = 1,03; k_{\text{N}}^{\text{III}} = 0,93,$$

$$Q_{\text{H.Г}}^{\text{III}} = k_{\text{Q}}^{\text{III}} \cdot Q_{\text{H.м}} = 0,55 \cdot 240 = 132 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$H_{\text{H.Г}}^{\text{III}} = k_{\text{H}}^{\text{III}} \cdot H_{\text{H.м}} = 1,03 \cdot 46 = 47,4 \text{ м},$$

$$N_{\text{пол.н.г}}^{\text{III}} = k_{\text{N}}^{\text{III}} \cdot N_{\text{пол.н.м}} = 0,93 \cdot 30 = 27,9 \text{ кВт}.$$

В четвертом приближении аналогично получаем:

$$Re^{\text{IV}} = \frac{\rho_{\Gamma} \cdot Q_{\text{H.Г}}^{\text{III}}}{d_{\text{H}} \cdot \eta_*} = \frac{1010 \cdot 132}{3600 \cdot 0,61 \cdot 0,425} = 142,8.$$

Различия между числами Рейнольдса

$$\frac{Re^{\text{III}} - Re^{\text{IV}}}{Re^{\text{IV}}} = \frac{145,4 - 142,8}{142,8} = 0,018,$$

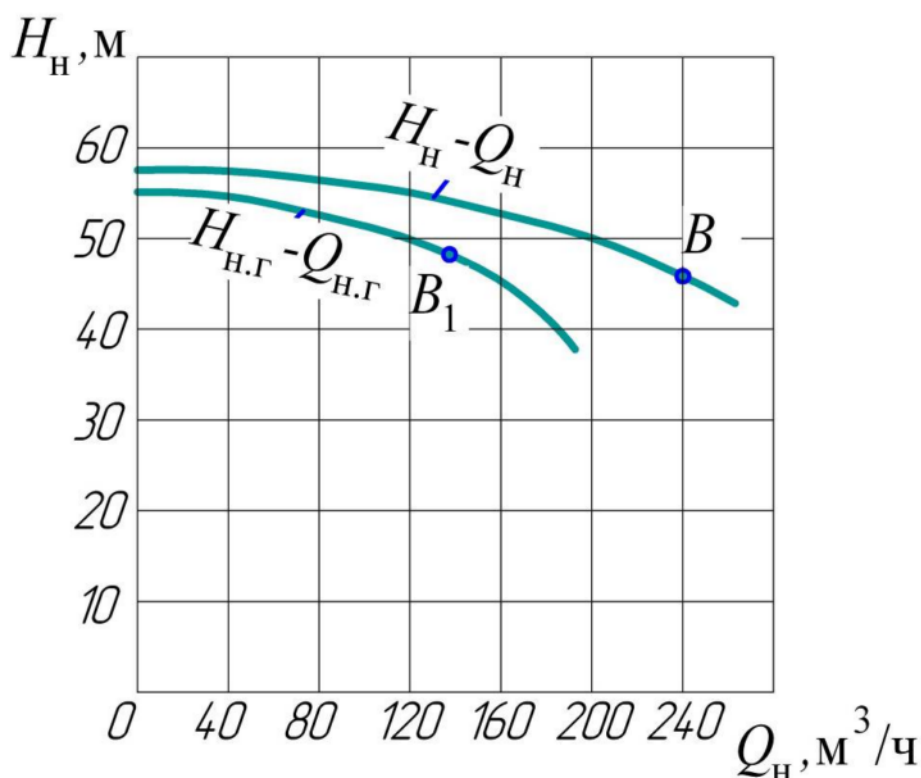
не велико, приближение заканчиваем.

Тем самым, определено положение точки B_1 ($Q_{\text{H.Г.м}} = 132 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H_{\text{H.Г.м}} = 47,4 \text{ м}$) на координатной плоскости $H_{\text{H}} - Q_{\text{H}}$ (рис. 3.10), отвечающее максимальному полному КПД насоса $\eta_{\text{H.Г.м}}$ для гидросмеси.

Находим напор насоса для гидросмеси при закрытой задвижке ($Q_{\text{H.о.Г}} = 0$):

$$H_{\text{H.о.Г}} = \frac{\rho}{\rho_{\Gamma}} H_{\text{H.о}} = \frac{1000}{1010} \cdot 58 = 57,4 \text{ м}.$$

Через точки с координатами $H_{\text{H.о.Г}} = 57,4 \text{ м}$; $Q_{\text{H.о.Г}} = 0$ и $H_{\text{H.Г.м}} = 47,4 \text{ м}$; $Q_{\text{H.Г.м}} = 132 \text{ м}^3/\text{ч}$ проводим кривую, приближенно отвечающую рабочей характеристике $H_{\text{H.Г}} - Q_{\text{H.Г}}$ насоса при его работе на рассматриваемой гидросмеси. Полученная рабочая характеристика будет использована ниже.



B – точка, отвечающая максимальному полному КПД насоса на воде;

B_1 – расчетная точка для вязкопластичной гидросмеси

Рисунок 3.10 – Напорные характеристики насоса ПФ 125/400

3.5 Особенности подбора центробежных насосов для вязкопластичных гидросмесей

В настоящее время основными способами транспортирования вязкопластичных гидросмесей являются следующие: 1) по открытым каналам самотеком; 2) с помощью транспортных средств; 3) по трубопроводам с помощью пневмонагнетателей, а также насосов различных конструкций (поршневые, шнековые, центробежные и другие). Данные насосы имеют уплотнения и детали, способные противостоять постоянному гидроабразивному и коррозионному воздействию со стороны транспортируемых гидросмесей, а также осевым ударным нагрузкам на подшипники в момент, когда проточные каналы засоряются твердыми включениями.

Потери напора H , м в насосной установке определяют по формуле:

$$H = H_{z.\text{наг}} + h_{\Sigma.\text{наг}}, \quad (3.41)$$

где $H_{z.\text{наг}}$ – потери напора на преодоление разности высот между концом и началом нагнетательного трубопровода, м;

$h_{\Sigma.\text{наг}}$ – полные потери напора, м.

Отметим, что соотношение (3.41) следует из формул (3.3) и (3.4) при $z_1 = z_2 = 0$ и $h_{\Sigma.\text{вс}} = 0$ (ввиду отсутствия всасывающей гидромагистральной) и $p_1 = p_4 = p_{\text{ат}}$, где $p_{\text{ат}}$ – атмосферное давление.

При горизонтальном расположении нагнетательного трубопровода величина $H_z = 0$. Если транспортировка гидросмеси в какой-то мере соответствует схеме «сверху вниз», то $H_z < 0$.

Приблизительно внутренний диаметр трубопровода вычисляют по формуле [11]:

$$d_{\text{пр}} = 1,25 \sqrt{Q_{\Gamma}}, \quad (3.42)$$

где Q_{Γ} – объемный расход гидросмеси, м³/с.

Тогда, приняв стандартный внутренний диаметр $d_{\text{ст}}$ трубы, средняя скорость согласно (3.13) равна:

$$v = \frac{4Q_{\Gamma}}{\pi d_{\text{ст}}^2}.$$

Потери напора по длине трубопровода определяют по формуле Дарси-Вейсбаха (3.11). Здесь коэффициент гидравлического трения λ вычисляют по формулам (3.32) и (3.33), если известны величины начального напряжения сдвига τ_0 и коэффициент структурной вязкости η^* гидросмеси. При определении обобщенного числа Рейнольдса Re^* необходимо помнить, что структурный режим движения, для которого справедливы формулы (3.32) и (3.33), сменяется переходным при величине $Re^* = (1,5 \dots 3,0) \cdot 10^3$, зависящей от внутреннего диаметра d труб и концентрации гидросмесей. При величинах $Re^* > (1,5 \dots 3,0) \cdot 10^3$ коэффициент гидравлического трения λ

не зависит от чисел Рейнольдса Re_i^* потоков гидросмесей в трубах.

Нагнетательные гидромагистральные насосные установки для транспортировки вязкопластичных гидросмесей выполняют по принципу «один насос – один трубопровод».

В печати имеются опытные данные по величинам местных сопротивлений для случая движения вязкопластичных гидросмесей в трубах, но они требуют подтверждения на различных гидросмесях. Поэтому полные потери напора $h_{\Sigma \text{наг}}$ в нагнетательной гидромагистралье вычисляют по формуле:

$$h_{\Sigma \text{наг}} = (1,10 \dots 1,15) h_{\text{дл.наг}} \quad (3.43)$$

Потери напора H_z , м на преодоление разности высот между концом и началом трубопровода находят по формуле:

$$H_z = \frac{\rho_{\Gamma}}{\rho} H_{\Gamma.\text{наг}}, \quad (3.44)$$

где $H_{\Gamma.\text{наг}}$ – геометрическая высота нагнетания, м;

ρ_{Γ} и ρ – соответственно плотность гидросмеси и воды, кг/м^3 .

