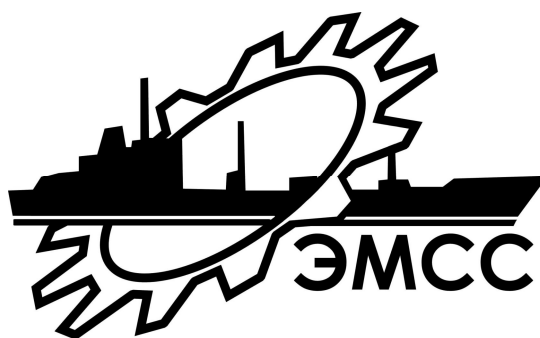


Министерство образования и науки Украины
Севастопольский национальный технический университет



**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению лабораторных работ
№5, 6, 7, 8**

со студентами дневной и заочной формы обучения
специальности «Эксплуатация СЭУ»
по дисциплине
«Судовые вспомогательные механизмы,
системы и их эксплуатация»



Севастополь
2011



Методические указания к выполнению лабораторных работ №5, 6, 7, 8 со студентами дневной и заочной формы обучения специальности «Эксплуатация СЭУ» по дисциплине «Судовые вспомогательные механизмы, системы и их эксплуатация»/Сост. С.Н. Ткач, Е.С. Ткач. - Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2011.- 44с.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам всех форм обучения по направлению 7.070104 «Морской и речной транспорт» специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок» в приобретении навыков выполнения лабораторных работ по дисциплине «Судовые вспомогательные механизмы, системы и их эксплуатация» в соответствии с требованиями разделов Международного Кодекса ПДНВ 78/95 А/2 и А/3.

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры Энергоустановок морских судов и сооружений, протокол № 1 от 02.09.2011 г.

Рецензент: Мальчиков А.И., канд.техн.наук, доцент кафедры ЭМСС.

Допущено учебно-методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Лабораторная работа №5	
Изучение конструкции судовых объемных насосов.....	4
1.1 Цель работы.....	4
1.2 Теоретический раздел.....	4
1.3 Предварительная подготовка к проведению работы.....	9
1.4 Порядок проведения работы.....	9
1.5 Оформление отчета.....	9
1.6 Контрольные вопросы.....	10
2. Лабораторная работа №6	
Энергетические испытания вихревого насоса.....	11
2.1 Цель работы.....	11
2.2 Теоретический раздел.....	11
2.3 Описание испытательного стенда.....	14
2.4 Порядок проведения испытаний.....	16
2.5 Порядок выполнения расчетов.....	17
2.6 Контрольные вопросы.....	19
3. Лабораторная работа №7	
Кавитационные испытания центробежного насоса.....	20
3.1 Цель работы.....	20
3.2 Теоретический раздел.....	20
3.3 Описание испытательного стенда.....	23
3.4 Порядок выполнения расчетов.....	23
3.5 Порядок проведения испытаний.....	24
3.6 Контрольные вопросы.....	28
4. Лабораторная работа №8	
Кавитационные испытания вихревого насоса.....	29
4.1 Цель работы.....	29
4.2 Теоретический раздел.....	29
4.3 Описание испытательного стенда.....	29
4.4 Порядок проведения испытаний.....	29
4.5 Порядок выполнения расчетов.....	31
Библиографический список.....	32
Приложение А. Справочные данные вихревого электронасосного агрегата..	33
Приложение Б. Протокол энергетических испытаний вихревого насоса....	34
Приложение В. Физические свойства воды.....	36
Приложение Г. Кавитационно-эрозионная стойкость материалов.....	37
Приложение Д. Определение коэффициента кавитационного запаса.....	37
Приложение Е. Протокол кавитационных испытаний центробежного насоса	38
Приложение Ж. Протокол кавитационных испытаний вихревого насоса....	41

1. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ СУДОВЫХ ОБЪЁМНЫХ НАСОСОВ

1.1 Цель работы

Целью лабораторной работы является:

- знакомство с общим устройством, конструкцией основных узлов и деталей объемных насосов – поршневых, шестеренных, винтовых, пластинчатых, радиально- и аксиально-поршневых. Их принципом действия, эксплуатацией и обслуживанием;
- составление конструктивных схем насосов и построение эскизов основных рабочих элементов.

Продолжительность лабораторной работы – 2 ч.

1.2 Теоретический раздел

Объемным называется насос, работающий по принципу попеременного заполнения и вытеснения перекачиваемой жидкости в рабочей камере. Под рабочей камерой понимается ограниченное пространство (одно или несколько) внутри насоса, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода жидкости.

В объемном насосе перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер с помощью вытеснителей (поршни, плунжеры, шестерни, винты, пластины).

Для объемных насосов характерны следующие общие свойства, отличные от лопастных насосов:

- неравномерность подачи. Подача объемного насоса осуществляется не равномерным потоком, а порциями, каждая из которых соответствует подаче одной рабочей камеры;
- герметичность насоса, т.е. постоянное отделение напорного трубопровода от всасывающего (лопастные насосы герметичностью не обладают, а являются проточными);
- самовсасывание насоса, т.е. способность объемного насоса создавать вакуум в заполненном воздухом всасывающем трубопроводе, который бы обеспечил подъем жидкости из приемной емкости до рабочих органов насоса. Лопастные насосы без специальных приспособлений не являются самовсасывающими;
- жесткость характеристики, т.е. крутизна ее в системе координат $P = f(Q)$, что означает малую зависимость подачи Q насоса от развиваемого им давления P . Идеальная подача совсем не зависит от давления насоса (характеристики лопастных насосов обычно пологие);
- независимость давления, создаваемого объемным насосом, от скорости движения рабочего органа насоса и скорости жидкости. При некоторых условиях (несжимаемая жидкость, идеальное уплотнение) объемный насос способен создавать сколь угодно высокое давление, обусловленное нагрузкой, при

сколь угодно малой скорости движения вытеснителей. Для увеличения давления с помощью лопастного насоса требуется повышение частоты вращения рабочего колеса и скорости движения жидкости [1].

По принципу действия или по характеру процесса вытеснения жидкости, судовые объемные насосы разделяются на поршневые (плунжерные) и роторные (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Классификация судовых объемных насосов

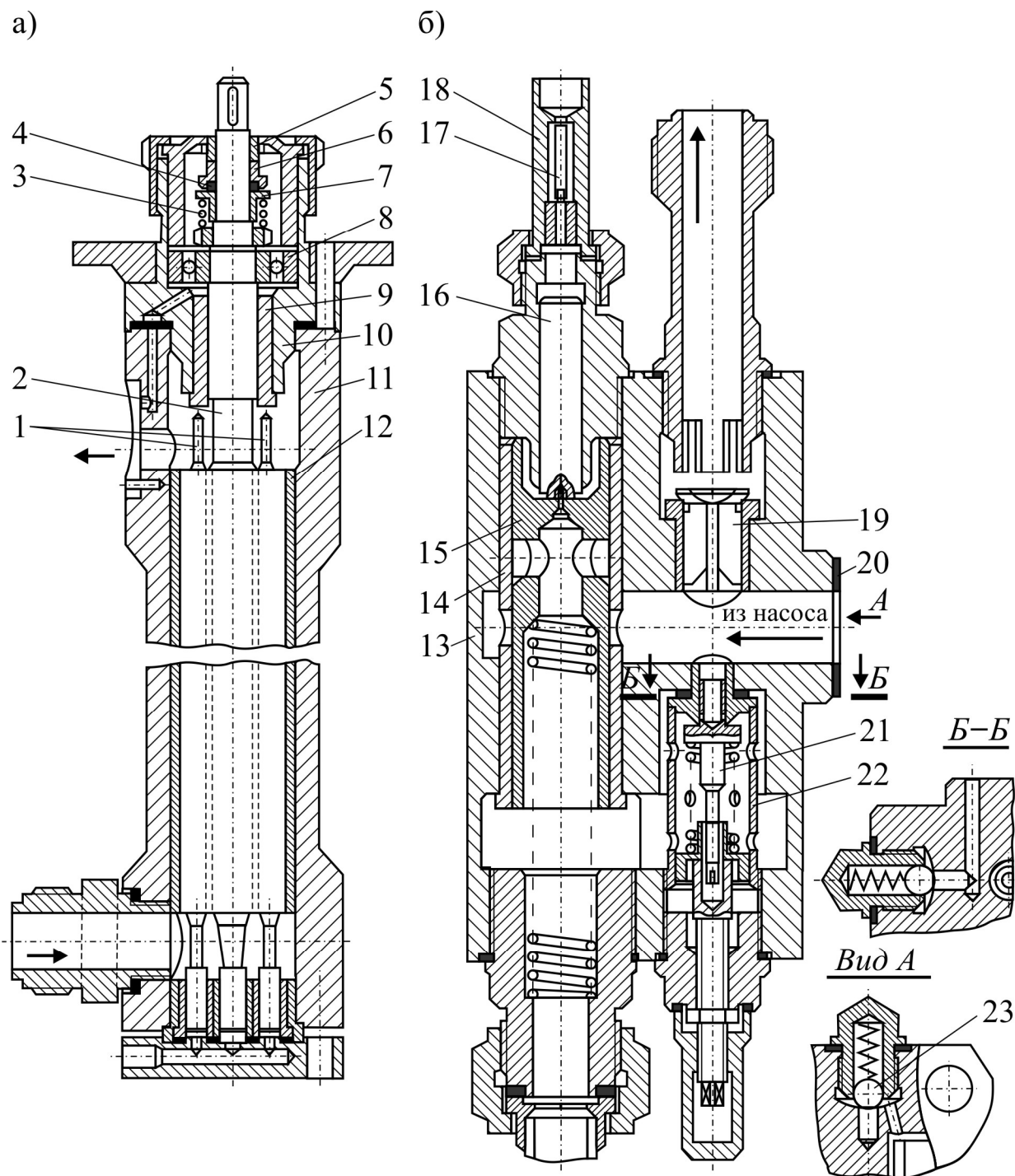
В поршневом (плунжерном) насосе жидкость вытесняется из неподвижных камер при помощи возвратно-поступательного движения вытеснителей (поршней, плунжеров, диафрагм) [2].

В роторном насосе жидкость вытесняется из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей (шестерен, винтов, пластин, поршней). По конструкции эти насосы весьма разнообразны. На судах наибольшее распространение получили шестеренные, винтовые, пластинчатые и роторно-поршневые насосы. Они имеют небольшие габариты и массу, более равномерную подачу в отличие от поршневых, просты и надежны в работе, могут быть непосредственно соединены с быстроходными двигателями. Могут работать на жидкостях с большой вязкостью, но требовательны к отсутствию механических примесей из-за интенсивного увеличения зазоров и возрастания объемных потерь.

Винтовой насос

На рисунке 1.2 показан трехвинтовой насос НВВ-1,4 м. Насос, работая на масле вязкостью 36 сСт при частоте вращения $43,3 \text{ с}^{-1}$ (2600 об/мин), обеспечивает подачу $3,83 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ (23 л/мин) и давление 10 МПа [10].

Насос НВВ-1,4 м (рисунок 1.2, а) состоит из трех стальных винтов, один из которых ведущий 2 и два ведомых 1. Ведущий вал имеет двухзаходную левую нарезку, ведомый – правую.



1- ведомый винт; 2 – ведущий винт; 3 – пружина; 4 – кольцо уплотняющее; 5 – пята; 6 – подпятник; 7 – кольцо упорное; 8 – шарикоподшипник; 9 – втулка; 10 – крышка; 11 – корпус насоса; 12 – обойма; 13 – корпус клапанного блока; 14 – втулка; 15 – золотник; 16 – поршень; 17 – дроссель; 18 – ниппель; 19 – клапан обратный; 20 – прокладка; 21 – клапан предохранительно-перепускной; 22 – стакан; 23 – клапан шариковый

Рисунок 1.2 – Винтовой насос НВВ-1,4 м

Осевые силы на винтах в основном уравновешены гидравлически, для чего все винты со стороны всасывания имеют по одному разгрузочному поршню, а ведущий винт, кроме того, имеет один поршень еще и со стороны нагнетания. Винты вращаются в бронзовой обойме 12, представляющей собой цилиндр с тремя сквозными смежными параллельными расточками. Обойма помещена в корпусе 11, который представляет собой стальную толстостенную трубу. Нижние разгрузочные поршни винтов вращаются в бронзовых втулках. Возможность смещения этих деталей устраняется с помощью болта и винта. Болт имеет сквозной канал, по которому из разгрузочного канала обоймы подается масло под нижние разгрузочные поршни винтов.

Верхний разгрузочный поршень ведущего винта вращается в бронзовой втулке 9, запрессованной в верхнюю стальную крышку 10. Ведущий винт вращается в шарикоподшипнике 8. Сальник насоса выполнен с механическим уплотнением и состоит из стальной пяты 5, бронзового подпятника 6, резинового уплотняющего кольца 4 и стального упорного кольца 7, а также пружины 3. Клапанный блок насоса (рисунок 1.2, б) состоит из корпуса 13, внутри которого находятся клапаны: предохранительно-перепускной 21, обратный 19 и шариковый 23, а также золотник 15. Блок крепится к корпусу насоса болтами вместе с алюминиевой прокладкой 20. Золотник и обратный клапан предназначены для автоматического переключения насоса на холостую работу с последующим переключением работы насоса на аккумулятор.

