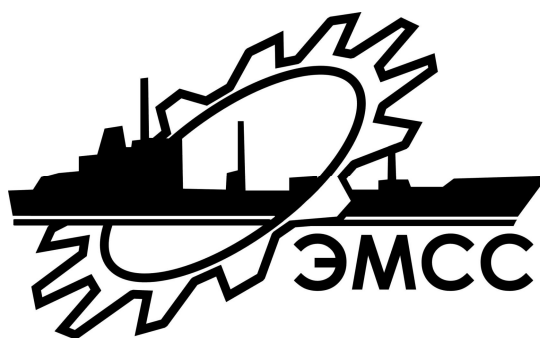


Министерство образования и науки Украины
Севастопольский национальный технический университет



**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»



Севастополь
2011



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»/Сост. С.Н. Ткач, Е.С. Ткач. - Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2011.- 60с.

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

Введение.....	4
1. Общие требования к подготовке и проведению испытаний, защите отчета..	4
2. Лабораторная работа №1	
Изучение конструкции динамических насосов и вентиляторов.....	6
2.1 Цель работы.....	6
2.2 Теоретический раздел.....	6
2.3 Предварительная подготовка к проведению работы.....	18
2.4 Порядок проведения работы.....	18
2.5 Оформление отчета.....	18
2.6 Контрольные вопросы.....	19
3. Лабораторная работа №2	
Изучение кинематики потока в рабочем колесе центробежного насоса.	20
3.1 Цель работы.....	20
3.2 Теоретический раздел.....	20
3.3 Порядок проведения испытаний.....	22
3.4 Порядок выполнения расчетов.....	23
3.5 Контрольные вопросы.....	23
4. Лабораторная работа №3	
Энергетические испытания центробежного насоса.....	24
4.1 Цель работы.....	24
4.2 Теоретический раздел.....	24
4.3 Описание испытательного стенда.....	29
4.4 Порядок выполнения расчетов.....	30
4.5 Порядок проведения испытаний.....	32
4.6 Контрольные вопросы.....	34
5. Лабораторная работа №4	
Энергетические испытания центробежного вентилятора.....	35
5.1 Цель работы.....	35
5.2 Теоретический раздел.....	35
5.3 Описание испытательного стенда.....	38
5.4 Порядок выполнения расчетов.....	40
5.5 Порядок проведения испытаний.....	42
5.6 Контрольные вопросы.....	46
Библиографический список.....	47
Приложение А. Перевод в единицы СИ.....	48
Приложение Б. Протокол изучения кинематики потока рабочего колеса...	49
Приложение В. Справочные данные центробежного насосного агрегата...	50
Приложение Г. Максимально допустимые отклонения для насосов.....	50
Приложение Д. Протокол энергетических испытаний центробежного насоса..	51
Приложение Е. Справочные данные вентилятора.....	53
Приложение Ж. Пересчет параметров аэродинамической характеристики	53
Приложение З. Параметры безразмерной аэродинамической характеристики.	54
Приложение И. Протокол аэродинамических испытаний вентилятора.....	54
Приложение К. Характеристики вентилятора.....	58

ВВЕДЕНИЕ

Лабораторные работы по энергетическим и кавитационным испытаниям судового вспомогательного оборудования предназначены для изучения конструкции и принципа действия механизмов, освоения правил запуска, остановки, и обслуживания во время работы, построения энергетических и кавитационных характеристик.

Умение самостоятельно организовать и провести испытание механизма в составе испытательного стенда способствует развитию организаторских качеств, самостоятельности будущего механика в его практической деятельности по эксплуатации судового вспомогательного оборудования и механизмов, ремонту и проведению послеремонтных испытаний технических средств.

В процессе выполнения лабораторных работ происходит закрепление студентами материала лекционного курса, развитие навыков самостоятельной работы с установками, арматурой, контрольно-измерительными приборами. Студенты обучаются методам определения параметров рабочих жидкостей и проведению необходимых расчетов, формулируют выводы относительно технического состояния оборудования на основании полученных в ходе испытаний результатов.

Для успешного усвоения изучаемого материала в каждой работе кратко излагается теоретический материал. Для более детальной проработки рассматриваемых вопросов в конце методических указаний приводится список рекомендуемой литературы.