Рабочие характеристики пересчитывают с воды на заданную вязкопластичную гидросмесь либо для предварительно выбранного насоса, либо для ряда насосов. При подборе насосов при принятой объемной подаче $Q_{\text{н.г}}$ должно выполняться условие

$$H_{\text{н.г}} \geq H \quad (3.45)$$

Здесь H – потери напора в нагнетательном трубопроводе, а

$H_{\text{н.г}}$ – напор насоса при его работе на заданную гидросмесь.

Пример 5. Установить, возможна ли транспортировка насосом ПФ 125/400 при частоте вращения $n_{\text{н}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ бесподстилочного жидкого навоза крупного рогатого скота влажностью $W = 86\%$ по трубопроводу длиной $l_{\text{тр}} = 1,2 \text{ км}$ при его внутреннем диаметре $d = 250 \text{ мм}$ и объемном расходе $Q_{\Gamma} = 0,035 \text{ л/с}$. Геометрическую высоту подъема $H_{\Gamma.\text{наг}}$ принять равной 1 м.

Р е ш е н и е

Находим среднюю скорость v в сечениях трубопровода:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,035}{3,14 \cdot 0,25^2} = 0,71 \text{ м/с}.$$

По опытным данным, приведенным в приложении 14, принимаем величины реологических параметров бесподстилочного навоза: $\tau_0 = 14 \text{ Па}$; $\eta^* = 0,425 \text{ Па}\cdot\text{с}$; $\rho_{\Gamma} = 1010 \text{ кг/м}^3$.

Вычисляем величину обобщенного числа Рейнольдса Re^* :

$$Re^* = \frac{\rho_{\Gamma}}{\frac{\eta^*}{vd} + \frac{\tau_0}{8v^2}} = \frac{1010}{\frac{0,425}{0,71 \cdot 0,25} + \frac{14}{8 \cdot 0,71^2}} = 172.$$

Движение рассматриваемой вязкопластичной гидросмеси будет происходить на структурном режиме, так как выполняется условие: $Re^* < 1,5 \cdot 10^3$. Следовательно, для определения коэффициента гидравлического трения можно использовать формулы (3.32) и (3.33).

Имеем величину коэффициента внутреннего трения

$$\lambda = \frac{64}{Re^*} = \frac{64}{172} = 0,37.$$

Согласно соотношений (3.11), (3.41), (3.43)...(3.45) приходим к равенству:

$$H_{\text{н.г}} = \frac{\rho_{\Gamma}}{\rho} H_{\text{г.наг}} + 1,1\lambda \frac{lv^2}{2gd}.$$

Пересчет рабочей характеристики $H_{\text{н}}-Q_{\text{н}}$ насоса ПФ125/400 при $n_{\text{н}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ с воды на рассматриваемую вязкопластичную гидросмесь выполнен в примере 2. При величине объемного расхода $Q = 0,035 \text{ м}^3/\text{с} = 126 \text{ м}^3/\text{ч}$ на графике зависимости $H_{\text{н.г}}-Q_{\text{н.г}}$ (рис. 3.10) вблизи точки B_1 имеем численное значение напора насоса $H_{\text{н.г}} = 47,7 \text{ м}$. После подстановки числовых значений величин

$$\lambda = 0,37; v = 0,71 \text{ м/с}; d = 0,25 \text{ м}; \rho_{\Gamma} = 1010 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3; H_{\text{г.наг}} = 1 \text{ м}; H_{\text{н.г}} = 47,7 \text{ м}$$

в последнее равенство получаем:

$$\frac{1010}{1000} \cdot 1 + 1,1 \cdot 0,37 \frac{l \cdot 0,71^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,25} = 47,7,$$

или

$$0,0418 \cdot l = 46,69.$$

Имеем длину трубопровода

$$l = \frac{46,69}{0,0418} = 1117 \text{ м},$$

которая на 6,9% меньше заданной длины $l_{\text{тр}} = 1,2$ км. Следовательно, транспортировка возможна.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Плотность ρ и кинематический коэффициент вязкости ν
жидкостей [10]

Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\nu, 10^{-4}, \text{м}^2/\text{с}$
Бензин автомобильный	18	712...761*	0,0065
Бензол	20	876...880	0,0007
Вода пресная	20	1000	0,01
Глицерин безводный	20	1260	8,7
Гудрон	15	930...950	-
Деготь каменноугольный	20	1030	-
Дизельное топливо	20	831...861	0,018...0,060
Керосин	18	790...860*	0,025
Мазут	80	890...940**	0,438...1,18
Масло промышленное	50	880...920	0,04...1,18
Масло льняное	20	910...940	-
Масло трансформаторное	50	886	-
Масло турбинное	50	900	0,28...0,48
Масло моторное	20	886...916	-
Молоко цельное	20	1029	0,0174
Нефть натуральная	18	760...900*	0,25...1,40
Патока	18	1450***	600
Пиво	15	1040	-
Ртуть	15	13546	0,0011
Сероуглерод	20	1260...1290	0,0029
Скипидар	16	870	0,0183
Спирт:			
этиловый безводный	20	789	0,0151
метиловый	15	810	-
Хлористый натрий (рас- твор с 26% NaCl)	20	1110	0,0153
Эфир этиловый	20	715...719	0,0039

* - при $t = 20^\circ\text{C}$; ** - при $t = 15^\circ\text{C}$; *** - при $t = 0^\circ\text{C}$

Приложение 2

Зависимость давления насыщенных паров p_s воды
от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25	30	40
$p_s, \text{кПа}$	0,874	1,227	1,700	2,337	3,200	4,240	7,370

Приложение 3

Основные параметры шестеренных насосов [11]

Марка насо- са	Рабочий объем, см^3	Подача, л/мин	Давление нагнетания, МПа	Частота вращения, мин^{-1}	Мощность насоса, кВт	КПД	
						объемный	полный
НШ6Т1	6,3	11,3	2,5	2000	0,67	0,9	-
НШ6Е-3	6,3	10	16	1920	3,97	0,85	-
НШ10Е	10	13,8	10	1500	2,94	0,92	-
НШ10Е-2	10	17,7	10	1500	5,52	0,92	-
НШ32-У	31,7	47,3	10	1500	10,9	0,92	-
НШ32У-2	32	56	14	1920	16,0	0,92	-
НШ32-2	32	55,6	14	1920	15,4	0,92	-
НШ46-У	45,7	63,1	10	1500	-	0,92	-
НШ50У-2	49,1	86,7	14	1920	25,7	0,92	-
НШ50-2	50	86,9	14	1920	23,8	0,92	-
НШ67	69	96,2	14	1500	26,5	0,92	-
НШ100-2	98,8	139	14	1500	37,5	0,94	-
НШ250А-2	245	345	14	1500	92,7	0,94	-
НШ10-10-2	10/10	17,7/17,7	14	1920	11,0	9,92	-
НШ32-10-2	32/10	55,6/17,7	14	1920	20,2	0,92	-
НШ32-32-2	32/32	55,6/55,6	14	1920	30,7	0,92	-
НМШ 25	25	31,9	16	1500	1,25	0,85	-
НМШ 25Р	25	25,5	0,25	1200	1,20	0,85	-
НМШ 50	25	31,9	1,6	1500	2,50	0,85	-
НМШ80-1	80	163	1,0	2400	4,71	0,85	-

Приложение 4

Параметры центробежных консольных насосов

Марка насоса (агрегата)	Подача		Напор, м	Частота вращения рабочего колеса	Допускаемый кавитационный запас, м	Мощность насоса, кВт	КПД насоса, %	Диаметр рабочего колеса, мм
	м ³ /ч	л/с						
K8/18(1,5K-8/18; 1,5K-6)	8	2,2	19	2900	4	0,8	51	128(105)
K20/18 (2K-20/18; 2K-9)	20	5,5	18	2900	4	1,45	67	129(106)
K20/30 (2K-20/30; 2K-6)	20	5,5	30	2900	4	2,65	63	162(132)
K45/30 (3K-45/30; 3K-9)	45	12,5	30	2900	4,5	5,4	70	168(143)
K45/55 (3K-6)	45	12,5	55	2900	4,5	10,5	64	218(195)
K90/20 (4K-90/20; 4K-18)	90	25	20	2900	5,5	6,5	78	148(136)
K90/35 (4K-12)	90	25	35	2900	5,5	11	77	174(163)
K90/55 (4K-8)	90	25	55	2900	5,5	18,5	73	218(200)
K90/85 (4K-6)	90	25	85	2900	5,5	33	65	272(250)
K160/20(6K-12)	160	44,5	20	1450	4,5	10,9	81	264(240)
K160/30 (6K-8)	160	44,5	30	1450	4,5	18	78	328(290)
K290/18(8K-18)	290	80,5	18	1450	4,5	16,5	84	268(250)
K290/30 (8K-12)	290	80,5	30	1450	4,5	28	82	315(300)