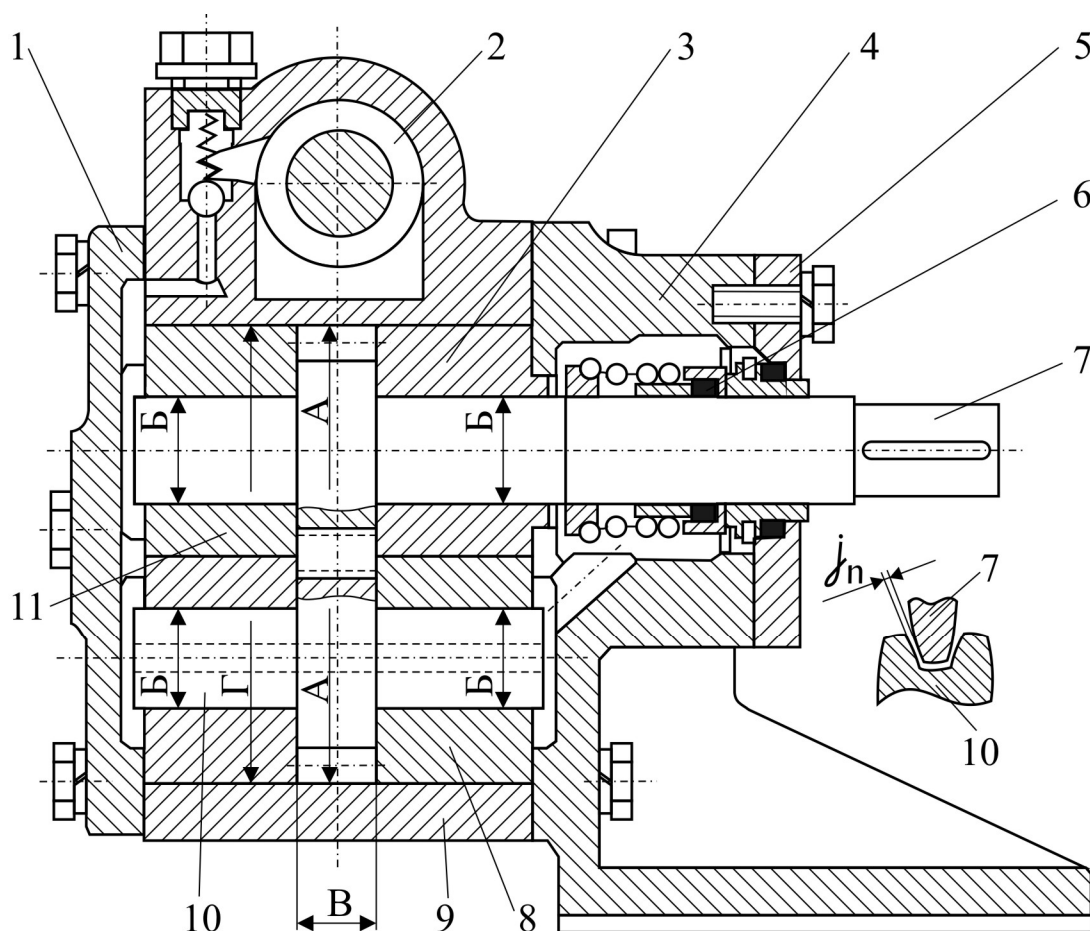
Предохранительный клапан предохраняет насос и систему трубопроводов от чрезмерно больших давлений, могущих возникнуть при внезапном прекращении напорного трубопровода. При нормальной работе насоса масло из нагнетательной камеры в приемную полость клапанного блока и далее следует через обратный клапан и напорный патрубок в напорную магистраль.

При повышении давления в напорной магистрали сверх установленного масло из приемной полости клапанного блока через предохранительно-перепускной клапан, отверстие в стакане 22 и маслопровод поступает в крышку фильтра и далее через раму резервуар – во всасывающую полость насоса.

Золотник 15 служит для переключения работы насоса «на себя» при отсутствии необходимости подачи масла в гидравлическую систему. В этом случае импульс давления гидравлической системы поступает через дроссель 17 на поршень 16 золотника. Поршень передвигается во втулке 14, и масло через окно втулки и далее через золотник и маслопровод поступает в раму-резервуар (на рисунке не показан). Насос, таким образом, переключается на работу без давления на замкнутый цикл – «на себя». На раме, являющейся одновременно и резервуаром для масла, устанавливаются насосный агрегат (насос и электродвигатель). Дроссель 17 представляет собой цилиндр с узкими прорезями по торцам и образующей. Цилиндр вставлен в ниппель 18. Во избежание попадания в рабочие органы насоса загрязненного масла насос снабжен щелевым фильтром. Рама-резервуар имеет заливной штуцер, закрытый пробкой.

Шестеренный насос

Конструктивная схема шестеренного насоса Ш2-25-1,4/16Б-5 показана на рисунке 1.3. Он состоит из корпуса 9, стойки 4 и двух находящихся в зацеплении цилиндрических шестерен одного диаметра. Вал-шестерня ведущая 7 и ведомая 10 вращаются во втулках (подшипниках скольжения) 3, 8, 11. Ведущий вал на выходе из корпуса уплотнен набивочным сальником 6, который прикрыт крышкой торцового уплотнения 5. В задней части корпуса устанавливается съемная крышка 1, обеспечивающая доступ к шестерням насоса. На корпусе насоса установлен разгрузочный клапан 2, нагруженный пружиной. Затяжка пружины регулируется винтом. Клапан служит для перепуска жидкости из нагнетания во всасывание, если давление нагнетания превысит допустимое [5].



1 – крышка задняя; 2 – клапан разгрузочный; 3 – втулка (подшипник скольжения); 4 – стойка; 5 – крышка торцового уплотнения; 6 – уплотнение; 7 – вал-шестерня ведущая; 8 – втулка I (подшипник скольжения); 9 – корпус насоса; 10 – вал-шестерня ведомая; 11 – втулка II (подшипник скольжения)

Рисунок 1.3 – Конструкция шестеренного насоса с внешним зацеплением

Корпус, крышки и шестерни образуют камеры всасывания и нагнетания. При вращении приводного вала шестерня приводит во вращение находящуюся с ней в зацеплении ведомую шестерню. Жидкость из всасывающего трубопровода

вода поступает в камеру всасывания, заполняет объемы впадин между зубьями обеих шестерен и переносится при вращении шестерен по периметру корпуса к нагнетательному патрубку. Зубья, входящие в зацепление на стороне нагнетания выжимают жидкость из объема впадин. Предотвращение обратного движения жидкости из нагнетательной полости во всасывающую обеспечивается малыми зазорами между зубьями и внутренней поверхностью корпуса (осевой зазор 0,02...0,5 мм, радиальный 0,05...0,2 мм).

На судах роторные насосы широко используются для подачи топлива и масла с температурой до 100 °С и вязкостью до 200 сСт в топливных и масляных системах, в качестве грузовых и зачистных насосов на танкерах, в гидравлических передачах мощности механизмам судна [3].

Применение на судах поршневых насосов в последние годы резко снизилось. Этому способствовало значительное сокращение судов, оборудованных паровыми котлами и возросшими требованиями в отношении уменьшения массогабаритных показателей судовых насосных установок.

1.3 Предварительная подготовка к проведению работы

Предварительное ознакомление с назначением, принципом действия, устройством и конструктивными особенностями объемных насосов различного типа проводится студентами самостоятельно по учебной литературе [4], [3], [5], [2]. Основное изучение устройства и эксплуатации насосов производится по плакатам и судовым насосам, имеющимся в лаборатории кафедры под руководством преподавателя.

1.4 Порядок проведения работы

1. Произвести разборку насоса.
2. Изучить конструкцию основных рабочих органов насоса и его комплектующих элементов.
3. Составить эскизы основных рабочих элементов насоса (шестерен, винтов, ротора пластинчатого насоса и рабочих пластин и т.д.). При этом особое внимание уделяется нанесению шероховатости, предельных отклонений (посадок) и формы поверхностей деталей.
4. Составить конструктивную схему устройства.
5. Осуществить сборку насоса.

1.5 Оформление отчета

В отчет входит описание устройства и работы насоса (тип насоса указывается преподавателем), эскиз рабочего органа, конструктивная схема.

1.6 Контрольные вопросы

1. Каковы особенности изучаемых конструкций объемных насосов, их достоинства и недостатки? Как классифицируют объемные насосы?
2. Каковы особенности движения жидкости в объемных насосах?
3. Каковы особенности работы объемного насоса на трубопровод?
4. Каковы особенности эксплуатации объемных насосов?
5. Что понимают под степенью неравномерности подачи?
6. Изобразите характеристики объемных насосов.
7. Расскажите о потерях в объемных насосах. Какова их природа и возможности определения? Каковы способы регулирования подачи объемных насосов?

2. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ВИХРЕВОГО НАСОСА

2.1 Цель работы

Целью лабораторной работы является:

- ознакомление с конструкцией вихревого насоса;
- приобретение навыков эксплуатации и испытаний вихревого насоса;
- построение рабочих характеристик насоса (зависимости напора H , потребляемой мощности $N_{\text{потр}}$, КПД от подачи Q при постоянной частоте вращения n).

Продолжительность лабораторной работы – 2 ч.

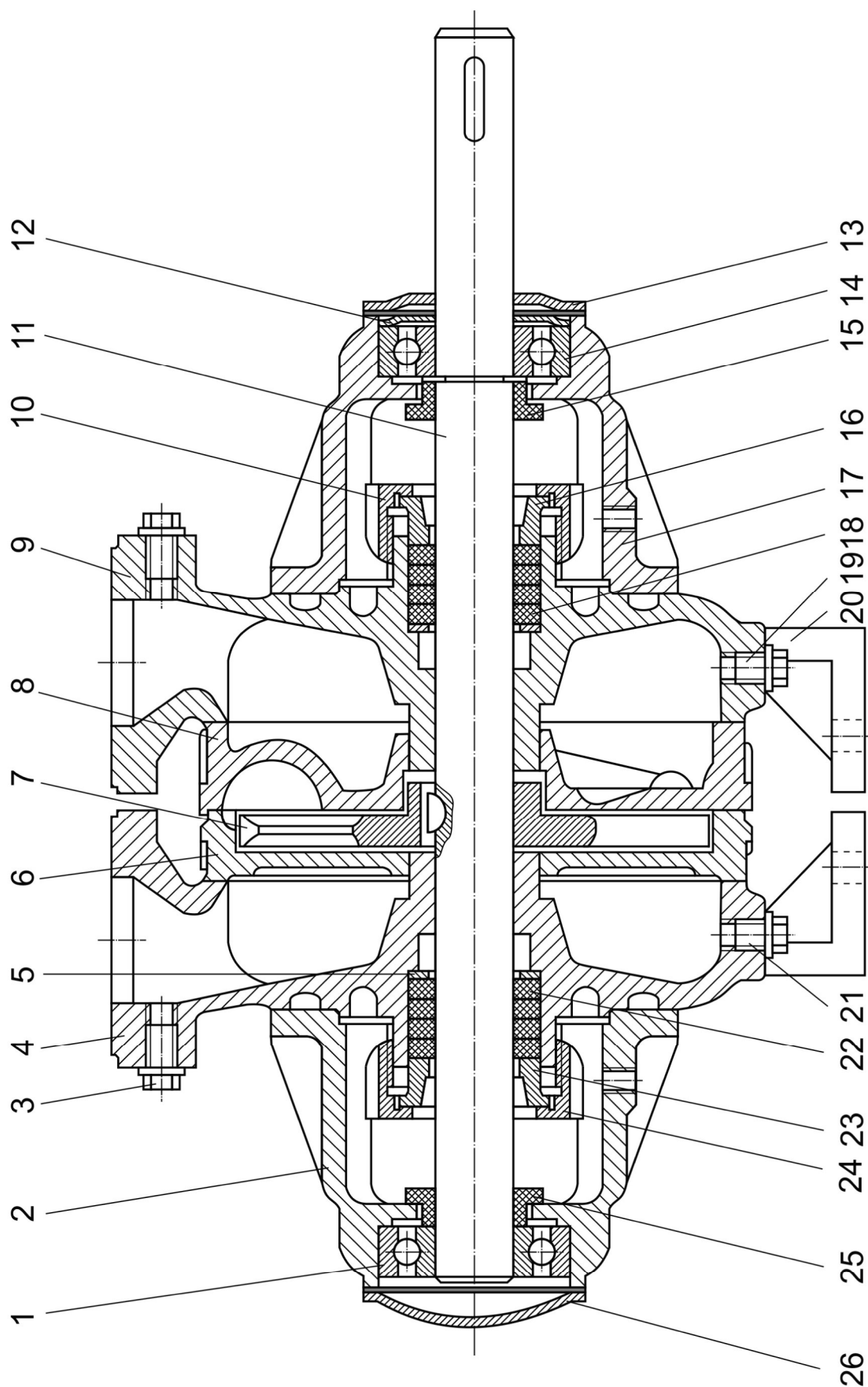
2.2 Теоретический раздел

Вихревые насосы относятся к динамическим насосам трения. Основным рабочим органом вихревого насоса является рабочее колесо, представляющее собой диск с радиальными или наклонными лопатками. Стенки корпуса прилегают к торцевым поверхностям рабочего колеса, в результате чего образуется осевой зазор с предельной величиной 0,2...0,3 мм [6].

Напор вихревого насоса в 3...7 раз больше центробежного при тех же размерах и частоте вращения. Конструкция насоса проще и дешевле, подача меньше зависит от противодействия сети. Большинство вихревых насосов обладают свойствами самовсасывания. Вихревые насосы могут работать на смеси жидкости и газа. Значение частоты вращения вихревого насоса, как и лопастного, должно быть таким, чтобы не происходило кавитации [7]. К недостаткам вихревых насосов относится низкий КПД, не превышающий 45%. Насосы непригодны для работы на вязких жидкостях, так как увеличение вязкости приводит к резкому падению напора и КПД. Они непригодны также для работы на жидкостях, содержащих твердые частицы, что ведет к увеличению торцевых и радиальных зазоров на перемычке, что приводит к снижению подачи и КПД. Коэффициент быстроходности $n_s = 4...40$ [1]. Отмеченные свойства вихревых насосов определяют область их применения. Их изготавливают на небольшие подачи (до 0,01 м³/с) и большие напоры (до 250 м). Высота самовсасывания вихревых насосов обычно не более 4 м; у центробежно-вихревых насосов она достигает 6 м [3].

