

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –  
МСХА ИМЕНИ К.А. ТИМИРЯЗЕВА

факультет природообустройства и водопользования  
Кафедра «сельскохозяйственного водоснабжения и водоотведения»

М.С. Али , Д.С. Бегляров, О.Н. Померанцев, В.В. Сушко

## **НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ**

Методические указания

Москва  
ФГБНУ «Росинформагротех»  
2017

УДК 631.672.2  
ББК 330.81  
А 50

**Али М.С. , Бегляров Д.С., Померанцев О.Н., Сушко В.В. Насосы и насосные установки: Методические указания / М.С. Али , Д.С. Бегляров, О.Н. Померанцев, В.В. Сушко: Изд-во ФГБНУ «Росинформагротех», 2017. 84 с.**

Методические указания по выполнению лабораторных работ для студентов бакалавров очного и заочного отделений по направлению природообустройства и водопользования,

Предназначены для систематизации самостоятельной работы студентов при выполнении лабораторных работ дисциплины насосы и насосной установки.

В методических указаниях излагаются основные положения, методика, порядок проведения и оформлений шести лабораторных работ, предусмотренных учебной программой

Рекомендовано к изданию учебно–методической комиссией факультета природообустройства и водопользования (протокол № 8 от 15 мая 2017 г.).

© Али М.С., Померанцев О.Н.,  
Бегляров Д.С., Сушко В.В., 2017  
© ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА  
им. К.А. Тимирязева, 2017  
© ФГБНУ «Росинформагротех», 2017

## СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ .....	4
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1 Изучение конструкций горизонтальных центробежных насосов и определение их марок .....	15
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2 Испытание всасывающей линии центробежного насоса.....	36
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3 Изучение кинематики потока в рабочем колесе центробежного насоса .....	43
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4 Параметрические испытания центробежного насоса.....	51
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5 Испытание насосной установки с двумя параллельно и последовательно работающими центробежными насосами .....	59
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6 Кавитационные испытания центробежного насоса.....	73
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	82

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Лабораторные работы по дисциплине «Насосы и насосные установки» должны обеспечить знакомство студентов с современным насосным оборудованием, с конструкцией различных типов насосов, технологией запуска насосных агрегатов в работу, условиями их эксплуатации. А также методиками проведения исследований, методами измерений, измерительной аппаратурой и приборами (вакуумметрами, манометрами, расходомерами, и.т.д.), факторами, влияющими на гидравлические процессы в насосной установке.

Студент под руководством преподавателя должен самостоятельно выполнить следующие лабораторные работы.

1. Изучение конструкции горизонтальных центробежных насосов и определение их марок.
2. Испытания всасывающей линии центробежного насоса.
3. Изучение кинематики потока в рабочем колесе центробежного насоса.
4. Параметрические испытания центробежного насоса.
5. Кавитационные испытания центробежного насоса.
6. Испытание насосной установки с двумя параллельно и последовательно работающими центробежными насосами.

Для выполнения лабораторных работ студенту выдается специальный журнал, в который он вносит результаты измерений, расчетов и анализа полученных данных.

Экспериментальные лабораторные работы (№ 2, 4, 5, 6) проводятся на стендах, оснащенных необходимой аппаратурой соответствующей точности измерений для определения давления во всасывающем и напорном трубопроводах, подачи и частоты вращения вала насоса, мощности потребляемой насосом, температуры жидкости.

Для определения *расхода* в напорных потоках достаточно измерять один параметр протекающей жидкости — скорость. Площадь сечения всегда

известна и ограничена стенками водовода. Расход определяется путем перемножения скорости потока жидкости на площадь проходного сечения.

Подача насоса  $Q$  определяется путем измерения расхода в напорной линии за насосом после отбора жидкости для собственных нужд насоса (смазка, охлаждение, промывка). Для измерения расхода используются:

1. Сужающие устройства (сопло, труба Вентури, диафрагма), в которых измеряют перепад давления  $\Delta p$  с помощью дифференциального манометра класса точности не ниже 1.0. Шкала прибора должна использоваться не менее чем  $2/3$ . Длина прямых участков до сужающего устройства должна быть не менее 5, а после – не менее 8...10 диаметров трубопровода [9].

2. Гидравлическая турбина (вертушка) с измерением частоты ее вращения  $f$  частотомером.

3. Индукционный расходомер, принцип действия которого основан на использовании электромагнитной индукции. Протекающая жидкость пересекает магнитное поле, создающееся внутри трубы электромагнитными катушками, индуцируется электродвижущая сила (ЭДС)  $U$ , которая замеряется и преобразуется в измерительном блоке в показатель подачи.

4. Мерный водослив, установленный в напорном баке. Расход определяется по напору  $h$  над гребнем водослива, величина которого измеряется на расстоянии не менее  $3h$  перед входной кромкой водослива шпитценмасштабом.

На рисунке 1 приведены схемы различных устройств для измерения расхода и функциональные зависимости расхода от замеряемого параметра.

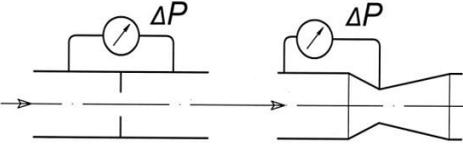
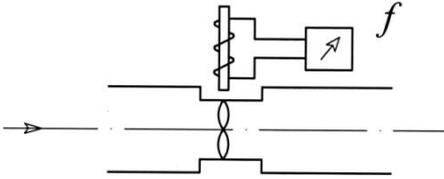
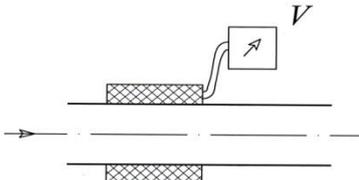
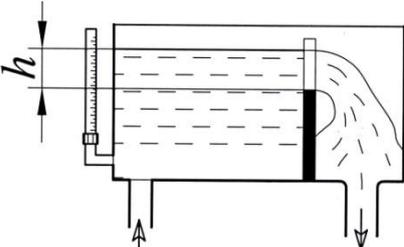
Наименование устройства	Схема устройства	Функциональная зависимость
Сужающее устройство		$Q = K_1 \sqrt{\Delta P}$
Гидравлическая турбина (ватрушка)		$Q = K_2 \times f$
Индукционный расходомер		$Q = K_3 \times U$
Мерный водослив		$Q = f(h)$
$K_1, K_2, K_3$ – коэффициенты расходомеров		

Рис. 1. Устройства для измерения расхода

Измерения давлений  $p_n$  и  $p_v$ , соответственно, в напорном и всасывающем трубопроводах, проводятся на расстоянии двух диаметров от входного и выходного патрубков насоса с помощью манометров и вакуумметров. Если один и тот же прибор может измерять как избыточное давление, так и разрежение (вакуум), то он называется мановакуумметром.

Особенностью всех приборов является то, что они показывают не абсолютное давление в трубке перед прибором (в штуцере прибора), а избыточное или вакуум от уровня атмосферного давления. Абсолютное давление будет равно

$$p_{абс} = p_a + p_{ман} \quad \text{или} \quad p_{абс} = p_a - p_{вак}, \quad (1)$$

где  $p_{абс}$  – абсолютное давление в точке присоединения прибора к подводящей трубке;  $p_{ман}$  и  $p_{вак}$  – соответственно, показания манометра и вакуумметра;  $p_a$  – атмосферное давление.

Точки замеров давлений сообщаются с приборами с помощью подводящих трубок, которые подсоединяются к сечениям до и после насоса.

Подводящие трубки к манометрам обычно «проливаются» жидкостью, а к вакуумметрам – «продуваются» воздухом. Для этого в месте соединения трубки с прибором устанавливают трехходовой кран. В первом случае при открытии крана воздух выбрасывается из подводящей трубки в атмосферу, во втором – воздух из атмосферы продувает подводящую трубку и удаляет из нее воду.

Если подводящая трубка полностью заполнена жидкостью, то истинное манометрическое давление в точке замера (т. А, рис. 2а), в зависимости от того расположен прибор выше точки или ниже ее, будет равно

$$p_{ма} = p_{ман} + \gamma \cdot y_A \quad \text{или} \quad p_{ма} = p_{ман} - \gamma \cdot y_A, \quad (2)$$

где  $y_A$  – расстояние по вертикали от точки замера до штуцера прибора;  $\gamma$  – удельный вес жидкости.

Если подводящая трубка заполнена воздухом, то показание вакуумметра практически соответствует давлению в начале подводящей трубки (т. К, рис. 2б), так как влияние давления столба воздуха в трубке из-за его плотности будет незначительно.

Наибольшая точность измерения давления будет в том случае, если оси подводящих трубок будут расположены в горизонтальной плоскости, проходящей через точку замера. В этом случае  $y_A = 0$ .

Для измерения давления на выходе принимают манометры класса точности не ниже 0,5, а на входе – вакуумметры (манометры) класса точности не ниже 1,0. Приборы выбирают так, чтобы шкала использовалась не менее, чем на 2/3. Высоту расположения манометра (вакуумметра) определяют до оси трехходового крана.

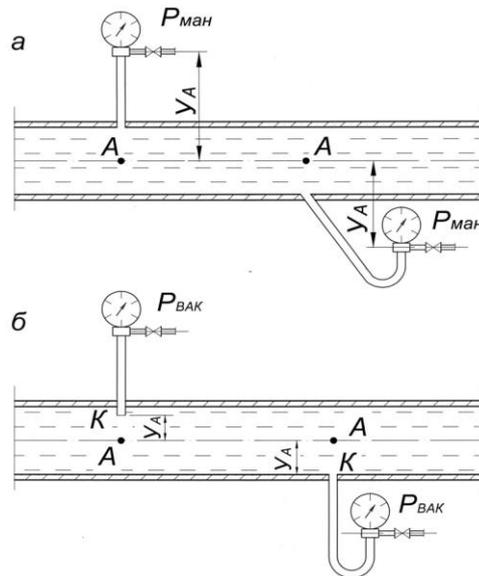


Рис. 2 . Схемы измерения давления:  
а – манометрического; б – вакуумметрического

Частота вращения вала насоса или двигателя  $n$  может быть измерена тахометром или специальным частотомером – тахометром с электроимпульсным счетчиком сигналов, поступаемых с индукционных или фотоэлектрических датчиков, которые установлены вблизи вращающегося вала.

Потребляемая насосом **мощность**  $N$  может быть определена двумя способами: с помощью прямых и косвенных измерений. Первый способ основан на прямых измерениях частоты вращения вала насоса  $n$  и крутящего момента, действующего на вал насоса  $T$  [14]. Тогда потребляемая насосом мощность определится по формуле:

$$N = T\omega/1000 = Tn/9550 , \quad (3)$$

где  $T$  – крутящий момент, Нм;  $\omega$  – угловая скорость, I/c,  
 $\omega = 2\pi n/60$  ;  
 $n$  – частота вращения вала насоса, об/мин.

Второй способ основан на измерении потребляемой двигателем электрической мощности  $N_{об}$  с помощью электротехнических приборов, например ваттметром, которая затем используется для расчета потребляемой

мощности с учетом известных коэффициентов полезного двигателя  $\eta_{\text{дв}}$  и передач от двигателя к насосу  $\eta_{\text{пер}}$

$$N = N_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{пер}} \cdot$$

Температура жидкости  $t$   $^{\circ}\text{C}$  измеряется в подводящем трубопроводе на расстоянии от насоса не более 25 диаметров трубопровода, с точностью до  $0,5^{\circ}\text{C}$  при температуре жидкости до  $40^{\circ}\text{C}$  и с точностью до  $0,2^{\circ}\text{C}$  при температуре более  $40^{\circ}\text{C}$ . Изменение температур при испытаниях не должно превышать  $10^{\circ}\text{C}$ .

Измерительные приборы должны быть метрологические аттестованы и периодически проверяться.

Средства измерений должны быть выбраны так, чтобы относительная предельная погрешность результатов измерений была не больше значений допустимых погрешностей. Приведенные погрешности результатов измерений определяются по допустимым погрешностям измерительных приборов, устанавливаемых классом точности приборов.

При проведении лабораторных работ необходимо строго соблюдать правила техники безопасности. Поэтому к их выполнению допускаются студенты, прошедшие инструктаж по технике безопасности в лаборатории насосов и насосных станций кафедрой сельскохозяйственного водоснабжения и водоотведения ФГБОУ ВО РГАУ–МСХА им. К.А. Тимирязева.

К выполнению очередной лабораторной работы студент допускается только после оформления работы.

### **Пуск центробежного насоса**

Перед пуском центробежного насоса производится осмотр состояния насосного агрегата, наличие масла в подшипниках, состояние набивки сальников, закрытие предохранительным кожухом соединяющей муфты, наличие в системе электроснабжения напряжения. Если насос длительное время не работал, необходимо прокрутить вал на 2-3 оборота вручную. Затем производится заливка всасывающей линии и корпуса насоса с удалением из них

воздуха способом, предусмотренным для данной станции. Если насос предварительно не будет залит водой, то в этом случае при пуске он будет перекачивать воздух. При работе насоса на воздухе жидкость может подняться во всасывающем трубопроводе на высоту, не превышающую  $H * \frac{\rho_{возд}}{\rho_{воды}}$ , где  $H$  – напор насоса. Поскольку плотность воздуха ( $\rho_{возд}$ ) примерно в 750 - 800 раз меньше, чем воды ( $\rho_{воды}$ ), то высота подъема жидкости будет очень мала. Следовательно насос самостоятельно жидкость поднять не сможет.

*Порядок пуска насоса, работающего под заливом, производится в следующем порядке[5]:*

а) подать жидкость в сальниковое уплотнение, отрегулировать её подачу и давление;

б) открыть задвижку на подводящем трубопроводе и заполнить насос перекачиваемой жидкостью, удалив из него воздух через вентиль установленный в верхней части насоса;

в) выключить манометры на подводящем и напорном трубопроводе при помощи проливочных трехходовых кранов;

г) включить двигатель в работу;

д) после создания насосом напора постепенно открыть задвижку на напорном трубопроводе и установить заданный режим работы;

е) открыть проливочные трехходовые краны манометров на подводящем и напорном трубопроводе.

*Порядок пуска насоса, работающего с разрежением на всасывании:*

а) подать жидкость в сальниковое уплотнение, отрегулировать её подачу и давление;

б) открыть задвижку на всасывании (если имеется), залить насос и всасывающий трубопровод перекачиваемой жидкостью через штуцер, установленный в верхней части насоса дополнительным насосом или при

помощи водопровода. На всасывающем трубопроводе при этом должен быть установлен обратный клапан.

Или залить насос и всасывающий трубопровод с использованием вакуум-насоса [1].

Работа насоса при закрытой арматуре более 2-х минут запрещается.

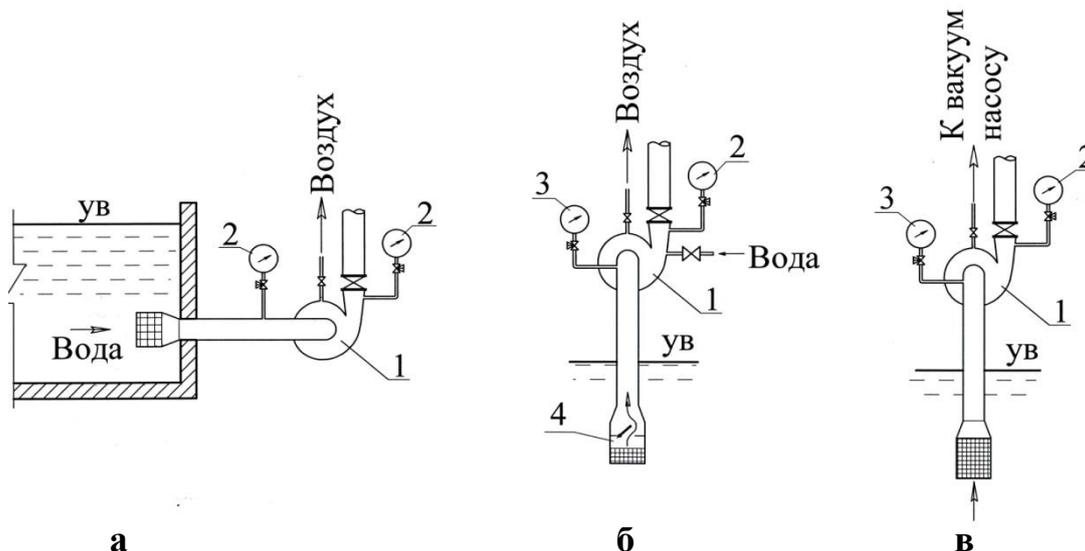


Рис. 3 . Схема заливки насоса

а - работающего под заливом; б – при помощи внешнего источника;

в - при помощи вакуум насоса

1- Насос; 2- манометры; 3- вакуумметр; 4- обратный клапан.

### Порядок контроля работы насоса

Во время работы насоса необходимо следить за показаниями приборов, за подачей затворной жидкости в сальниковый узел[2,3]. Сальниковая набивка не должна нагреваться, жидкость должна выходить из сальникового узла отдельными каплями или тонкой струйкой. Жидкость просачиваясь через сальниковую набивку охлаждает и смазывает ее. Также надо следить за нагревом подшипников и уровнем смазки. Резкие колебания стрелок приборов, а также шум, треск и вибрация насоса характеризуют ненормальную работу агрегата. В этом случае следует остановить насос и устранить неисправности.

*Порядок остановки насоса:*

а) выключить приборы давления на подводящем и напорном трубопроводе при помощи проливочных и продувочных трехходовых кранов;

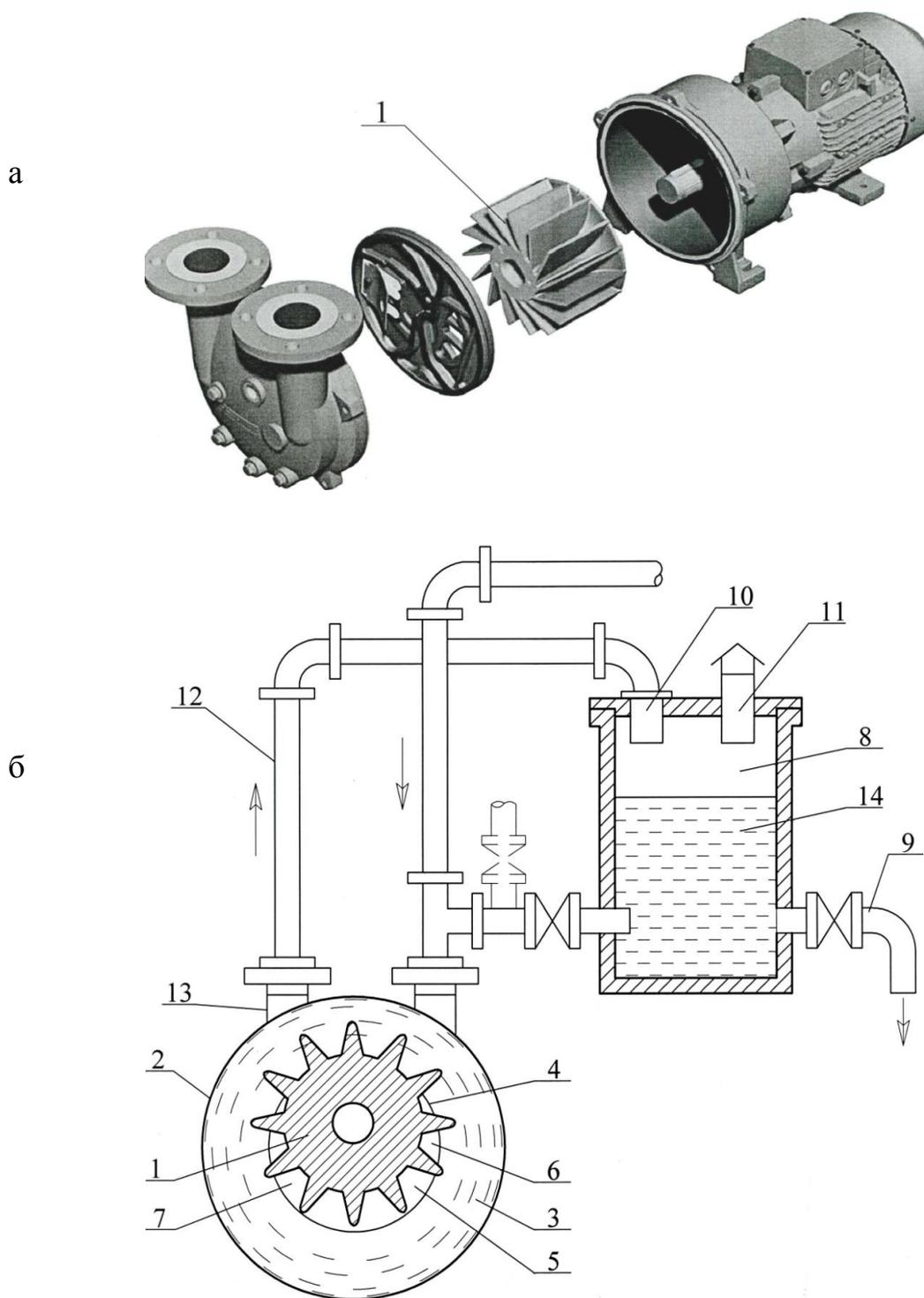
- б) плавно закрыть задвижку на напорном трубопроводе;
- в) выключить электродвигатель;
- г) закрыть задвижку на всасывании (если имеется);
- д) выключить манометры на подводящем и напорном трубопроводе при помощи проливочных трехходовых кранов;
- е) прекратить подачу затворной жидкости;
- з) при длительной остановке слить перекачиваемую жидкость из корпуса насоса.

Для пуска насосов могут применяться только специальные вакуум-насосы, которые не боятся попадания в них воды. Наиболее широко для этой цели используются водокольцевые вакуум-насосы следующих типов: КВН – консольный вакуум-насос; ВВН – водокольцевой вакуум-насос[7].

На рисунке 4а представлен разрез по вакуум-насоса типа КВН. В рабочей камере насоса, образованной корпусом 15 и прикрепленной к нему крышкой 16, расположено рабочее колесо 1, состоящее из бронзового диска с двенадцатью радиальными лопастями. Рабочее колесо насажено на вал консольно и эксцентрично. Высота колеса и лопастей равна высоте цилиндрического корпуса, что обеспечивает минимальные зазоры по торцевым поверхностям. На диске колеса имеется шесть отверстий 17 для разгрузки осевых усилий. Корпус насоса перегородкой разделен на две части, образуя полости для впуска и выпуска воздуха через присоединенные к ним трубки.