Примечание: В скобках приведены диаметры рабочего колеса при максимально допустимой его обточке

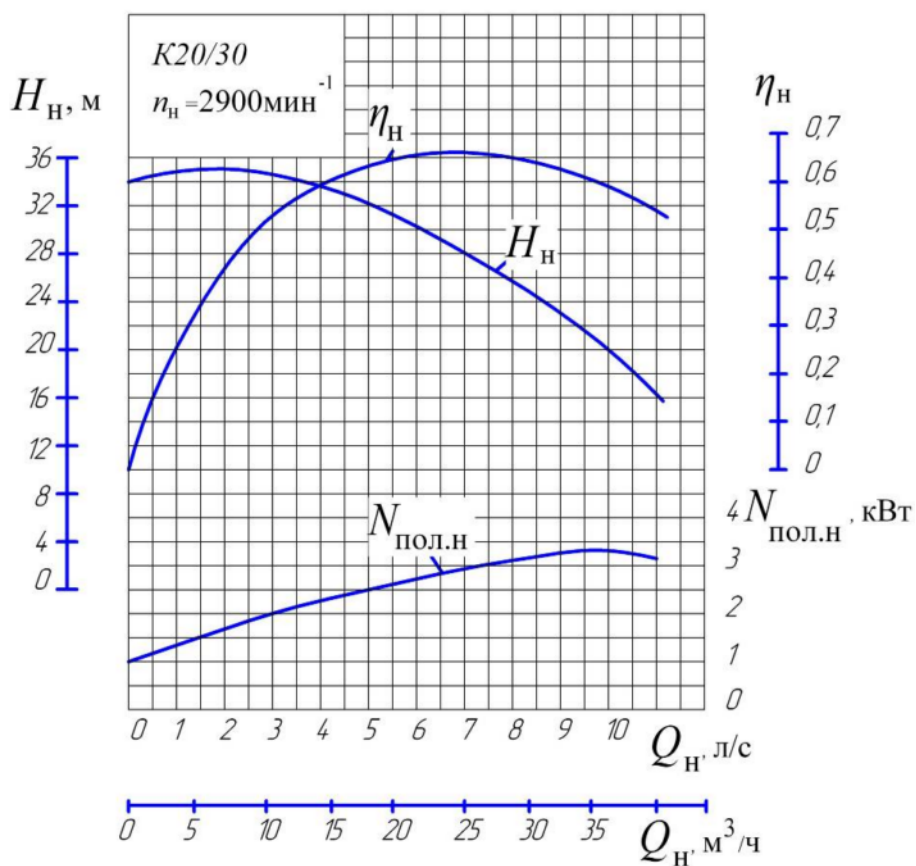
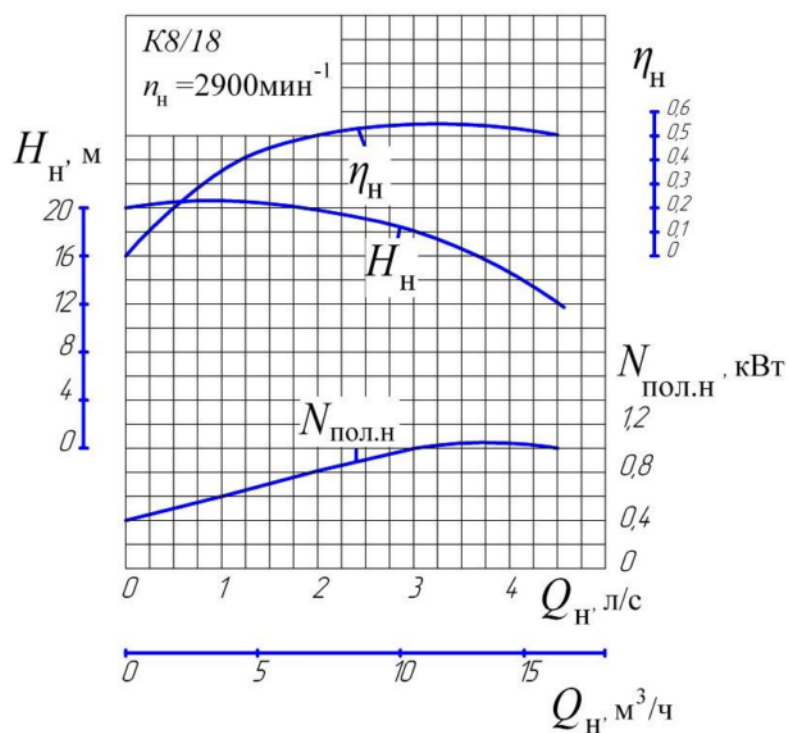
Приложение 5
Основные технические данные скважинных электронасосных агрегатов для воды

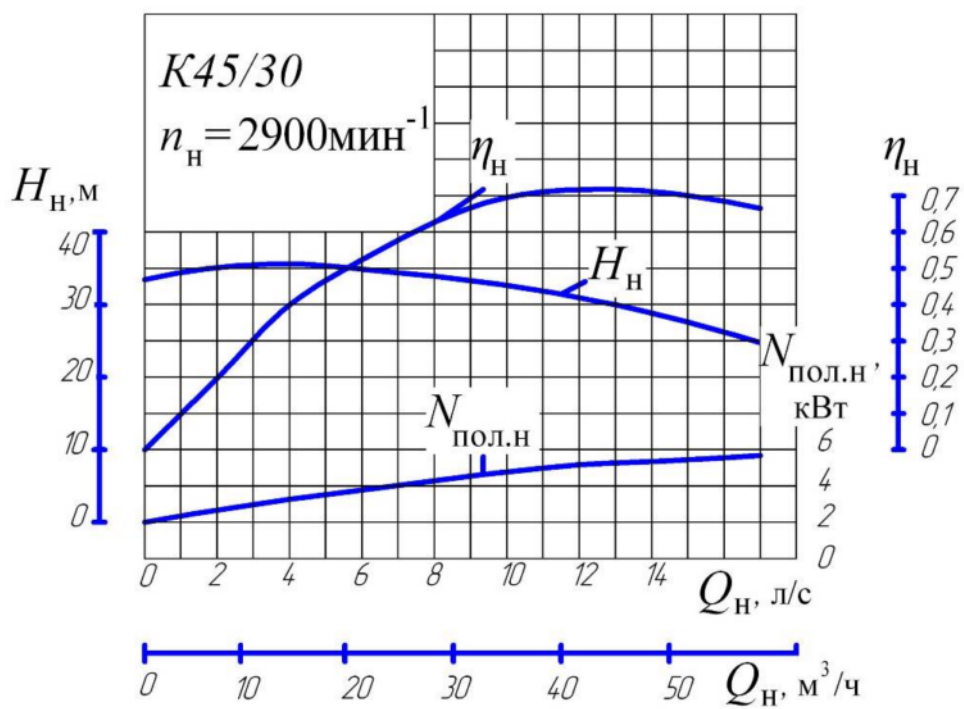
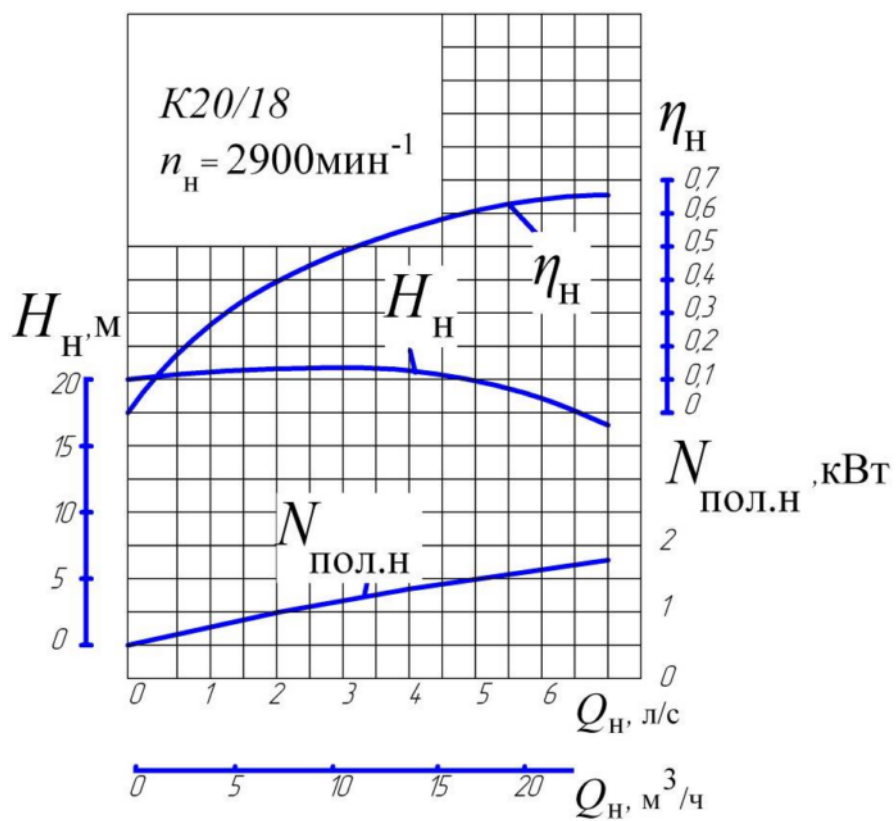
Обозначения типоразмеров	Подача, м3/ч	Напор, м	Мощность электродви- гателя, кВт	КПД агрегата, %	Масса, кг	Внутренний диаметр скважины, мм (не менее)
2ЭЦВ4-1,6-30	1,6	30	0,4	21	25	100
2ЭЦВ4-1,6-50		50	0,7	21	30	
2ЭЦВ4-1,6-65		65	0,7	24	35	
2ЭЦВ4-1,6-85		85	1,0	27	38	
2ЭЦВ4-25-65	25	65	1,0	32	35	100
2ЭЦВ4-4-20	4	20	0,4	21	25	100
2ЭЦВ4-4-30		30	0,7	27	28	
2ЭЦВ4-4-45		45	1,0	32	30	
3ЭЦВ6-6,3-85	6,3	85	2,8	46	12	150
3ЭЦВ6-6,3-125	6,3	125	4,5	45	73	150
1ЭЦВ6-10-50	10	50	2,8	46	69	150
3ЭЦВ6-10-80		80	4,5	47	68	
1ЭЦВ6-10-110		110	5,5	51	85	
1ЭЦВ6-10-140		140	8,0	52	100	
1ЭЦВ6-10-185		185	8,0	53	110	
1ЭЦВ6-10-235		235	11,0	51	130	
3ЭЦВ-6-16-75	16	75	5,5	52	86	150