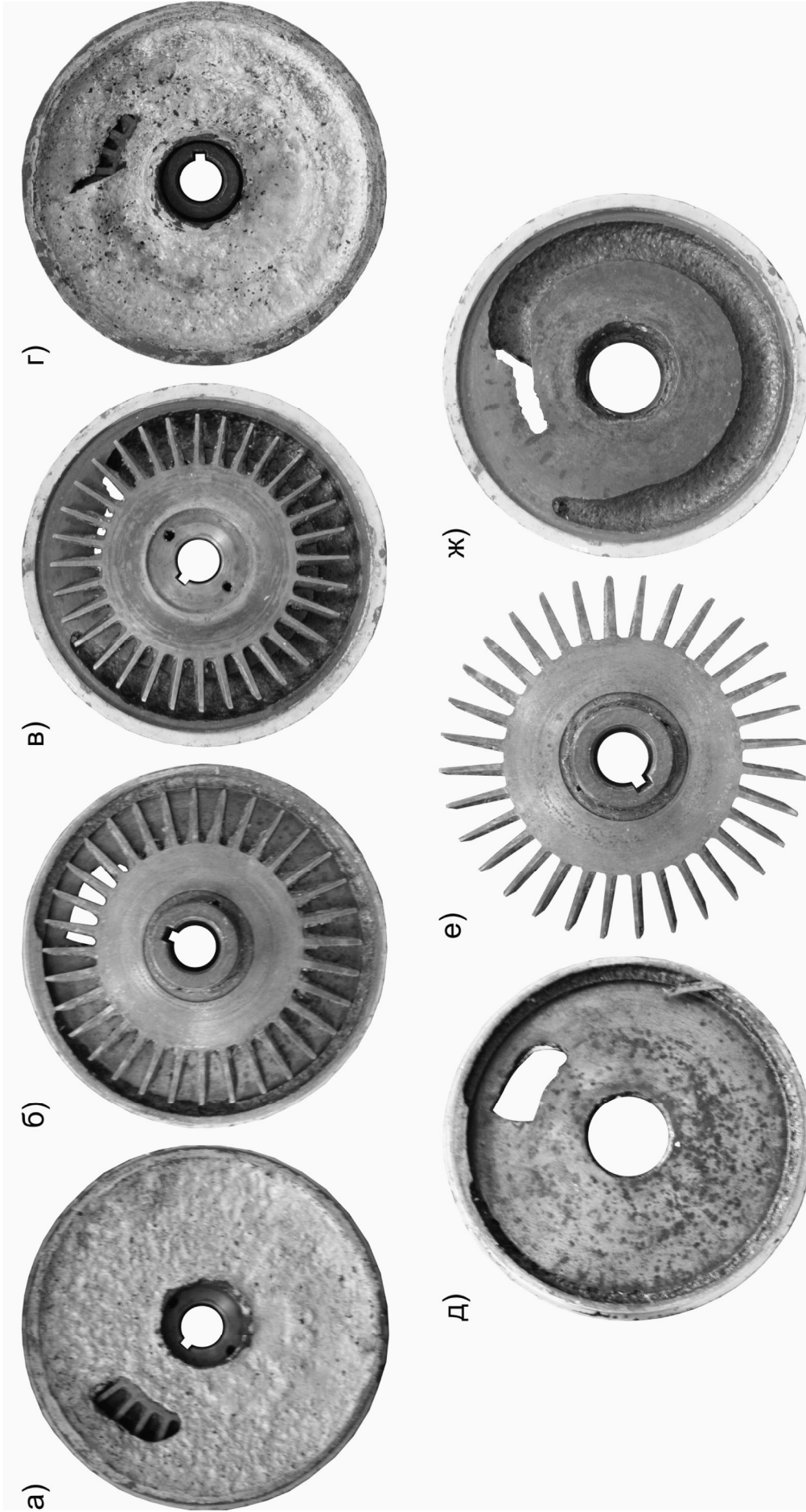
В качестве испытуемого насоса выбран вихревой, одноступенчатый, самовсасывающий, открытого типа горизонтальный насос WBJ-40/1-200 (рисунок 2.1). Фотографии рабочих органов насоса показаны на рисунке 2.2, а технические данные электронасосного агрегата приведены в Приложении А. Насос состоит из рабочего колеса 7, корпуса 4 и 9, секции всасывания 6 и секции нагнетания 8, опорной стойки 20 и крышек – передней 26 и задней 13. Рабочее колесо насоса крепится посредством шпонки на валу 11.





1, 14 – подшипник; 2, 17 – корпус подшипника; 3 – пробка; 4, 9 – корпус; 5 – кольцо; 6 – секция всасывания; 7 – колесо рабочее; 8 – секция нагнетания; 10, 24 – гайка; 11 – вал; 12 – тарелка подшипника; 13, 26 – крышка; 15, 25 – втулка; 16, 23 – втулка нажимная; 18, 22 – сальниковая набивка; 19, 21 – пробка; 20 – стойка

Рисунок 2.1 – Вихревой насос WBJ-40/1-200 в разрезе



а) – вид на секцию всасывания со стороны входного (всасывающего) патрубка; б) – расположение рабочего колеса в секции всасывания; в) – расположение рабочего колеса в секции нагнетания; г) – вид на секцию нагнетания со стороны выходного (нагнетательного) патрубка; д) – секция всасывания (вид изнутри); е) – рабочее колесо вихревого насоса; ж) – секция нагнетания (вид изнутри)

Рисунок 2.2 – Рабочие органы вихревого насоса WBJ-40/1-200

В корпусе 2 и 17 находится шариковый подшипник 1 и 14, смазываемый пластичной смазкой. Втулка нажимная 15 и 25 перемещается с помощью гайки 10 и 24 и упирается в сальниковую набивку 18 и 22. Слив жидкости при длительной остановке насоса производится через отверстия, перекрываемые пробками 19 и 21.

На судах вихревые насосы применяются в санитарных, питательных системах, в холодильных установках и работают на чистых жидкостях, не содержащих механических примесей. Вихревые насосы используют также в качестве одной из ступеней центробежного насоса, обеспечивающей самовсасывание. Наиболее широкое применение на судах получили вихревые насосы закрытого типа.

Работа вихревых насосов основана на принципе образования вихря, при котором вдоль его оси образуется вакуум и создается возможность всасывания

Для обеспечения самовсасывания насос закрытого типа должен быть оборудован воздушным колпаком, в котором имеется воздухоотвод. В канале насоса вследствие интенсивного перемешивания образуется газожидкостная эмульсия. В результате, газ под действием центробежных сил, отделяется от жидкости и скапливается в центре воздухоотвода. Оттуда он по двум трубкам отводится в напорный трубопровод, а жидкость через отверстия между воздухоотводом и напорным окном возвращается в канал насоса, смешиваясь с газом. Этот процесс продолжается до полного удаления газа из всасывающего трубопровода и самого насоса.

Самовсасывание вихревого насоса открытого типа происходит без воздушного колпака. Для этого в насосе должно быть некоторое количество жидкости, оставшейся после последнего пуска. При вращении колеса на периферии корпуса образуется жидкостное кольцо. В районе перемычки кольцо деформируется таким образом, что объем полостей, заключенных между двумя лопатками, жидкостным кольцом и стенками корпуса, при прохождении ими всасывающего отверстия увеличивается. Это обеспечивает всасывание воздуха. Пройдя выпускное окно, объем полостей уменьшается, в результате чего воздух вытесняется в напорный трубопровод.

Каждый насос после среднего и капитального ремонтов подвергается испытаниям на стенде для определения качества ремонта и сборки [8]. При испытаниях на стенде проверяются технические характеристики насоса: подача, напор, частота вращения. Насос считается прошедшим испытания, если параметры и характеристики, полученные при испытании, соответствуют техническим данным насоса, приведенным в таблице А.1 (Приложение А).

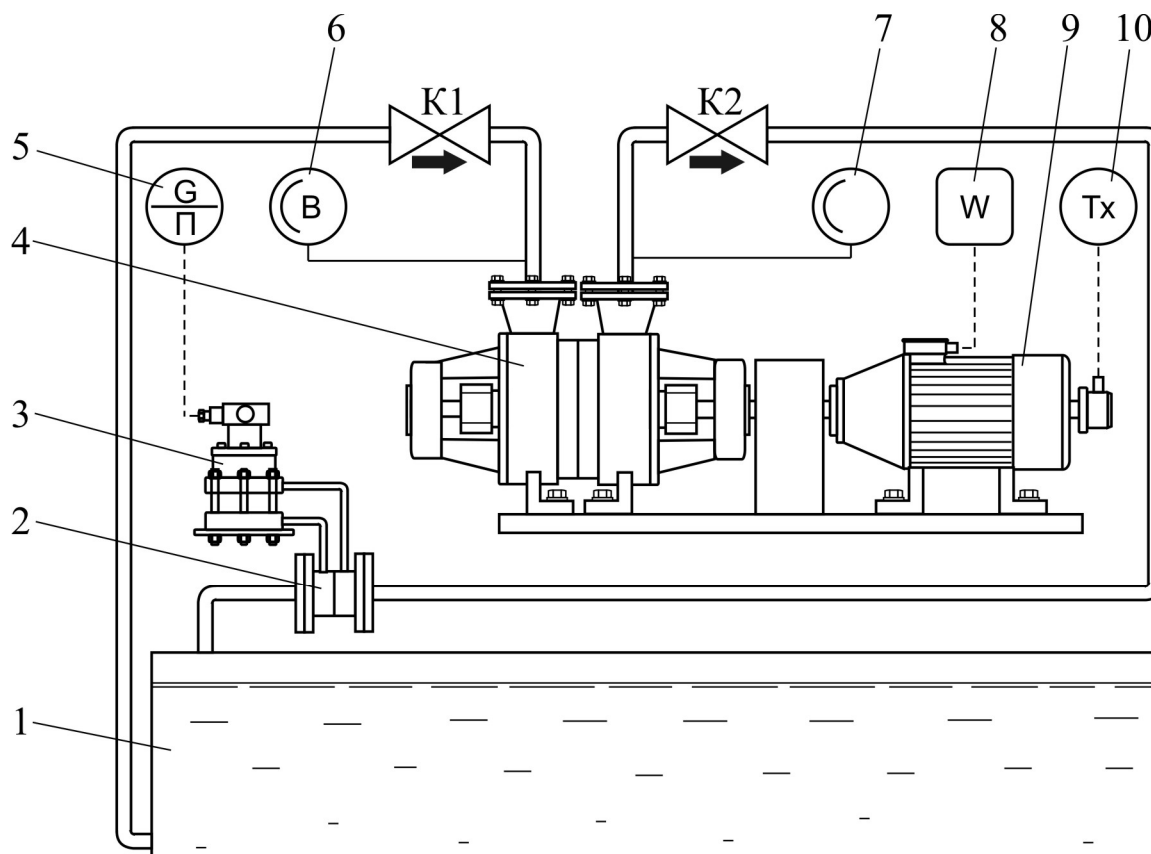
2.3 Описание испытательного стенда

Испытания вихревого насоса проводятся на стенде, принципиальная схема которого показана на рисунке 2.3. Стенд собран из: электронасосной агрегата; циркуляционного контура, заполненного пресной водой и контрольно-измерительных приборов.



Электронасосный агрегат состоит из вихревого насоса 4 с электроприводом в виде трехфазного электродвигателя переменного тока с короткозамкнутым ротором 9.

Циркуляционный контур заполнен жидкостью (пресная вода) из расходного бака 1. Вода по всасывающему трубопроводу через запорный клапан $K1$ поступает в насос, проходит через рабочее колесо и выбрасывается в напорный трубопровод, на котором установлен запорный клапан $K2$ и расходомерная диафрагма 2. По напорному трубопроводу вода возвращается в бак.



1- расходный бак; 2 – расходомерная диафрагма; 3 – первичный измерительный прибор типа ДМ; 4 – насос вихревой; 5 – вторичный прибор (показывающий); 6 – вакуумметр; 7 – манометр; 8 – ваттметр; 9 – электродвигатель; 10 – тахометр; $K1$ – клапан на всасывающем участке трубопровода; $K2$ – клапан на нагнетательном участке трубопровода

Рисунок 2.3 – Принципиальная схема испытательного стенда вихревого насоса

Для измерения необходимых параметров во время работы насоса стенд оборудован контрольно-измерительными приборами [9]:

- тахометром 10 для измерения частоты вращения вала насоса n ;
- ваттметром 8 для измерения мощности, потребляемой электродвигателем из электрической сети;
- первичным измерительным прибором 3 для определения перепада давления на диафрагме;
- вторичным прибором 5 для непрерывного измерения параметра;

- манометром 7 для измерения избыточного давления на выходе из насоса;
- вакуумметром 6 для измерения вакуумметрического давления на входе в насос.

2.4 Порядок проведения испытаний

Приготовление и пуск насоса

Проверить агрегат вручную на 1,5...2 оборота и убедиться в отсутствии задевания ротора.

1. Открыть полностью клапан $K1$ и клапан $K2$ (рисунок 2.3) на подводящем и отводящем трубопроводах.

2. Пустить насос.

3. Прикрыть клапан $K2$ для ускорения всасывания. Благодаря способности к самовсасыванию испытуемого насоса по истечении нескольких минут во всасывающем трубопроводе создается вакуум достаточный для подъема воды до уровня установки насоса и его рабочее колесо захватывает жидкость, о чем свидетельствуют показания манометра 7.

4. Удалить воздух из трубки манометра 7 путем открытия продувочного крана трубки.

5. Открыть продувочный кран на вакуумметре 6. При этом трубки вакуумметра заполняются водой путем засасывания ее вследствие вакуума в них из какой-либо емкости.

После этого можно приступить к проведению испытаний.

Обслуживание в работе

Во время работы насоса необходимо:

- наблюдать за показаниями приборов: значительное колебание стрелки манометра на нагнетательном трубопроводе указывает на наличие в насосе воздуха; резкие изменения в показаниях ваттметра при неизменяющихся показаниях манометров могут свидетельствовать о механических неисправностях насоса — заедании в подшипниках, в уплотнениях;

- следить за состоянием сальниковой набивки по просачиванию перекачиваемой жидкости.