#### **Принцип работы вакуум-насоса следующий**

Перед пуском в корпус вакуум-насоса заливают воду. При вращении рабочего колеса 1 лопатки захватывают воду и под действием центробежных сил она отбрасывается к стенкам крышки 2, образуя водяное кольцо 3 (рис. 4б). Благодаря эксцентричному положению колеса 1 с лопастями между ступицей 4 колеса и внутренней поверхностью водяного кольца 3 образуется серповидное пространство 5, обеспечивающее засасывание воздуха через серповидный вырез 6 в корпус насоса. При дальнейшем вращении засосанный объем воздуха



**Рис. 4. Вакуум-насос типа КВН:**  
 а – разрез; б – схема установки насоса

будет сжиматься и выбрасываться через левый вырез 7 в корпусе. Таким образом, водокольцевой вакуум-насос работает по принципу объемного насоса. Вместе с воздухом через отверстие 7 выбрасывается и небольшая часть воды.

Для поддержания постоянного объема водяного кольца и для отвода тепла, выделяемого трущимися деталями и снижаемым воздухом, необходимо производить подпитку насоса свежей чистой водой. Опорожнение насоса в случае продолжительной остановки или при ремонтах производится через отверстие, закрываемое пробкой. Привод насоса осуществляется электродвигателем[15].

Для отделения воды, которая выбрасывается вместе с воздухом, и сбора ее, устанавливается водосборник-бочок 8, в котором имеется сливная труба 9; в крышке – два отверстия: одно 10 для установки трубопровода 12, соединяющего нагнетательный патрубок 13 вакуум-насоса с водосборником 14, а второе 11 – для выхода воздуха в атмосферу.

Водокольцевые вакуум-насосы очень просты по конструкции и создают вакуум достаточный для подъема воды на 8...9м. Единственным недостатком водокольцевых вакуум-насосов является то, что они могут работать только на чистой воде.

Перед включением электродвигателя пускаемого насоса необходимо произвести выбор способа пуска насоса: установить допустимость его пуска на закрытую задвижку, установленную на напорном трубопроводе. Решающее значение при этом имеет форма мощностной характеристики насоса  $N = f(Q)$ . У насосов низкой и средней быстроходности ( $n_s = 40...300$  – центробежные насосы) с увеличением подачи от нуля мощность возрастает. Пуск таких насосов производится на закрытую задвижку. У быстроходных насосов ( $n_s > 300$  – осевые и диагональные насосы) при  $Q = 0$  мощность может значительно превосходить требуемую для рабочего режима. Такие насосы, как правило, пускаются при опорожненном трубопроводе. В начальный момент напор  $H = 0$ . По мере увеличения частоты вращения и заполнения трубопровода напор возрастает до требуемого.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ МАРОК

#### **1 Цель работы**

1. Изучить конструкции горизонтальных центробежных насосов, уяснить назначение их основных узлов и деталей, провести монтаж и демонтаж насосов.
2. Ознакомиться со структурой маркировки насосов.
3. Составить эскизы рабочих колес насосов, снять основные размеры колес и патрубков, необходимые для определения марок насосов.
4. Определить марки насосов.

#### **2 Общие положения**

Насосом называется гидравлическая машина, предназначенная для подъема жидкости и перемещения ее из одного места в другое.

Центробежные насосы отличаются большим разнообразием по конструктивному исполнению и предназначаются для перекачки различных жидкостей: воды, нефти и продуктов ее переработки и т.п. Общий анализ условий работы насосов показывает, что в них должен осуществляться обмен энергией между жидкостью и каким-либо движущимся рабочим органом, к которому подводится извне энергия[11].

Видов, типов и конструкций насосов имеется большое количество, но по используемому принципу действия все они в основном могут быть разделены на две основные группы: объемные и динамические.

Объемные насосы перемещают жидкость путем периодического изменения объема заполняемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса.

В динамических насосах жидкость движется под силовым воздействием в камере, имеющей постоянное сообщение с входом и выходом насоса.

К динамическим относится очень большая группа лопастных насосов, а так же вихревые, струйные и другие насосы.

К числу лопастных насосов, серийно выпускаемых отечественной промышленностью и нашедших наибольшее распространение при сооружении современных оросительных систем водоснабжения относятся центробежные и осевые насосы. Работа этих насосов основана на общем принципе - динамическом взаимодействии между потоком перекачиваемой жидкости и лопастями рабочего колеса, которое является основным рабочим органом насоса. Однако механизм этого взаимодействия у перечисленных типов насосов различен, что приводит к существенным различиям в их конструкциях и эксплуатационных показателях.

Лопастные насосы обладают рядом технических и эксплуатационных преимуществ по сравнению с объемными насосами, а именно:

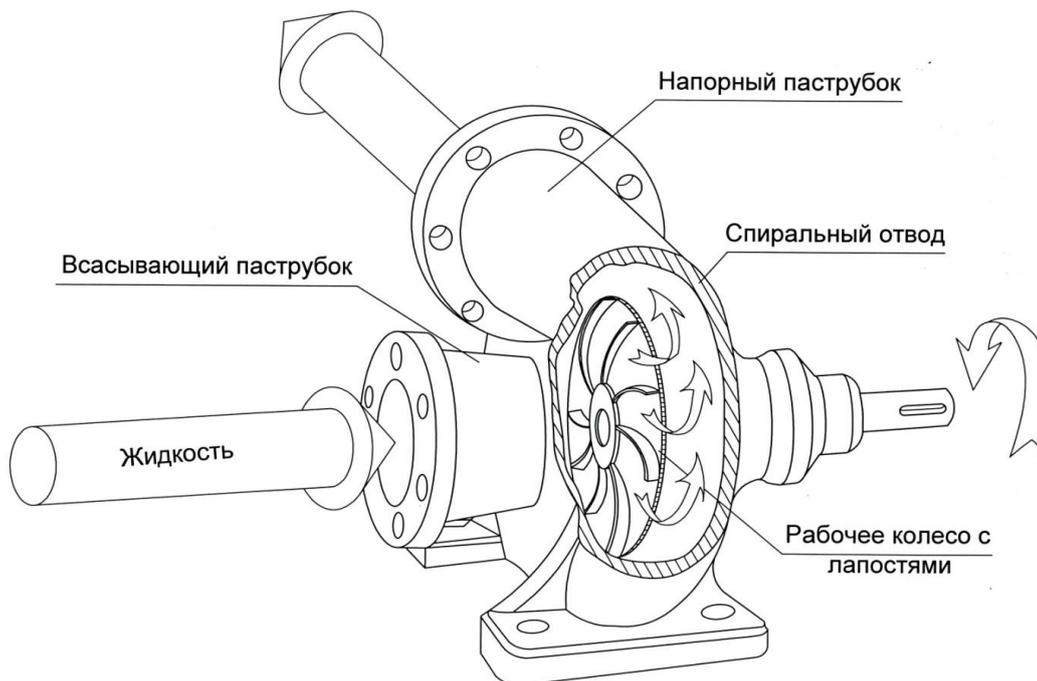
- 1) допускают большие частоты вращения;
- 2) имеют значительно меньшие размеры, вес и требуют более легких фундаментов, благодаря большим частотам вращения и равномерности хода при таких же подачах, как и у объемных насосов;
- 3) просты по конструкции и надежны в эксплуатации.

Указанные положительные свойства лопастных насосов обеспечили их широкое применение для малых и средних подач на средние напоры. В настоящее время, благодаря успехам в гидромашиностроении центробежные насосы стали применяться на очень высокие напоры – до 2000м и выше.

Принцип работы центробежного насоса можно пояснить следующим образом, рис.1.1.

Внутри корпуса насоса, который имеет, как правило, спиральную форму, на валу жестко закреплено рабочее колесо. Оно, чаще всего, состоит из заднего и переднего дисков, между которыми установлены лопасти. Они отогнуты от радиального направления в сторону, противоположную направлению вращения

рабочего колеса. С помощью патрубков корпус насоса соединяется с всасывающим и напорным трубопроводами.



**Рис. 1.1 . Схема, поясняющая принцип работы центробежного насоса**

Перед пуском внутреннюю полость насоса при помощи внешнего источника предварительно заполняют жидкостью. При придании вращения рабочему колесу (например, при помощи электродвигателя) жидкость, которая находится в каналах рабочего колеса (между его лопастями), под действием центробежной силы будет отбрасываться от центра колеса к периферии. Это приведет к тому, что в центральной части колеса создастся разрежение (вакуум), а на периферии повысится давление. За счет повышенного давления жидкость из рабочего колеса начнет поступать в спиральный отвод насоса, далее в выходной патрубок, затем в напорный трубопровод. Вследствие этого жидкость одновременно начнет поступать из водоисточника по всасывающему трубопроводу в насос. Таким образом, происходит непрерывная подача жидкости центробежным насосом из всасывающего в напорный трубопровод.

Центробежные насосы бывают не только одноступенчатыми (с одним рабочим колесом), но и многоступенчатыми (с несколькими рабочими

колесами) и колесами с двусторонним входом. При этом принцип их действия во всех случаях остается таким же.

Рассмотрим конструкции ряда центробежных насосов подробнее.

### **3 Консольный горизонтальный центробежный насос типа К и КМ**

Консольный насос это центробежный насос с горизонтально расположенным валом, осевым подводом жидкости к рабочему колесу и смешанным уравновешенным осевого усилия, с сальниковым или торцовым уплотнением вала[12].

Консольные насосы типа К предназначены для подачи в стационарных условиях чистой или слегка замутненной воды с  $pH=6...9$ , температурой от 0 до  $85^{\circ}C$  (исполнение "С" - одинарное сальниковое уплотнение) либо от 0 до 105, 120,  $150^{\circ}C$  и других жидкостей, сходных с водой по плотности, вязкости и химической активности, содержащих твердые включения размером до 0.2мм, объемная концентрация которых не должна превышать 0.1%, не агрессивных к материалу проточной части насоса. Выпускаемые типоразмеры их охватывают номинальные подачи в пределах  $10...360 \text{ м}^3/\text{ч}$  и напоры  $10...100 \text{ м}$ , К. П. Д.  $0,5...0,83$ .

#### **3.1 Рассмотрим, из каких деталей состоит центробежный насос**

- *Рабочее колесо(3)* (рис. 1.3) - Рабочее колеса состоит из заднего (ведущего) и переднего (ведомого) дисков и закрепленных между ними лопастей, ступицы, в которой выполнено отверстие для вала насоса. Колеса насоса выполняются закрытыми или открытыми. Открытые колеса не имеют ведомого диска и имеют открытые лопасти. В открытых рабочих колесах внутренние каналы более доступны для очистки, и они более приемлемы в случаях работы с вязкими и грязными жидкостями. Для центробежных насосов предпочтение отдается закрытым колесам, т.к. отсутствие ведомого диска колеса снижает напор, создаваемый колесом, и увеличивает объемные утечки жидкости.[12].

Основными материалами изготовления рабочих колес являются чугун, бронза, литая сталь и специальные современные материалы. Лучшими рабочими колесами считаются колеса, выполненные из качественной отливки, которые не требуют дополнительной механической обработки внутренних каналов. От точности изготовления рабочих колес зависит величина гидравлических потерь и уровень кавитационной устойчивости насоса. По мнению специалистов, лучшими рабочими колесами являются колеса из бронзы.

*Вал насоса (13)* - Как правило, вал насоса изготавливается из мартеновской ковanej стали. В определенных случаях из легированной стали с добавками никеля, хрома, ванадия. При перекачивании химически агрессивных жидкостей используется нержавеющая сталь специальных марок.

Валы насосов бывают жесткие или гибкие в зависимости от критического числа оборотов. Жесткие - число оборотов ниже критических. Гибкие - число оборотов выше критических.

*Сальниковый узел (10,11)* - Сальники служат для уплотнения в месте выхода вала из корпуса насоса наружу. Они состоят из упорной буксы, сальниковой набивки и крышки. Сальник, расположенный со стороны всасывания должен препятствовать попаданию воздуха в насос, поэтому он дополнительно оснащен водяным затвором, который состоит из кольца, с подводом к нему жидкости из напорной линии. Расположенный со стороны нагнетания сальник должен препятствовать утечки жидкости из насоса. Материалом для мягкой сальниковой набивки служат хлопок, пенька, асбестовый шнур, бумажная пряжа. Шнуры набивки пропитываются консистентными смазками: техническим жиром, графитом, воском, смолами, дисульфидом молибдена и др.

*Подшипники(12, 15)* - Подшипники являются опорами вала насоса. В консольных насосах используются радиальные или радиально-упорные

подшипники трения качения. Подшипники смазываются консистентной смазкой Литол 24 ГОСТ 21150- или жидкой кольцевой смазкой

*Корпус насоса(20)* - Корпус центробежного насоса представляет чугунную отливку, в которой выполнены спирально-кольцевой отвод и выходной патрубков. В зависимости от схемы разводки трубопроводов, условий их монтажа и эксплуатации напорный патрубок совместно с корпусом можно повернуть на угол, кратный  $90^\circ$ .

При давлениях свыше 40-50 атм используется стальное литье.

Внутренняя полость и все каналы должны быть гладкими без зазубрин и заусенцев.

*Муфта(16)*- Для передачи крутящего момента от вала электродвигателя к валу насоса используются втулочно-пальцевые муфты. По заказу потребителя агрегат может комплектоваться другими видами соединительных муфт на соответствующие крутящие моменты. Соединительные муфты имеют защитное ограждение.

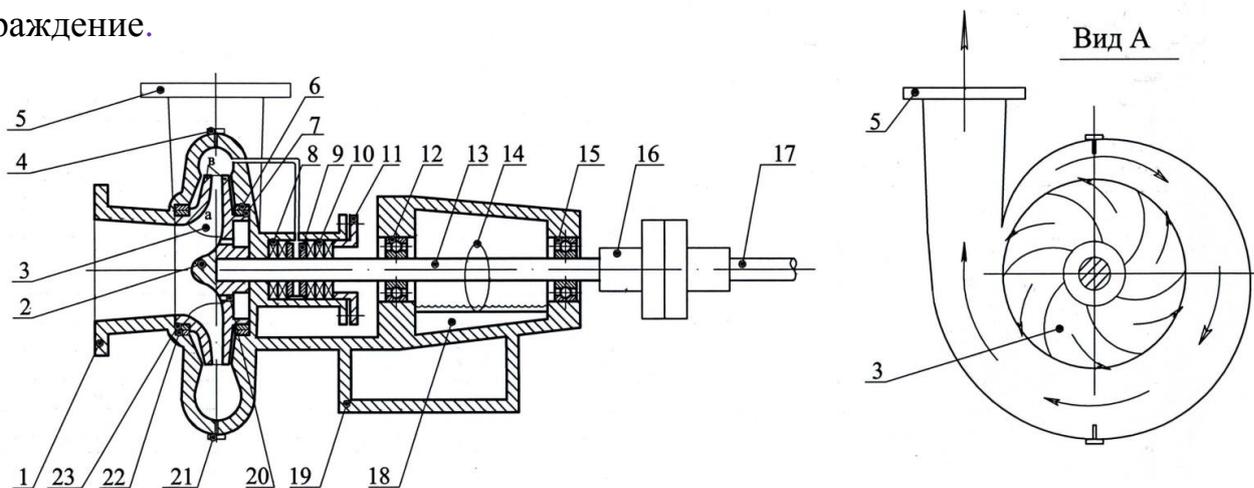


Рис. 1.2 . Схема центробежного консольного насоса

### 3.2 Осевое усилие

Отличительной особенностью консольных насосов является то, что на их рабочее колесо действует осевая сила, направленная на встречу течения воды. Она возникает в основном из-за неодинаковости сил давления, действующих на переднюю и заднюю стороны колеса. Статическое давление  $P_n$  на выходе из рабочего колеса всегда больше давления  $P_g$  на входе в него, т.к жидкость

пройдя по каналам колеса получает энергию за счет силового воздействия на нее лопастей. Высокое давление  $P_n$ , в полости между корпусом и колесом, действующее на левый и правый диск, на участке от радиуса установки щелевого уплотнения до радиуса выхода потока из колеса, равны и взаимно уравниваются. На рис.1.3, показана схема поясняющая возникновения осевого усилия в насосе.[1].

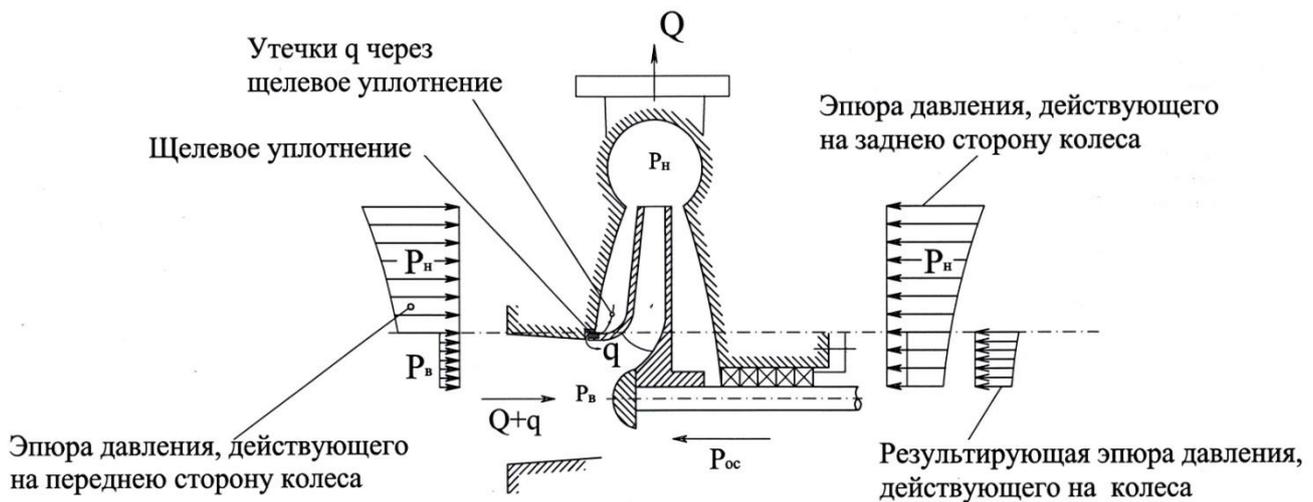


Рис. 1.3. схема возникновения осевого усилия в насосе.

Наличие осевого усилия приводит к ускоренному износу подшипников и выходу насоса из строя.

Разгрузка осевого усилия в консольных насосах осуществляется устройством разгрузочных отверстий на ведущем диске, у ступицы рабочего колеса и второго щелевого уплотнения. Второе щелевое уплотнение устанавливается на том же радиусе, что и уплотнение на переднем диске. Суммарная площадь разгрузочных отверстий должна превышать площадь зазора в щелевом уплотнении не менее чем в 4 раза. Благодаря чему практически полностью выравниваются давления, действующие на обе стороны рабочего колеса в пространстве между радиусом уплотнения и радиусом вала. Возможное остаточное осевое усилие воспринимается подшипниками.

### 3.3 Порядок разборки насоса с сальниковым уплотнением (рис. 1.4)

- снять защитный кожух муфты 13;

- снять муфту насоса 14;
- отвернуть гайки 24, крепящие всасывающий патрубок 1 к корпусу 29;
- отвернуть и снять гайку-обтекатель 31;
- специальным съемником снять рабочее колесо 2 с вала 18;
- отвернув гайки, крепящие крышку сальника 8 к корпусу 29;
- снять крышку сальника 6 вынуть набивку 5 и кольцо гидравлического затвора 16;

- снять упорную буксу 13;
- отвернуть гайки, крепящие фланец кронштейна 25 к корпусу 29;
- отсоединить кронштейн 25 от корпуса 29;
- снять крышки подшипников 9, 20;
- вынуть вал 18 с подшипниками 11,21 из кронштейна 25;
- выпрессовать подшипники 11, 21;
- снять распорную втулку 22с вала 18;

### **3.4 Сборка насоса**

Сборку насоса с сальниковым уплотнением производить в следующей последовательности:

- одеть распорную втулку 22 на вал 18;
- напрессовать на вал 18 два радиальных подшипника 11, 21;
- установить вал с подшипниками в кронштейн 25;
- установить крышку подшипника 9 со стороны корпуса 29;
- подбором прокладок под крышку 21 подшипника (со стороны муфты)

отрегулировать осевой люфт до появления небольшого сопротивления вращению вала вручную;

- установить крышку подшипника 21 и закрепить ее болтами;

- присоединить фланец кронштейна 25 к корпусу 29, предварительно - надев на конец вала кольцо гидравлического затвора 13, крышку сальника 8 затем закрепив фланец гайками;

- установить в расточку корпуса уплотнения два кольца набивки 5, кольцо гидравлического уплотнения 6, за ним еще два кольца набивки 5, крышку сальника 8;

- установить на вал рабочее колесо, отрегулировав шайбами зазор щелевого уплотнения;

- закрепить рабочее колесо гайкой-обтекателем 31;

- отрегулировать гайками крышки сальника затяжку набивочного уплотнения так, чтобы была обеспечена небольшая протечка жидкости;

- установить детали соединительной муфты 14;

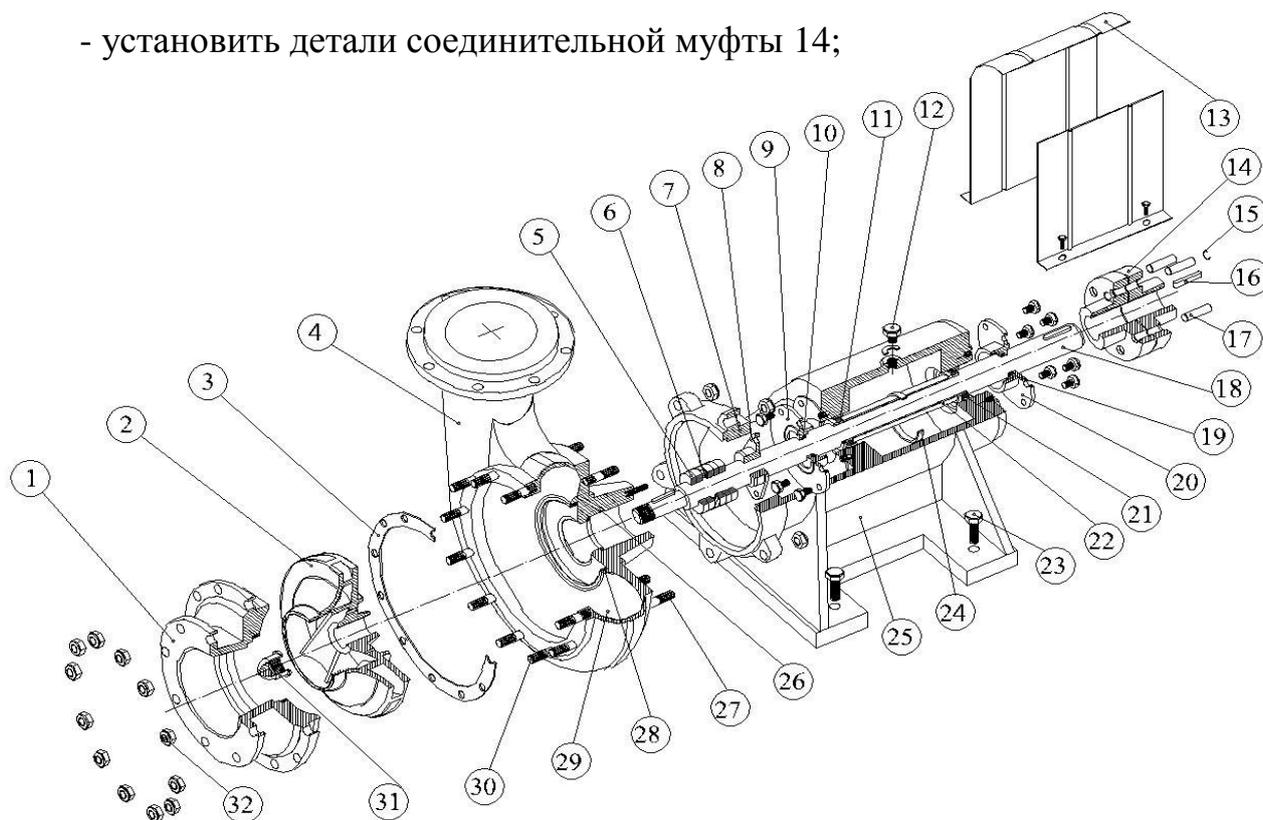


Рис. 1.4. Консольный насос типа К

#### 4 Насосы двустороннего входа типа Д

Насос типа Д - центробежный насос двустороннего входа, одноступенчатый с горизонтальным валом, гидравлическим способом уравнивания осевого усилия, с двусторонним полуспиральным подводом жидкости к рабочему колесу двустороннего входа и спиральным отводом. Эти насосы предназначены для перекачивания воды и чистых жидкостей (сходных с

водой по вязкости и химической активности) с температурой 85С° и содержанием твердых включений размерами до 0,2 мм, не превышающим 0,05% по массе. Они имеют подачу 100 – 12500 м<sup>3</sup>/час., напор 14 - 125 м и допустимый кавитационный запас для рабочей части характеристики 3 - 7,5 м.