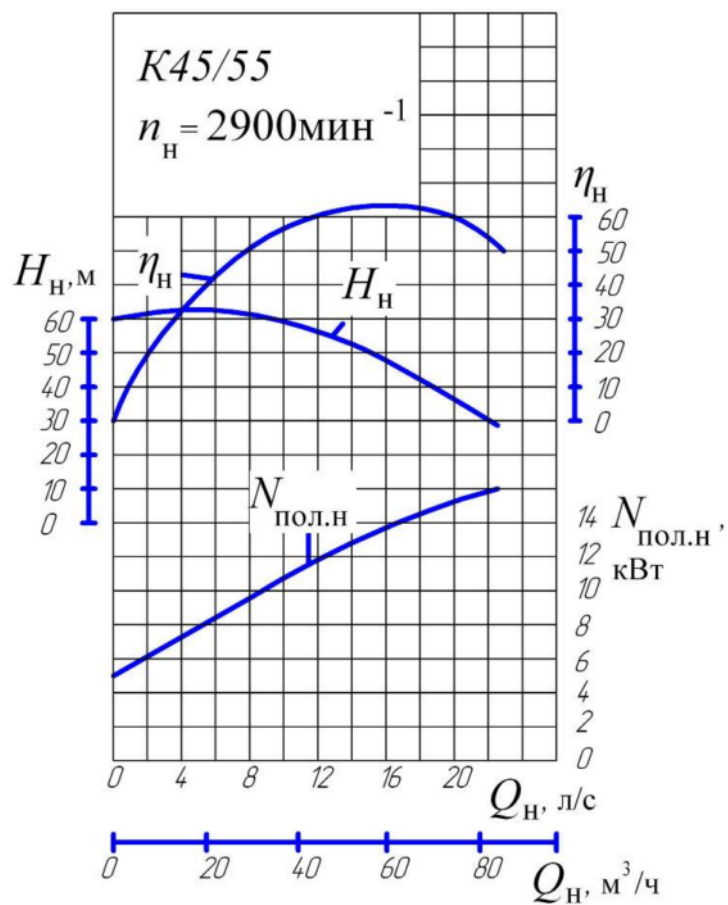
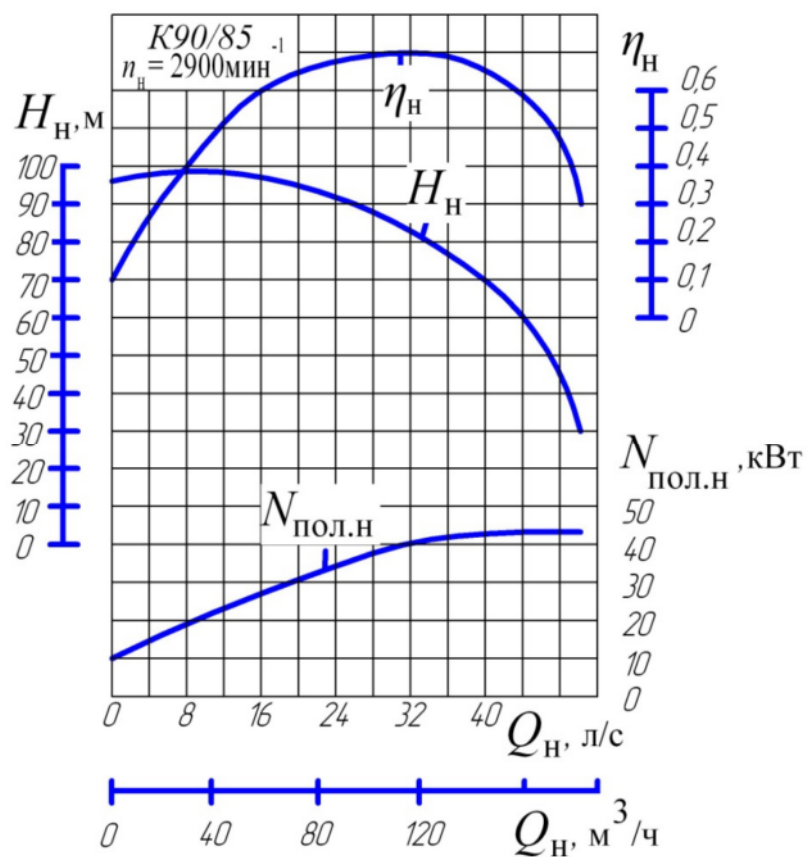
1ЭЦВ-6-16-110		110	8,5	50	190	
1ЭЦВ-6-16-140		140	11,0	50	146	
1ЭЦВ6-16-160		160	16,0	50	170	
3ЭЦВ8-16-140		140	11	56	146	
3ЭЦВ8-25-100	25	100	11	57	140	200
1ЭЦВ8-25-100		100	11	57	140	
2ЭЦВ8-25-100		100	11	58	150	
3ЭЦВ8-25-150		150	22	58	345	
2ЭЦВ8-25-150		150	16	58	160	
3ЭЦВ8-25-300		300	32	58	355	
3ЭЦВ8-40-60	40	60	11	54	165	200
3ЭЦВ8-40-180	40	180	32	55	375	
2ЭЦВ10-63-65		65	22	60	200	250
2ЭЦВ10-63-110	63	110	32	62	245	
2ЭЦВ10-63-150	63	150	45	61	295	
1ЭЦВ10-63-270	63	270	65	61	450	
3ЭЦВ10-120-60	120	60	32	60	270	
3ЭЦВ10-160-35	160	35	22	58	240	
1ЭЦВ10-160-65	160	65	45	60	360	