Выполнение замеров

Необходимый режим работы насоса (производительность) устанавливается путем изменения сопротивления напорного трубопровода. При проведении энергетических испытаний подачу следует изменять от 0 до максимального значения при полностью открытом клапане 11. После установки режима (о чем судят по стабильному показанию приборов) одновременно записывают показания всех приборов. Общее количество замеров 8...12.

Регулирование подачи насоса производится изменением сопротивления напорного трубопровода с помощью клапана $K2$.

1. Первый замер снять при закрытом клапане $K2$, при этом расход $Q =$

Необходимо помнить, что у вихревых насосов при уменьшении подачи рез

возрастают напор и потребляемая мощность, что может привести к перегрузке двигателя и разрыву трубопровода [10].

2. Открывая клапан $K2$ и проводя замеры на промежуточных режимах, постепенно увеличить производительность насоса до максимальной (полное открытие клапана $K2$).

3. Достигнув полной производительности, опыт продолжить в обратном направлении, уменьшая производительность насоса до значения расхода $Q = 0$ (полное закрытие клапана $K2$) и проводя замеры на промежуточных режимах.

На всех режимах записываются показания следующих приборов:

- давление перед насосом $P_{\text{вс}}$ по вакуумметру 6 (рисунок 2.3);
- давление за насосом $P_{\text{н}}$ по манометру 7;
- перепад давлений на расходомерной диафрагме ΔP по прибору 5;
- мощность на валу электродвигателя W по ваттметру 8;
- частоту вращения вала двигателя n по тахометру 10.

Показания приборов, снятые во время опыта занести в протокол энергетических испытаний вихревого насоса (Приложение Б).

Остановка насоса

1. Остановить электродвигатель.
2. Полностью закрыть клапан на нагнетании $K2$.
3. Полностью закрыть клапан на всасывании $K1$.

Обработка результатов испытания

1. Заполнить таблицу Б.1 протокола испытаний (Приложение Б), производя вычисления по формулам, приведенным и описанным ниже.

2. Построить характеристики насоса $H = f(Q)$, $N_{\text{потр}} = f(Q)$, $\eta = f(Q)$, приведенные к номинальной частоте вращения $n_{\text{н}}$, для чего использовать разметку рисунка Б.1 и уравнения пропорциональности [9] $Q_{\text{н}} = Q_i \cdot n_{\text{н}} / n_i$, $H_{\text{н}} = H_i \cdot (n_{\text{н}} / n_i)^2$, $N_{\text{н}} = N_i \cdot (n_{\text{н}} / n_i)^3$.

3. Проверить соответствие полученных при испытании результатов, паспортным данным.

Сформулировать и записать выводы в протокол испытаний.

2.5 Порядок выполнения расчетов

Производительность насоса Q , м³/с определяется по величине перепада давления ΔP на расходомерной диафрагме типа ДКС

$$Q = \alpha \cdot k \cdot f_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}},$$

где α — коэффициент расхода нормальной диафрагмы в гладком (нешероховатом) трубопроводе. Для данной диафрагмы $\alpha = 0,64$;

k — поправочный множитель, учитывающий шероховатость стенок трубопровода (для гидравлически гладких трубопроводов $k = 1$);

$f_0 = 0,785 \cdot d_0^2$ — площадь отверстия диафрагмы, м²;

$d_0 = 0,027$ – диаметр отверстия диафрагмы, м;

ρ — плотность жидкости, протекающей по трубопроводу, кг/м³;

ΔP — перепад давления на диафрагме, Па.

Так как в условиях проведения испытания температура перекачиваемой воды близка к 20 °С и колебания ее во время испытания незначительны, то коэффициент диафрагмы

$$K = \alpha \cdot k \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

можно считать постоянной величиной. С учетом измерения перепада давлений ΔP на расходомерной диафрагме в кгс/см² коэффициент диафрагмы $K = 5,13 \cdot 10^{-3}$. Окончательно производительность насоса Q , м³/с находится по зависимости

$$Q = 5,13 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\Delta P},$$

где ΔP – перепад давления на диафрагме, кгс/см².

Напор H , м насоса состоит из статической и динамической составляющих и находится из выражения:

$$H = \frac{P_H - P_{BC}}{\rho \cdot g} + \frac{\omega_H^2 - \omega_{BC}^2}{2 \cdot g} + \Delta Z_M,$$

где P_H — давление в нагнетательном трубопроводе на выходе из насоса, Па;

P_{BC} — давление во всасывающем трубопроводе на входе в насос, Па;

ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

ω_H — скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе в месте замера давления, м/с;

ω_{BC} — скорость жидкости во всасывающем трубопроводе в месте замера давления, м/с;

g — ускорение свободного падения $g = 9,81$, м/с²;

$\Delta Z_M = Z_{M2} - Z_{M1}$ — разность отметок положения вакуумметра и манометра. На нашем стенде $\Delta Z_M = 0$.

Равенство диаметров трубопровода в месте замера давления на всасывающем и нагнетательном участке циркуляционного контура приводит к равенству скоростей $\omega_H^2 - \omega_{BC}^2$ и обнуляет динамическую составляющую напора $\frac{\omega_H^2 - \omega_{BC}^2}{2} = 0$.

Следовательно, напор, создаваемый насосом можно найти по упрощенной зависимости

$$H = \frac{P_H - P_{BC}}{\rho \cdot g}.$$

Абсолютное давление жидкости P_n , Па на выходе из насоса находим как $P_n = (P_m + P_6) \cdot 10^5$, где P_m – показания манометра, кгс/см²; P_6 – барометрическое давление при испытании насоса, кгс/см². Абсолютное давление $P_{вс}$, Па на входе в насос находим по формуле $P_{вс} = (-P_v + P_6) \cdot 10^5$, где P_v – показания вакуумметра, кгс/см².

Полезная мощность насоса, Вт, сообщаемая перекачиваемой жидкостью вычисляется по формуле

$$N_{\text{пол}} = \rho \cdot Q \cdot H \cdot g,$$

где Q — подача насоса, м³/с;

H — напор, развиваемый насосом, м;

ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³.

Мощность W , Вт, потребляемая из электрической сети электродвигателем насоса, определяется по показаниям ваттметра.

Мощность, потребляемая насосом $N_{\text{потр}}$, Вт будет меньше мощности W на величину мощности, теряемой в электродвигателе в виде механических, электрических, тепловых и др. потерь, которые оцениваются коэффициентом полезного действия электродвигателя (КПД)

$$N_{\text{потр}} = W \cdot \eta_{\text{эд}},$$

где W — показания ваттметра, Вт;

$\eta_{\text{эд}}$ — КПД электропривода насоса (таблица А.2).

КПД насоса η учитывает все потери насоса и находится по формуле

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{потр}}} \cdot 100\%.$$

2.6 Контрольные вопросы

1. Принцип действия и устройство вихревого насоса.
2. Конструктивные особенности насоса открытого и закрытого типа.
3. Какими приборами и устройствами определяют производительность насоса?
4. Чем объясняется высокий напор, создаваемый вихревым насосом?
4. Каково устройство и назначение расходомерной шайбы?
5. Что называется напором насоса?
6. Какие измерения необходимо произвести для определения напора?
7. Для чего проводятся энергетические испытания вихревого насоса?
8. Что называется рабочими характеристиками насоса?
9. Как регулируется производительность насоса во время опыта?
10. Какие условия должны быть соблюдены при пуске насоса?
11. Для чего перед началом испытаний производится продувка присоединительных трубок манометров?

3. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7

КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

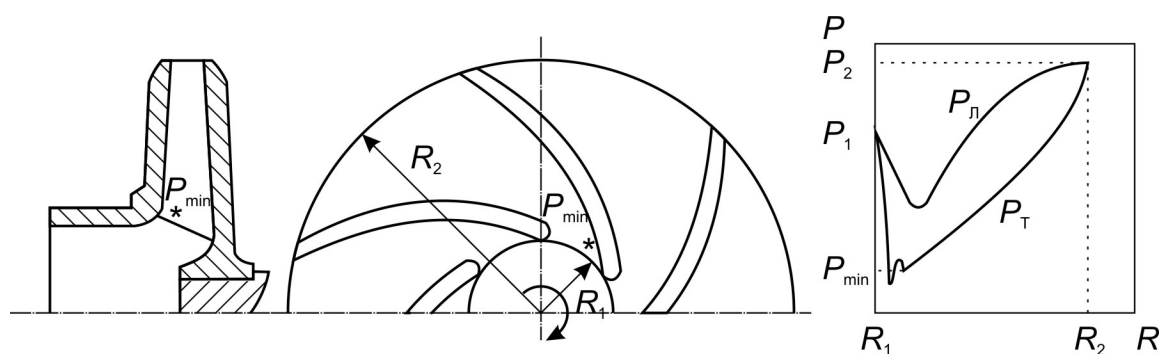
3.1 Цель работы

Цель лабораторной работы заключается в следующем:

- провести кавитационные испытания центробежного насоса и построить кавитационные характеристики;
 - определить допускаемые значения кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}$ и вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$;
 - рассчитать кавитационный коэффициент быстроходности C .
- Продолжительность лабораторной работы – 2 ч.

3.2 Теоретический раздел

Кавитацией называется процесс образования и разрушения парогазовых пузырьков в проточной части насоса. Кавитация в лопастных насосах сопровождается нарушением сплошности потока жидкости, образованием полостей (каверн), заполненных парами жидкости и выделяющимся из жидкости газом. Кавитация изменяет характеристики насосов: уменьшает подачу, напор, мощность и КПД, а в случае интенсивного развития приводит к срыву их работы. Длительная работа насосов в режиме кавитации снижает технико-экономические показатели насосных установок и приводит к кавитационной эрозии деталей проточной части насоса вплоть до их полного разрушения. Кавитация ограничивает выбор рациональных параметров при расчете и конструировании насосов. Являясь гидродинамическим явлением, кавитация зависит от гидродинамических качеств рабочих органов насоса и физических свойств перекачиваемой жидкости: давления, температуры, скрытой теплоты парообразования, теплоемкости [11].



$P_{\text{л}}$ – давление на лицевой стороне лопасти; $P_{\text{т}}$ – давление на тыльной стороне

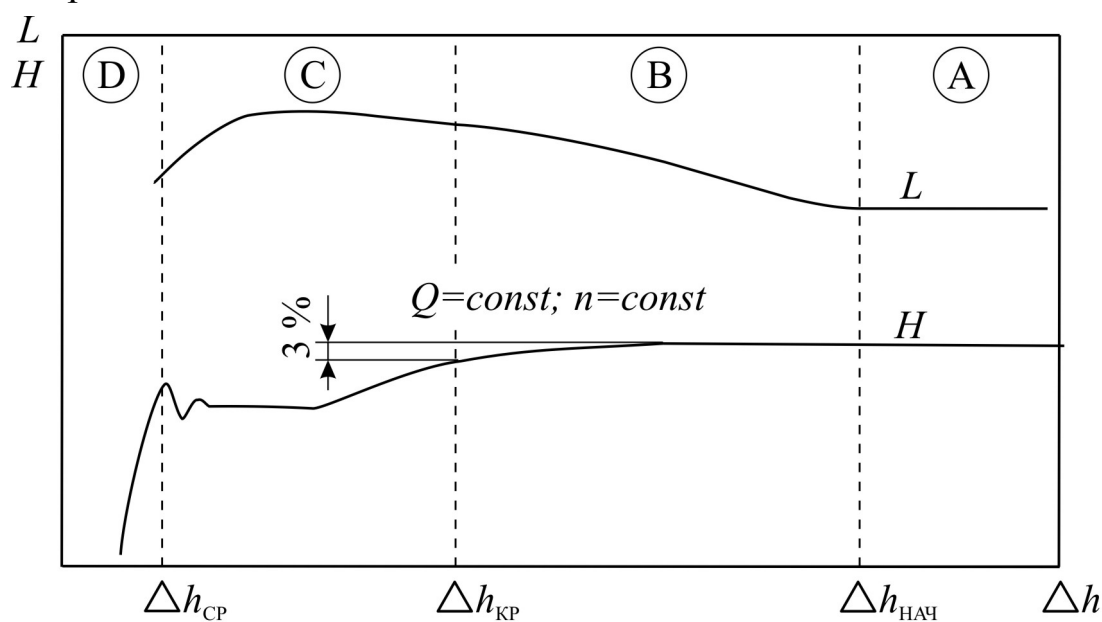
Рисунок 3.1 – Распределение давления вдоль лопасти рабочего колеса

В центробежных насосах кавитация возникает на нерабочей (тыльной) поверхности лопасти вблизи ее входной кромки в области падения давления.

(точка $P_{\min}$ на рисунке 3.1 отмечена звездочкой) до критического значения, равного давлению парообразования $P_{\text{п}}$ при данной температуре жидкости.

Образовавшиеся пузырьки, заполненные парогазовой смесью, подхватываются потоком жидкости и переносятся по межлопастному каналу рабочего колеса в область повышенного давления, где пар конденсируется и пузырьки мгновенно захлопываются с большой скоростью. При этом жидкость, окружающая пузырек, устремляется с большой скоростью в пространство, ранее занимаемое паром. В результате столкновений частиц жидкости, кинетическая энергия преобразуется в потенциальную с резким повышением местного давления. Ударные волны распространяются по потоку жидкости, образуя гидродинамический шум и по стенкам корпуса насоса, создавая вибрацию насоса, приводящую к возникновению воздушного шума в помещениях.

На рисунке 3.2 показана типичная кавитационная характеристика центробежного насоса, представляющая собой зависимость напора H , уровня шума и вибрации L от кавитационного запаса Δh при постоянном расходе Q и частоте вращения n .