Насосы типа Д имеют ряд преимуществ по сравнению с другими типами центробежных горизонтальных насосов. Рабочее колесо этих насосов с двусторонним подводом жидкости обладает по сравнению с колесом одностороннего подвода (при одинаковых значениях напора, подачи и частоты вращения) существенно лучшими кавитационными качествами; одновременно достигается уравнивание гидравлическим способом осевых сил, действующих на ротор насоса. Остаточные и случайные осевые усилия воспринимаются подшипниками. Также отличительной особенностью этих насосов являются высокие значения КПД (73—88%), которые сохраняются в течение всего срока службы насоса и достаточный гарантийный ресурс - 20 тыс. часов - без ремонта рабочих органов. Насосы работают плавно, без вибраций; они удобны и надежны в эксплуатации.[13].

Корпус насоса представляет собой сложную чугунную или стальную отливку, состоящую из нижней части (1) и крышки (9). В нижней части корпуса выполнен спиральный диффузорный отводящий канал, переходящий в напорный патрубок (2) и полуспиральный подвод с входным патрубком. Разъем корпуса у насоса горизонтальный, проходящий через ось ротора. Всасывающий (17) и нагнетательный патрубки насоса расположены в нижней половине корпуса и направлены в разные стороны, благодаря чему обеспечивают возможность разборки насоса с целью осмотра, ремонта и замены различных деталей без отсоединения трубопроводов и снятия электродвигателя. В верхней части крышки корпуса предусмотрено отверстие (10) , закрытое пробкой для присоединения вакуумнасоса, а также для выпуска воздуха при заполнении насоса «самотеком». В нижней части - для слива остатков жидкости при остановке насоса на длительное время. В корпусе насоса установлены сменные

уплотняющие кольца (7) , защищающие корпус и его крышку от износа и уменьшающие утечки жидкости из напорной полости во всасывающую.

Рабочее колесо насоса (11) состоит из трех дисков - ведущего (опорного) ведомого среднего, соединенных пространственными или цилиндрическими лопастями, загнутыми в сторону, обратную вращению вала.

Вал рабочего колеса (3) изготавливается из высокопрочной стали. Опорами вала служат подшипники (13). Для крупных средних насосов применяются подшипники трения скольжения с кольцевой смазкой, как правило, с чугунными вкладышами и баббитовой заливкой с водяным охлаждением.

Вал насоса в местах его выхода из корпуса уплотнен сальниками, или одинарными торцовыми уплотнениями. Сальники состоят из хлопчатобумажной набивки (5,14,16), кольца гидравлического уплотнения (6,15) и крышки сальника (4,12). Сальниковая набивка пропитана техническим жиром и графитом. К кольцу гидравлического уплотнения подводится вода из зоны высокого давления. Для насосов с подачей до 1600 м<sup>3</sup>/ч включительно и для насоса Д12500-24 вода к кольцам гидравлического уплотнения подводится по двум трубкам (8) из верхней части корпуса насоса. В насосах с подачей от 2000 м<sup>3</sup>/ч при давлении у входа в рабочее колесо ниже атмосферного от постороннего источника.

Привод насосов типа Д осуществляется электродвигателем с помощью упругой втулочно-пальцевой муфты. Соединительные муфты имеют защитное ограждение.

В нормальном исполнении вал вращается против часовой стрелки, если смотреть на насос со стороны электродвигателя;

## **5 Насосы многоступенчатые типов ЦНС и ЦН**

Лопастные насосы с одним рабочим колесом на валу (одноступенчатые) часто не могут обеспечить заданный напор при заданной подаче с высокими технико-экономическими показателями насоса. Для увеличения рабочего

напора применяют многоступенчатые насосы, в которых поток перекачиваемой жидкости перемещается последовательно несколькими рабочими колесами, смонтированными на одном валу, в одном корпусе.

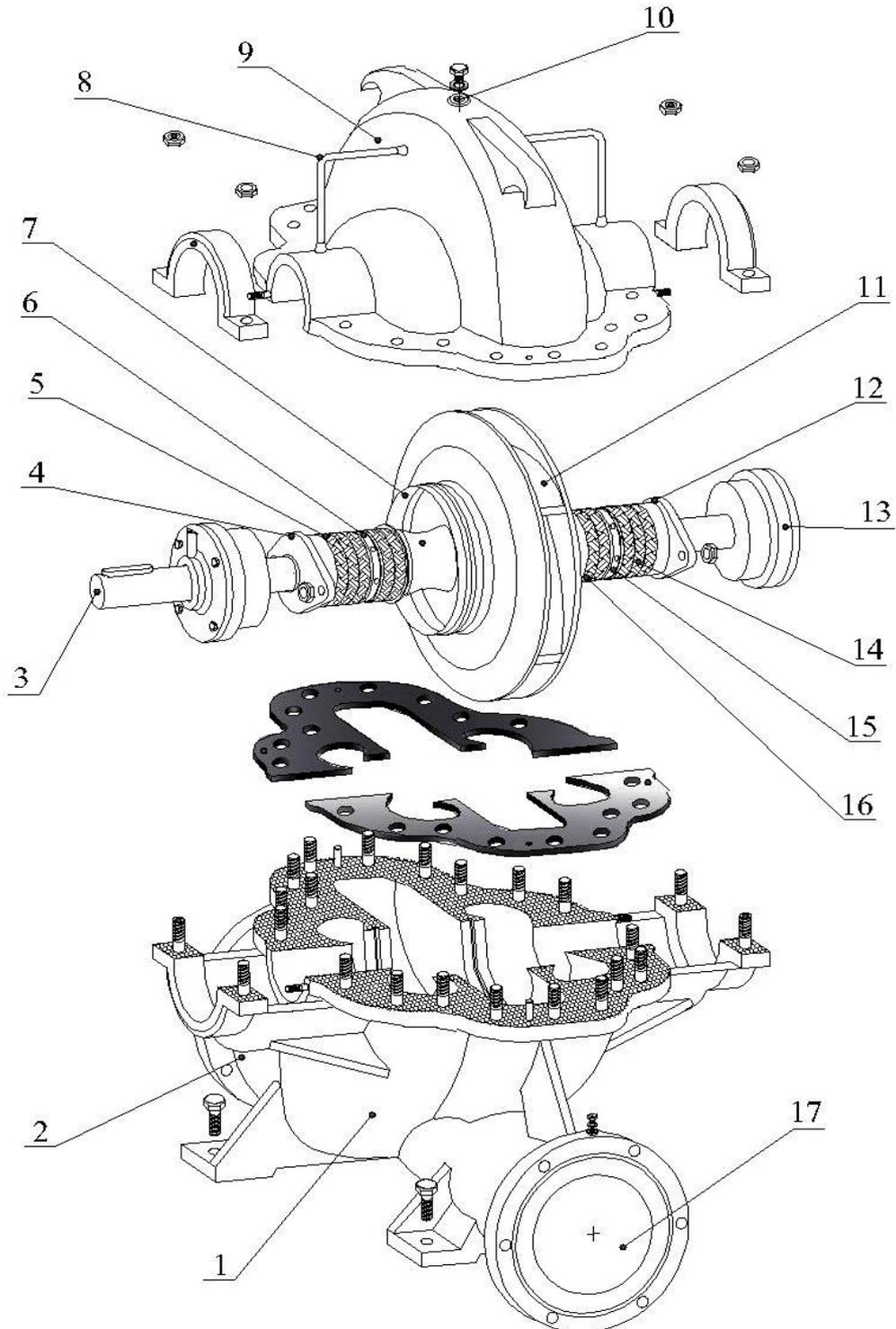


Рис. 1.5 . Конструкция горизонтального центробежного насоса с двусторонним входом

Работа многоступенчатого насоса характеризуется тем, что напор в нем нарастает от ступени к ступени, и на выходе из последней ступени величина напора при  $Z$  ступенях составит.[12].

$$H = \sum_1^Z H_i, \quad (1.1)$$

Где  $H_i$  – напор, создаваемый одной ступенью.

Если все колеса одинаковы, то  $H = zH_1$ .

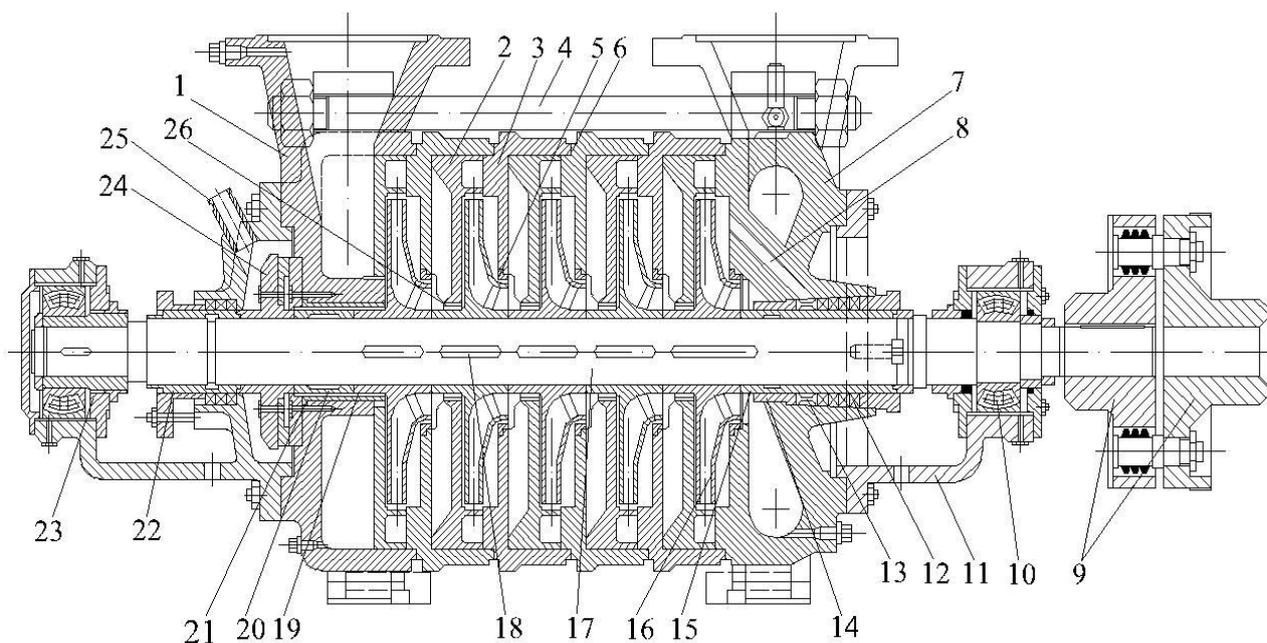
Подача насоса сохраняется одинаковой для всех ступеней. В настоящее время имеются примеры выполнения многоступенчатых насосов напором до 3500...3800 м.

По конструкции различают три вида многоступенчатых насосов: секционный насос типа ЦНС; многоступенчатый насос типа ЦН; многоступенчатый насос с первым рабочим колесом двустороннего входа.

Многоступенчатый секционный насос типа ЦНС – центробежный горизонтальный насос с рабочими колесами одностороннего входа. Число ступеней может быть четным и нечетным. Подача насосов колеблется от 6 до 1000 м<sup>3</sup>/ч, а напоры – от 40 до 2000 м.

Схема и конструкция многоступенчатого секционного насоса показаны на рисунке 1.6.

Насос имеет пять рабочих колес, насаженных на общий вал 18. Он состоит из четырех одинаковых секций двух замыкающих секций: входной с входным патрубком 7 и выходной 1 с напорным патрубком. В замыкающих секциях, стянутых шпильками 4, размещены подшипники 10, 23 и сальники: всасывающий 12 с водяным замком и напорный 22. Вал насоса муфтой 9 соединяется с валом электродвигателя. Насос имеет торцевой разъем корпуса, что неудобно, так как требует производить демонтаж насоса (отсоединение трубопроводов, разборка подшипников, сальников и др.) при осмотрах, ремонтах и заменах различных деталей.[10].



**Рис. 1.6 . Центробежный многоступенчатый горизонтальный секционный насос типа ЦНС (МС):**

1 - задняя крышка с напорным патрубком; 2 - направляющий аппарат; 3 - корпус секции; 4 - стяжная шпилька; 5, 26 - защитно-уплотнительные кольца; 6 - резиновое кольцо; 7 - передняя крышка со всасывающим патрубком; 8 - канал гидроуплотнения; 9 - упругая муфта; 10 - радиальный роликовый подшипник; 11 - кронштейн; 12 - сальник; 13 - кольцо гидроуплотнения; 14 - грундбукса; 15 - распорно-защитная втулка; 16 - рабочее колесо; 17 - вал; 18 - шпонка; 19 - зазор к гидроуплотнению; 20 - втулка; 21 - втулка разгрузки; 22 - гайка; 23 - уплотнение подшипника; 24 - уравнивающий диск; 25 - трубка для соединения разгрузочной камеры со всасывающей полостью первой ступени; 26 - уплотнительное кольцо

Важным элементом многоступенчатого секционного насоса является отводящий аппарат 6, через который вода поступает к входному отверстию рабочего колеса следующей ступени. Основное назначение этого аппарата – снизить до минимума гидравлические потери и обеспечить осевой подход потока к рабочему колесу (без закрутки). Отводящий аппарат состоит из двух систем лопаток: направляющих, расположенных непосредственно за рабочим колесом, и обратных.

Неравные площади боковых поверхностей рабочих колес (переднего и заднего диска) являются причиной возникновения осевых усилий. Для

снижения действующих на каждое рабочее колесо осевых усилий имеются по два уплотнения и разгрузочные отверстия.

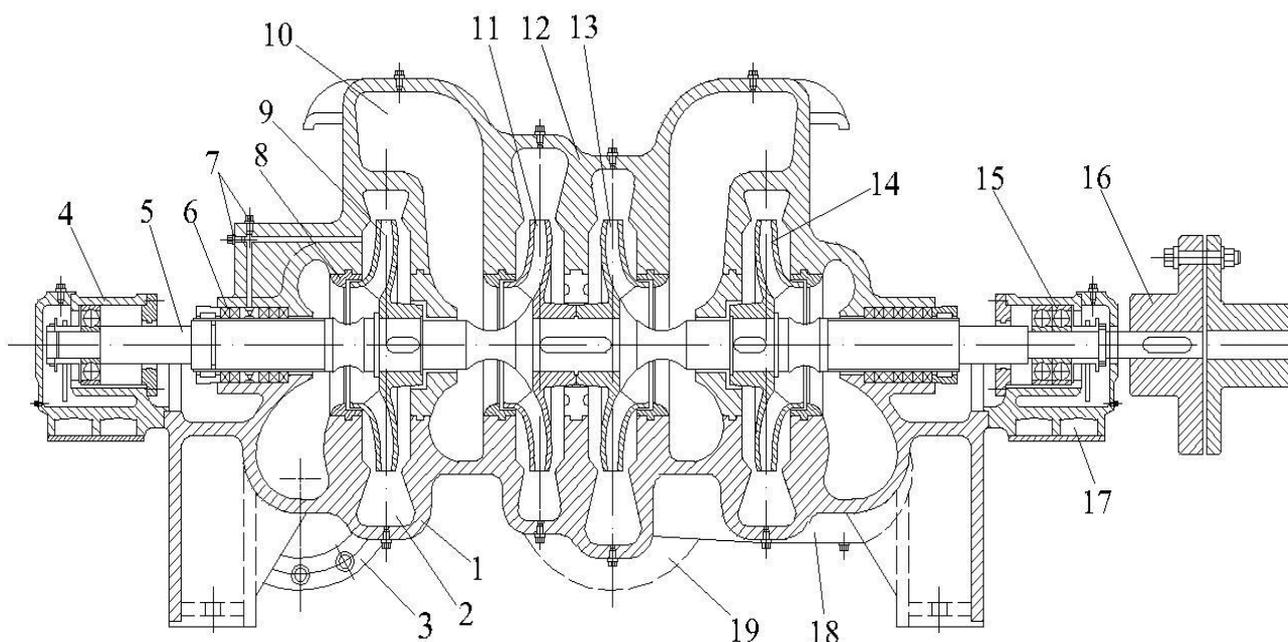
Выпускаются секционные насосы и с неуравновешенными рабочими колесами, что уменьшает протечки и упрощает конструкцию. В этом случае осевое усилие воспринимается автоматически действующим разгрузочным устройством – специальным диском-пятой, насаженным на вал. Жидкость от последней ступени насоса поступает в пяту и создается противодействие осевым усилиям. От пяты в одних насосах она отводится для уплотнения сальников на входе, потом попадает во всасывающую трубу, а в других насосах, где есть подвод жидкости для гидравлического уплотнения входных сальников, сразу выходит во всасывающую трубу или наружу.

К недостаткам секционных насосов относят торцевой разъем корпуса, наличие отводящих аппаратов и несколько меньший КПД по сравнению с насосом типа ЦН, а к преимуществам – малые габариты их при больших напорах.

Многоступенчатые насосы типа ЦН – центробежные горизонтальные насосы с осевым разъемом корпуса, с четным числом рабочих колес одностороннего входа, направленных в противоположные стороны. Подача насоса колеблется от 160 до 3600 м<sup>3</sup>/ч при напорах от 70 до 750 м. Конструкция одного из многоступенчатых насосов приведена на рисунке 1.7.

Ротор насоса состоит из четырех одностороннего входа рабочих колес 9, 11, 13 и 14 (двух левого и двух правого вращения), которые крепятся на валу 5 с помощью шпонок. Рабочие колеса насажены таким образом, чтобы места входа в них жидкости располагались попарно с противоположных сторон.

Перекачиваемая жидкость через всасывающий патрубок 3 поступает во входное отверстие рабочего колеса первой ступени 9. Далее жидкость попадает в спиральный отвод 2 и каналом 10 в крышке насоса подводится к входному отверстию рабочего колеса второй ступени 11. Рабочее колесо третьей ступени 14 крайнее правое, и к нему жидкость подводится по внешней



**Рис. 2.5 . Центробежный многоступенчатый горизонтальный насос с осевым разъемом корпуса типа ЦН (М):**

1, 12 - корпус и крышка насоса; 2 - спиральный отвод; 3, 19 - всасывающий и напорный патрубки; 4, 6, 15 - узлы соответственно подшипниковой опоры, сальниковый с гидравлическим уплотнением, радиально-упорный подшипниковый; 5 - вал; 7 - отверстия для поступления жидкости в гидравлическое уплотнение; 8 - защитно-уплотняющее кольцо; 9, 11, 13, 14 - рабочие колёса; 10, 18 - переводные каналы; 16 - полумуфта; 17 - канал для охлаждения подшипников

отвод которого переходит в напорный патрубок. Основное преимущество такого расположения рабочих колес состоит в том, что при четном числе ступеней оно дает уравновешенную систему, у которой осевая составляющая от гидродинамической нагрузки мала, что облегчает работу подшипников 4 и 15

Всасывающий и напорный патрубки направлены в разные стороны и расположены ниже вала, что позволяет вести ремонт и замену различных деталей насоса без демонтажа трубопровода.

Уплотнение рабочих колес обеспечивается защитными кольцами 8, закрепленными на рабочих колесах, и уплотняющими кольцами установленными в корпусе насоса. Вал насоса защищен втулками.

Уплотнение вала насоса осуществляется двумя сальниками: всасывающим 6 с водяным замком (чтобы не допустить нарушения вакуума) и

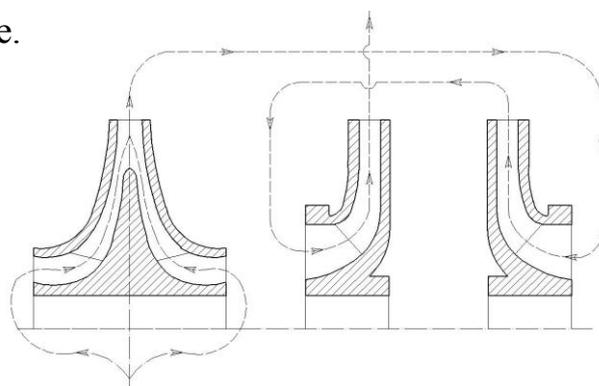
напорным. Всасывающий сальник снабжен кольцом гидравлического уплотнения, в которое подводится вода по трубке из напорной полости насоса. У третьего рабочего колеса на входе имеется значительное давление, и поэтому гидравлическое уплотнение сальника отсутствует. Соединение вала насоса с валом электродвигателя осуществляется муфтой 16.

Наряду с преимуществами (высокий КПД, осевой разъем корпуса, уравнивание осевых усилий, благодаря симметричному расположению колес) насос этого типа имеет некоторые недостатки (сложная форма корпуса, значительные габариты).

Насос многоступенчатый с первым колесом двустороннего входа-Центробежный горизонтальный насос с осевым разъемом корпуса, с нечетным числом рабочих колес, с первым колесом двустороннего входа (для улучшения кавитационных показателей насоса), остальными одностороннего, направленных в противоположные стороны (для уравнивания осевого усилия).

На рисунке 1.8 показана схема движения жидкости в насосе. Из первой ступени во вторую жидкость поступает по внешней переводной трубе, из второй в третью по переводному каналу, отлитому в корпусе насоса.