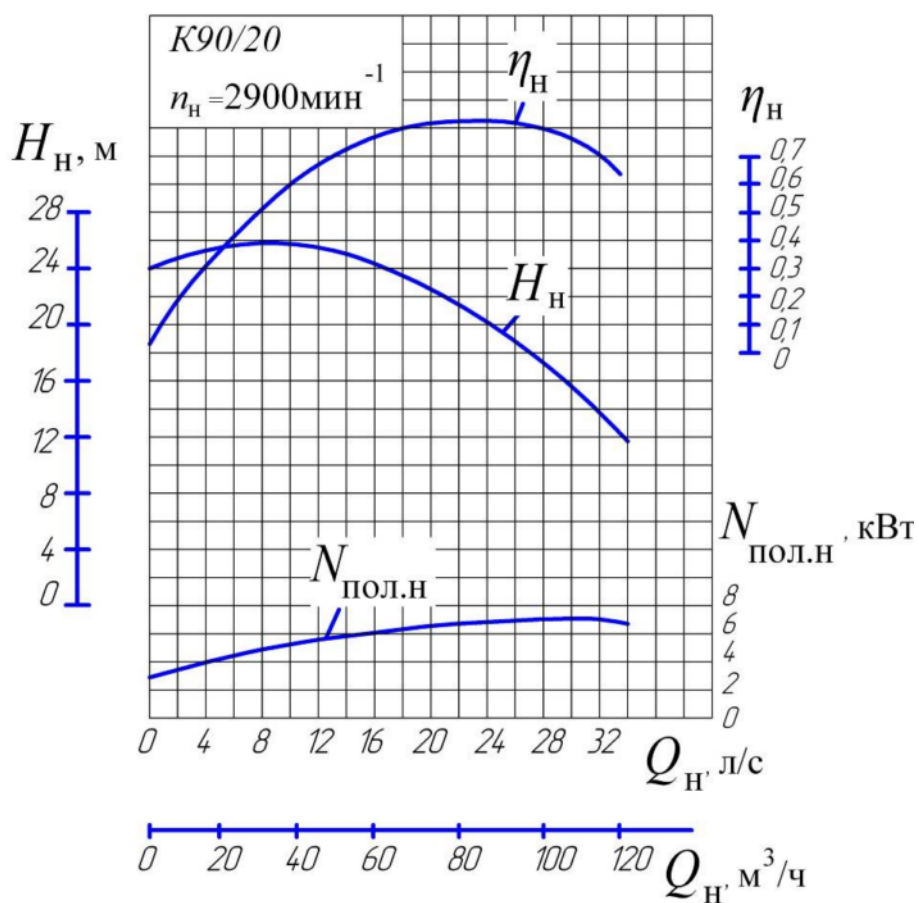
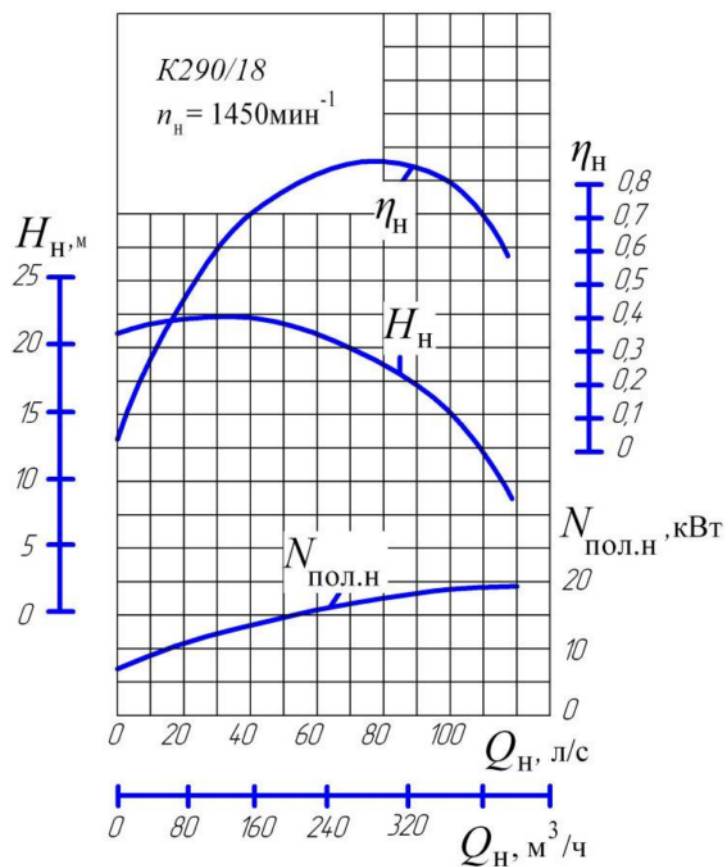
3ЭЦВ12-160-65	160	65	45	60	36	300
1ЭЦВ12-160-65	160	65	45	60	360	
1ЭЦВ12-160-100	160	100	65	62	418	
1ЭЦВ12-210-25	210	25	22	61	212	
2ЭЦВ12-210-55	210	55	45	62	420	
2ЭЦВ12-255-30	255	30	32	60	254	
1ЭЦВ14-210-300	210	300	250	63	1610	350
1ЭЦВ16-375-175	375	175	250	64	1480	400

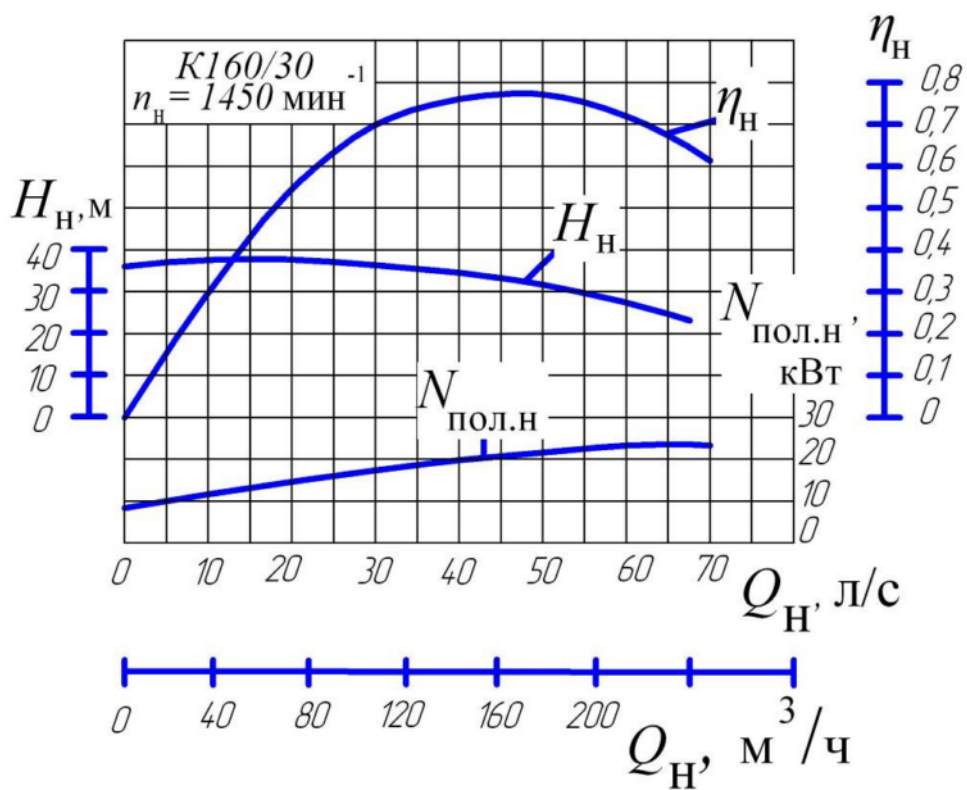
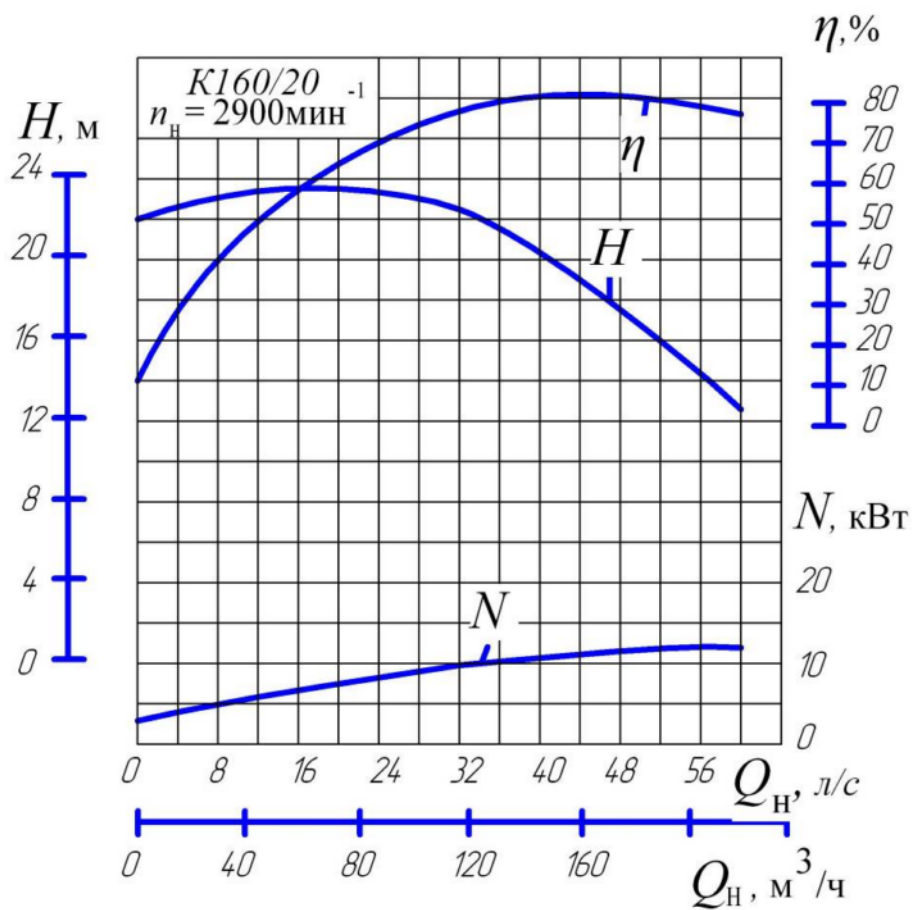
Приложение 6 Рабочие характеристики отдельных центробежных консольных насосов