A — область бескавитационного течения; B — неустановившаяся кавитация;
 C — установившаяся кавитация; D — срывная кавитации

Рисунок 3.2 – Кавитационная характеристика центробежного насоса

На графике, по мере снижения кавитационного запаса можно отметить четыре различные области режима течения. В области A наблюдается безкавитационное течение. В области B отмечается появление шума и вибрации насоса, величина напора изменяется незначительно. В этой области кавитация характеризуется как неустановившаяся. Установившаяся кавитация находится в области C для которой отмечается повышение шума, вибрации и снижение напора насоса более чем на 3%. Перед областью D шум и вибрация падают до уровня безкавитационной работы. Дальнейшее уменьшение кавитационного

запаса приводит к резкому снижению энергетических параметров насоса (напор, подача, мощность) до минимально возможных значений (область D).

Обычно рассматривают следующие критические режимы кавитации [12]:

– первый критический режим, который соответствует падению напора на 3% в установившейся стадии кавитации ($\Delta h = \Delta h_{кр}$, рисунок 3.2);

– второй критический (срывной) соответствует резкому падению энергетических параметров насоса, т.е. срыву работы насоса ($\Delta h = \Delta h_{ср}$);

– третий критический (суперкавитационный) режим соответствует падению напора в несколько раз относительно нормального значения. Возникновение такого режима связано с отрывом кавитационной каверны от рабочей лопасти насоса и распространением ее за пределы решетки профилей.

Причины, вызывающие возникновение кавитации в насосах могут быть следующие:

- увеличение геометрической высоты всасывания насоса;
- уменьшение атмосферного давления;
- уменьшение абсолютного давления в закрытой приемной емкости;
- увеличение температуры перекачиваемой жидкости;
- увеличение потерь напора во всасывающем трубопроводе насоса вследствие его засорения или неисправности регулирующей арматуры;
- увеличение скорости движения жидкости вследствие увеличения частоты вращения вала насоса.

Для повышения кавитационных свойств насоса наиболее широкое применение нашли предвключенные шнековые или осевые насосы, создающие необходимый подпор для работы центробежной ступени [4].

В многоступенчатых насосах кавитация наблюдается лишь в первой ступени. Поэтому снижение напора, мощности и КПД при кавитации у них выражено менее отчетливо. В насосах с двухсторонним входом жидкости в рабочее колесо поток делится поровну между двумя входами и поэтому частота вращения для насоса может быть в $\sqrt{2}$ раз большей, чем для насоса с односторонним входом при одинаковых значениях расхода и кавитационного запаса [13].

Кавитация в насосе приводит к образованию кавитационной эрозии, разрушающей защитную окисную пленку на поверхности рабочего колеса и корпуса насоса. Металлов, совершенно стойких к кавитационным разрушениям, нет. Наиболее стойкими являются нержавеющая сталь и алюминиевая бронза, никелевые сплавы и титан. Наибольшему кавитационному разрушению подвержены углеродистая сталь и чугун. Быстрота разрушения чугуна объясняется присутствием в его структуре мягких графитовых включений, которые и разрушаются в первую очередь. Сравнительная кавитационно-эрозионная стойкость материалов приведена в таблице Г.1 (Приложение Г) [14].



3.3 Описание испытательного стенда

Кавитационные испытания центробежного насоса 1 1/2 К-6 проводятся на том же стенде, что и энергетические испытания (лабораторная работа №3 [15]).

3.4 Порядок проведения испытаний

Приготовление и пуск насоса, обслуживание в работе

Подготовка к пуску, пуск насоса, обслуживание в работе осуществляется в том же порядке, что и при энергетических испытаниях.

Выполнение замеров

Регулирование подачи производится изменением сопротивления напорного трубопровода с помощью клапана $K2$.

1. Открывая частично клапан $K2$ на выходе, установить заданную величину подачи Q_1 (по показаниям перепада давления на диафрагме ΔP). Частично закрывая клапан $K1$ на входе, установить по мановакуумметру разрежение примерно 350 мм рт. ст.

2. При этом подача насоса несколько уменьшится и ее нужно восстановить до значения Q_1 с помощью клапана $K2$.

3. Записать показания приборов (мановакуумметра, манометра, ваттметра, вторичного прибора, тахометра) в протокол испытаний, как точку замера №1 (Таблица Е.1, Приложение Е).

4. Для замера №2 увеличить по мановакуумметру разрежение, еще больше закрыв клапан $K1$ на входе в насос. Так как подача при этом уменьшится, то ее необходимо восстановить до прежней величины Q_1 открытием клапана $K2$ на выходе. Записать в протокол показания приборов как точку замера №2.

Таким же образом произвести замеры №3, 4 и 5, прикрывая клапан $K1$ и удерживая постоянным значение подачи Q_1 клапаном $K2$. Причем в точке №5 постараться не допустить резкого снижения подачи насоса (срыва в его работе). Это может произойти при слишком большом закрытии клапана $K1$ на входе, т.е. при слишком большом разрежении.

При срыве в работе насоса замеры в точках 4 и 5 необходимо повторить, устанавливая несколько меньшее значение разрежения на входе в насос. После успешного окончания кавитационного испытания на первом режиме при постоянном значении подачи Q_1 аналогично провести испытания на двух других режимах при постоянных значениях подачи Q_2 (номера замеров №6...№10) и Q_3 (№11...№15).

Результаты замеров занести в протокол испытаний. Записать значения барометрического давления воздуха и температуры перекачиваемой жидкости.

Остановка насоса

Полностью закрыть клапан на нагнетании $K2$.

Выключить электродвигатель.

Полностью закрыть клапан на всасывании $K1$.



Обработка результатов испытания

1. Заполнить протокол испытаний, производя вычисления по формулам, приведенным и описанным выше. Привести значения расход Q_i , напора H_i , мощности N_i и допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}^i$ к частоте вращения n_n исходя из таблицы Е.1, для чего воспользоваться уравнениями пропорциональности [3]: $Q_n = Q_i \cdot (n_n / n_i)$; $H_n = H_i \cdot (n_n / n_i)^2$; $N_n = N_i \cdot (n_n / n_i)^3$; $\Delta h_{\text{доп}} = \Delta h_{\text{доп}}^i \cdot (n_n / n_i)^2$.

2. Скорость жидкости на входе в насос $\omega_{\text{вс}}$ рассчитать с учетом, что внутренний диаметр всасывающего трубопровода равен 50 мм.

3. Кавитационный запас Δh и вакуумметрическую высоту всасывания $H_{\text{вак}}$ рассчитать по формулам, приведенным в теоретических расчетах.

4. Построить частные кавитационные характеристики (рисунок Е.1) для нахождения $\Delta h_{\text{кр}}$ для трех значений подач Q_1 , Q_2 и Q_3 . Для нахождения критического запаса $\Delta h_{\text{кр}}$ на напорной характеристике отметить падение напора на 3%. Допускаемое значение кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}$ найти с учетом коэффициента кавитационного запаса, принимаемого в пределах от 1,0 до 1,3 или посчитанного с помощью Приложения Д.

5. Построить кавитационную характеристику (рисунок Е.2) зависимости $\Delta h_{\text{доп}} = f(Q)$ и $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = f(Q)$ по трем точкам, соответствующим подачам Q_1 , Q_2 и Q_3 в рабочем интервале характеристики насоса [15] при номинальных оборотах насоса n_n .

6. Сформулировать и записать выводы в протокол испытаний.

3.5 Порядок выполнения расчетов

Производительность насоса Q , напор H , полезная мощность $N_{\text{пол}}$, сообщаемая перекачиваемой жидкости, мощность W , потребляемая из электрической сети электродвигателем, мощность $N_{\text{потр}}$, потребляемая насосом, а также КПД насоса вычисляются по тем же формулам, что и при энергетических испытаниях (см. лабораторную работу №3 [15]).

Кавитационный запас представляет собой превышение полного напора жидкости во входном патрубке насоса над упругостью ее паров при данной температуре. Кавитационный запас Δh , м определяют по формуле

$$\Delta h = \frac{P_{\text{вс}} - P_{\text{п}}}{\rho \cdot g} + \frac{\omega_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g},$$

где $P_{\text{вс}}$ – давление на входе в насос, Па.

$P_{\text{п}}$ – давление паров жидкости, Па. Значение $P_{\text{п}}$ в зависимости от температуры перекачиваемой воды приведены в таблице В.1 (Приложение В);

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

$\omega_{\text{вс}}$ – скорость жидкости на входе в насос, м/с.

Если мановакуумметр показывает избыточное давление, то абсолютное давление жидкости $P_{\text{вс}}$, Па на входе в насос находим как $P_{\text{вс}} = (P_{\text{мв}} + P_{\text{б}}) \cdot 10^5$, где $P_{\text{мв}}$ – показания мановакуумметра, кгс/см²; $P_{\text{б}}$ – барометрическое давление при испытании насоса, кгс/см². Если давление на мановакуумметре меньше атмосферного, то абсолютное давление $P_{\text{вс}}$, Па на входе в насос находится по формуле $P_{\text{вс}} = (-P_{\text{мв}} + P_{\text{б}}) \cdot 10^5$. Причем, показания мановакуумметра $P_{\text{мв}}$, мм.рт.ст. необходимо перевести в кгс/см².

При кавитационных испытаниях различают:

$\Delta h_{\text{кр}}$ – критический кавитационный запас, определяемый экспериментально по 3 %-ному падению полного напора первой ступени насоса;

$\Delta h_{\text{доп}}$ – допускаемый кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных технических показателей. Для обеспечения безкавитационной работы насоса рекомендуется увеличить критическое значение кавитационного запаса в A раз, т.е. допускаемый кавитационный запас будет равен

$$\Delta h_{\text{доп}} = A \cdot \Delta h_{\text{кр}},$$

где A – коэффициент кавитационного запаса, принимаемый в пределах от 1,0 до 1,3 в зависимости от типа насоса и условий его работы. Методика определения коэффициента кавитационного запаса приводится в Приложении Д [14].

Геометрическая высота всасывания насоса $h_{\text{вс}}$ представляет собой разность высот по вертикали от уровня жидкости в приемной емкости до оси колеса насоса (рисунок 3.3, а). $h_{\text{вс}} = z_{\text{в}} - z_{\text{а}}$. Если насос расположен ниже уровня жидкости (рисунок 3.3, б), то высота всасывания будет отрицательной, и ее называют *подпором*.

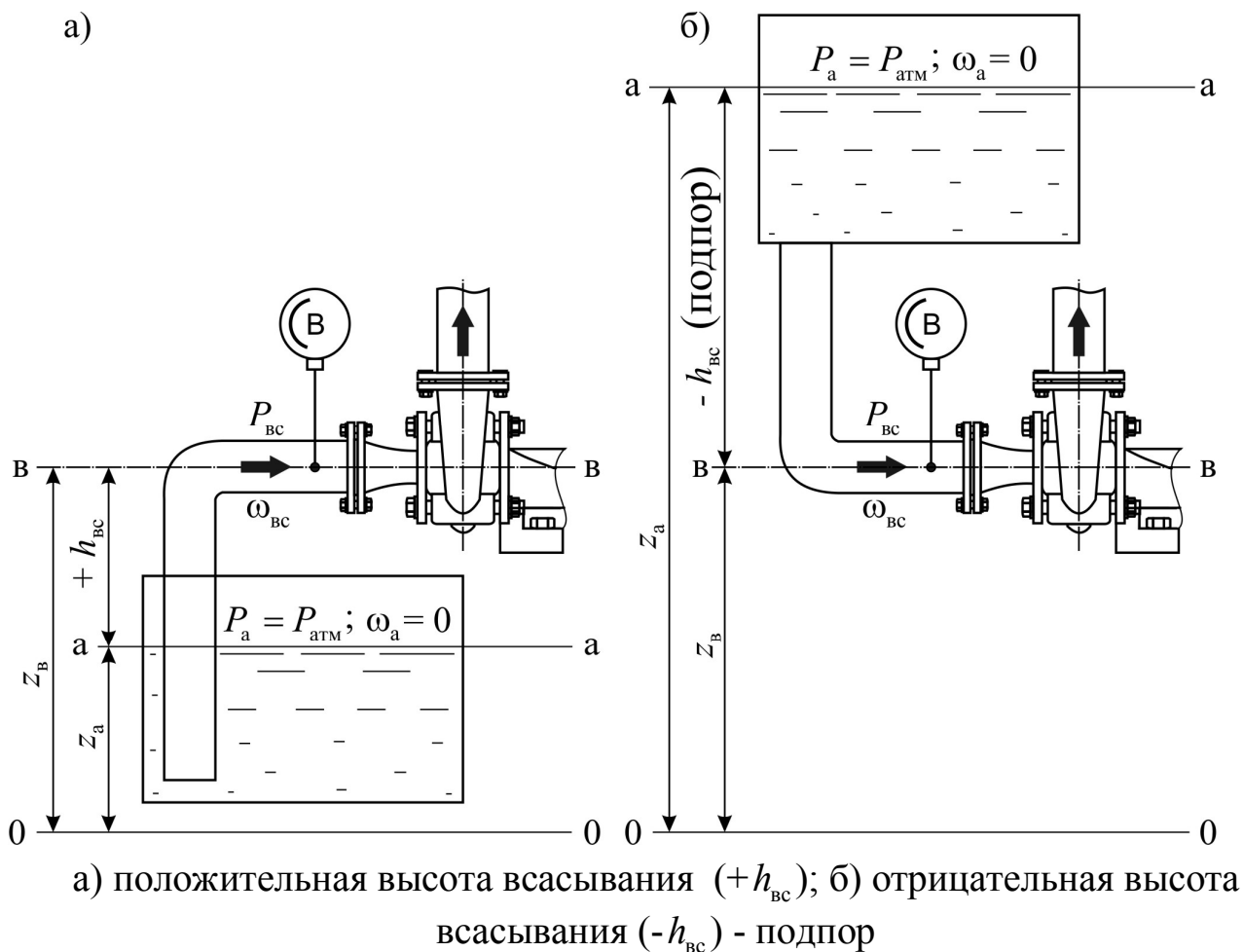


Рисунок 3.3 – К определению геометрической высоты всасывания

Вакуумметрическая высота всасывания численно равна максимально возможной геометрической высоте всасывания (с учетом величины динамического напора на всасывании) и физически представляет собой величину вакуума, измеряемого мановакуумметром во входном патрубке насоса. Этот параметр удобен при контроле кавитационных режимов работы насоса.

Вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вак}}$, м, определяется зависимостью

$$H_{\text{вак}} = \frac{P_a - P_{\text{вс}}}{\rho \cdot g} - \frac{\omega_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g},$$

где P_a – давление над свободным уровнем приемной цистерны (для нашей установки – атмосферное), Па;

$P_{\text{вс}}$ – абсолютное давление на входе в насос, Па;

ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

$\omega_{\text{вс}}$ – скорость жидкости на входе в насос, м/с.

Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, м - максимально возможное значение вакуумметрической высоты всасывания, при котором обеспечивается работа насоса без изменения его основных технич

ских показателей. Эта величина всегда меньше вакуумметрической высоты всасывания на допустимый кавитационный запас

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}} - \Delta h_{\text{доп}}$$

Кавитационный коэффициент быстроходности.

В практике насосостроения для обобщения результатов кавитационных испытаний используют коэффициенты подобия, которые без учета влияния масштабного эффекта одинаковы при подобных режимах для насосов масштабной серии. Критерием подобия серии насосов по входу потока в рабочее колесо, работающих на подобных режимах в автомобильной по числу Re области, является кавитационный коэффициент быстроходности C , который рассчитывается по формуле

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h_{\text{кр}}^{3/4}},$$

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

n – частота вращения ротора насоса, $\text{об}/\text{мин}$;

$\Delta h_{\text{кр}}$ – критический кавитационный запас, определяемый экспериментальным путем, м .

По величине кавитационного коэффициента быстроходности C , который характеризует конструкцию насоса, можно классифицировать насосы следующим образом [12]:

- 1) $C = 500 \dots 600$ – насосы с низкими кавитационными качествами;
- 2) $C = 800 \dots 900$ – насосы со средними кавитационными качествами (пожарные, питательные);
- 3) $C = 1200 \dots 1500$ – насосы (бустерные) с высокими кавитационными качествами;
- 4) $C = 2300$ и более – насосы (конденсатный – первая ступень) с очень высокими кавитационными качествами.

Кавитационная характеристика насоса – это графическая зависимость допускаемого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}$ или допускаемой вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ от подачи насоса при постоянных значениях частоты вращения вала насоса.

Частная кавитационная характеристика – это графическая зависимость основных технических показателей насоса H , N , η от кавитационного запаса Δh или вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}$ при постоянных значениях частоты вращения, подачи, вязкости и плотности жидкости на входе в насос.

Кавитационную характеристику получают в результате снятия частных кавитационных характеристик для постоянных значений подачи $Q_i = \text{const}$ числа оборотов $n_i = \text{const}$ в рабочей области характеристики насоса. Обычно частные кавитационные характеристики снимают при наименьшей, номинальной

ной и наибольшей подачах рабочего интервала характеристики насоса с отклонениями не более $\pm 5\%$ [9].

3.6 Контрольные вопросы

1. Что называется кавитацией насоса? Какие стадии проходит кавитация?
2. Что называется геометрической высотой всасывания?
3. Что называется подпором насоса?
4. Каков порядок проведения кавитационных испытаний?
5. Каково устройство стенда для проведения кавитационных испытаний?
6. Какие причины способствуют возникновению кавитации?
7. Почему изменение положения штока клапана на всасывающем трубопроводе влияет на кавитационный запас?
8. При каких значениях кавитационного запаса Δh допустима, возможна и невозможна работа насоса?
9. Какие критические режимы кавитации рассматривают?
10. Что представляет собой вакуумметрическая высота всасывания?
11. Как находится критический и допускаемый кавитационный запас?
12. К чему приводит длительная работа насоса в режиме кавитации?
13. Какие материалы корпуса и рабочего колеса наиболее подвержены кавитационному разрушению? Почему?
14. Какими способами можно повысить кавитационные свойства насоса?
15. Для чего вводят кавитационный коэффициент быстроходности S ?
16. Что называется кавитационной характеристикой насоса?
17. При каких подачах снимают частные кавитационные характеристики?
18. Когда необходимо пользоваться уравнениями пропорциональности?
19. Почему возникает шум и вибрация насоса в режиме кавитации?
20. Какое влияние оказывают физические свойства жидкости на кавитацию?
21. Каковы причины, вызывающие возникновение кавитации в насосах?

4. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8 КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ВИХРЕВОГО НАСОСА

4.1 Цель работы

Цель лабораторной работы заключается в следующем:

- провести кавитационные испытания вихревого насоса и построить кавитационную характеристику;

- определить допускаемое значение кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}$.

Продолжительность лабораторной работы – 2 ч.

4.2 Теоретический раздел

В вихревых насосах открытого типа жидкость подводится к лопастям рабочего колеса непосредственно через всасывающее окно, условия входа жидкости мало отличается от условий входа жидкости в колесо центробежного насоса. Поэтому возникновение кавитации в вихревых насосах открытого типа происходит аналогично возникновению кавитации в центробежных насосах. [13]. Формулы пересчета (приведения) критического кавитационного запаса, разработанные для центробежных насосов, могут быть использованы и для вихревых насосов открытого типа [16].

В вихревых насосах закрытого типа жидкость подводится из всасывающего патрубка непосредственно в канал. На рабочее колесо она поступает из канала, имеющего малую площадь поперечного сечения и расположенного на большом радиусе рабочего колеса. Следовательно, абсолютная и относительная скорости жидкости на входе в рабочее колесо велики. Поэтому, кавитационные качества вихревых насосов закрытого типа более низкие, чем насосов открытого типа.

4.3 Описание испытательного стенда

Кавитационные испытания вихревого насоса WBJ-40/1-200 проводятся на том же стенде, что и энергетические испытания (лабораторная работа №6). Принципиальная схема испытательного стенда показана на рисунке 2.3.

4.4 Порядок проведения испытаний

Приготовление и пуск насоса, обслуживание в работе

Подготовка к пуску, пуск насоса, обслуживание в работе осуществляется в том же порядке, что и при энергетических испытаниях.

Выполнение замеров

Регулирование подачи производится изменением сопротивления напорного трубопровода с помощью клапана $K2$.

1. Открывая частично клапан $K2$ на выходе, установить заданную величину подачи Q_1 (по показаниям перепада давления на диафрагме ΔP). Частично закрывая клапан $K1$ на входе, установить по вакуумметру заданную преддавателем величину разрежения.

2. При этом подача насоса несколько уменьшится и ее нужно восстановить до значения Q_1 с помощью клапана $K2$.

3. Записать показания приборов (вакуумметра, манометра, ваттметра, вторичного прибора, тахометра) в протокол испытаний, как точку замера №1. (Таблица Ж.1, Приложение Ж).

4. Для замера №2 увеличить по вакуумметру разрежение, прикрывая клапан $K1$ на входе в насос. Так как подача при этом уменьшится, то ее необходимо восстановить до прежней величины Q_1 открытием клапана $K2$ на выходе. Записать в протокол показания приборов как точку замера №2.

Таким же образом произвести замеры №3, 4 и 5, прикрывая клапан $K1$ и удерживая постоянным значение подачи Q_1 клапаном $K2$. При этом в точке №5 постараться не допустить резкого снижения подачи насоса (срыва в его работе). Это может произойти при слишком большом закрытии клапана $K1$ на входе, т.е. при слишком большом разрежении.

При срыве в работе насоса замеры в точках 4 и 5 необходимо повторить, устанавливая несколько меньшее значение разрежения на входе в насос. После успешного окончания кавитационного испытания на первом режиме при постоянном значении подачи Q_1 аналогично провести испытания на двух других режимах при постоянных значениях подачи Q_2 (номера замеров №6...№10) и Q_3 (№11...№15).

Результаты замеров занести в протокол испытаний. Записать значения барометрического давления воздуха и температуры перекачиваемой жидкости.

Остановка насоса

1. Остановить электродвигатель.
2. Полностью закрыть клапан на нагнетании $K2$.
3. Полностью закрыть клапан на всасывании $K1$.

Обработка результатов испытания

1. Заполнить протокол испытаний, производя вычисления по формулам, приведенным и описанным выше. Привести значения расхода Q_i , напора H_i , мощности N_i и допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}^i$ к частоте вращения n_n исходя из таблицы Ж.1, для чего воспользоваться уравнениями пропорциональности:

$$Q_n = Q_i \cdot (n_n / n_i) \quad H_n = H_i \cdot (n_n / n_i)^2; \quad N_n = N_i \cdot (n_n / n_i)^3;$$

$$\Delta h_{\text{доп}} = \Delta h_{\text{доп}}^i \cdot (n_n / n_i)^2.$$

2. Скорость жидкости на входе в насос $\omega_{\text{вс}}$ рассчитать с учетом, что диаметр всасывающего трубопровода равен 50 мм.

3. Кавитационный запас Δh рассчитать по формулам, приведенным в теоретических расчетах.

4. Построить частные кавитационные характеристики (рисунок Ж.1) для нахождения $\Delta h_{\text{кр}}$ для трех значений подач Q_1 , Q_2 и Q_3 . Для нахождения критического запаса $\Delta h_{\text{кр}}$ на напорной характеристике отметить падение напора

3%. Допускаемое значение кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}$ найти с учетом коэффициента кавитационного запаса, принимаемого в пределах от 1,0 до 1,3 или вычисленного с помощью приложения Д.

5. Построить кавитационную характеристику зависимости $\Delta h_{\text{доп}} = f(Q)$ по трем точкам, соответствующим подачам Q_1 , Q_2 и Q_3 в рабочем интервале характеристики насоса (рисунок Ж.1, Приложение Ж) при номинальных оборотах насоса n_n .

6. Сформулировать и записать выводы в протокол испытаний.

4.5 Порядок выполнения расчетов

Производительность насоса Q , напор H , полезная мощность $N_{\text{пол}}$, сообщаемая перекачиваемой жидкости, мощность W , потребляемая из электрической сети электродвигателем, мощность $N_{\text{потр}}$, потребляемая насосом, а также КПД насоса вычисляются по тем же формулам, что и при энергетических испытаниях вихревого насоса (см. лабораторную работу №6).

Кавитационный запас представляет собой превышение полного напора жидкости во входном патрубке насоса над упругостью ее паров при данной температуре. Кавитационный запас Δh , м определяют по формуле

$$\Delta h = \frac{P_{\text{вс}} - P_{\text{п}}}{\rho \cdot g} + \frac{\omega_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g},$$

где $P_{\text{вс}}$ – давление на входе в насос, Па.

$P_{\text{п}}$ – давление паров жидкости, Па. Значение $P_{\text{п}}$ в зависимости от температуры перекачиваемой воды приведены в таблице В.1 (Приложение В);

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

$\omega_{\text{вс}}$ – скорость жидкости на входе в насос, м/с.

Давление $P_{\text{вс}}$, Па на входе в насос находится по формуле $P_{\text{вс}} = (-P_{\text{в}} + P_{\text{б}}) \cdot 10^5$, где $P_{\text{в}}$ – показания вакуумметра, кгс/см²; $P_{\text{б}}$ – барометрическое давление при испытании насоса, кгс/см².

При кавитационных испытаниях различают:

$\Delta h_{\text{кр}}$ – критический кавитационный запас, определяемый экспериментально по 3 %-ному падению полного напора первой ступени насоса;

$\Delta h_{\text{доп}}$ – допускаемый кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных технических показателей. Для обеспечения безкавитационной работы насоса рекомендуется увеличить критическое значение кавитационного запаса в A раз, т.е. допускаемый кавитационный запас будет равен

$$\Delta h_{\text{доп}} = A \cdot \Delta h_{\text{кр}},$$

где A – коэффициент кавитационного запаса, принимаемый в пределах от 1,0 до 1,3 в зависимости от типа насоса и условий его работы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.-2-е изд., перераб.-М.:Машиностроение, 1982.-423с.
2. Чиняев И.А. Судовые вспомогательные механизмы. Учебник для вузов водн. трансп./ И.А. Чиняев.-М.:Транспорт, 1989.-295с.
3. Сизов Г.Н. Судовые насосы и вспомогательные механизмы. Учеб. пособие для вузов водн. трансп. / Г.Н. Сизов, Ю.К. Аристов, Н.В. Лукин.-М.:Транспорт, 1982.-303с.
4. Будов В.М. Судовые насосы: Справочник/ В.М. Будов.-Л.:Судостроение, 1988.-432с.
5. Судовые вспомогательные механизмы и системы: Учеб. для вузов/ В.М. Харин, Б.Г. Декин, О.Н. Занько, В.Т. Писклов; Под ред В.М. Харина.-М.: Транспорт, 1992.-319с.
6. Колесников О.Г. Судовые вспомогательные механизмы и системы (Устройство и эксплуатация). Учебник для училищ морского транспорта. Изд. 3-е, перераб. и доп./ О.Г. Колесников.-М.:Транспорт, 1977.-464с.
7. Поляков В.В. Насосы и вентиляторы: Учеб. для вузов/ В.В. Поляков, Л.С. Скворцов.-М.:Стройиздат, 1990.-336с.
8. Насосы вихревые. Технические условия на текущий, средний и капитальный ремонт. 466-233.006 УР. - Севастополь.: ЦПКТБ «Азчеррыба», 1980.- 106с.
9. ГОСТ 6134-2007. Насосы динамические. Методы испытаний; Введ. 01.06.2008.-М.:Стандартинформ, 2008.-96с
10. Чиняев И.А. Эксплуатация насосов судовых систем и гидроприводов./ И.А. Чиняев.-М.:Транспорт, 1975.-160с.
11. Михайлов А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование/ А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. - М.:Машиностроение, 1977.-288с.
12. Андриященко Р.С. Судовое вспомогательное энергетическое оборудование: Учебник/ Р.С. Андриященко, В.Д. Шилов, Б.Г. Дементьев. - Л.:Судостроение, 1991.-392с.
13. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б.Ф. Лямаев.-Л.:Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988.-256с.
14. Лопастные насосы: Справочник/ В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов; Под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. -Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986.-334с.
15. Методические указания к выполнению лабораторных работ №1, 2, 3, 4 со студентами дневной и заочной формы обучения специальности «Эксплуатация СЭУ» по дисциплине «Судовые вспомогательные механизмы, системы и их эксплуатация» / С.Н. Ткач, Е.С. Ткач. - Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2011.- 60с.
16. Байбаков О.В. Вихревые гидравлические машины / О.В. Байбаков.-М.:Машиностроение, 1981.-197с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Справочные данные вихревого электронасосного агрегата