Разъем корпуса – осевой, что облегчает монтаж и демонтаж насоса. Уравнивание осевого усилия, действующего на рабочие колеса одностороннего входа, достигается их симметричным расположением. Поэтому число односторонних колес – четное и, следовательно, общее число ступеней – нечетное.



**Рис. 1.8 . Схема движения жидкости в многоступенчатом насосе с первым колесом двустороннего входа**

## 6 Эскизы рабочих колес

На рисунке 1.9 приведены эскизы рабочих колес консольного насоса типа К, двусторонним подводом жидкости типа Д и многоступенчатого секционного насоса типа ЦНС с обозначением их основных размеров, необходимых для определения марок насосов.[6].

Результаты измерений размеров рабочего колеса, всасывающего и напорного патрубков рассматриваемых насосов в таблицу 1.1.

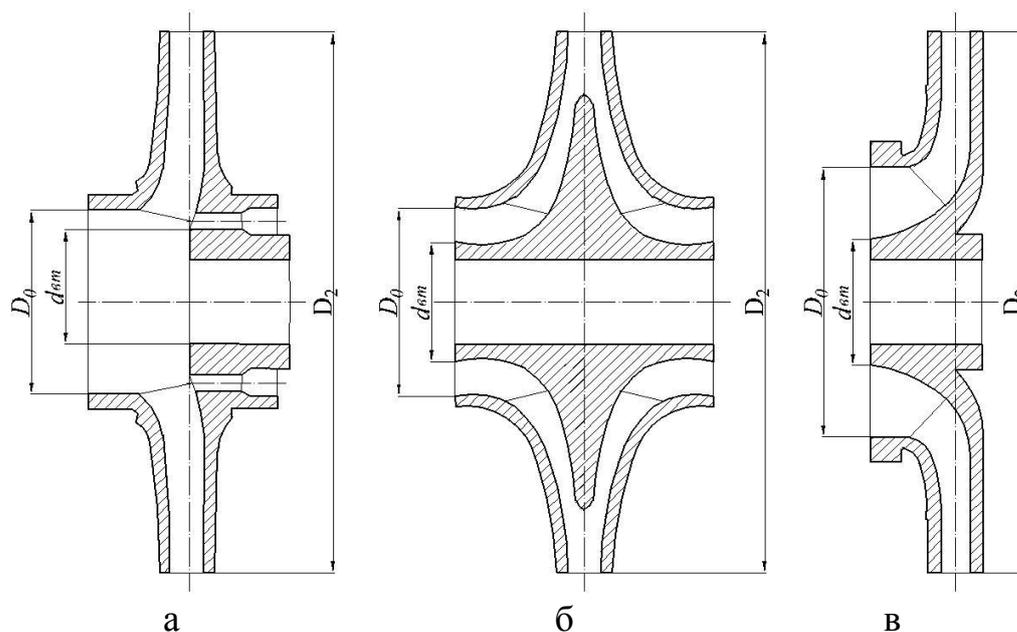


Рис. 1.9 . Эскизы рабочих колес: а – консольного насоса типа К; б – двусторонним подводом жидкости типа Д; в – многоступенчатого секционного насоса типа ЦНС

## 7 Определение марок насоса по ГОСТу и старым обозначениям

Марки насосов типов К, КМ, Д, ЦНС, ЦН по старому обозначению имеют следующий вид

$$d_g T - W_s - i_{cm} \quad (1.1)$$

где  $d_g$  – величина внутреннего диаметра всасывающего патрубка в мм, уменьшенная в 25 раз ( величина  $d_g$  округляется до 0,5);

$T$  – тип насоса ( К – консольный, Д – с двухсторонним входом, МС – многоступенчатый секционный);

$W_S$  – величина коэффициента быстроходности насоса в об/мин, уменьшенная в 10 раз (величина  $W_S$  округляется до 1,0);

$i_{cm}$  – число ступеней насоса (если насос одноступенчатый, то  $i_{cm}$  из марки насоса исключается).

Таблица 1.1

**Размеры и параметры насосов, необходимые для определения их марок**

№ п/п	Величины Тип насоса	Размеры колеса			Число		Внутренние диаметры патрубков насоса		Частота вращения вала насоса
		$D_2$ , мм	$D_0$ , мм	$d_{вм}$ , мм	сторон всасывания $i_{вх}$ ,	ступеней нагнетания, $i_{см}$ ,	всасывающего $d_в$ , мм	напорного $d_н$ , мм	$n$ , об/мин
1	Консольный – К								
2	Двухсторонним входом – Д								
3	Многоступенчатый секционный – МС								

Коэффициент быстроходности  $n_s$  определяется как функция от  $D_2/D_0$  по графику на рисунке 1.10.

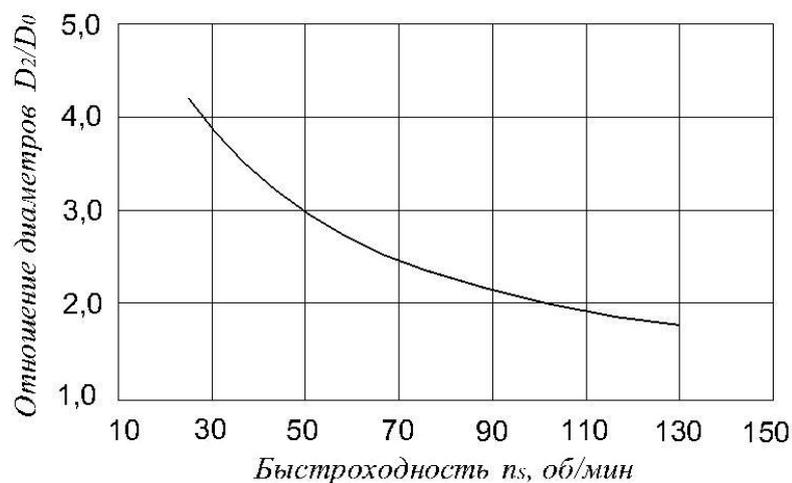


Рис. 1.10 . График зависимости быстроходности насоса  $n_s$  от отношения диаметров рабочего колеса  $D_2/D_0$

3. Марка насоса по новому ГОСТу имеет вид:

– для насоса типа «К» –  $d_6 K Q/H$ ;

– для насоса типа «Д» –  $D Q - H$ ;

– для насоса типа «МС» – ЦНС Q - H;

где  $d_6$  – величина внутреннего диаметра всасывающего патрубка;

$Q$  – подача насоса при максимальном КПД;

$H$  – напор насоса при максимальном КПД.

4. Подача  $Q$  (м<sup>3</sup>/с) и напор  $H$  (м) насоса при максимальном КПД определяется по формулам:

$$D_{\text{экв}} = \sqrt{D_0^2 + d_{\text{вм}}^2}, \quad (1.2)$$

$$Q = \left( \frac{D_{\text{экв}}}{K_d} \right)^3 n * i_{\text{вх}}, \quad (1.3)$$

$$H = i_{\text{ст}} \sqrt[3]{\left( \frac{3,65 * n * \sqrt{Q/i_{\text{вх}}}}{n_s} \right)^4}, \quad (1.4)$$

где  $D_{\text{экв}}$  – эквивалентный диаметр входа в колесо, м;

$K_d = 4 \dots 4,5$  – коэффициент;

$n$  – частота вращения вала насоса, об/мин;

$i_{\text{вх}}$  – число сторон всасывания;

$i_{\text{ст}}$  – число ступеней насоса;

$n_s$  – коэффициент быстроходности насоса, об/мин.

Результаты определения коэффициентов быстроходности  $n_s$ , подач  $Q$ , напоров  $H$  и марок по ГОСТу и старым обозначениям изучаемых насосов записываются в таблицу 1.2.

### Определение марок насосов

№№ П/П	Величины Тип насоса	$D_2/D_0$	$n_s$ , об/мин по графику	$Q$ , $м^3/с$	$Q$ , $м^3/ч$	Н, м	Марка насоса	
							По старому ГОСТу	По новому ГОСТу
1	Консольный– К							–
2	Двусторонним входом– Д							
3	Многосту- пенчатый секционный – МС							

#### 8 Контрольные вопросы:

1. В чем заключается сходство и различие насосов типа Д и типа К?
2. Будет ли работать насос типа К, если его вал расположить вертикально?
3. Почему центробежный насос называют центробежным?
4. На каком принципе работают центробежные насосы?
5. Какие разновидности рабочих колес центробежных насосов существуют?
6. Осевое усилие рабочего колеса. Способы разгрузки.
7. Назначение и конструкция сальникового уплотнения.
8. Как определить в какую сторону вращается рабочее колесо насоса.
9. Перечислите состав насоса и покажите его основные элементы.
10. Назовите основные типы центробежных насосов.
11. Какая деталь центробежного насоса позволяет преобразовать кинетическую энергию потока в потенциальную ?
12. Какова причина возникновения осевого усилия в центробежных насосах?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

### ИСПЫТАНИЕ ВСАСЫВАЮЩЕЙ ЛИНИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

#### **1 Цель работы**

1. Уяснить физический смысл геометрической высоты всасывания  $h_e$ , вакуумметрической высоты всасывания  $H_{\text{вак}}$ , кавитационного запаса  $\Delta h$  и их взаимосвязь.

2. Определить величины  $h_e$ ,  $H_{\text{вак}}$ ,  $\Delta h$ , а также потери напора во всасывающей линии  $h_{\Sigma e}$ .

3. Построить и проанализировать зависимости  $H_{\text{вак}} = f(Q)$ ,  $H_{\text{вак}} = f(Q)$ ,  $\Delta h = f(Q)$ ,  $h_{\Sigma e} = f(Q)$ ,

#### **2 Общие положения**

В процессе проектирования насосных установок необходимо учитывать ряд требований, от выполнения которых зависит надежность их работы.

Большое значение имеет выбор высоты установки насоса относительно уровня воды в источнике, т.е. величины геометрической высоты всасывания  $h_e$ , которая зависит от потерь во всасывающей линии  $h_{\Sigma e}$ . Потери энергии во всасывающей линии приводят к необходимости увеличения напора и мощности насоса, а также вызывают уменьшение давления на входе в насос, способствуя тем самым возникновению и развитию кавитации. В связи с этим с целью увеличения и снижения опасности возникновения кавитации следует всегда по возможности уменьшать потери во всасывающем трубопроводе.[9].

Для уменьшения потерь энергии всасывающая линия должна быть возможно меньшей длины и иметь минимальное число фасонных частей (колен, отводов и др.).

Надежность работы, и легкость пуска насоса в значительной мере зависят от качества прокладки всасывающего трубопровода. Прежде всего необходимо, чтобы всасывающий трубопровод был полностью герметичен, так как при работе в нем создается довольно глубокий вакуум и через неплотности в стыках

будет всасываться воздух, попадание которого в насос весьма отрицательно сказывается на его характеристиках. Даже небольшое (до 1 % в 1 м<sup>3</sup> воды) наличие нерастворенного воздуха может уменьшить подачу насоса до 5...10 %, а при увеличении содержания воздуха до 10. ..15% насос теряет всасывающую способность и происходит срыв его работы.

### 3 Основные определения и соотношения:

1. Геометрическая высота всасывания насоса- Геометрической высотой всасывания  $h_v$  для насоса с горизонтально расположенным валом называется расстояние по вертикали от уровня воды в нижнем бьефе (водоисточнике) до оси насоса (рис. 2.1). Она положительна, если ось насоса расположена выше уровня воды в нижнем бьефе, отрицательна - если ниже»

2. Вакуумметрическая высота всасывания насоса- Вакуумметрической высотой всасывания насоса  $H_{вак}$  называется показание вакуумметра, выраженное в метрах и приведенное к оси насоса.

Связь между  $h_v$  и  $H_{вак}$  можно найти с помощью уравнения Бернулли, записанного для двух сечений а - а и в - в, приняв за плоскость сравнения х - х (рис.14):

$$\frac{P_a}{\rho g} + \frac{v_{нб}^2}{2g} + Z_a = \frac{P_v}{\rho g} + \frac{v_v^2}{2g} + Z_v + h_{\Sigma v}, \quad (2.1)$$

где  $P_a$  - атмосферное давление, Па (Н/м<sup>2</sup>);

$P_v$  - абсолютное давление на оси всасывающей линии в сечении перед насосом, Па (Н/м<sup>2</sup>);

$v_{нб}$  - скорость движения жидкости в нижнем бьефе, м/с;

$v_v$  - скорость движения жидкости во всасывающей линии в сечении в - в перед насосом, м/с;

$g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup> ;

$Z_a$  - расстояние по вертикали от плоскости сравнения х - х до точки замера давления в нижнем бьефе, м;

$Z_v$  - расстояние по вертикали от плоскости сравнения х - х до точки замера давления в сечении в - в перед насосом, м;

$h_{\Sigma v}$  - потери напора во всасывающей линии насоса между сечениями а - а и в - в, м.

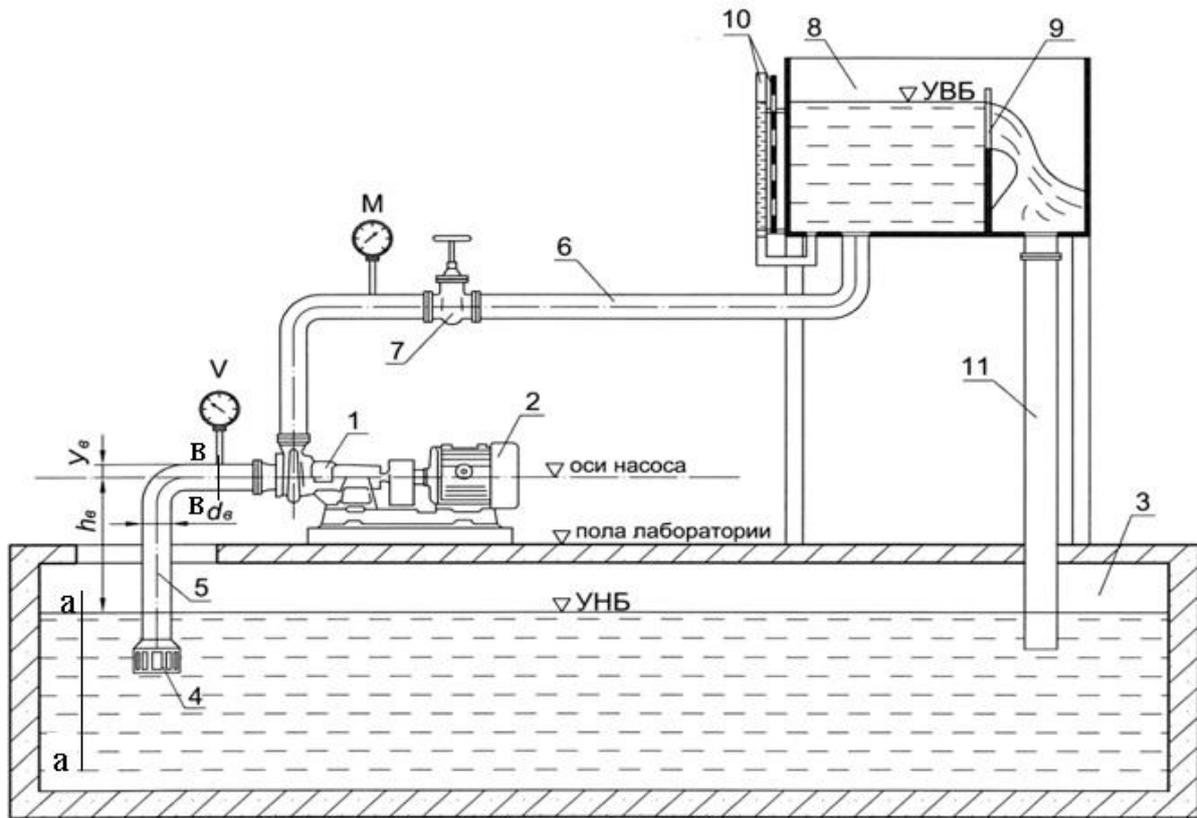


Рис. 2.1. Схема стенда для испытания всасывающей линии центробежного насоса

Поскольку  $\vartheta_{нб} \approx 0$ ;  $Z_B - Z_a = h_B$ ;  $(P_a - P_B)/\rho g = H_{вак}$   
то получаем:

$$H_{вак} = h_B + \frac{\vartheta_B^2}{2g} + h_{\Sigma B}, \text{ м}, \quad (2.2)$$

где  $h_B$  - геометрическая высота всасывания, м.

3. Кавитационный запас насоса- Кавитационным запасом насоса  $\Delta h$  называется превышение суммы статического напора  $P_B/\rho g$  на оси всасывающего трубопровода и динамического напора потока  $\vartheta_B^2/2g$  над напором насыщенных паров жидкости  $P_{п.ж.}/\rho g$ , ( $H_{п.ж.}$ ) во всасывающей линии перед насосом

$$\Delta h = \frac{P_B}{\rho g} + \frac{\vartheta_B^2}{2g} - \frac{P_{п.ж.}}{\rho g} \quad (2.3)$$

где  $P_{п.ж.}$  - давление насыщенных паров жидкости, Па ( $\text{Н/м}^2$ ).

Из выражения для  $H_{вак}$

$$H_{\text{вак}} = (P_a - P_v) / \rho g, \text{ м}$$

имеем

$$\frac{P_v}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} - H_{\text{вак}} \quad (2.4)$$

Подставляя 2.4 в зависимость для  $\Delta h$  (2.3), получаем

$$\Delta h = \frac{P_a - P_{\text{п.ж.}}}{\rho g} + \frac{v_B^2}{2g} - H_{\text{вак}}, \text{ м.} \quad (2-5)$$

Напор насыщенных паров жидкости  $P_{\text{п.ж.}} / \rho g$  зависит от температуры жидкости  $t$ , т.е.  $P_{\text{п.ж.}} / \rho g = f(t)$ , величину которой можно определить по таблице 3.

Таблица 2.1

### Напор насыщенных паров в зависимости от температуры жидкости

Температура $t, \text{град.}$	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Напор насыщенных паров $P_{\text{п.ж.}} / \rho g, \text{ м}$	0,06	0,09	0,12	0,24	0,43	0,72	1,26	2,03	3,18	4,83	7,15	10,3

#### 4. Потери напора во всасывающей линии

Потери напора во всасывающей линии  $h_{\Sigma B}$ , можно определить из выражения для  $H_{\text{вак}}$  (2.2) т.е.

$$h_{\Sigma B} = H_{\text{вак}} - h_g - \frac{v_g^2}{2g}, \quad \text{м,} \quad (2.6)$$

### 4 Основные сведения о стенде для испытания всасывающей линии центробежного насоса

Установка для испытания всасывающей линии центробежного насоса - открытого типа, т.е. насос забирает воду из открытого резервуара 3 и подает ее по напорному трубопроводу в открытый резервуар 8.

Установка состоит из центробежного насоса 1 (см. рис.2.1) консольного типа; электродвигателя 2; всасывающего трубопровода 5 с приемным клапаном 4 (всасывающая линия); напорного трубопровода 6; напорного бака 8;

треугольного водослива 9; пьезометрического стакана со шпигенмасштабом 10; сбросной трубы 11; задвижки 7; вакуумметра и манометров.

Диаметр всасывающего трубопровода 5 –  $d_в$  , диаметр напорного трубопровода 6 -  $d_H$

Расстояние по вертикали от точки замера давления на оси всасывающей линии 5 до точки присоединения подводящей трубки вакуумметра к всасывающей линии ув..

## **5 Методика проведения испытаний**

Испытания всасывающей линии проводятся при 8-16 значениях подачи  $Q$  в интервале от нуля до подачи, превышающей не менее чем на 10% максимальной рабочей зоны по технической документации насоса. Причем подачи в соседних точках должны отличаться не более, чем на 8 % от номинальной. Испытания начинаются с нулевой подачи (задвижка закрыта).

При проведении испытаний измеряют и записывают подачу, давление на входе, отметку уровня воды в источнике, температуру жидкости.[9].

Порядок проведения испытаний следующий:

1. Запускается насос 1.
2. Записываются показания всех приборов.
3. С помощью задвижки 7 на напорной трубопроводе 6 и расходомерного устройства 10 (9) устанавливается заданная подача насоса ( $Q_i = Q_{i-1} + 0.08 Q_{\eta \max}$ ).
4. Записывается показания всех приборов.
5. Операции по п.п. 3, 4 повторяются до тех пор, пока подача не станет равной  $1.1 Q_{0,9\eta \max}$  по технической документации насоса.
6. Закрывается задвижка 7 на напорном трубопроводе 6.
7. Останавливается насос 1.

Результаты измерений во время испытаний вносятся в таблицу 2.2.

Таблица 2.2

### Результаты измерений параметров

№№ п/п	Наименование величин	Единица измерения	№ опытов							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1	Расход Q, л/с	л/с								
2	Показание ва- куумметра P <sub>v</sub>	атм								
3	Геометрическая высота всасывания h <sub>в</sub>	м								

1. Обработка экспериментальных данных проводится в таблице 2.3.

2. На основании результатов расчетов ( таблица 5) строятся зависимости  $H_{\text{вак}} = f(Q)$ ,  $H_{\text{вак}} = f(Q)$ ,  $\Delta h = f(Q)$ ,  $h_{\Sigma\epsilon} = f(Q)$ , - рисунок 2.2.