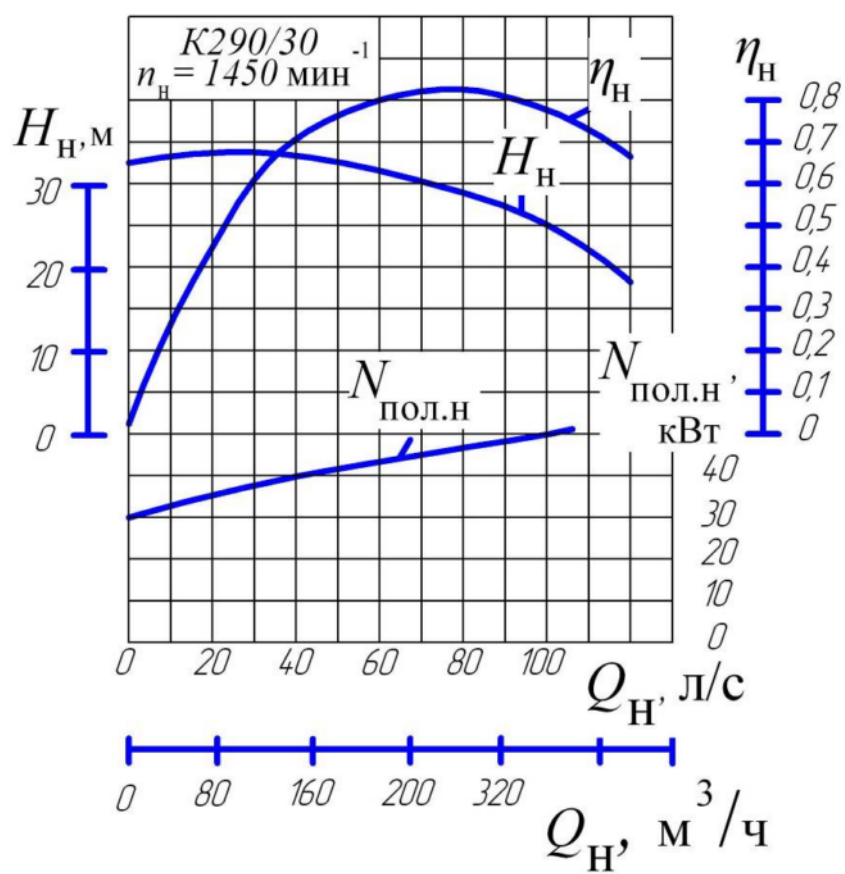
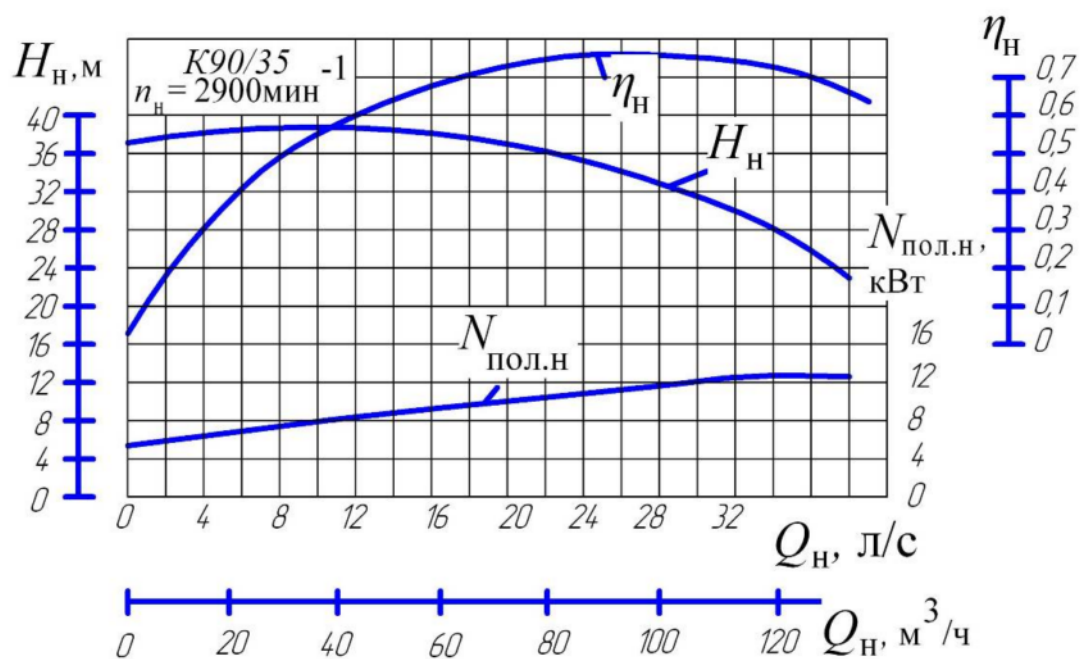