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПОДГОТОВКЕ И ПРОВЕДЕНИЮ ИСПЫТАНИЙ, ЗАЩИТЕ ОТЧЕТА

1. На первом занятии студенты знакомятся с правилами техники безопасности при работе на испытательных стендах по эксплуатации вспомогательного оборудования.

2. К выполнению лабораторных работ допускаются только те студенты, которые изучили правила техники безопасности и расписались в специальном журнале.

3. В период подготовки необходимо изучить по конспекту лекций и рекомендованной литературе соответствующий теоретический материал, ознакомиться с описанием лабораторной работы, изучить методику проведения испытаний, форму заполняемого отчета, правила техники безопасности, и инструкции по обслуживанию испытываемых механизмов.

4. Лабораторные работы выполняются после проведения соответствующих занятий на материальной части (без запуска механизмов).

5. Подготовленность к проведению лабораторных работ проверяется преподавателем. *К проведению работы не допускаются студенты неподготовленные и без выполненного отчета по предыдущей работе.*



6. Студенты делятся на группы численностью 5...6 человек. Назначается старший группы, который распределяет обязанности в группе и руководит действиями при выполнении лабораторной работы.

7. Преподаватель (лаборант) перед проведением лабораторной работы проверяет готовность установки путем ее приготовления к пуску и опробования в работе.

8. Перед пуском установки студенты выполняют общие требования по приготовлению механизмов: производят осмотр установки, проверяют состояние креплений, исправность контрольно-измерительных приборов и арматуры. Приготовление, пуск, обслуживание в работе и остановку конкретной установки производят согласно соответствующим инструкциям, находящимся на рабочих местах и в соответствии с правилами технической эксплуатации вспомогательных судовых технических средств.

9. Старший группы должен убедиться в понимании каждым студентом своих обязанностей. Все изменения режима работы установки и записи показаний приборов производятся по команде старшего группы.

10. Приготовление к действию, ввод в действие, изменение и регулирование режимов работы лабораторной установки производят студенты под наблюдением преподавателя или лаборанта.

11. Результаты измерений подписываются преподавателем или лаборантом, производящим опытную часть работы.

12. По результатам испытаний заполняется протокол, и строятся рабочие характеристики, на основании которых проводится анализ технического состояния оборудования. После оформления отчета студент готовится к защите полученных в ходе эксперимента результатов исследований.

13. Отчет оформляется студентом самостоятельно по каждой лабораторной работе. После выполнения всех работ отчеты сшиваются в единый документ, для которого оформляется титульный лист. Только при условии защиты всех лабораторных работ, студент получает зачет по лабораторному практикуму.

2. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

2.1 Цель работы

Целью лабораторной работы является:

- ознакомление с общим устройством, конструкцией основных узлов и деталей динамических насосов и вентиляторов, принципом действия, условиями эксплуатации и обслуживания;
- составление конструктивных схем насосов и вентиляторов и построение эскизов основных рабочих элементов.

Продолжительность лабораторной работы – 2 ч.

2.2 Теоретический раздел

В динамических насосах приращение энергии происходит в результате взаимодействия потока жидкости с вращающимся рабочим органом. Динамические насосы принято подразделять на две основные группы: лопастные и насосы трения [1].

У лопастного насоса рабочим органом является вращающееся колесо с лопастями. В рабочем колесе происходит приращение потенциальной и кинетической энергии жидкости, задается направление потока. Лопастные насосы по направлению потока в рабочем колесе подразделяются на центробежные (радиальные и диагональные) и осевые.

Обычно лопастные насосы не обладают свойствами самовсасывания. Для запуска в работу требуется их заполнение перекачиваемой жидкостью. К достоинствам лопастных насосов относят: компактность при больших подачах, достаточно высокий КПД, удобство компоновки с приводным двигателем, возможность достижения высоких давлений. Эти качества обеспечивают распространение лопастных насосов на судах.

К насосам трения относят вихревые насосы, у которых приращение энергии перекачиваемой жидкости осуществляется за счет турбулентного обмена энергией основного потока в канале насоса и вторичного потока в рабочем колесе. Вихревые насосы в большинстве случаев выполняются одноступенчатыми, консольного типа. Различают вихревые насосы открытого (с радиальными звездообразными лопатками и внутренним подводом жидкости) и закрытого (с короткими лопатками и подводом жидкости к периферии рабочего колеса) типов. Классификация динамических насосов, применяемых на судах, показана на рисунке 2.1.