Таблица 2.3

### Результаты расчетов гидравлических характеристик всасывающей линии центробежного насоса, кавитационного запаса и вакуумметрической высоты всасывания насоса

№№ п/п	"Наименование величин	Единица измерения	№ опытов							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1	Вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вак}} = \frac{P_a - P_{\text{п.ж.}}}{\rho g} - y_{\epsilon} =$ $\frac{P_{v(\text{атм})} * 10 - y_{\epsilon}}{\rho g}$	м								
2	Средняя скорость $v_{\epsilon} = 4Q/\pi d_{\epsilon}^2$	м/с								
3	Скоростной напор $\frac{v_{\text{в}}^2}{2g}$ , м	м								
4	Кавитационный запас $\Delta h = \frac{P_a - P_{\text{п.ж.}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} - H_{\text{вак}}$	м								
5	Гидравлические потери $h_{\text{вт}} = H_{\text{вак}} - h_{\text{в}} - \frac{v_{\text{в}}^2}{2g}$	м								

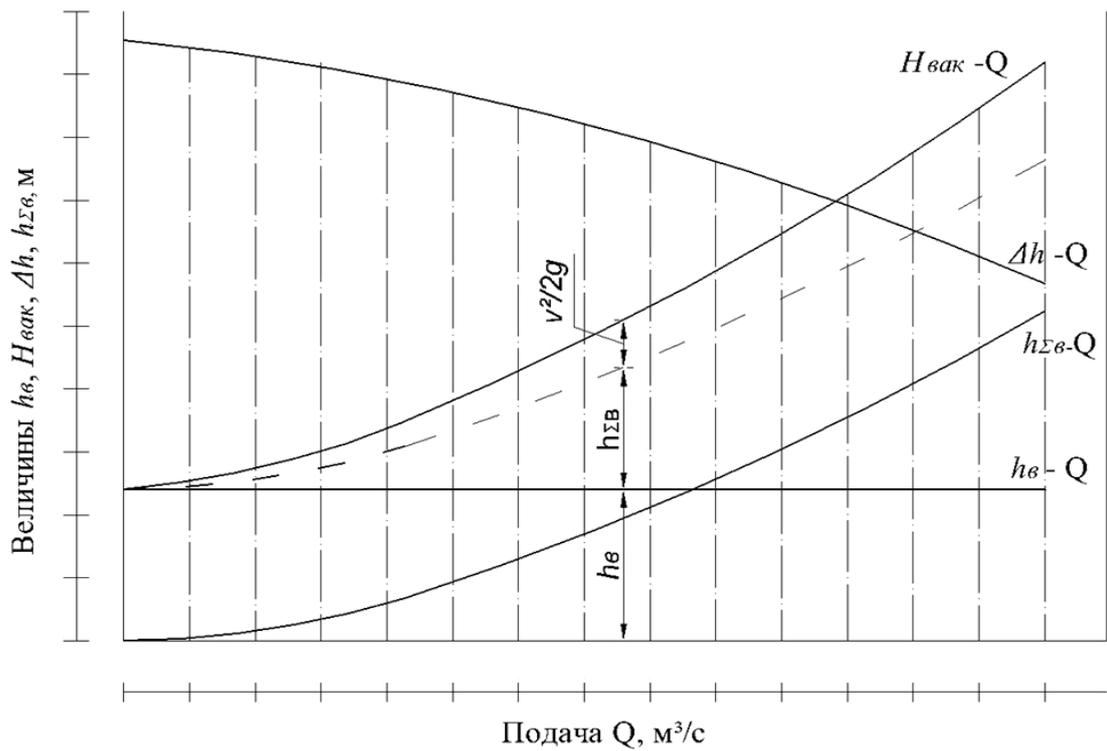


Рис. 2.2 . Графики зависимостей  $H_{vak} = f(Q)$ ,  $H_{vak} = f(Q)$ ,  $\Delta h = f(Q)$ ,  $h_{\Sigma v} = f(Q)$ ,

### 6 Контрольные вопросы:

1. От чего зависит вакуумметрическая высота всасывания в насосе ?
2. От чего зависит кавитационного запаса насоса
3. Геометрическая высота всасывания насоса
4. Вакуумметрическая высота всасывания насоса

# ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

## ИЗУЧЕНИЕ КИНЕМАТИКИ ПОТОКА В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

### 1 Цель работы

- 1-Уяснить связь между скоростями  $V$ ,  $V_m$ ,  $V_w$ ,  $W$ ,  $U$ ;
- 2-Построить планы скоростей при входе жидкости в колесо и выходе из него;
- 3-Определить напор насоса ( $H$ ), при заданных подаче ( $Q$ ), и частоте вращения вала ( $n$ ), используя план скоростей на выходе из колеса;
- 4-Сравнить значение рассчитанного напора( $H$ ), с напором по паспортным данным.

### 2 Общие положения

Рабочее колесо является основным элементом насоса, а кинематические показатели (значения и направления скоростей, траектории движения и т.п.) движущейся через колесо жидкости оказывают решающее влияние на энергетические параметры насоса (напор, подача, К.П.Д.).[1].

Для анализа кинематики потока, предположим, что заданы геометрические размеры рабочего колеса центробежного насоса (рис. 3.1), его объемная подача ( $Q$ ) и частота вращения ( $n$ ).

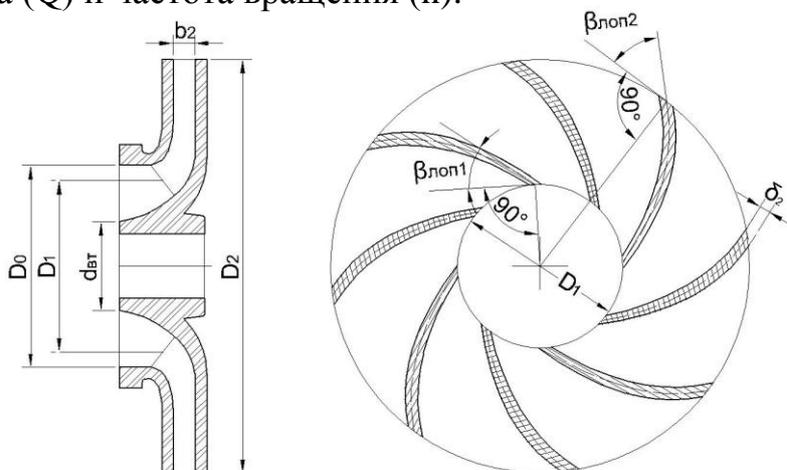


Рис. 3.1. Эскиз рабочего колеса

Где:  $D_1$  - диаметр сечения, проходящего через середины входных кромок лопастей, м;  $D_0$  - диаметра входного отверстия колеса, м;  $D_2$  - наружный диаметра колеса, м;  $d_{вт}$  - диаметра втулка, м;  $b_2$  - расстояние между дисками колеса, м;  $\beta_{лоп1}$  - угол установки лопастей на входе в колесе, град.;  $\beta_{лоп2}$  - угол установки лопастей на выходы из колеса, град.;  $\delta_2$  - толщина лопасти при выходы из колеса, м;  $n$  - частота вращения колеса, об/мин.

Для того, чтобы теоретическая схема течения была наиболее близка к действительному характеру движения жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса, сделаем следующие допущения:

1. Колесо вращается без трения внутри окружающей его воды.
2. Движение жидкости в колесе установившееся.
3. Скорости движения жидкости во всех поперечных сечениях потока межлопастных каналов принимаются равномерными.
4. Используется схема колеса с бесконечно большим числом бесконечно тонких лопастей, т.е. поток состоит из бесконечного числа элементарных струек, по форме идентичных форме лопастей рабочего колеса.

Если возьмем одну из частиц  $M$  (рис.3.2) элементарной струйки жидкости  $M_1M_2$ , находящуюся в данный момент на расстоянии  $r$  от центра, то движение жидкости рассматривается как состоящее из двух движений:

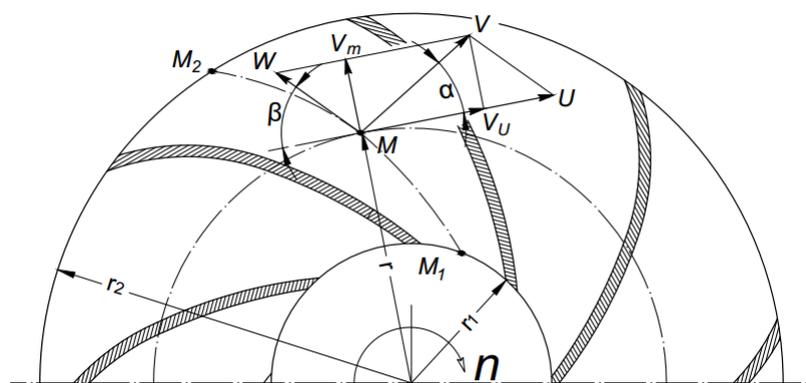


Рис. 3.2 . Движение частицы жидкости в рабочем колесе центробежного насоса.

- относительного движения, которой характеризуется относительной скоростью ( $w$ ). Эту скорость мы могли бы наблюдать, если бы вращались

вместе с рабочим колесом. Вектор скорости  $W$  представляет собой касательную относительного движения частицы  $M$ ;

- переносного движения, которой характеризуется окружной скоростью ( $U$ ).

При сложении двух движений – переносного и относительного получается абсолютное движение ( $V$ ), которое увидит наблюдатель, следящий за движением воды из неподвижного окружающего пространства. Абсолютная скорость  $V$  частицы  $M$  можно получить в результате геометрического сложения векторов  $W$  и  $U$  и является диагональю параллелограмма, построенного на составляющих  $W$  и  $U$ . Угол между направлениями векторов  $V$  и  $U$  обозначается  $\alpha$ , а между  $W$  и отрицательным направлением вектора –  $\beta$ .

Разложив скорость  $V$  на две перпендикулярные составляющие по направлению  $U$  и  $r$  найдем, что:

$$V_u = V \cdot \cos\alpha; \quad (3.1)$$

$$V_r = V_m = V \cdot \sin\alpha; \quad (3.2)$$

Скорость  $V_m$  – называется радиальной скоростью, а  $V_n$  – тангенциальной.

Параллелограммы скоростей можно построить и для входа жидкости на колесо и для выхода с колеса. Для этого вводят следующие условные индексы для скоростей:

0 – непосредственно при входе в рабочее колесо;

1 – непосредственно при входе жидкости на лопасть;

2 – непосредственно при выходе жидкости из рабочего колеса.

Скорость потока при входе в рабочее колесо (рис.3.3) равна:

$$V_0 = \frac{4Q}{\eta_{об} \cdot \pi(D_0^2 - d_{вт}^2)}, \text{ м/с}; \quad (3.3)$$

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

$\eta_{об}$  - объемный К.П.Д.;

$D_0$  - диаметр входного сечения рабочего колеса,  $\text{м}$ ;

$d_{вт}$  - диаметр втулки,  $\text{м}$ .

Скорость потока при движении жидкости до входа на лопасти рабочего колеса не изменяется (рис.3.3), то есть:

$$V_0 = V_1 = V_{m1}, \text{ м/с,} \quad (3.4)$$

Где:  $V_1$  - абсолютная скорость потока при входе на лопасти,

$V_{m1}$  - меридианная составляющая абсолютной скорости при входе на лопасти.

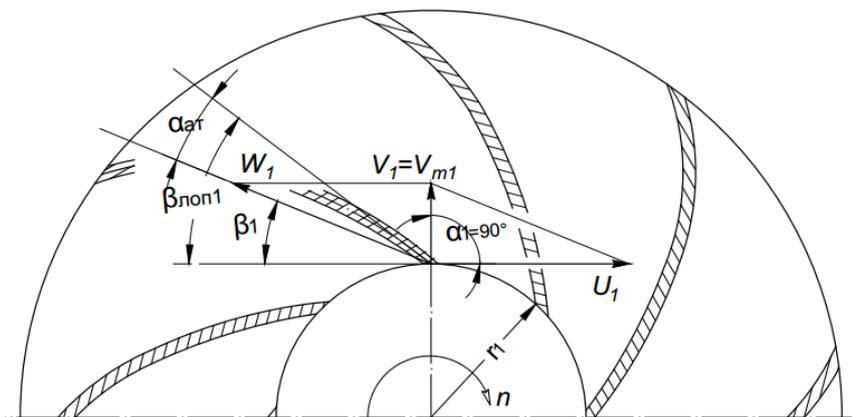


Рис. 3.3 . План скоростей на входной кромке лопасти рабочего колеса центробежного насоса

Для плавного перехода от скорости  $V_0$  к  $V_{m1}$  необходимо, чтобы угол  $\alpha_1 = 90^\circ$ , так как при этом вход не будет сопровождаться отклонением ее от первоначального радиального движения.

Средняя окружная скорость входных кромок лопастей равна:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} ; \text{ м/с,} \quad (3.5)$$

где  $D_1$  - диаметр сечения, проходящего через середины входных кромок лопастей, м;

$n$  - частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ .

Средняя скорость потока относительно лопасти рабочего колеса определяется из параллелограмма скоростей:

$$\vec{V}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1, \text{ м/с.} \quad (3.6)$$

Угол входа потока на лопасти определяется по формуле:

$$\beta_1 = \arctg \frac{V_1}{U_1}, \text{ град.} \quad (3.7)$$

Разность между углом направления лопасти  $\beta_{1\text{лоп}}$  и углом входа потока жидкости на лопасти называют углом атаки  $\alpha_w$ . Для центробежных насосов значение угла атаки должно быть положительным и составлять  $3 \dots 8^\circ$ .

При выходе соответствующие скорости частиц  $M_2$  (рис.3.4), будут: относительная –  $W_2$ , окружная –  $U_2$  и абсолютная –  $V_2$ .

Окружная скорость  $U_2$  потока жидкости равна:

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \text{ м/с}, \quad (3.8)$$

где  $D_2$  - наружный диаметр рабочего колеса, м;

$n$  - частота вращения колеса,  $\text{мин}^{-1}$ .

Меридианная (радиальная) составляющая абсолютной скорости движения оттока жидкости на выходе из рабочего колеса: [16].

$$V_{2m} = \frac{Q_k}{F_2} = \frac{Q_k}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 - \frac{\delta_2 \cdot b_2 \cdot Z}{\sin \beta_{2\text{лоп}}}}, \quad (3.9)$$

где  $F_2$  - площадь выходного сечения рабочего колеса,  $\text{м}^2$ ;

$\delta_2$  - толщина лопасти на выходе из рабочего колеса, м.

Построение плана скоростей движения при выходе ее потока из рабочего колеса начинают с построения векторов скоростей  $\bar{U}_2$  и  $\bar{V}_{2m}$  (рис.3.4).

Относительную скорость движения потока жидкости  $W_2$  можно найти из параллелограмма векторов скоростей  $\bar{U}_2$  и  $\bar{V}_{2m}$ . Вектор абсолютной скорости

$$\bar{V}_2 = \bar{W}_2 + \bar{U}_2,$$

составляющая  $V_{U2}$  становится меньше, чем это следует из построенного плана скоростей. Действительное значение скорости  $V_{U2}$  можно определить по формуле:

$$V'_{U2} = V_{U2} / (1 + P_z); \quad \text{м/с} \quad (3.11)$$

где  $P_Z$  - коэффициент, зависящий от числа лопастей  $Z_L$ , угла установки лопасти на выходе  $\beta_{\text{лоп}2}$ , и отношения диаметров  $D_1 / D_2$ ;

$$P_Z = \frac{1.2(1 + \sin \beta_{\text{лоп}2})}{Z_L [1 - (\frac{D_1}{D_2})^2]}; \quad (3.12)$$

Соответственно появляются скорости  $V_2^\lambda$  и  $W_2^\lambda$ . Такое изменение плана скоростей объясняется тем, что подача насоса не меняется, а значит не меняется и скорость  $V_{m2}$  ( $V_{m2} = V_{m2}^\lambda$ ).

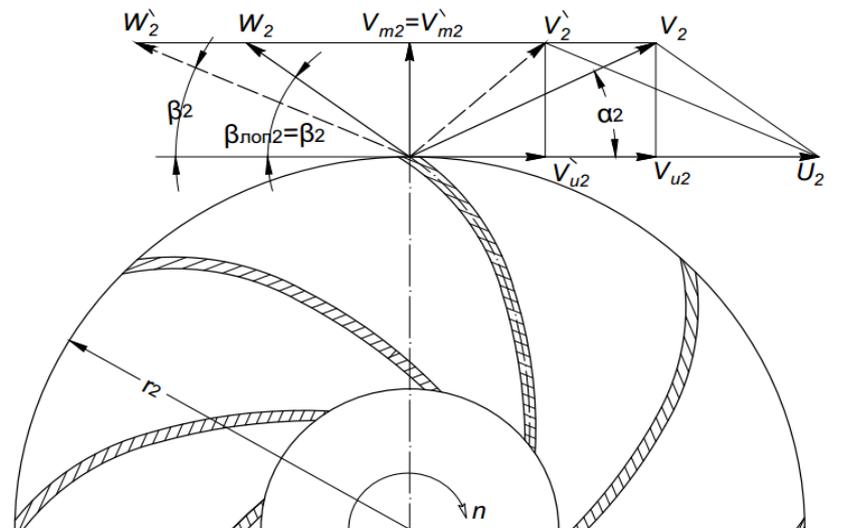


Рис. 3.4 . План скоростей на выходной кромке лопасти рабочего колеса центробежного насоса

### 3 Определение напора насоса

Напор насоса  $H$  рассчитывается по построенному плану скоростей на выходе из колеса.

Теоретический напор насоса определяется по уравнению Эйлера

$$H_T = V_{U2}^\lambda * U_2 / g; \quad м, \quad (3.13)$$

Действительный расчетный напор насоса разен:

$$H_p = H_T * \eta_e, \quad м. \quad (3.14)$$

где  $\eta_e$  - гидравлический коэффициент полезного действия насоса.

Сравнение расчетного напора  $H_p$  с напором по паспортным данным  $H$ .

Расхождение расчетного напора насоса с напором по паспорту составляет

$$\Delta H = (H - H_p) \times 100 / H; \quad (3.15)$$

где  $H$  - напор насоса по паспорту, м ;

$H_p$  - напор насоса, рассчитанный по построенному плану скоростей на выходе рабочего колеса, м.

#### **4 Определение параметров потока в колесе, напора насоса и построение планов скоростей потока при входе его в колесо и выходе из него**

1-В таблицу I из каталога вносятся данные рассматриваемого насоса, а также рассчитанные по известным формулам гидравлический и объемный КПД насоса.[6].

Вычерчивается эскиз рабочего колеса насоса, на котором указываются основные размеры, определяемые на основе его обмера (рис.3.1). Обмер проводится в нескольких местах (из-за неточкой обработки после отливки) и берут средние из полученных размеров. Результаты обмера рабочего колеса помещаются в таблицу 2.

2-Результаты расчетов параметров потока в колесе и напора насоса (используя построенной план скоростей на выходе из колеса) сводятся в таблицу 3.

3-После нахождения скоростей  $U_1$  ,  $V_{m1}$  ,  $U_2$  ,  $V_{m2}$  .  $V_{U2}$  и  $V_{U2}^{\setminus}$ , строятся планы скоростей потока при входе и выходе из рабочего колеса (рис. 3.3 и 3.4).

*Таблица3. 1*

#### **Паспортные данные рассматриваемого насоса:**

Марка насоса	Частота вращения об/мин	Подача $Q$ м <sup>3</sup> /с	Напор $H$ м	Мощность $N$ кВт	Быстроходность $n_s$ об/мин	Объемный КПД $\eta_{об}$	Гидравлический КПД $\eta_{г}$

Таблица 3.2

**Результаты обмера рабочего колеса:**

$D_2$ м	$D_0$ м	$D_1$ м	$d_{вт}$ м	$b_2$ м	$\delta_2$ м	$\beta_{лоп1}$ град.	$\beta_{лоп2}$ град.	Число лопастей $Z_{л}$	Примечание

Таблица 3.3

**Расчет параметров потока в колесе и напора насоса**

$Q$ м <sup>3</sup> /с	$n$ об/мин	$U_1$ м/с	$V_{m1}$ м/с	$\beta_1$ град.	$\alpha_{ат}$ град.	$U_2$ м/с	$V_{m2}$ м/с	$V_{U2}$ м/с	$P_z$	$V_{U2}$ м/с	$H_T$ м	$H_P$ м	$\Delta H$

**5 Контрольные вопросы:.**

1. Соответствует ли полученный угол атаки  $\alpha_{ат}$  нормативным данным?
2. Как изменяется угол атаки  $\alpha_{ат}$  при изменении подачи?
3. Как изменяется напор насоса  $H$  при изменении подачи  $Q$ , или частоты вращения  $n$ ?
4. Какое расхождение между расчетным и опытным (по паспорту) напорами насоса?
  2. Какая скорость характеризует вращательное движение частицы среды в рабочем колесе?
  3. Какая скорость характеризует поступательное движение частицы среды в рабочем колесе ?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

### ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

#### 1 Цель работы

1. Провести испытания насоса и построить его энергетические характеристики:  $H=f(Q)$ ,  $N=f(Q)$ ,  $\eta=f(Q)$ , при постоянной частоте вращения вала  $n = const$ .
2. По полученным характеристикам насоса определить параметры  $Q$  (подача),  $H$  (напор),  $N$  (мощность) при  $\eta_{\max}$  (КПД).
3. Сравнить полученные результаты с паспортными данными насоса, взятыми из каталога при  $\eta_{\max} = \eta_{\max}$ , и определить их расхождение.

#### 2 Общие положения

Для насосов по ГОСТ 6134-2007 (ISO 9906:1999), [9] устанавливаются следующие виды испытаний: предварительные заводские, приемочные, установочной партии, приемо-сдаточные, периодические, типовые и определительные на надежность.

При испытаниях в зависимости от их вида снимаются следующие характеристики насоса: энергетические, кавитационная, виброшумовая.

**Энергетические характеристики** представляют собой зависимости напора  $H$ , мощности  $N$  на валу и коэффициента полезного действия  $\eta$  от изменения подачи  $Q$  при постоянной частоте вращения  $n$  вала насоса.

**Кавитационная характеристика** устанавливает зависимость допустимого навигационного запаса  $\Delta h_{дон}$  от изменения подачи  $Q$  в рабочем интервале подач.

**Виброшумовая характеристика** устанавливает при номинальном режиме работы зависимость уровня звука от частоты, а также величину вибрации опор насоса.

### 3 Основные определения и соотношения

Основными техническими параметрами, характеризующими работу насоса являются: подача  $Q$ , напор  $H$ , потребляемая мощность  $N$ , коэффициент полезного действия  $\eta$  и др., которые зависят от формы и размеров проточной части и режима работы насоса.

Конкретный вид зависимостей параметров насоса от режима работы, представленных в графической форме, называется характеристиками насоса.

На рисунке 4.1 приведены энергетические характеристики центробежного насоса: напорная  $H=f(Q)$ , мощностная  $N=f(Q)$  и КПД  $\eta=f(Q)$ .

Гарантированные заводом значения подачи, напора и мощности (оптимальные или номинальные) соответствуют максимальному КПД. На рисунке они обозначены  $Q_{\eta_{\max}}$ ,  $H_{\eta_{\max}}$ ,  $N_{\eta_{\max}}$ .