Таблица А.1 – Технические данные насоса WBJ-40/1-200 в номинальном режиме

Напор H_n , м	Подача Q_n , м ³ /ч	Принцип действия	Допускаемый кавитац. запас Δh_d , м	Частота вращения n_n , об/мин	КПД общий η_n	Мощность насоса $N_{потр}$, кВт
18	8	Вихревой одноступенчатый, самовсасывающий, горизонтальный	4,0	1450	0,28	1,5

Таблица А.2 – Технические характеристики электродвигателя АИР80В4

$N_{ном}$, кВт	$I_{ном}$, А (380 В)	КПД	$\cos \varphi$	$n_{синхр}$, об/мин	Номинальное скольжение, %	$\frac{M_{max}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{п}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{min}}{M_{ном}}$	$\frac{I_{пуск}}{I_{ном}}$
1,5	3,52	0,78	0,83	1500	7,0 %	2,2	2,2	1,6	5,5

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(обязательное)

Протокол энергетических испытаний вихревого насоса

Таблица Б.1 – Табличные данные протокола испытаний

Номер протокола испытаний		Насос (агрегат)				Дата испытания							
Номинальные показатели насоса	Подача Q_n	Частота вращения n_n		Мощность N_n									
	Напор H_n	Номинальный КПД η_n		Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}^H$									
Испытательная среда	Температура $T_{\text{ж}}$	Давление упругости паров жидкости $P_{\text{п}}$		Кинематическая вязкость $\nu_{\text{ж}}$									
	Плотность $\rho_{\text{ж}}$			Степень кислотности pH									
Привод (двигатель)	Изготовитель			Число фаз			Напряжение U						
	Тип и исполнение		Мощность N		Частота вращения n			Ток I					
Метод измерения	Подача Q	Давление входа $P_{\text{вс}}$	Давление выхода $P_{\text{н}}$	Разрежение входа $P_{\text{вс}}$	Мощность N		Частота вращения n						
Условия испытаний	Температура воздуха $T_{\text{возд}}$		Барометрическое давление P_6		Поправка на разность отметок установки манометров $\Delta Z_{\text{м}}$			Вход $Z_{\text{м1}}$					
								Выход $Z_{\text{м2}}$					
Наименование измеряемых величин (параметров)			Значения измерений										
			Открытие клапана					Закрытие клапана					
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Подача Q	Частота вращения n_i		об/мин										
	Перепад на диафрагме ΔP		кгс/см ²										
	Значение подачи Q		м ³ /с										
Напор H	Показания давления на входе		кгс/см ²										
	Показания давления на выходе		кгс/см ²										
	Давление на входе $P_{\text{вс}}$		Па										
	Давление на выходе $P_{\text{н}}$		Па										
	Поправка $\Delta Z_{\text{м}}$		м										
	Величина напора H_i		м										
	Кавитационный запас Δh_i		м										
Мощность N	Мощность насоса полезная $N_{\text{пол}}^i$		Вт										
	Показания ваттметра W		Вт										
	Мощность насоса потребляемая $N_{\text{потр}}^i$		Вт										
	КПД насоса $\eta_{\text{нас}}$		%										
Приведенные величины к n_n	Напор H		м										
	Мощность насоса $N_{\text{потр}}$		Вт										
	Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$		м										

Примечание:



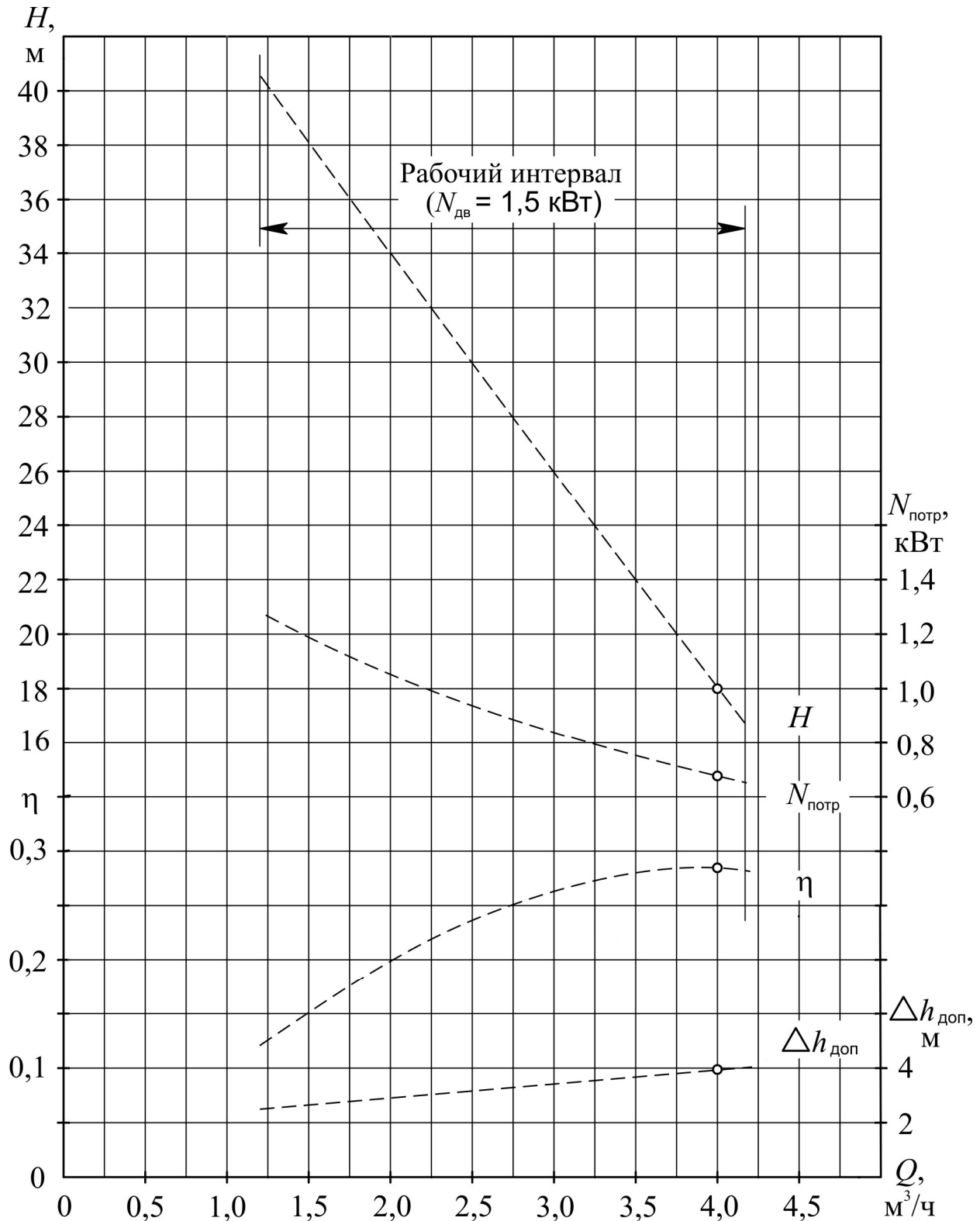


Рисунок Б.1 – Рабочие характеристики насоса WBJ-40/1-200

при частоте вращения – 24 с⁻¹ (1450 об/мин), жидкость – вода, $\rho = 1000$ кг/м³

Заключение:

Руководитель испытаний (студент):

(личная подпись) _____

(ф.и.о) _____

Представитель заказчика: (преподаватель)

(личная подпись) _____

(ф.и.о) _____



ПРИЛОЖЕНИЕ В

(справочное)

Физические свойства воды

Таблица В.1 – Давление насыщенного пара и плотность воды

Температура T , °C	Давление пара $P_{\text{п}}$, Па	Плотность ρ , кг/м ³	Температура T , °C	Давление пара $P_{\text{п}}$, Па	Плотность ρ , кг/м ³
0	610,7	999,80	26	3359,7	996,84
1	656,4	999,88	27	3563,7	996,56
2	705,9	999,92	28	3778,5	996,30
3	757,4	999,96	29	4004,0	996,00
4	812,9	1000,00	30	4241,3	995,70
5	871,8	999,98	31	4491,4	995,36
6	934,9	999,94	32	4557,1	995,00
7	1001,2	999,90	33	5018,8	994,64
8	1072,0	999,84	34	5318,1	994,26
9	1147,3	999,78	35	5622,1	993,90
10	1227,1	999,70	36	5939,9	993,54
11	1311,7	999,60	37	6274,3	993,20
12	1401,5	999,48	38	6624,4	992,80
13	1496,6	999,34	39	6991,2	992,44
14	1597,4	999,20	40	7374,6	992,20
15	1704,0	999,00	41	7776,7	991,70
16	1816,9	998,88	42	8198,3	991,32
17	1936,3	998,72	43	8638,7	990,94
18	2062,3	998,54	44	9099,6	990,54
19	2159,7	998,36	45	9582,1	990,20
20	2336,9	998,20	46	10085,1	989,74
21	2485,0	997,96	47	10611,8	989,34
22	2641,9	997,74	48	11161,9	988,97
23	2807,6	997,54	49	11735,6	988,52
24	2982,2	997,32	50	12334,8	988,10
25	3166,6	997,10			

Примечание – Пересчет давления пара, приведенного в Паскалях (Па) на давление в (кгс/см²), проводят из соотношения: $P_{\text{п}} (\text{Па}) \cdot 1,02 \cdot 10^{-5} = P_{\text{п}} (\text{кгс/см}^2)$

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

(справочное)

Кавитационно-эрозионная стойкость материалов

Таблица Г.1 – Сравнительная кавитационно-эрозионная стойкость материалов

№ п/п	Материал	Потери веса образцом через 2 ч, мг	Относительная кави- тационная стойкость
1	Алюминиевая бронза	3,2...5,8	70,0...38,7
2	Коррозионно-стойкая сталь	6,0...20,0	37,4...11,2
3	Марганцевая бронза	80,0	2,8
4	Литая сталь	105,0	1,9
5	Алюминий	124,0	1,8
6	Латунь	156,0	1,4
7	Чугун	224,0	1,0

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

(справочное)

Определение коэффициента кавитационного запаса

Коэффициент кавитационного запаса A находится по формуле

$$A = a \cdot K_{\delta} \cdot K_{ж},$$

где a — коэффициент, зависящий от $\Delta h_{кр}$ (таблица Д.1)

K_{δ} — коэффициент, зависящий от отношения наружного диаметра рабочего колеса D_2 к диаметру входа в колесо D_0 (таблица Д.2);

$K_{ж}$ — коэффициент, зависящий от рода жидкости. $K_{ж} = 1,0$ для холодной пресной воды. $K_{ж} = 1,02$ для морской воды.

Таблица Д.1 – Значения коэффициента a

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

Таблица Д.2 – Значения коэффициента K_{δ}

D_2 / D_0	1	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0
K_{δ}	1,1	1,1	1,094	1,052	1,014	1,0

ПРИЛОЖЕНИЕ Е (обязательное) **Протокол кавитационных испытаний центробежного насоса**

Таблица Е.1 – Образец протокола кавитационных испытаний насоса

Номер протокола испытаний		Насос (агрегат)			Дата испытания											
Номинальные показатели насоса	Подача Q_n	Частота вращения n_n			Мощность N_n											
	Напор H_n	Номинальный КПД η_n			Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}^n$											
Испытательная среда	Температура $T_{\text{ж}}$	Давление упругости паров жидкости $P_{\text{п}}$			Кинематическая вязкость $\nu_{\text{ж}}$											
	Плотность $\rho_{\text{ж}}$				Степень кислотности pH											
Привод (двигатель)	Изготовитель					Число фаз					Напряжение U					
	Тип и исполнение		Мощность N			Частота вращения n					Ток I					
Метод измерения		Подача Q	Давление входа $P_{\text{вс}}$	Давление выхода $P_{\text{н}}$	Разрежение входа $P_{\text{вс}}$	Крутящий момент $M_{\text{кр}}$		Мощность N		Частота вращения n						
	Использованный метод															
	Постоянные величины															
Условия испытаний	Температура воздуха $T_{\text{возд}}$		Барометрическое давление P_6		Поправка на разность отметок манометров $\Delta Z_{\text{м}}$		Вход $Z_{\text{м1}}$									
							Выход $Z_{\text{м2}}$									
Наименование измеряемых величин (параметров)		Значения измерений														
		Единица измерения	Q_1				Q_2				Q_3					
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Подача Q	Частота вращения n_i	об/мин														
	Перепад на диафрагме ΔP	кгс/см ²														
	Значение подачи Q	м ³ /с														