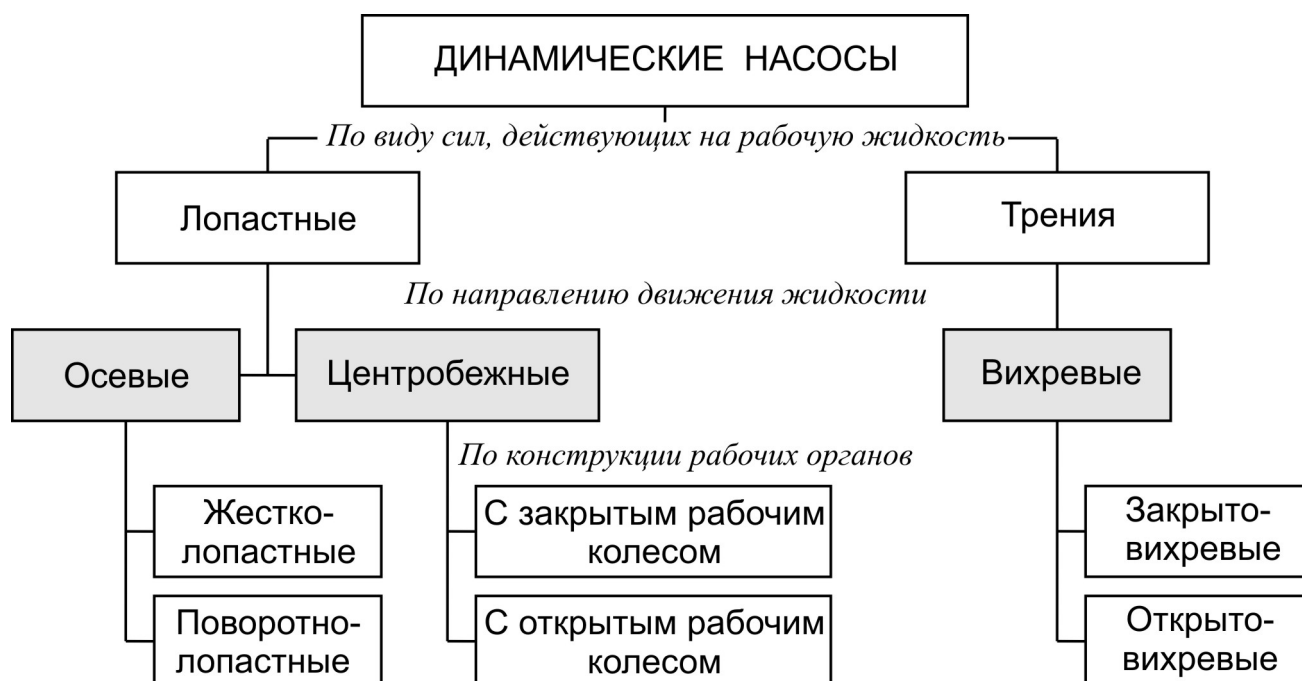


Рисунок 2.1 – Классификация динамических насосов

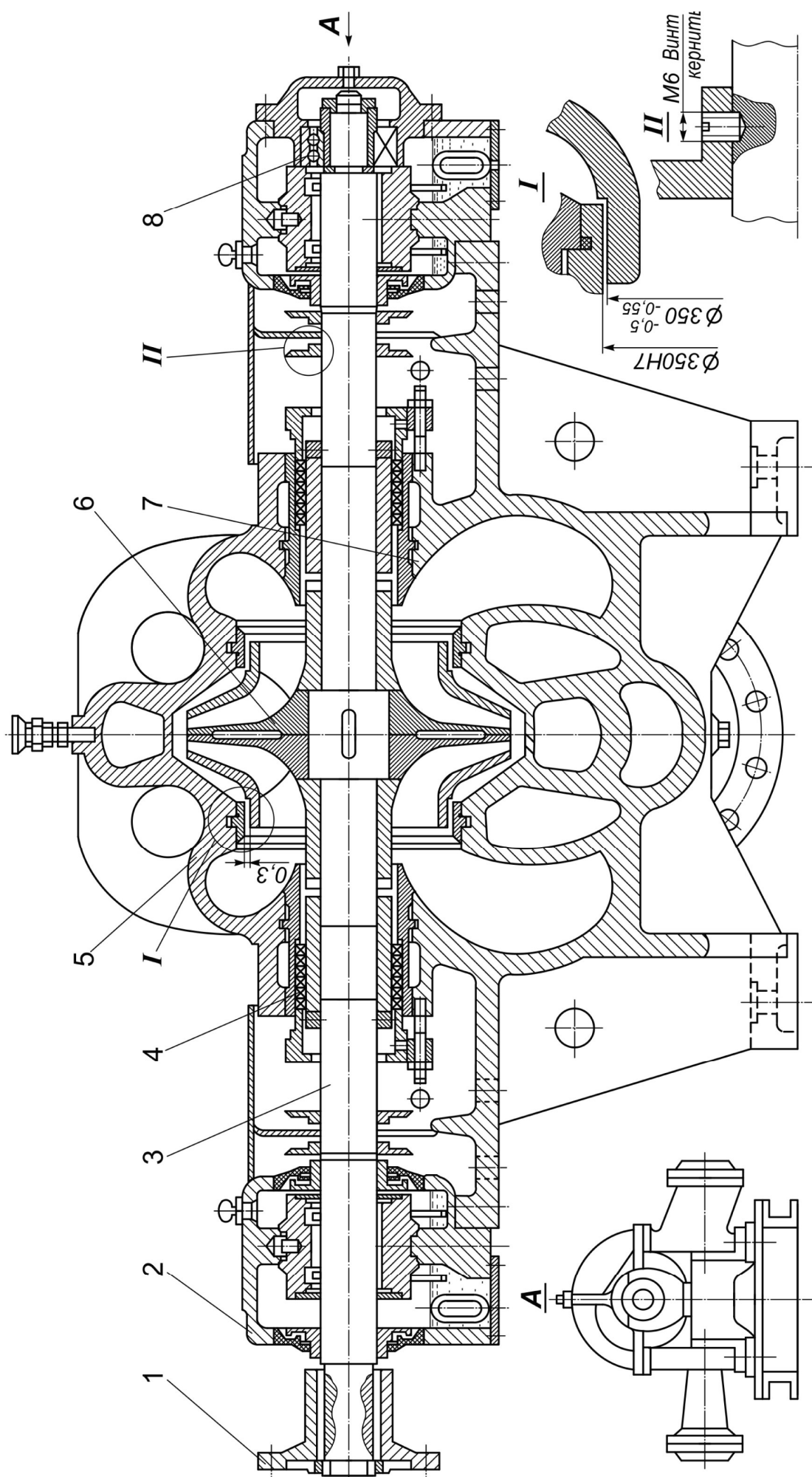
Один и тот же тип насосов может эксплуатироваться в различных системах и технологических процессах. В судовой практике широко используется классификация насосов по их назначению. Различают насосы: систем общесудовых (осушительные, балластные, санитарные, пожарные); систем судовых энергетических установок (охлаждающие, питательные, конденсатные и т.д.); специального назначения (грузовые танкеров, грунтовые дноуглубительных снарядов и т.д.); гидроприводов.

Например, центробежные питательные насосы обеспечивают подачу питательной воды в котел при высокой температуре и давлении. Конденсатные насосы откачивают конденсат из конденсатора и подают его к питательным насосам. Циркуляционные насосы предназначены для поддержания циркуляции в паровых котлах и т.д.

2.2.1 Центробежные насосы

Насос конденсатный ЦН 1000-220 [2] (рисунок 2.2) предназначен для подачи конденсата с температурой до 60 °С в деаэратор. Насос центробежный, горизонтальный, одноступенчатый, спирального типа с колесом двухстороннего входа.

Корпус насоса литой с горизонтальным разъемом по оси вала. Верхняя 5 и нижняя 7 части корпуса соединены шпильками. По горизонтальному разьему корпуса установлена паронитовая прокладка. Входной и напорный патрубки расположены в нижней части корпуса насоса. Такое расположение патрубков обеспечивает возможность разборки насоса без демонтажа трубопроводов. Ротор насоса состоит из вала 3, сварнолитого рабочего колеса 6 двустороннего входа, защитных втулок, маслоотражателей, полумуфты 1 и других деталей. Опорами ротора служат подшипники скольжения с кольцевой смазкой.