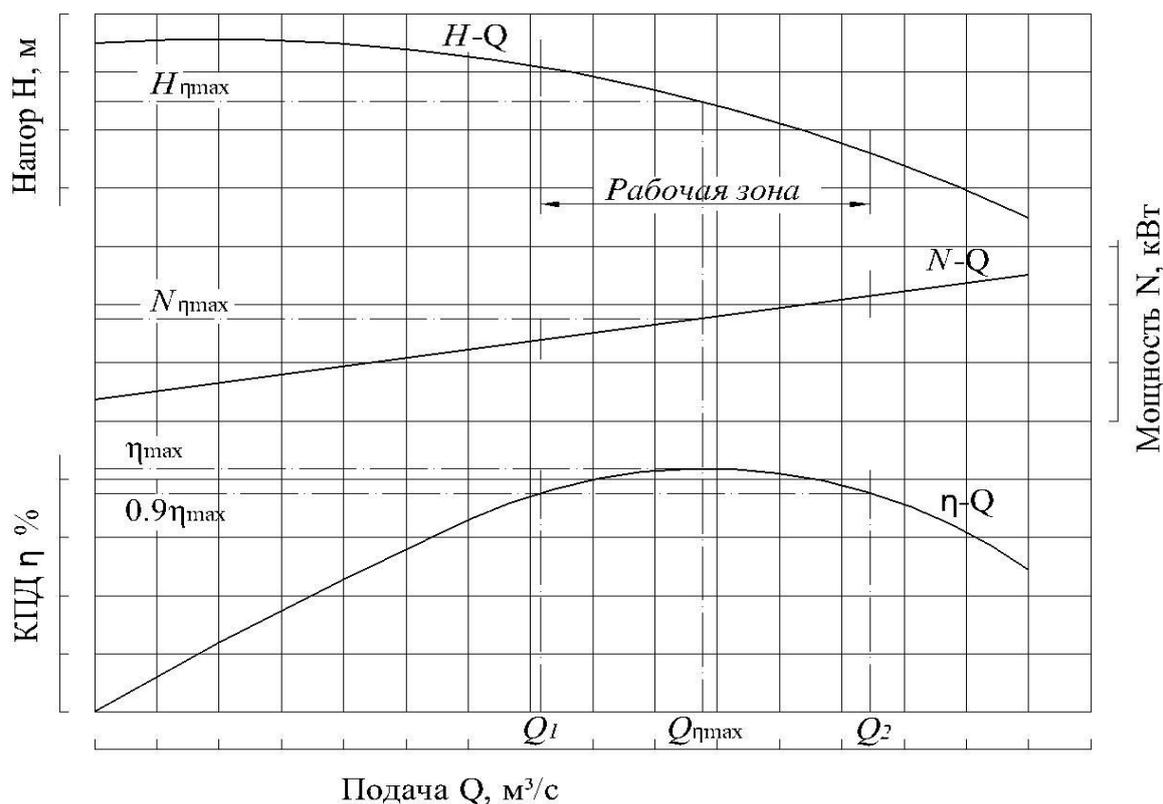


Рис. 4.1 . Характеристики центробежного насоса  $H-Q$ ,  $N-Q$ ,  $\eta-Q$ ,

Рекомендуемая область работы насоса так называемая рабочая зона в заводских характеристиках, помещаемых в каталогах, обозначается особыми

значками (на рис. 4.1 область значений от Q1 до Q2 ). Рабочая зона соответствует высоким значениям пределах от  $0.9\eta_{max}$  до  $\eta_{max}$ .

1. Подачей насоса Q называется количество (объем) жидкости, которое подается насосом в единицу времени и выражается в м<sup>3</sup>/ч, м<sup>3</sup>/с, л/с.

2. Напором насоса H называется приращение энергии единицы веса жидкости, прошедшей через рабочие органы насоса, т.е. разность удельных энергий жидкости при выходе из насоса и при входе в него ( $E_n - E_v$ ). Напор насоса обычно измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости:[10]

$$\begin{aligned}
 H &= E_n - E_v = \frac{P}{\rho \cdot g} = \frac{P_n - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{V_n^2 - V_v^2}{2g} + Z_n - Z_v = \\
 &= \frac{P_n - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{V_n^2 - V_v^2}{2g} + Z = \frac{P_{ман} - P_{вак}}{\rho \cdot g} + \frac{V_n^2 - V_v^2}{2g} + y_n - y_v + Z = \quad (4.1) \\
 &= \frac{P_{ман} - P_{вак}}{\rho \cdot g} + \frac{V_n^2 - V_v^2}{2g} + Z_{изм}
 \end{aligned}$$

где P - давление, Па (Н/м<sup>2</sup>); ρ - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup> ; g - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>; P<sub>n</sub> и P<sub>v</sub> - абсолютные давления в точках замера, Па (Н/м<sup>2</sup>),

$$P_n = P_n + P_{ман} + u_n \cdot \rho \cdot g, \quad P_v = P_n - P_{вак} + u_v \cdot \rho \cdot g$$

*pa* - атмосферное давление, Па (Н/м<sup>2</sup>),

P<sub>ман</sub> и P<sub>вак</sub> - показания манометра и вакуумметра, Па (Н/м<sup>2</sup>),

*un* - расстояние по вертикали от точки замера давления в напорном трубопроводе до прибора, м,

*uv* - расстояние по вертикали от точки замера давления во всасывающем трубопроводе до места присоединения подводящей трубки к всасывающему трубопроводу, м;

V<sub>n</sub> и V<sub>v</sub> - скорости движения жидкости в напорном и всасывающем трубопроводах в сечениях замеров давлений, м/с;

Z<sub>n</sub> и Z<sub>v</sub> - вертикальные расстояния от уровня воды в водоисточнике до точек измерения давления, соответственно, в напорном и всасывающем трубопроводах, м;

$Z$  - расстояние по вертикали между точками замера давлений  $P_n$  и  $P_v$ , м.

3. Мощностью насоса  $N$  называется мощность, которая отдается насосу двигателем при его работе. Мощность измеряется в кВт, Вт.

$$N = N_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{пер}}, \text{ кВт (Вт)} \quad (4.2)$$

где  $N_{\text{дв}}$  - электрическая мощность, подведенная к электродвигателю (измеряется с помощью ваттметра), кВт (Вт);

$\eta_{\text{дв}}$  - КПД электродвигателя (из паспорта электродвигателя);

$\eta_{\text{пер}}$  - КПД передачи (обычно  $\eta_{\text{пер}} = 1$ ).

4. При непосредственном соединении насоса с электродвигателем

( $\eta_{\text{пер}} = 1$ ) частоты вращения  $n$  их будут одинаковыми. Асинхронные электродвигатели имеют переменную частоту вращения в зависимости от потребляемой мощности  $N_{\text{дв}}$ . Поэтому при каждой подаче  $Q$  необходимо знать частоту вращения вала насоса  $n$ , которая измеряется в об/мин или  $\text{с}^{-1}$  и определяется исполнением приводного двигателя

$$n \text{ (об/мин)} = (1/60) \cdot n \cdot \text{с}^{-1} \quad (4.3)$$

Для определения параметров насоса  $Q$ ,  $H$  и  $N$  при заданной частоте вращения вала  $n = \text{const}$  (указывается в паспорте) используются формулы подобия:

$$Q = Q_i \cdot i_n, \quad H = H_i \cdot i_n^2, \quad N = N_i \cdot i_n^3, \quad (4.4)$$

где  $i_n = n/n_i$ ,

$n$  - частота вращения вала насоса по паспорту

( $n = \text{const}$ ), об/мин;

$n_i$  - измеренная частота вращения вала насоса, об/мин.

5. Коэффициент полезного действия насоса подсчитывается по формуле:

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{9,81 \cdot Q \cdot H}{N}, \quad (4.5)$$

где  $N_n$  - полезная мощность, кВт;

$N$  - потребляемая мощность, кВт;

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

$H$  - напор насоса, м.

При определении коэффициента полезного действия полученные опытные значения подачи, напора и мощности приводятся к постоянной частоте вращения  $n = const$  по формулам подобия 4.4.

#### **4 Основные сведения о стенде для испытания центробежного насоса**

Установка для испытания центробежного насоса - открытого типа, т.е. насос забирает воду из открытого резервуара 3 и подает ее по напорному трубопроводу также в открытый резервуар 8 (см. рис. 4.2).

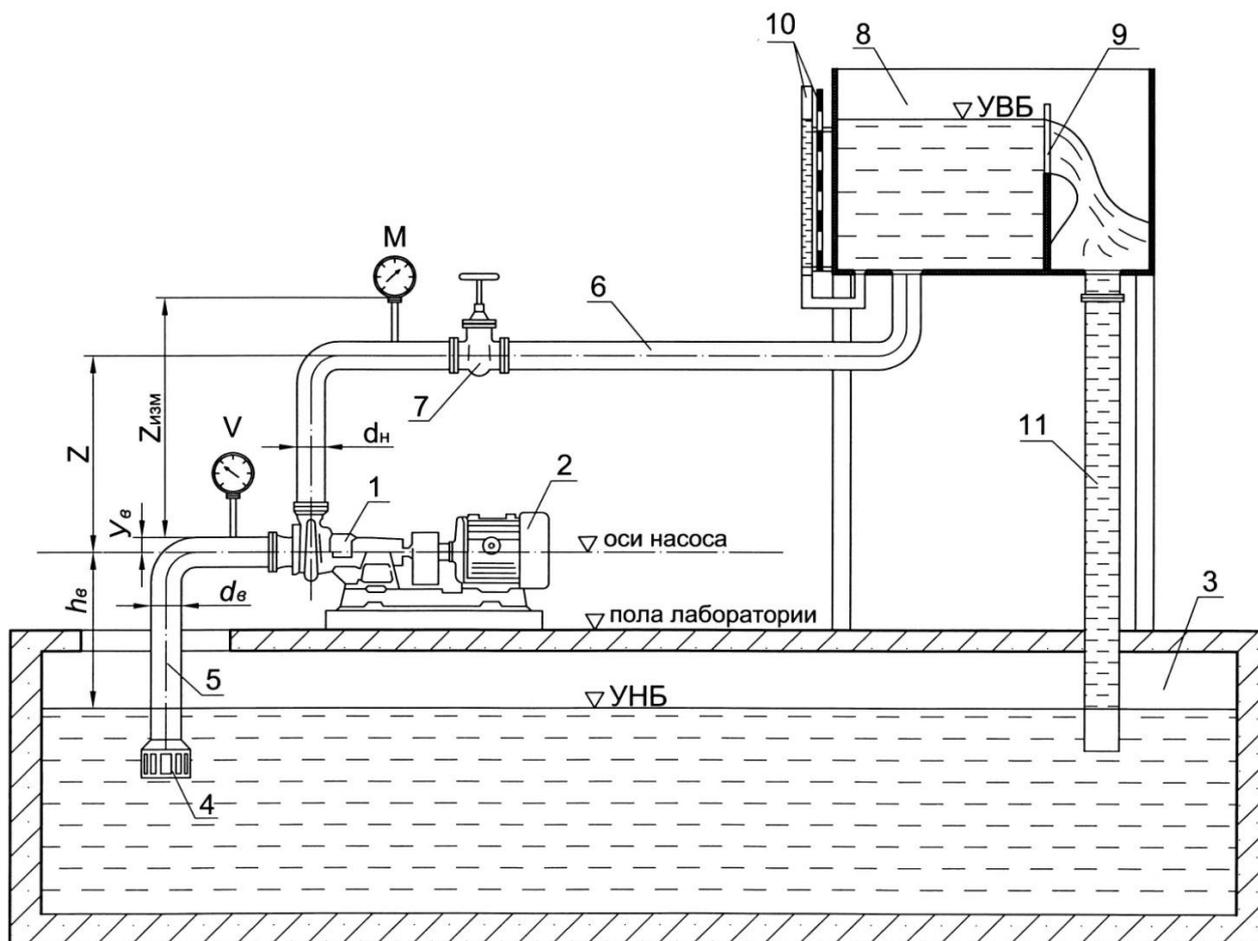
Лабораторная установка состоит из центробежного насоса консольного типа 1 (рис. 4.2); электродвигателя 2; всасывающего трубопровода 5 диаметром  $d_в$  с приемным клапаном 4; напорного трубопровода 6 диаметром  $d_H$ ; задвижки 7; напорного бака 8; с установленными в нем треугольным водосливом 9; пьезометрического стакана со шпигунмасштабом 10; сбросной трубы 11; вакуумметра V; манометра M.

Расстояние по вертикали от точки замера давления на оси всасывающего трубопровода до точки присоединения подводящей трубки вакуумметра к всасывающему трубопроводу -  $y_в$

Расстояние по вертикали между теми точками жидкости, где давления соответствуют показаниям манометра 7 и вакуумметра 4-Z<sub>изм.</sub>

#### **5 Методика проведения испытаний**

Испытания для получения энергетических характеристик насоса проводятся одновременно. Испытания проводятся в соответствии с ГОСТ 6134-2007,[9], который требует определения параметров насоса при 8 - 16 значениях подачи Q, причем подачи в соседних точках должны отличаться не более, чем на 8 % от номинальной подачи. Испытания на стенде проводятся в интервале от нуля до подачи, превышающей не менее, чем на 10 % максимальную рабочую зоны подач по технической документации, при давлении на входе, исключающей кавитацию на всех режимах. Снятие характеристик центробежного насоса начинается с нулевой подачи (задвижка закрыта).



**Рис. 4.2 . Схема стенда для испытаний центробежного насоса:**  
 1 – насос; 2 – электродвигатель; 3 – подземный бассейн; 4 – приемный клапан;  
 5 – всасывающий трубопровод; 6 – напорный трубопровод; 7 – задвижка;  
 8 – напорный бак, 9 – треугольный водослив; 10 – пьезометрический стакан с шпитценмасштабом; 11 – сбросной трубопровод

При проведении испытаний измеряют и записывают подачу, давление на входе, давление на выходе, мощность, подводимую к электродвигателю, частоту вращения, температуру жидкости.

Порядок проведения испытаний следующий:

1. Запускается насос 1.
2. Записываются показания всех приборов.
3. С помощью задвижки 7 на напорном трубопроводе 6 и расходомерного устройства 10 (9) устанавливается заданная подача ( $Q_i = Q_i - 1 + 0.08 Q_{\eta max}$ ).
4. Записываются показания всех приборов.

5. Операции по п.п. 3, 4 повторяются до тех пор, пока подача насоса не станет равной  $1.1 Q_{0,9\eta_{max}}$  по технической документации.

6. Закрывается задвижка 7 на напорном трубопроводе б.

7. Останавливается насос 1.

Результаты измерений во время испытаний вносятся в таблицу 4.1.

Таблица 4.1

### Результаты измерений

№№ п/п	Показания приборов	Ед. измер.	№ опытов										
			1	2	3	4	5	6	7	8			
1	Вакуумметра $P_v$	атм											
2	Манометра $P_M$	атм											
3	Ваттметра $W$	кВт											
4	Расходомера	л/с											
5	Частотомера $n_{изм}$	об/мин											

### 6 Обработка результатов испытаний

1. Обработка экспериментальных данных проводится в таблице 4.2

2. На основании результатов расчетов параметров насоса (табл. 4.2) строятся характеристики  $H = f(Q)$ ,  $N = f(Q)$ ,  $\eta = f(Q)$ , при  $n = const$ . (см. рис. 4.1).

3. По зависимостям  $H-Q$ ,  $N-Q$  и  $\eta-Q$  определяются параметры насоса  $Q$ ,  $H$ ,  $N$  при  $\eta_{max}$ . Полученные результаты сравниваются с паспортными данными насоса, взятыми из каталога при  $\eta = \eta_{max}$ , и определяются их расхождения в %.

## Результаты расчетов параметров насосов

№№ п/п	Наименование величин	Ед. измер.	№ опытов							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1	Подача насоса $Q_{изм}$	л/с								
2	Показание вакуумметра $H_v = P_v(атм) \cdot 10$	м								
3	Показания манометра $H_m = P_v(атм) \cdot 10$	м								
4	Напор насоса $H_{изм} = H_m + H_v + Z_{изм}$	м								
5	Мощность насоса $N_{изм} = K_{тр} \cdot W \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{пер}$	кВт								
6	Отношение частот $i_n = n/n_{изм}$	–								
7	$i_n^2$	–								
8	$i_n^3$	–								
9	Подача насоса $Q = Q_{изм} \cdot i_n$	л/с								
10	Напор насоса $H = H_{изм} \cdot i_n^2$	м								
11	Мощность насоса $N = N_{изм} \cdot i_n^3$	кВт								
12	К.п.д. насоса $\eta = 9,81QH/N$	–								

**7 Контрольные вопросы:**

1. Какая кривая характеристики лопастного насоса является наиболее важной ?
2. Какой вид имеет функция лопастного насоса  $H = f(Q)$  ?
3. Какой вид имеет функция лопастным насосом  $N = f(Q)$  ?
4. Как называется режим, при котором КПД максимален ?
5. Приведите формулы пересчета характеристики лопастного насоса при изменении числа оборотов.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

### ИСПЫТАНИЕ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ С ДВУМЯ ПАРАЛЛЕЛЬНО И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО РАБОТАЮЩИМИ ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ НАСОСАМИ

#### 1 Цель работы

1. Определить общие напорные характеристики  $H = f(Q)$  двух параллельно и последовательно работающих насосов по результатам отдельных и совместных испытаний.

2. Уяснить связь между этими характеристиками и напорными характеристиками  $H = f(Q)$  отдельно работающих насосов.

#### 2 Общие положения

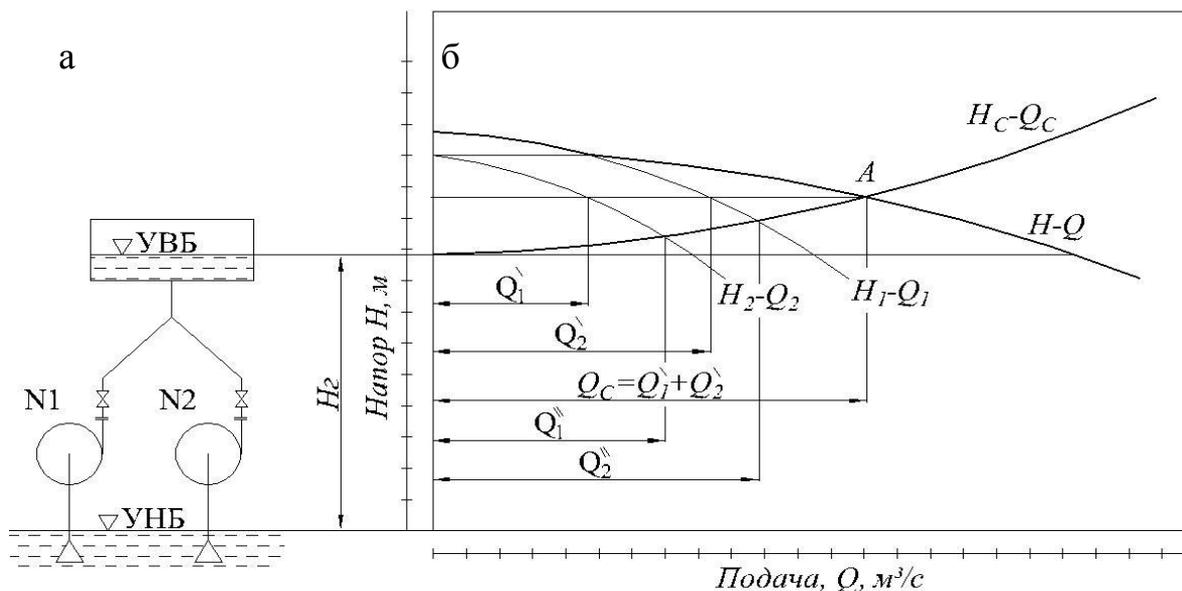
##### 2.1 Параллельная работа насосов

Работа нескольких насосов на общий трубопровод называется параллельно работой насосов. Такая работа целесообразна при значительных изменениях потребляемых расходов в системах. На рис. 5.1 а показана схема установки двух центробежных насосов, работающих на общий напорный трубопровод. В том случае, если участки напорных линий насосов (от насосов до их соединения в общий напорный трубопровод - т. м) короткие, т.е. их влиянием можно пренебречь, основным условием возможности параллельной работы насосов на сеть является равенство их напоров.[10].

$$H_1 = H_2 \quad (5.1)$$

Для определения подачи совместно работающих насосов строят кривые зависимости напора от суммарной подачи насосов –  $H = f(Q)$  и напора в сети в зависимости от расхода –  $H_c = f(Q_c)$ .

Характеристика  $H = f(Q)$  при совместной работе насосов строится путем сложения подач насосов при одинаковых напорах. Характеристика сети  $H_c = f(Q_c)$  строится обычным способом ( $H_c = H_r + h_T$ ).



**Рис.5.1 . Параллельная работа насосов:**

а – схема установки двух параллельно работающих центробежных насосов;  
 б – характеристика насосов.

На рисунке 5.1 б показан случай, когда параллельно соединяются насосы с разными напорными характеристиками  $H_1 - Q_1$  и  $H_2 - Q_2$ . Точка А пересечения характеристики сети с суммарной характеристикой насосов определяет напор  $H$  и подачу  $Q$  совместно работающих насосов и сети. При этом первый насос будет подавать  $Q_1'$ , а второй  $Q_2'$ . Очевидно, что суммарная подача насосов при совместной их работе на сеть будет меньше суммарной подаче тех же насосов при раздельной работе на ту же сеть, т.е.  $Q_c = Q_1' + Q_2' < Q_1'' + Q_2''$ . Это объясняется тем, что в последнем случае насосы работают при меньших напорах. Следует отметить, чем круче характеристика сети, т.е. чем больше потери, тем меньше эффект в части увеличения расхода будет давать параллельное подключение насосов.

Бывают случаи, когда параллельная работа насосов нецелесообразна или вообще невозможна. Например, когда режимные точки не попадают в рекомендуемую для использования область, что неблагоприятно по энергетическим (низкий КПД) и по кавитационным условиям.

## 2. 2 Последовательная работа насосов

Последовательным называется такое соединение насосов, при котором напорный патрубок первого насоса соединяется с входным патрубком второго насоса и т.д., а последний подает воду в напорный трубопровод. Использование последовательного включения в сеть нескольких насосов возможно в случаях питания систем с высокими напорами. На рисунке 5.2 а приведена схема установки с двумя последовательно работающими насосами. На основании данной схемы видно, что при последовательном соединении насосов, подачи этих насосов равны, а напор равен сумме напоров каждого из насосов, т.е. в этом случае условие совместной работы насосов определяется равенством подач. [16].

$$Q_1 = Q_2 \quad (5.2)$$

Напор при  $Q = \text{const}$  будет равен

$$H = H_1 + H_2 \quad (5.3)$$

Это правило позволяет построить характеристику последовательно соединенных насосов по характеристикам отдельных насосов.

На рисунке 5.2 б представлены характеристики двух насосов при одиночной и последовательной работе. Суммарная характеристика  $H = f(Q)$  получается сложением ординат кривых  $H_1 = f(Q)$  и  $H_2 = f(Q)$  при одинаковых подачах. Пересечение суммарной характеристики с характеристиками сети  $H_c = f(Q_c)$  дает рабочую точку А, которая определяет подачу  $Q$  и суммарный напор  $H = H_1 + H_2$  обоих насосов.

Следует иметь в виду, что корпуса и другие части насосов рассчитаны на определенные движения. Обычно в каталогах насосов указывается предельное допустимое давление во входном патрубке, которое и ограничивает возможность последовательного соединения насосов.