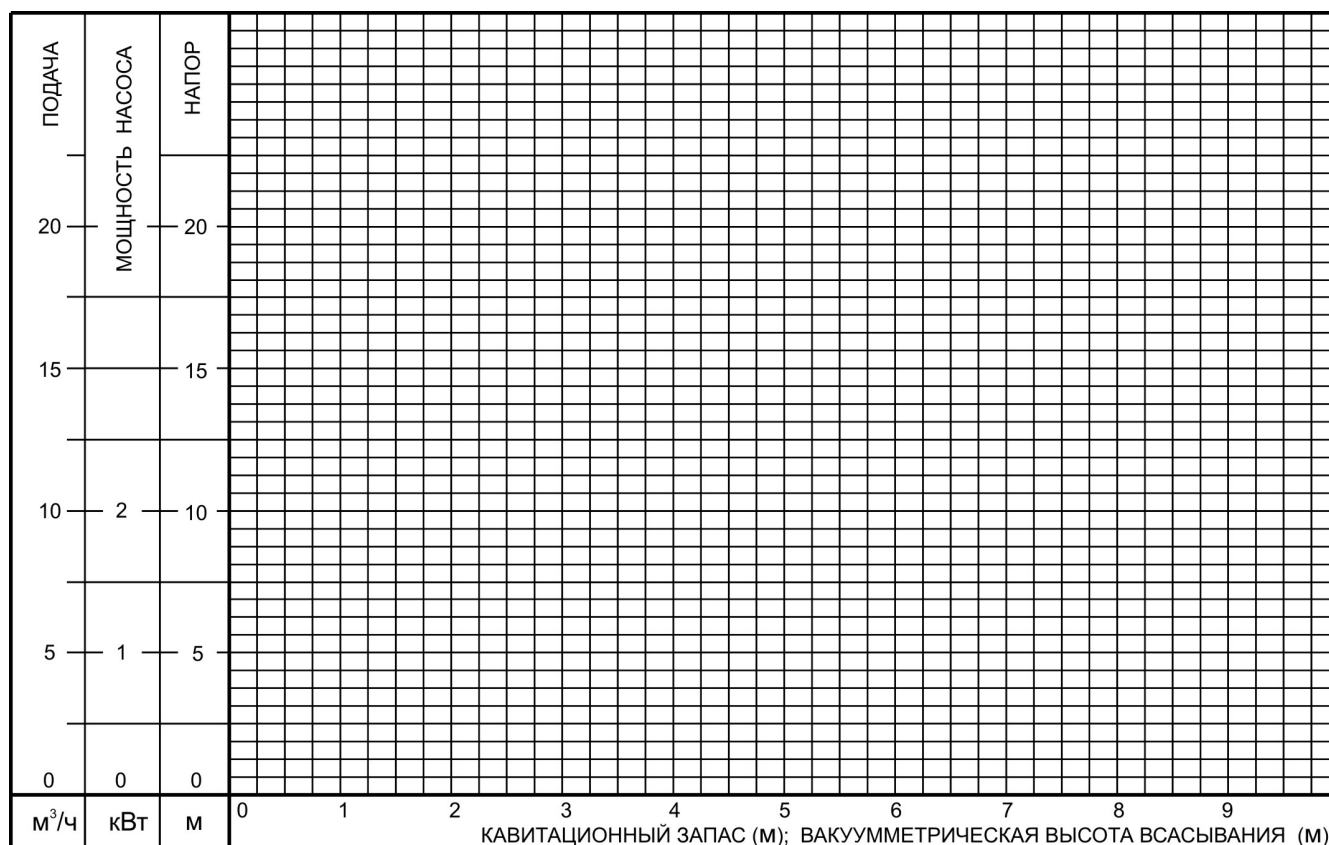


Рисунок Е.1 – Частные кавитационные характеристики насоса

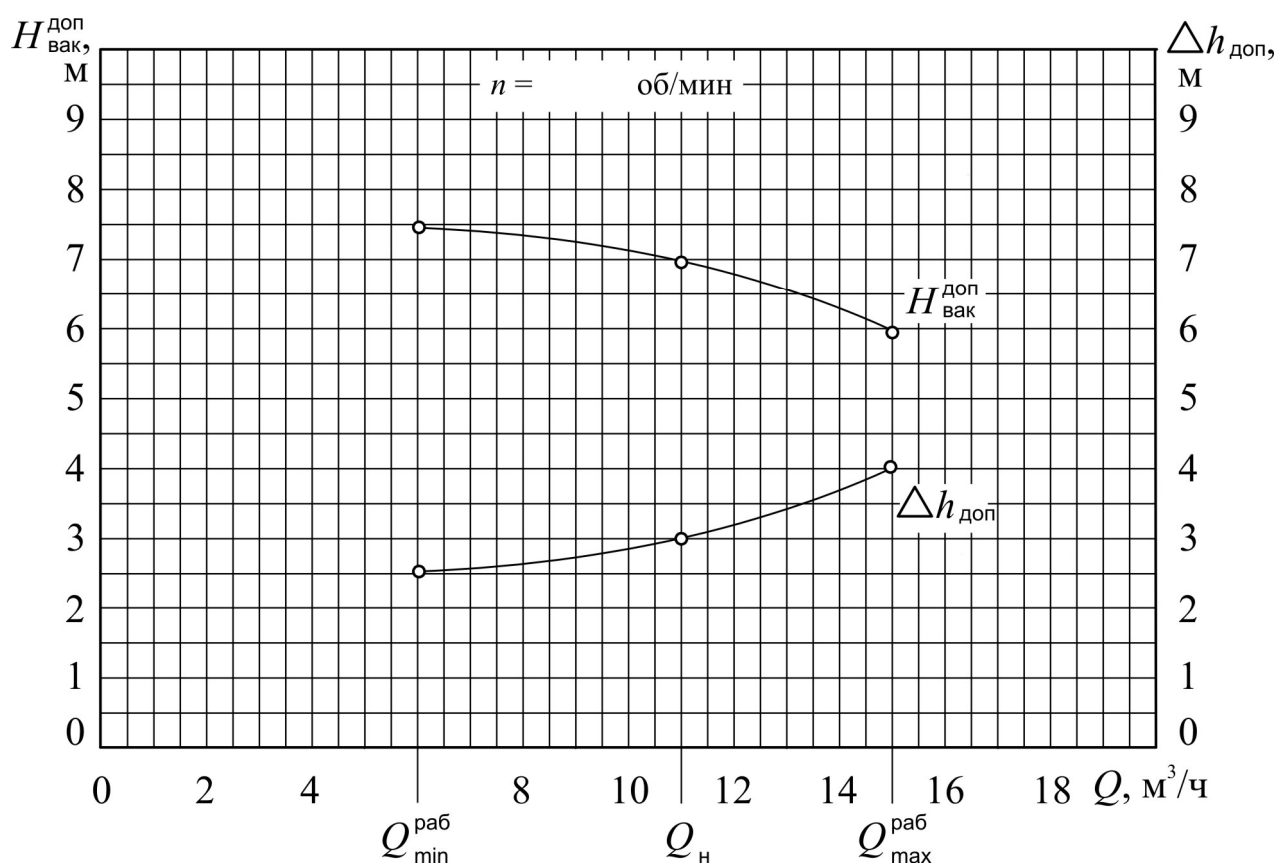


Рисунок Е.2 – Кавитационная характеристика насоса

[illegible]

(личная подпись)

(личная подпись)



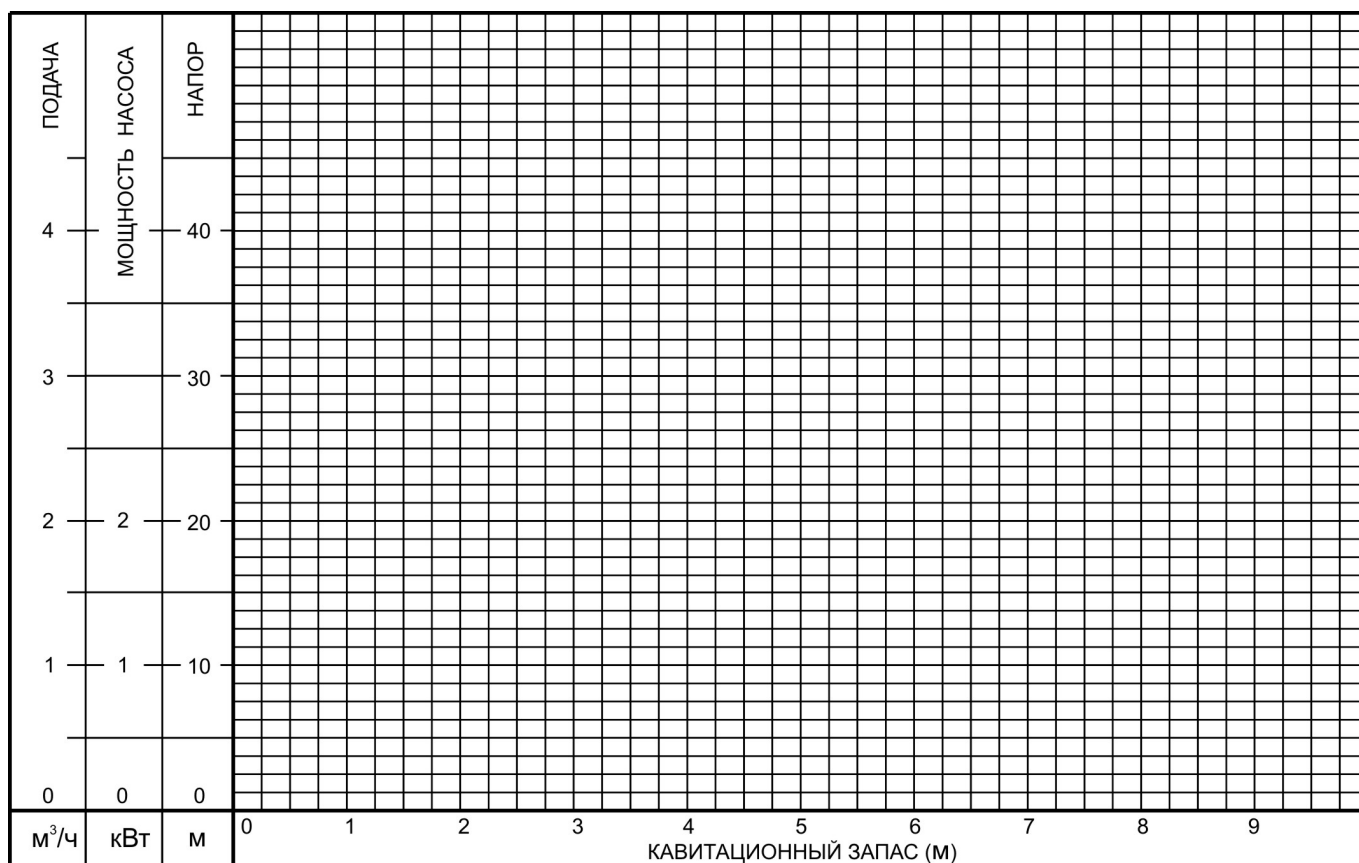


Рисунок Ж.1 – Частные кавитационные характеристики насоса

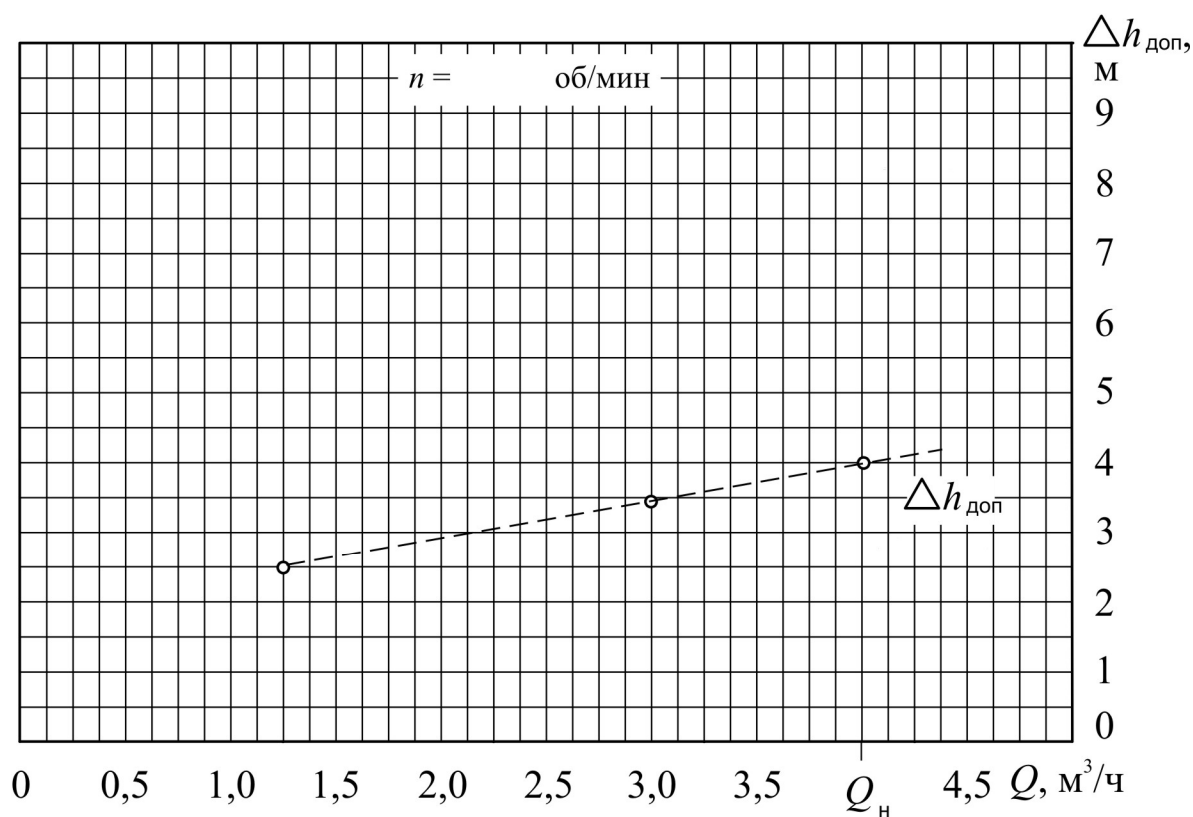


Рисунок Ж.2 – Кавитационная характеристика насоса

Заказ № _____ от « _____ » _____ 20 ____ . Тираж _____ экз.
Изд-во СевНТУ