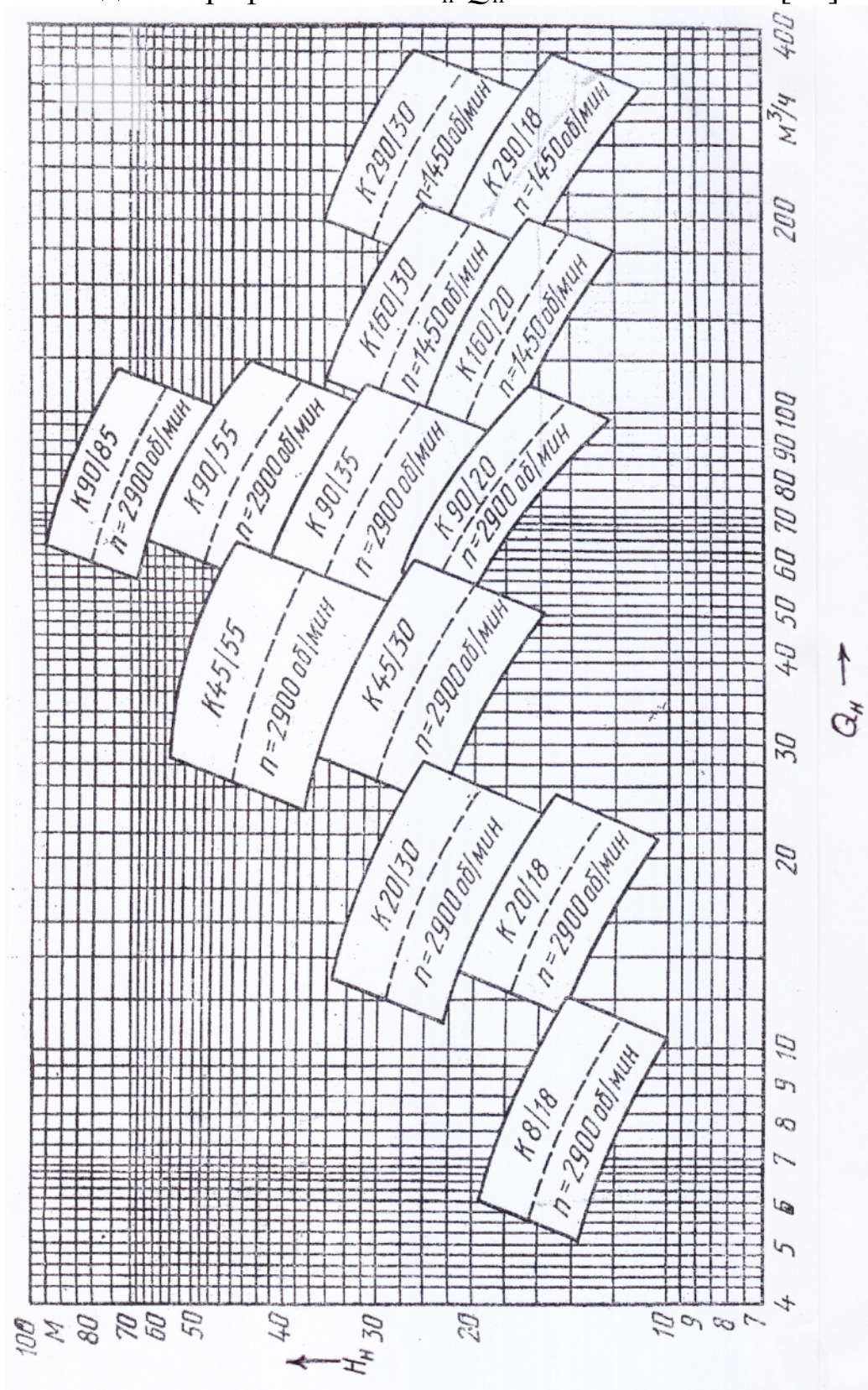




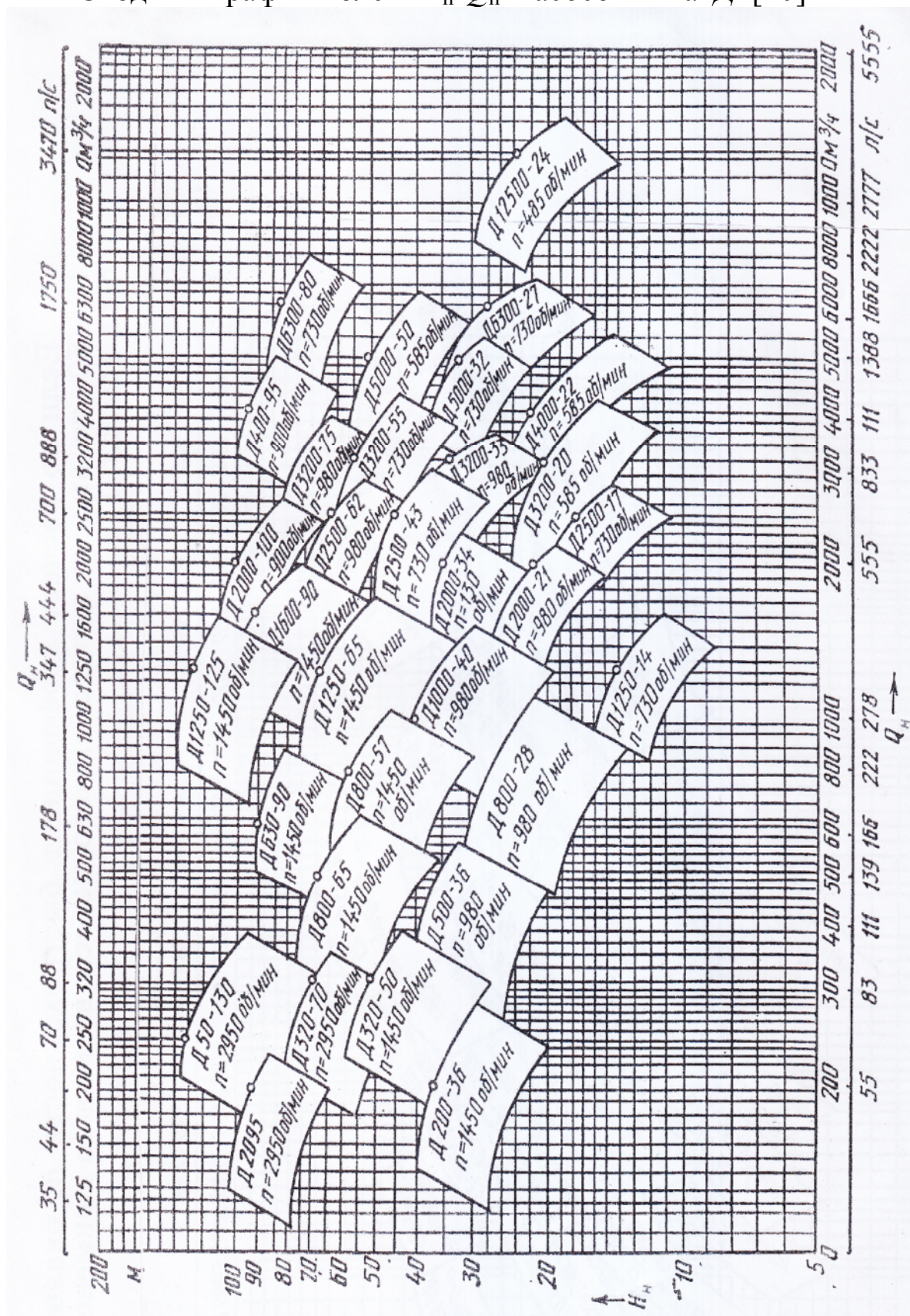




Сводный график полей H_n-Q_n насосов типа К [10]



Приложение 8
Сводный график полей H_n-Q_n насосов типа Д [10]



Приложение 9

Численные величины эквивалентной шероховатости

Трубы, их материал	$\Delta_{\text{экв}}$, мм	Трубы, их материал и состояние	$\Delta_{\text{экв}}$, мм
Цельнотянутые трубы		Чугунные трубы	
- новые технические гладкие из стекла, латуни, меди	0,0015...0,01	- новые чистые	0,25...1
- то же из алюминия	0,015...0,06	- новые, битумизированные	0,15
- стальные новые	0,02...0,05	- асфальтированные	0,12...0,3
- стальные после нескольких лет эксплуатации, битумизированные	0,15...0,3	- бывшие в эксплуатации	1...1,5
Стальные сварные трубы	0,04...0,1	- со значительными отложениями	2...4
-новые	0,1...0,15	- очищенные, после нескольких лет эксплуатации	0,3...1,5
- бывшие в эксплуатации	0,3...0,7	- сильно корродированные	0,3
- умеренно заржавленные	2...4	Бетонные и другие трубы	
- сильнозаржавленные		- бетонные, хорошая поверхность с затиркой	0,3...0,8
Клепанные стальные трубы		- то же при среднем качестве работ; железобетонные	
- покрытые изнутри лаком с хорошим состоянием поверхности	0,3...0,4	- то же при грубой	2,5
- внутри просмоленные	1,2...1,3		
-поверхность труб в			

Трубы, их материал	$\Delta_{\text{экв}}, \text{ мм}$	Трубы, их материал и состояние	$\Delta_{\text{экв}}, \text{ мм}$
плохом состоянии, неравномерное перекрытие соединений	≥ 5	шероховатой поверхности	
Оцинкованные стальные трубы	0,07...0,15	- асбестоцементные, новые	3...9
- новые чистые	0,15	- то же бывшие в эксплуатации	0,05...0,1
- из листовой стали, новые	0,18	- деревянные лотки из строганных досок	0,6
- то же, бывшие в эксплуатации		- то же, из нестроганных досок	0,5...8
		- керамические	0,8...10
		- рукава и шланги резиновые	1,25
			0,03

Приложение 10

Коэффициенты гидравлического трения и удельные сопротивления для расчета стальных водопроводных труб в области квадратичного сопротивления

Условный проход d_y , мм	Стальные водогазопроводные (ГОСТ 3362-75)		Стальные цельнотянутые (ГОСТ 10704-76 и 8696-74)	
	$\lambda_{\text{кв}}$	A , $\text{с}^2/\text{м}^6$	$\lambda_{\text{кв}}$	A , $\text{с}^2/\text{м}^6$
8	0,0855	211 000 000		
10	0,0790	31 430 000		
15	0,0740	8 966 000		
20	0,0655	1 660 000		
25	0,0614	427 800		
32	0,0575	91 720		
40	0,0550	44 480		
50	0,0510	11 080	0,048	3 686,0
60			0,047	2 292,0
70	0,047	3 009		
75			0,044	929,4
80	0,045	1 167	0,042	454,3
90	0,043	529,4		
100	0,041	281,3	0,040	172,9
125	0,039	86,22	0,038	76,36
150	0,037	33,94	0,036	30,65
175			0,035	20,79
200			0,034	6,959
250			0,031	2,187
300			0,0284	0,8466
350			0,028	0,3731
400			0,0268	0,1859
450			0,0258	0,09928
500			0,025	0,05784
600			0,024	0,02262
700			0,023	0,01098
800			0,022	0,005514
900			0,0218	0,002962
1000			0,021	0,001699
1200			0,0198	0,0006543
1400			0,0190	0,0002916
1500			0,0186	0,0002023
1600			0,018	0,0001437