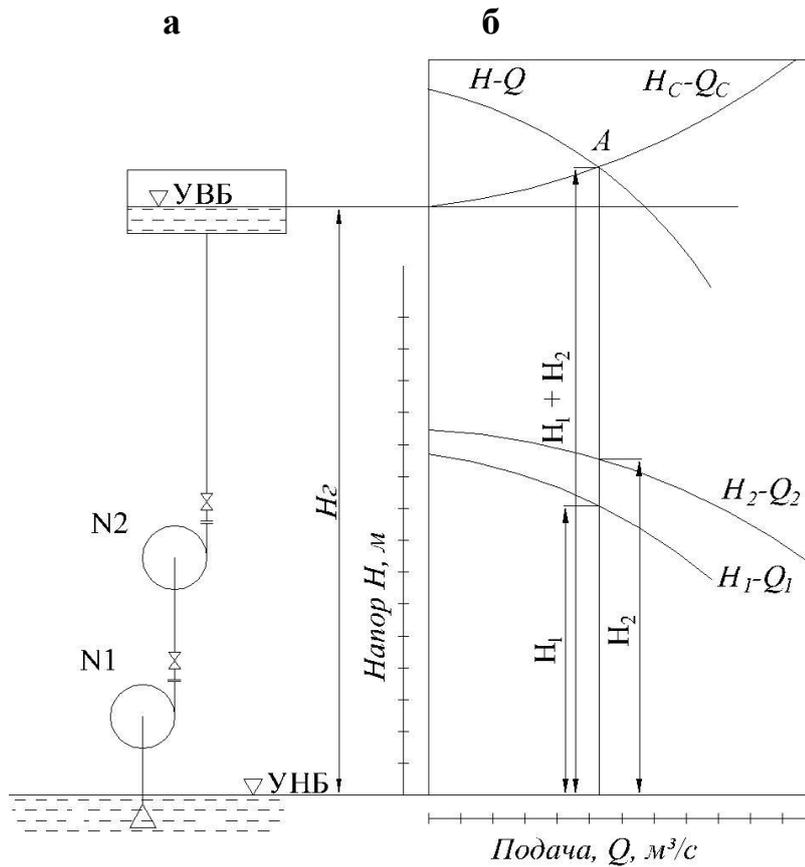


Рис. 5.2 . **Последовательная работа насосов:**  
 а – схема установки двух последовательно работающих центробежных насосов;  
 б – характеристики насосов.

### 3 Основные определения и соотношения

Напор насосов определяется по следующей зависимости:

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{P_n - P_в}{\rho g} + \frac{V_n^2 - V_в^2}{2g} + z = \frac{P_{ман} - P_{вак}}{\rho g} + \frac{V_n^2 - V_в^2}{2g} + y_n - y_в + z = \\
 &= \frac{P_{ман} - P_{вак}}{\rho g} + \frac{V_n^2 - V_в^2}{2g} + Z_{изм}, \text{ м},
 \end{aligned}
 \tag{5.4}$$

где  $P_n$  и  $P_в$  – абсолютные давления в точках замера (на осях трубопроводов), Па (Н/м<sup>2</sup>);

$$P_n = P_a + P_{ман} + y_n \gamma, P_в = P_a + P_{вак} + y_в \gamma;$$

$P_{ман}$  и  $P_{вак}$  показания манометра и вакуумметра Па (Н/м<sup>2</sup>);

$P_a$  – атмосферное давление;

$y_n$  – расстояние по вертикали от точки замера давления в напорном трубопроводе до прибора, м;

$y_b$  – расстояние по вертикали от точки замера давления во всасывающем трубопроводе до места присоединения подводящей трубки ко всасывающему трубопроводу, м;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$V_n^2$  и  $V_b^2$  – скорости движения жидкости в напорном и всасывающем трубопроводах в сечения замера давления, м/с;

$\gamma$  – удельный вес жидкости;

$Z$  – расстояние по вертикали между точками замера давлений  $P_n$  и  $P_b$ , м;

$Z_{изм}$  – расстояние по вертикали между точками, где давление соответствует показаниям манометра и вакуумметра.

### *1. Отдельно работающий насос*

Напор отдельно работающего насоса определяется по следующей зависимости:

$$H = \frac{P_{ман} - P_{вак}}{\gamma} + \frac{V_n^2 - V_b^2}{2g} + Z_{изм}, м. \quad (5.5)$$

Если внутренние диаметры всасывающего и общего напорного трубопроводов одинаковы, т.е.  $d_b = d_n$ . то  $V_b = V_n$ . Тогда формула для определения напора принимает следующий вид:

$$H = \frac{P_{ман} - P_{вак}}{\gamma} + Z_{изм}, м. \quad (5.6)$$

Следует отметить, что полученные таким образом напоры насоса могут отличаться от паспортных данных, так как в последних не учтены потери напора на участке от напорного патрубка насоса до сечения трубопровода, где измеряют давление  $P_n$ .

### *2. Параллельная работа насосов*

Общий напор параллельно работающих насосов вычисляется по следующей формуле:

$$H_{1.2} = \frac{P_{ман} - P_{вак}}{\gamma} + \frac{V_n^2 - V_в^2}{2g} + Z_{изм}, \quad м. \quad (5.7)$$

Если насосы имеют близкие характеристики  $H = f(Q)$  и мало отличающиеся друг от друга потери напора от напорных патрубков до общего напорного трубопровода, то при одинаковых внутренних диаметрах всасывающих трубопроводов и общего напорного трубопровода ( $d_в = d_n$ ) общий напор при параллельной работе находят следующим образом:

$$H_{1.2} = \frac{P_{ман} - P_{вак}}{\gamma} + \frac{V_n^2 - (0,5V_n)^2}{2g} + Z_{изм} = \frac{P_{ман} - P_{вак}}{\gamma} + \frac{0,75V_n^2}{2g} + Z_{изм}, \quad м. \quad (5.8)$$

поскольку  $0,5V_n = V_в$ , так как

$$Q = Q_1 + Q_2 = 2Q_1 = 2Q_2 \quad (5.9)$$

где  $Q$  – расход воды в общем напорном трубопроводе, м<sup>3</sup>/с;

$Q_1$  – подача насоса №1, м<sup>3</sup>/с;

$Q_2$  – подача насоса №2, м<sup>3</sup>/с.

### 3. Последовательная работа насосов

Общий напор последовательно работающих насосов определяется по следующей зависимости:

$$H_{1+2} = \frac{P_{ман} - P_{вак}}{\gamma} + \frac{V_n^2 - V_в^2}{2g} + Z_{изм}, \quad м. \quad (5.10)$$

Если внутренние диаметры всасывающих и общего напорного трубопровода одинаковы ( $d_в = d_n$ ), то

$$H_{1+2} = \frac{P_{ман} - P_{вак}}{\gamma} + Z_{изм}, \quad м. \quad (5.11)$$

*Основные сведения о стенде для испытаний насосной установки с двумя параллельно и последовательно работающими центробежными насосами*

Установка для испытания центробежного насоса – открытого типа, т.е. забирает воду из открытого резервуара 5 и подает ее по напорному трубопроводу в открытый резервуар 19 (рис.5.3).

Установка состоит из двух центробежных насосов 1, 2 консольного типа; электродвигателей 3, 4; всасывающих трубопроводов 8, 9 с приемными клапанами 6, 7; напорных трубопроводов 10, 11; соединительного трубопровода 12; общего напорного трубопровода 13; напорного бака 19; треугольного водослива 20; пьезометрического стакана со шпигунмасштабом 21; сбросной трубы 22; задвижек 14, 15, 16, 17; вакуумметра V; мановакуумметра MV; манометров  $M_1, M_2, M_3$ .

Диаметр всасывающих трубопроводов 8, 9 -  $d_v$ ; диаметр соединительного трубопровода 12 -  $d_c$ ; диаметр напорных трубопроводов 10, 11 и общего напорного трубопровода 13 -  $d_n$ .

Расстояния по вертикали от точек замера давлений на осях всасывающих трубопроводов 8 и 9 до точек присоединения подводящих трубок вакуумметра V и мановакуумметра MV -  $y_v$ .

Расстояния по вертикали между теми точками жидкости, где давления соответствуют показаниям манометра  $M_3$  и вакуумметра V, (мановакуумметра MV) -  $Z_{изм}$ .

Система трубопроводов и задвижек насосной установки позволяют легко изменять условия совместной работы насосов.

При параллельной работе запуск каждого насоса можно осуществлять независимо друг от друга. При этом задвижки 15 и 16, установленные за насосами, после пуска полностью открывают. Подачу насосной установки с двумя работающими насосами регулируют задвижкой 18, установленной на общем напорном трубопроводе 13.

При последовательной работе насосов сначала запускают первый насос 1, затем второй насос 2. После пуска первого насоса задвижка 14, 15 остается закрытой, а задвижку 17 полностью открывают. Задвижка 16 во время пуска первого и второго насосов может быть или открыта, или закрыта. Подача насосной установки регулируется задвижкой 18.

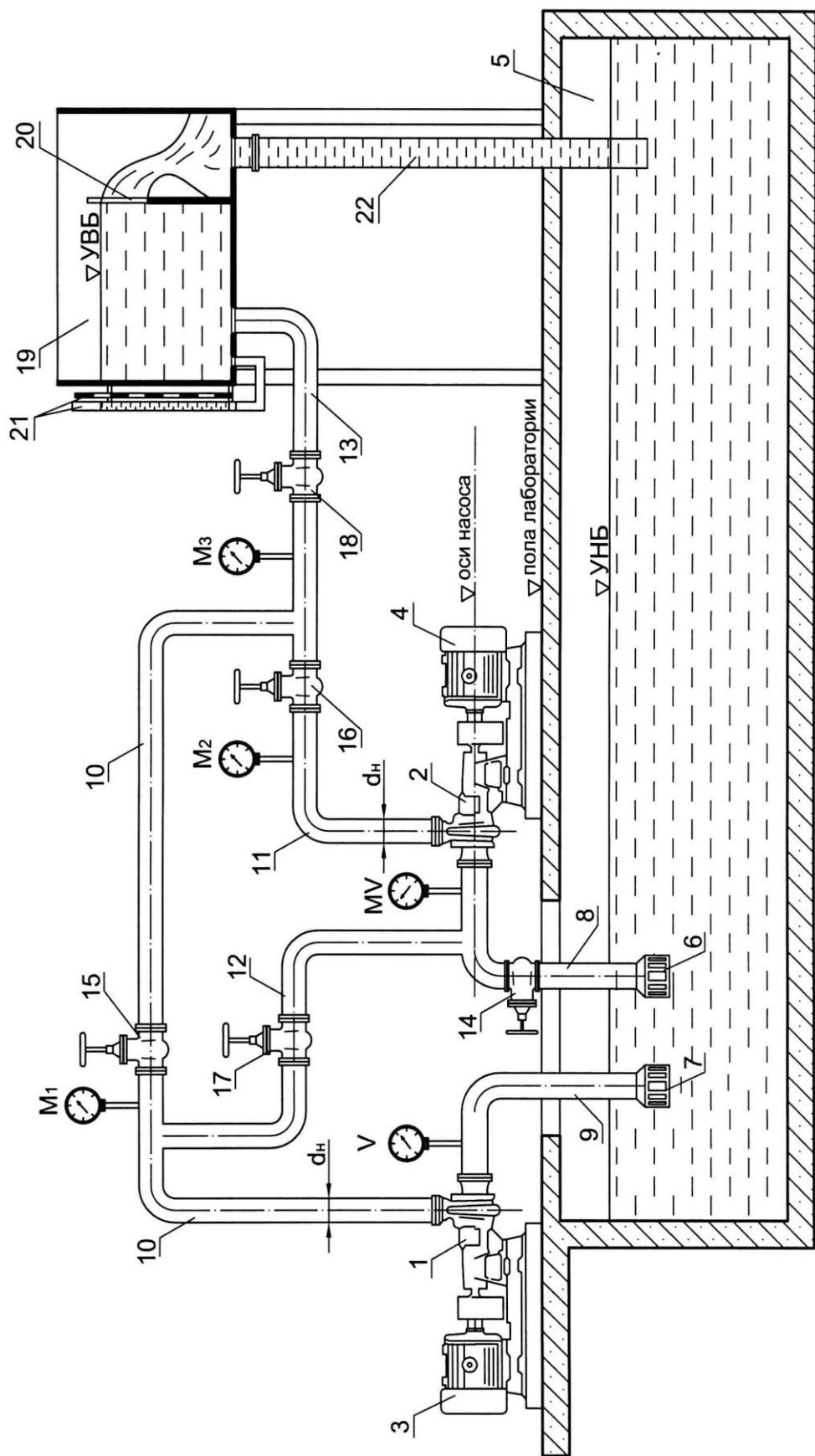


Рис. 5.3 . Схема стенда для испытания насосной установки с двумя параллельно и последовательно работающими центробежными насосами:

1 и 2 – насосы; 3 и 4 – электродвигатель; 5 – подземный бассейн; 6 и 7 – приемные клапаны; 8 и 9 – всасывающие трубопроводы; 10 и 11 – напорные трубопроводы; 12 – соединительный трубопровод; 13 – общий напорный трубопровод; 14,15,16,17 и 18 – задвижки; 19 – напорный бак; 20 – треугольный водослив; 21 – пьезометрический стакан с шпигельмасштабом; 24 – сборный трубопровод

#### 4 Методика проведения испытаний

Испытания центробежных насосов для получения их напорных характеристик при одиночной, параллельной и последовательной работе проводится при 8-16 значениях подачи  $Q$ . Испытания проводятся в интервале от  $Q = 0$  до  $Q_{\max}$  при давлении на входе, исключающем кавитацию на всех режимах. Снятие характеристик начинается с нулевой подачи (задвижка закрыта).

При проведении испытаний изменяют и записывают подачу, давление на входе, давление на выходе.

При одиночной работе давление на входе измеряют с помощью вакуумметра (мановакуумметра), установленного на всасывающей линии каждого из насосов. При параллельной работе насосов для определения давления на входе можно использовать вакуумметр (мановакуумметр), установленный или на всасывающей линии первого насоса, или на всасывающей линии второго насоса. При последовательной работе насосов используются показания прибора, установленного на всасывающей линии первого насоса.

Для определения давления на выходе при одиночной, параллельной и последовательной работе используется манометр, установленный на общем напорном трубопроводе.

Порядок проведения испытаний следующий

Снятие напорной характеристики первого отдельно работающего насоса:

1. Запускается насос 1.
2. Задвижка 15 на напорном трубопроводе 10 полностью открывается (задвижки 16, 17, 18 закрыты).
3. Записываются показания всех приборов  $-(V)$ ,  $(M_3)$ .
4. С помощью задвижки 18 на общем напорном трубопроводе 13 и расходомерного устройства 21 (20) устанавливается заданная подача  $Q_i$  (с учетом равномерного шага подач от  $Q = 0$  до  $Q = Q_{\max}$ ).

5. Записываются показания всех приборов - 21 (Q), (V), (M<sub>3</sub>).

6. Операции по п.п. 4,5 повторяют не менее 8-14 раз с равномерным шагом значений подач до  $Q = Q_{\max}$ .

7. Закрывается задвижка 18 на общем напорном трубопроводе 13.

8. Останавливается насос 1.

Снятие напорной характеристики второго отдельно работающего насоса:

1. Запускается насос 2.

2. Задвижка 16 на напорном трубопроводе 11 полностью открывается (задвижки 15, 17, 18 закрыты; задвижка 14 открыта).

3. Записываются показания всех приборов –(MV), (M<sub>3</sub>).

4. С помощью задвижки 18 на общем напорном трубопроводе 13 и расходомерного устройства 21 устанавливается заданная подача Q<sub>i</sub> (с учетом равномерного шага подач от  $Q = 0$  до  $Q = Q_{\max}$ ).

5. Записываются показания всех приборов - 21 (Q), (MV), (M<sub>3</sub>).

6. Операции по п.п. 4,5 повторяют не менее 14 раз с равномерным шагом значений подач до  $Q = Q_{\max}$ .

7. Закрывается задвижка 18 на общем напорном трубопроводе 13.

Снятие напорной характеристики двух параллельно работающих насосов:

1. При работающем втором насосе 2 запускается первый насос 1.

2. Задвижка 15 на напорном трубопроводе 10 полностью открывается (задвижка 17 закрыта).

3. Записываются показания всех приборов –(V) (MV), (M<sub>3</sub>).

4. С помощью задвижки 18 на общем напорном трубопроводе 13 и расходомерного устройства 21 устанавливается заданная подача Q<sub>i</sub> (с учетом равномерного шага подач от  $Q = 0$  до  $Q = Q_{\max}$ ).

5. Записываются показания всех приборов - 21(Q), (V) или (MV), (M<sub>3</sub>).

6. Операции по п.п. 4,5 повторяют не менее 8-14 раз с равномерным шагом значений подач до  $Q = Q_{\max}$ .

7. Закрывается задвижка 18 на общем напорном трубопроводе 13 и задвижка на напорном трубопроводе 10.

8. Останавливается второй насос 2.

Снятие напорной характеристики двух последовательно работающих насосов:

1. Задвижка 14 на всасывающем трубопроводе 8 второго насоса 2 закрывается.

2. Задвижка 17 на соединительном трубопроводе 12 открывается = вода поступает во всасывающую линию второго насоса 8 (задвижка 16 на напорном трубопроводе 11 второго насоса 2 может быть открыта).

3. Запускается второй насос 2 (насос запускается тогда, когда в нем повысится давление, свидетельствующее о нормальной работе первого насоса 1 при нулевой подаче).

4. После выхода на режим при нулевой подаче второго насоса 2 записываются показания всех приборов – (V), (M<sub>3</sub>).

5. С помощью задвижки 18 на общем напорном трубопроводе 13 и расходомерного устройства 21 устанавливается заданная подача Q<sub>i</sub> (с учетом равномерного шага подач от Q = 0 до Q = Q<sub>max</sub>).

6. Записываются показания всех приборов - 21 (Q), (V), (M<sub>3</sub>).

7. Операции по п.п. 5, 6 повторяют не менее 8-14 раз с равномерным шагом значений подач до Q = Q<sub>max</sub>.

8. Закрывается задвижка 18 на общем напорном трубопроводе 13 и задвижка 16 на напорном трубопроводе 11 второго насоса 2.

9. Останавливаются насосы 1 и 2.

10. Закрывается задвижка 17 на соединительном трубопроводе 12.

11. Открывается задвижка 14 на всасывающей линии 8 второго насоса 2.

Результаты измерений параметров при одиночной, параллельной и последовательной работе насосов вносятся в четыре таблицы, имеющие форму таблицы 5.1.

### Результаты измерения параметров

Показания приборов	Номер опыта						
	1	2	3	...	14	15	16
Расходомера $Q$ , м <sup>3</sup> /с							
Вакуумметра $P_{\text{вак}}$ , Па							
Манометра $P_{\text{ман}}$ , Па							

### 5 Обработка результатов испытаний

1. Обработка экспериментальных данных, полученных для одиночно, параллельно и последовательно работающих насосов, проводится в четырех таблицах, имеющих форму табл. 5.1.

2. По результатам расчетов строят четыре характеристики  $H = f(Q)$ : для одиночной работы первого насоса, для одиночной работы второго насоса, для параллельно и последовательно работающих насосов (рис.5.4).

3. На основании экспериментальных характеристик  $H = f(Q)$  для одиночно работающих первого и второго насосов расчетным путем получают характеристики параллельно и последовательно работающих двух насосов на общую сеть (см. рис. 5.4).

Для параллельно работающих насосов общую характеристику  $H_{1,2} = f(Q_{1+2})$  строят из условия  $H_{1,2} = H_1 + H_2$  при  $Q_{1,2} = Q_1 = Q_2$ .

4. Характеристики  $H = f(Q)$  параллельно и последовательно работающих насосов, полученные расчетным путем, сравнивают с соответствующими экспериментальными зависимостями.

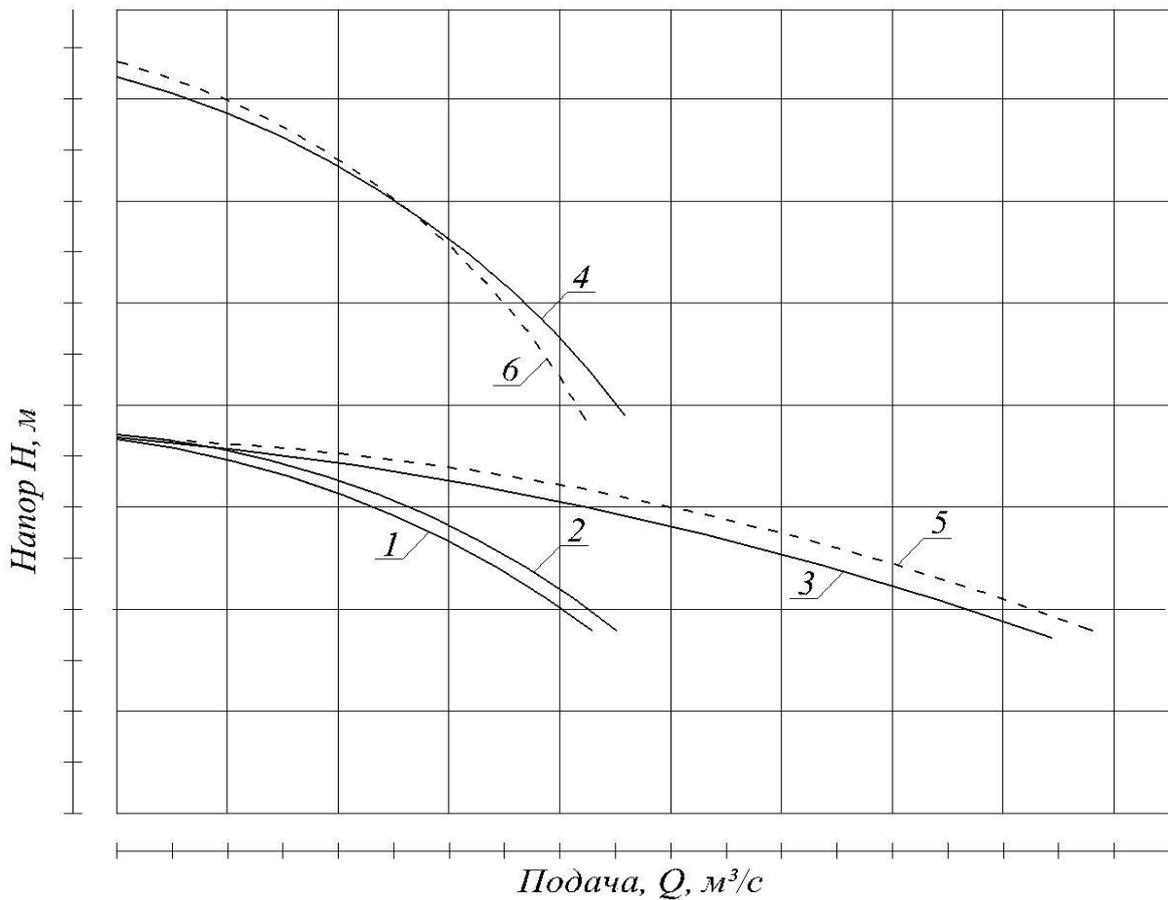


Рис. 5.4 . **Характеристики насосов:**

1...4 – экспериментальные кривые; 5, 6 – теоретические кривые; 1 – одиночная работа насоса №1; 2 - одиночная работа насоса №2; 3, 5 – параллельная работа насосов №1 и 2; 4, 6 – последовательная работа насосов №1 и 2

Таблица 5.2

### Результаты расчетов параметров

Величина	1	2	3	...	14	15	16
1	2	3	4	...	15	16	17
Подача Q, м <sup>3</sup> /с							
Показания вакуумметра $H_{\text{вак}} = \frac{P_{\text{вак}}}{\gamma}$ , м							
Показания манометра $H_{\text{ман}} = \frac{P_{\text{ман}}}{\gamma}$ , м							
Скорость в напорном трубопроводе $V_v = 4Q/\pi d_g^2$ , м/с							
Скоростной напор во всасывающем трубопроводе $V_g^2/2g$ , м.							
Разность скоростных напоров $(V_n^2 - V_g^2)/2g$ , м							
Напор насоса $H = H_{\text{вак}} + H_{\text{ман}} + (V_n^2 - V_g^2)/2g + Z_{\text{изм}}$ , м							

## **5 Контрольные вопросы:**

1. Для каких целей применяют параллельную работу насосов и ?
2. Постройте суммарную характеристику двух одноступенчатых параллельно работающих лопастных насосов ?
3. Как определить мощность, потребляемую параллельно работающими лопастными насосами ?
4. Как определить подачу двух параллельно работающих лопастных ?
5. Покажите рабочую точку на графике характеристик лопастного насоса и сети.
6. С какой целью лопастные насосы подключаются последовательно ?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

### КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

#### 1 Цель работы:

1. Снять экспериментальную срывную кавитационную характеристику центробежного насоса  $H=f(\Delta h)$ , при различных режимах.
2. Построить кавитационные характеристики насоса (H- $\Delta h$ ),
3. Определить величину критического кавитационного запаса  $\Delta h_{кр}$  при различных режимах.
4. Определить значения допустимых кавитационного запаса  $\Delta h_{доп}$  и вакуумметрической высоты всасывания  $H_{в\text{ак, доп}}$ , при различных режимах.