1 – полумуфта; 2 – опорный подшипник; 3 – вал; 4 – концевое уплотнение; 5 – верхняя часть корпуса; 6 – сварнолитое рабочее колесо; 7 – нижняя часть корпуса; 8 – опорно-упорный подшипник

Рисунок 2.2 – Насос конденсатный ЦН 1000-220

Опорный подшипник 2 воспринимает радиальные нагрузки, а опорно-упорный подшипник 8 – радиальные и неуравновешенные осевые нагрузки. В масляных ваннах корпусов подшипников выполнены теплообменники для охлаждающей воды. Концевые уплотнения 4 насоса сальниковые с мягкой набивкой.

Насос соединен с электродвигателем зубчатой муфтой.

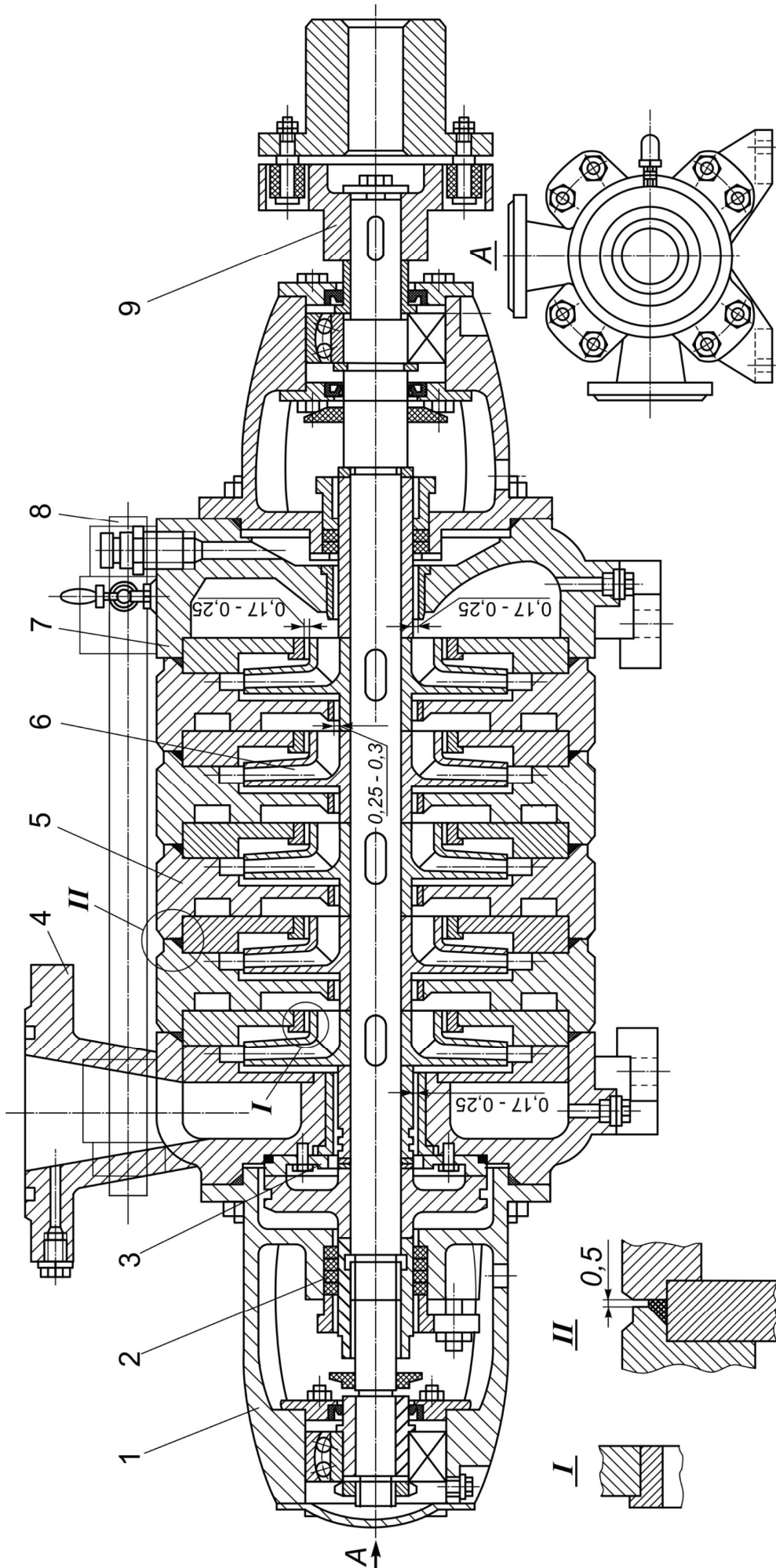
Условное обозначение насоса означает: ЦН – центробежный насос; 1000 – подача в $\text{м}^3/\text{ч}$; 220 – напор в м.