Приложение 11

Коэффициенты гидравлического трения и удельные сопротивления для расчета чугунных водопроводных труб в области квадратичного сопротивления

Условный проход	Трубы, изготавливаемые по ГОСТ			
	9583-75 и 21053-75		5525-75	
			новые	бывшие в эксплуатации
d_y , мм	$\lambda_{\text{кв}}$	A , с ² /м ⁶	$\lambda_{\text{кв}}$	A , с ² /м ⁶
50	0,0509	11 540	13 360	
80	0,044	953,4		
100	0,041	311,7	339,1	368
125	0,0388	96,72	103,5	111
150	0,036	37,11	39,54	41,8
200	0,033	8,092	8,608	9,03
250	0,032	2,528	2,638	2,75
300	0,0298	0,9485	0,9863	1,03
350	0,029	0,4365	0,4368	0,46
400	0,028	0,2189	0,2191	0,233
450	0,027	0,1186	0,1187	0,119
500	0,026	0,06778	0,06782	0,068
600	0,025	0,02596	0,02596	0,026

Приложение 12

Удельные сопротивления A (с²/м⁶) для расчета водопроводных труб, изготавливаемых из различных материалов

Диаметр условного прохода d_y , мм	При скорости $v = 1,2$ м/с		При скорости $v = 1$ м/с				
	стальные электросварные ГОСТ 10704-76		асбестоцементные ГОСТ 539-80 класса		пластмассовые МРТУ-6-05-917-76 типа		
	новые	б/у	ВТЗ; 6; 9	ВТ 12	СЛ	С	Т
20							2695000
25							757000
32							204800
40							63290
50			6 851				19780
63							5929
75			835,3				2390
90							926,8
100	119,8	267	187,7				
110							323,9
125	53,88	106	76,08				166,7
140							91,62
150	22,04	45	31,55	39,54			
160							45,91
175	15,03	19					
180							24,76
200	5,149	9,27	6,898	8,632			14,26
225							7,715
250	2,187	2,58	2,75	2,227			4,454
280							2,459
300	0,8466	0,96	0,914	1,083			
315						0,8761	
350	0,3731	0,41	0,4342	0,5115			
355						0,4662	
400	0,1859	0,206	0,2171	0,2579		0,2502	
450	0,09928	0,109				0,1351	
500	0,05784	0,062	0,07138	0,08489	0,06322		
560					0,03495		
630					0,01889		

Приложение 13

Значения поправочных коэффициентов k к расчетным значениям удельных сопротивлений A для водопроводных труб

Скорость v , м/с	Материал труб		
	стальные и чугунные	асбестоцементные	пластмассовые
0,2	1,41	1,308	1,439
0,25	1,33	1,257	1,368
0,3	1,28	1,217	1,313
0,35	1,24	1,185	1,268
0,4	1,2	1,158	1,23
0,45	1,175	1,135	1,198
0,5	1,15	1,115	1,17
0,55	1,13	1,098	1,145
0,6	1,115	1,082	1,123
0,65	1,1	1,069	1,102
0,7	1,085	1,056	1,084
0,75	1,07	1,045	1,067
0,8	1,06	1,034	1,052
0,85	1,05	1,025	1,043
0,9	1,04	1,016	1,024
1,0	1,03	1,0	1,0
1,1	1,015	0,986	0,981
1,2	1,0	0,974	0,96
1,3		0,963	0,943
1,4		0,953	0,926
1,5		0,944	0,912
1,6		0,936	0,899
1,7		0,928	0,877
1,8		0,922	0,876
1,9		0,916	0,865
2,0		0,91	0,855
2,1		0,905	0,846
2,2		0,9	0,837
2,3		0,895	0,828
2,4		0,891	0,821
2,5		0,887	0,813
2,6		0,883	0,806
2,7		0,88	0,799

Скорость v , м/с	Материал труб		
	стальные и чугунные	асбестоцементные	пластмассовые
2,8		0,876	0,792
2,9		0,873	0,786
3,0		0,87	0,78
3,2		0,864	
3,4		0,859	
3,6		0,855	
3,8		0,85	
4,0		0,846	

Приложение 14

Основные физико-реологические характеристики отдельных вязкопластичных гидросмесей

Гидросмесь	Влажность W , %	Плотность ρ , кг/м ³	Коэффициент структурной вязкости η^* , Па·с	Начальное напряжение сдвига τ_0 , Па
Кормосмесь: комбикорм 60% + сахарная свекла 40%	76,4	1050	6,60	34,6
	81,3	1100	2,03	13,7
	85,0	1090	0,97	6,8
	86,7	1080	0,88	2,25
Кормосмесь: комбикорм 40% + картофель за- паренный 60%	69	1120	5,50	16,0
	74	1100	2,50	8,8
	78	1090	1,75	6,3
	82	1070	0,75	3,75
Бесподстилочный навоз КРС	86	1010	0,425	14,0
	88	1010	0,250	7,0
	90	1010	0,175	2,7
	92	1020	0,130	1,1
Бесподстилочный свиной навоз	83,5	1040	7,1	4,12
	86,5	1040	2,6	1,73
	88,0	1030	0,7	0,37
	89,1	1030	0,2	0,12
	93,8	1020	0,023	0,04

Приложение 15
Коэффициент кинематической вязкости воды ν , $\text{см}^2/\text{с}$

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{см}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{см}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{см}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{см}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{см}^2/\text{с}$
0	0,0179	12	0,0124	24	0,0092	36	0,00706	48	0,00568
1	0,0173	13	0,0121	25	0,0089	37	0,00693	49	0,00558
2	0,0167	14	0,0117	26	0,0087	38	0,00679	50	0,00549
3	0,0162	15	0,0114	27	0,0086	39	0,00666	51	0,00541
4	0,0157	16	0,0112	28	0,0084	40	0,00654	52	0,00532
5	0,0152	17	0,0109	29	0,0082	41	0,00642	53	0,00524
6	0,0147	18	0,0106	30	0,0080	42	0,00630	54	0,00515
7	0,0143	19	0,0103	31	0,00783	43	0,00618	55	0,00507
8	0,0139	20	0,0101	32	0,00767	44	0,00608	56	0,00499
9	0,0135	21	0,0098	33	0,00751	45	0,00597	57	0,00492
10	0,0131	22	0,0096	34	0,00736	46	0,00587	58	0,00484
11	0,0127	23	0,0094	35	0,00721	47	0,00577	59	0,00477

ЛИТЕРАТУРА

1. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы/ Под ред. Т.М. Башты. – М.: Машиностроение, 1970. – 504 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидропривод/ Под ред. С.П. Стесина. – М.: Академия, 2006. – 336 с.
3. Кошман В.С. Аэрогидромеханика. Конспект лекций. Ч.1. Основы гидравлики и теории насосов. – Пермь, 1990. – 104 с.
4. Кривченко Г.Н. Гидравлические машины. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.
5. Курсовое и дипломное проектирование по механизации животноводства/ Д.Н. Мурусидзе, В.В. Кирсанов, А.И. Чугунов и др. – М.: КолосС, 2007. – 296 с.
6. Общие технические условия по эксплуатации и ремонту центробежных насосов. ОТУ – 78. – Волгоград, 1980. – 189 с.
7. Орлов Ю.М. Механика жидкости, гидравлические машины и основы гидропривода агрегатов. – Пермь, 2001. – 380 с.
8. Поляков В.В., Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы. – М.: Стройиздат, 1990. – 336 с.
9. Смолдырев А.Е., Сафонов Ю.К.. Трубопроводный транспорт концентрированных гидросмесей. – М.: Машиностроение, 1973. – 208 с.
10. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам/ Я.М. Вильнер и др. – Минск: Высшая школа, 1985. – 383 с.
11. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем/ Под ред. А.С. Юрьева. – С.-Пб.: Мир и семья, 2001. – 1154 с.
12. П.В. Лобачев. Насосы и насосные станции. – М.: Стройиздат. 1990. – 320 с.