#### 2 Общие положения:

Кавитация представляет собой процесс нарушения сплошности течения жидкости, и так же разрушение материала лопастей рабочего колеса, корпуса насоса и уменьшение подачи, напора и КПД и при развитии кавитации наступает полный срыв работы насоса. [1].

Кавитация происходит в двух фазах: во-первых, когда статическое давление в какой-либо области ее потока снижается до давления насыщенных паров, (для обычной воды при  $t \leq 20^0 \dots 30^0 \text{ C}$   $\frac{P_{н.ж}}{\rho \cdot g} = 0,2 \dots 0,25 \text{ м}$ ) жидкость вскипает с образованием многочисленных пузырьков – каверн, заполненных паром и небольшим количеством газа, во-вторых, паровые каверны двигаются вместе с потоком жидкости и попадают в область, в которой статическое давление превышает давление насыщенных паров. Пар в кавернах мгновенно конденсируется, образуется глубокий вакуум и жидкость устремляется к центрам каверн не встречая особого сопротивления. При движении с большими скоростями частицы жидкости, ударяясь друг о друга, развивают большие давления, достигающие тысячи атмосфер. Далее от удара частиц происходит

разрушение материала стенки и приобретает характерный “изъявленный” вид (кавитационная эрозия).

Зная причины общего и местного понижения давления, мы можем предугадать, а в большинстве случаев и предотвратить появление кавитации в тех или иных элементах проточной части насоса.

### **3 Причины явления кавитации в лопастных насосах.**

В лопастных насосах внутри рабочего колеса и корпуса явление кавитации может происходить из-за понижения давления в жидкости. Давление может понижаться по следующим причинам:

- от повышения относительной скорости потока в колесе (увеличение расхода насоса);
- при образовании вихрей и отрыве потока от стенок колеса;
- вследствие большой высоты всасывания насоса;
- низкого барометрического давления;
- повышения температуры перекачиваемой жидкости;
- из-за условий входа жидкости на колесо и конструкции лопатки.

В лопастных насосах кавитация возникает в той области их проточной части, где статическое давление в перекачиваемой жидкости наименьшее: у входа на лопасть с тыльной стороны на максимальном диаметре. В зоне разрушения каверн происходит кавитационная эрозия стенок лопастей и дисков центробежного рабочего колеса, а у осевых насосов и внутренней части корпуса.

Кавитацию в насосе легко обнаружить по шуму, треску и дрожанию насосного агрегата, что сопровождается падением расхода, напора, мощности и К.П.Д.

Определение допустимой высоты всасывания с учетом геодезической отметки расположения насоса и температуры перекачиваемой жидкости

является первым и наиболее надежным мероприятием, направленным на ослабление или предотвращение кавитации.[10].

Для определения высоты всасывания насоса применяем теорему Бернулли для двух сечений (уровня свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре 0-0 и сечения Н-Н на входе в насос (рис.3.9) и пренебрегая значением скоростного напора в первом из них можем получить следующее уравнение:

$$h_{\text{в}} = \frac{P_{\text{ат}}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{\text{н}}}{\rho \cdot g} - \frac{V_{\text{н}}^2}{2g} - \sum h_{0-\text{н}}, \quad (6.1)$$

где  $h_{\text{в}}$  - геометрическая высота всасывания, м;

$P_{\text{н}}$  - абсолютное давление в сечении Н-Н;

$\sum h_{0-\text{н}}$  - потери энергии во всасывающей линии насоса, м;

Наибольшее значение геометрической высоты всасывания может быть

найдено при условии, что в момент возникновения кавитации  $\frac{P_{\text{н}}}{\rho \cdot g} = \frac{P_{\text{пж}}}{\rho \cdot g}$ ,

где  $\frac{P_{\text{пж}}}{\rho \cdot g}$  - давление насыщенных паров.

$$h_{\text{в.мма}} = \frac{P_{\text{ат}}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{\text{пж}}}{\rho \cdot g} - \frac{V_{\text{н}}^2}{2g} - \sum h_{0-\text{н}} \quad (6.2)$$

Но высота всасывания насоса не дает возможность численно оценить степень развития кавитации, поэтому в насосостроении для сравнения кавитационных качеств насосов, количественной оценки степени развития кавитации и анализа вопроса о выборе допустимых высот всасывания пользуются критерием, смысл которого может быть понят из следующих рассуждений.

Для нормальной бескавитационной работы насоса необходимо чтобы удельная энергия  $\mathcal{E}_{\text{н}}$  потока при входе в насос, отнесенная к его оси должна быть достаточной для обеспечения скоростей и ускорений в потоке при входе в насос и преодоления сопротивления без падения местного давления до величины, ведущей к образованию кавитации. В связи с этим решающее значение приобретает не абсолютная величина удельной энергии потока, а

превышение ее над энергией, ответствующей давлению насыщенного пара перекачиваемой жидкости:

$$\Delta h = \Xi - \frac{P_{пж}}{\rho \cdot g} = \frac{P_n}{\rho \cdot g} + \frac{V_n^2}{2g} - \frac{P_{пж}}{\rho \cdot g} \quad (6.3)$$

Величина  $\Delta h$  называется кавитационным запасом, поскольку она представляет собой запас механической энергии в потоке над давлением насыщенного пара.

Используя уравнения (6.2) и (6.3) можно установить связь между кавитационным запасом и геометрической высотой всасывания: [16].

$$h_v = \frac{P_{ат}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{пж}}{\rho \cdot g} - \Delta h - \sum h_{0-n} \quad (6.4)$$

Для каждого насоса существует некоторое минимальное значение  $\Delta h_{\min}$ . При уменьшении кавитационного запаса ниже этого значения в насосе начинает развиваться кавитация, поэтому  $\Delta h_{\min}$  так же называется критической то есть,  $\Delta h_{\min} = \Delta h_{кр}$

Из уравнения (6.4) можно увидеть, что наименьшему значению  $\Delta h_{\min}$  соответствует наибольшее значение геометрической высоты всасывания, которое иногда называют критической высотой всасывания.

$$h_{v \max} = \frac{P_{ат}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{пж}}{\rho \cdot g} - \Delta h_{\min} - \sum h_{0-n} \quad (6.5)$$

Для обеспечения надежной работы насоса допускаемая в эксплуатации высота всасывания  $h_{вдоп}$  должна иметь некоторый запас, что учитывается введением коэффициента запаса  $\varphi$ :

$$h_{вдоп} = \frac{P_{ат}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{пж}}{\rho \cdot g} - \Delta h_{доп} - \sum h_{0-n} \quad (6.6)$$

$$\Delta h_{доп} = \varphi \cdot \Delta h_{\min} \quad (6.7)$$

коэффициента запаса  $\varphi$  подсчитывается по формуле:

$$\varphi = \alpha \cdot K_6 \cdot K_ж \quad (6.8)$$

где  $\alpha$  - коэффициент, зависящий от величины  $\Delta h_{кр}$  и принимаемый по таблице 6.1.

Таблица 6.1

**Зависимость величины  $\alpha$  от  $\Delta h_{кр}$** 

$\Delta h_{кр},$ м	0	2	4	6	7	8	10	12	14	16
$\alpha$	1,6	1,37	1,2	1,13	1,1	1,09	1,08	1,07	1,06	1,06

$K$ - коэффициент, зависящий от быстроходности насоса

$$n_s = \frac{3.65 * n * \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ (об/мин)}, \text{ и принимаемый по таблице. 6.2;}$$

Таблица 6.2

**Зависимость величины  $K_6$  от  $n_s$ .**

$n_s, \text{ (об/мин)}$	>170	170	100	65	50
$K_6$	1,1	1,094	1,052	1,014	1,0

$K_{ж}$  - коэффициент, зависящий от рода жидкости и принимаемый для воды

$$K_{ж} = 1;$$

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания определяется по формуле:

$$H_{\text{вак, доп}} = [(P_a - P_{\text{пж}}) / \rho g] + V_v^2 / 2g - \Delta h_{\text{доп}}, \quad (6.9)$$

Минимальное значение кавитационного запаса, который называют критическим кавитационным запасом можно получить двумя способами:

- по формуле С.С.Руднева:

$$\Delta h_{кр} = 10 \left( \frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (6.10)$$

где  $C$ - постоянная, зависящая от конструктивных особенностей насоса,  $C \approx 600 \dots 1200$ ;

- экспериментальный: по результатам испытаний насоса строят графическую зависимость  $H = f(\Delta h)$  при  $n = \text{const}$  и  $Q = \text{const}$  (рис.6.1) и за величину  $\Delta h_{кр}$  принимается кавитационный запас  $\Delta h$ , соответствующий падению напора на 2%.

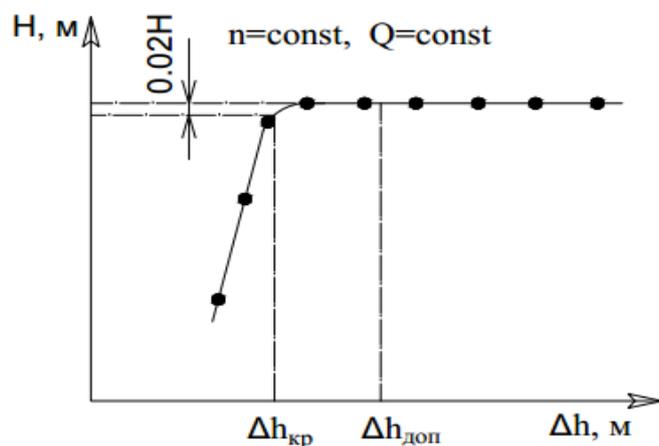


Рис.6.1. Опытная срывная кавитационная характеристика

#### 4 Основные сведения о стенде для кавитационных испытаний центробежного насоса

Установка для кавитационных испытаний центробежного насоса открытого типа, т.е. насос забирает воду из открытого резервуара I и подает ее по напорному трубопроводу в открытый резервуар 12, (см.рис.6.2).

Установка состоит из центробежного насоса 6, консольного типа; электродвигателя 7; всасывающего трубопровода 3 с приемным клапаном 2; напорного трубопровода 9; напорного бака 12; треугольного водослива 13;; пьезометрического стакана со шпигунмасштабом 11; сбросной трубы 14; задвижек 4, 8,; сопла 10; вакуумметра V; манометров  $M_1, M_2, M_3$ .

Диаметр всасывающего трубопровода 3 -  $d_в$ , диаметр напорного трубопровода 9 -  $d_н$ .

Расстояние по вертикали между точками, где давления соответствуют показаниям манометра  $M_1$  и вакуумметра V,  $Z_{изм}$ .

#### 5 Методика проведения кавитационных испытаний

При проведении испытаний измеряют и записывают подачу, давление на входе, давление на выходе, частоту вращения, температуру жидкости.

Порядок проведения кавитационных испытаний следующий:

1. Запускают насос 6 при открытой задвижке 4 на всасывающем трубопроводе

2. С помощью задвижки 8 на напорном трубопроводе и расходомерного устройства 10 устанавливают заданную подачу  $Q$ .

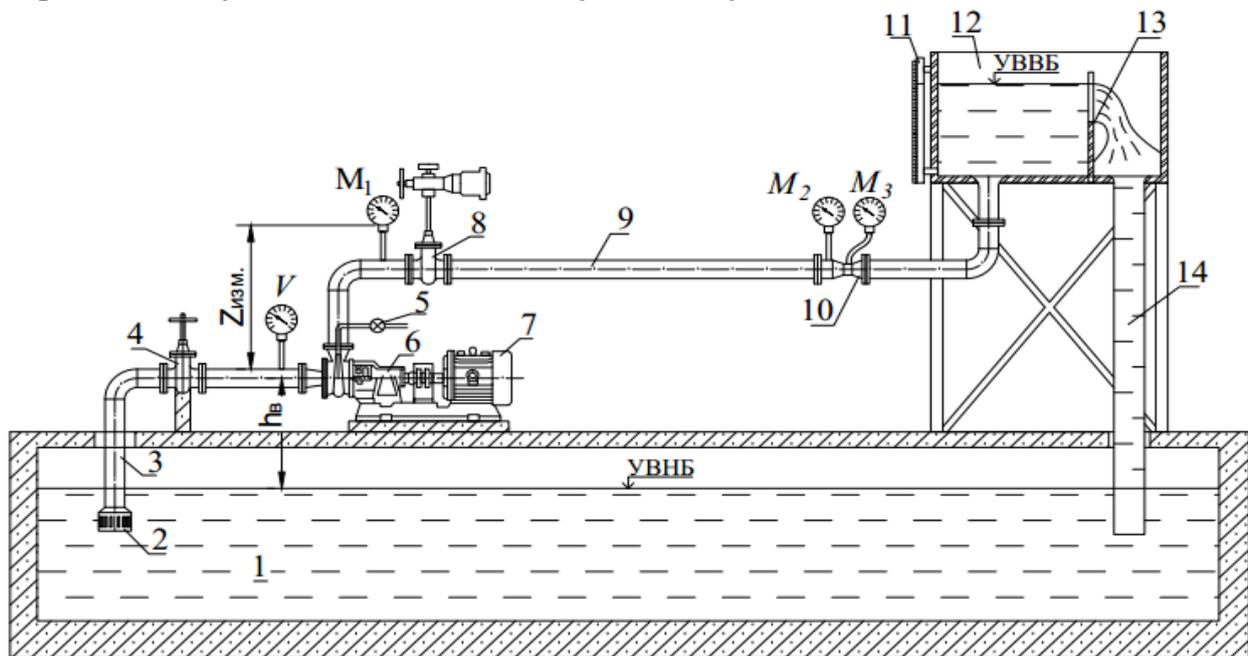


Рис. 6.2 . Схема стенда для испытаний насосов:

1 - бассейн с водой; 2- заборное устройство; 3- всасывающий трубопровод; 4- задвижка; 5- кран на отсасывающем трубопроводе вакуум-системы; 6- насос; 7- двигатель; 8- задвижка с электроприводом; 9- напорный трубопровод; 10- сопло Вентури для измерения подачи насоса; 11 - пьезометрический стакан со шпитцен-масштабом; 12- напорный бак; 13- треугольный водослив; 14- сбросной трубопровод

3. Записывают показания всех приборов.

4. Прикрывают задвижку 4 на всасывающем трубопроводе 3 до тех пор, пока показания вакуумметра  $V$  не изменятся на заданное значение  $\Delta V$ . При этом для сохранения постоянной подачи насоса  $Q$  задвижку 8 на напорном трубопроводе 9 необходимо несколько приоткрывать. Когда режим установится, записывают показания всех приборов.

5. Повторяют операцию по п. 4 не менее 7 раз, пока показания манометра  $M_1$  на напорном трубопроводе 9 не начнут снижаться заметно быстрее, чем вакуумметра  $V$ , режим работы насоса переходит с горизонтальной ветви характеристики  $H = f(\Delta h)$  на наклонную (рис. 6. 1).

6. Снижают «шаг» показаний вакуумметра  $V$ , при дальнейшем прикрытии задвижки на всасывающем трубопроводе в 4...6 раз, чтобы записать

показания приборов еще на двух — четырех опытных точках, которые расположены на «падающей» ветви характеристики  $H=f(\Delta h)$  (см. рис. 6.1).

7. Открывают полностью задвижку 4 на всасывающем трубопроводе 3.

8. Закрывают задвижку 8 на напорном трубопроводе 9.

9. Останавливают насос 6.

Результаты всех измерений во время испытания записывают в таблицу 6.3.

Таблица 6.3

### Результаты измерений параметров

№№ П/П	Показания приборов	Единица измерения	№ опытов							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1	Расход Q	л/с								
2	Показание вакуумметра $P_V$	атм								
3	Показание манометра $P_M$	атм								
4	Частотомера n	об/мин								

## 6 Обработка результатов испытаний

1. Результаты расчетов кавитационных запасов для подач Q проводятся в таблице, имеющей форму таблица 6. 4.

Таблица 6.4

### Результаты расчетов кавитационного запаса.

№№ П/П	Наименование величин	Единица измерения	№ опытов							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1	Показание вакуумметра $H_V=P_V(\text{атм}) \cdot 10$	м								
2	Показание манометра $H_M=P_M(\text{атм}) \cdot 10$	м								
3	Скорость в напорном трубопроводе $V_H$	м/с								
4	Скоростной напор в напорном трубопроводе $V_H^2/2g$	м								
5	Скорость в всасывающем трубопроводе $V_B$	м/с								
6	Скоростной напор в	м								

№№ П/П	Наименование величин	Единица измерения	№ опытов							
			1	2	3	4	5	6	7	8
	всасывающем трубопроводе $V_v^2/2g$									
7	Разность скоростных напоров $(V_H^2 - V_V^2)/2g$	м								
8	Напор насоса $H = H_V + H_M + Z_{изм} + (V_H^2 - V_V^2)/2g$	м								
9	Кавитационный запас $\Delta h = [(P_a - P_{пж})/\rho g] + V_v^2/2g - H_V$	м								

2. На основании результатов расчета кавитационного запаса  $\Delta h$  строят срывную кавитационную характеристику центробежного насоса  $H=f(\Delta h)$ , (при  $Q=const$ ,  $n=const$ ). По ним определяют величину  $\Delta h_{кр}$ , -2% падение напора  $H$ .

3. По формулам (6.7) и (6.8) подсчитывают значения допустимых кавитационного запаса и вакуумметрической высоты всасывания  $H_{вак, доп}$ , для подач  $Q$  (таблица 6.5).

Таблица 6. 5

### Результаты расчетов допустимых кавитационного запаса и вакуумметрической высоты всасывания

№№ П/П	Наименование величин	Единица измерения	Значения величин
1	Критический кавитационный запас $\Delta h_{кр}$	м	
2	Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп} = \varphi \cdot \Delta h_{кр}$ $\varphi = \alpha \cdot K_6 \cdot K_ж$	м	
3	Допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{вак, доп} = [(P_a - P_{пж})/\rho g] + V_v^2/2g - \Delta h_{доп}$	м	

## 7 Контрольные вопросы:

1. Кавитация в лопастных насосах: понятие, причины возникновения, воздействие на детали и работу насоса, меры борьбы с последствиями кавитации и определение высоты всасывания насоса.

2. Почему при закрытии задвижки на всасывающем трубопроводе снижается кавитационный запас?

3. При каких значениях  $\Delta h$  допустима, возможна и невозможна работа насоса?

4. В какой зависимости для данного насоса находятся величины  $\Delta h_{кр}$  и  $H$  от температуры воды?

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Али М.С., Бегляров Д.С. Насосы и насосные станции: учебник / М.С. Али, Д.С. Бегляров. Москва, РГАУ-МСХА 2015. 340 с.
2. Бегляров Д.С., Али М.С. Гидромашины: Учебное пособие / Д.С. Бегляров, М.С. Али. М.: МГУП, 2004. 98с.
3. Бегляров Д.С., Али М.С. Насосы и насосные установки: Учебное пособие / Д.С. Бегляров, М.С. Али. М.: МГУП, 2005. 192с.
4. Бегляров Д.С., Козлов Д. В., Али М.С. Гидромашины: Учебное пособие для студентов сельскохозяйственных высших учебных заведений / Д.С. Бегляров, Д. В. Козлов, М.С. Али. М.: МГУП, 2004. 186с.
5. Бегляров Д.С., Козлова М.С. Методика расчета режимов пуска насосов при открытых задвижках на напорных линиях / Журнал «Водоснабжение и санитарная техника» ООО «Издательство ВСТ», № 10, М. 2003. с. 17-20.
6. Бегляров Д.С., Чебаевский В.Ф. Гидроэнергетические установки и их оборудование: Учебное пособие / Д.С. Бегляров, В.Ф. Чебаевский. М.: МГУП, 2009,207с.
7. Березин С.Е. Насосные станции с погружными насосами. Расчет и конструирование: учебник / С.Е. Березин. М.:ОАО«Стройиздат», 2008. 160 с.
8. ГОСТ 6134-2007 «Насосы динамические. Методы испытаний» ИСО 9906:1999) , Москва Стандартинформ 2008
9. Карелин В. Я., Минаев А. В. Насосы и насосные станции: учебник для вузов / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. 2-е изд. М.: Стройиздат, 1986. 320 с.
10. Каталог насосов, применяемых в мелиорации. М.: Росоргтехводстрой МВХ РСФСР, 1988. 229 с.
11. Каталог Центробежных насосов двустороннего входа ВНИИГИДРОМАШ, 2013
12. Каталог центробежных насосов ЦИНТИхимнефтемаш, 2013

13. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздухоподводящих установках / Б. С. Лезнов. М.: Энергоатомиздат, 2006. 360 с.
14. Ольгаренко Г.В. Насосные станции для орошения: Справочное пособие / Г.В. Ольгаренко. Коломна, 2007. 304с.
15. Чебаевский В.Ф., Вишневский К.П., Накладов Н.Н. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок: Учебное пособие / В.Ф. Чебаевский, К.П. Вишневский, Н.Н. Накладов. М.: Колос, 2000. 376с.

*Методическое издание*

**Али Мунзер Сулейман**  
**Померанцев Олег Николаевич**  
**Бегляров Давид Суранович**  
**Сушко Варвара Владимировна**

## **НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ**

Методические указания

Издается в авторской редакции

Корректурa автора

Отпечатано с оригинала,  
предоставленного автором

ФГБНУ «Росинформагротех»

141261, ул.Лесная, д.60, пос. Правдинский,

Пушкинский р-н Московской области

Тел.: (495) 993-44-04, (495) 993-55-83, (495) 993-42,92