Насос секционный многоступенчатый типа ЦНС (рисунок 2.3) предназначен для перекачивания чистых и слегка загрязненных нейтральных жидкостей. Насосы этого типа выпускают с подачей 8...850 $\text{м}^3/\text{ч}$, напором 60...1900 м и частотой вращения 1450...2900 об/мин. Насос представляет собой обычную конструкцию с односторонним расположением рабочих колес. Крышки входная 7 и нагнетания 4, комплект секций 5 соединяются между собой стяжными шпильками 8, образуя корпус насоса. Направляющие аппараты могут быть отлиты совместно с секциями или представлять собой отдельную деталь, устанавливаемую в секцию по неподвижной посадке. Стыки корпуса уплотняются резиновыми уплотнительными кольцами. Совместно с крышками отлиты патрубки и опорные лапы. Входной патрубок направлен горизонтально, напорный – вертикально вверх. Рабочие колеса 6 установлены на вал по подвижной посадке. Осевое усилие ротора воспринимается гидравлической пятой 3. Узел разгрузочной пяты требует постоянного внимания при эксплуатации и часто служит причиной выхода насоса из строя. Поэтому в некоторых конструкциях секционных насосов для разгрузки осевого усилия служат разгрузочные отверстия и дополнительное уплотнение на ведущем диске колеса каждой ступени [3]. Насос соединяется с электродвигателем упругой пальцевой муфтой 9. Вода разгрузки отводится в кольцевую камеру первой ступени. Концевые уплотнения 2 ротора сальникового типа. Для исключения подсасывания воздуха в камеру между сальником со стороны всасывания и дроссельной втулкой подводится запирающая вода. Опорами ротора служат самоустанавливающиеся шарикоподшипники, установленные в кронштейнах 1, которые шпильками крепятся к крышкам корпуса. Смазка подшипников консистентная. Корпуса подшипников уплотняются резиновыми манжетами. Перед подшипниками на валу установлены водосбрасывающие кольца.

Насосы типа ЦНС преимущественно распространены в системах водотушения и водоснабжения. Насосы типа ЦНСГ в отличие от насосов типа ЦНС имеют охлаждение сальников. Они предназначены для перекачивания воды с температурой до 120 °С и используются в качестве питательных.

Условное обозначение насоса ЦНС 30-110 означает: ЦНС – центробежный секционный насос; 30 – подача в $\text{м}^3/\text{ч}$; 110 – напор в м.





1 – кронштейн; 2 – гидравлическая пята; 3 – гидравлическая пята; 4 – крышка нагнетания; 5 – комплект секций; 6 – рабочее колесо; 7 – крышка входная; 8 – стяжная шпилька; 9 – упруго-пальцевая муфта

Рисунок 2.3 – Насос секционный многоступенчатый типа ЦНС

Насос питательный ПЭ 100-53 (рисунок 2.4) относится к серии однотипных насосов, предназначенных для подачи питательной воды в паровые котлы с давлением пара 3,9 МПа.

Насос центробежный, горизонтальный, многоступенчатый, однокорпусный секционного типа, с односторонним расположением рабочих колес и гидравлической пятой для восприятия осевых усилий. Между базовыми деталями – входной 4 и напорной 6 крышками – расположены секции 5, в которых по напряженной посадке установлены направляющие аппараты. Крышки и секции стянуты длинными шпильками, образуя корпус насоса. Совместно с крышками отлиты патрубки, опорные поверхности которых расположены в горизонтальной плоскости, проходящей через ось насоса. В нижней части крышек выполнены шпонки для направленного теплового расширения корпуса. Корпус лапами опирается на литые тумбы, устанавливаемые на фундаментную раму. Корпус гидропаты крепится стяжными шпильками к напорной крышке. К корпусу гидропаты и входной крышке крепятся корпуса концевых уплотнений с кронштейнами для корпусов подшипников.

Ротор 1 насоса состоит из вала, комплекта рабочих колес, деталей гидропаты, защитных втулок и др. Рабочие колеса имеют одинаковую проточную часть. Разгрузочный диск через втулку сальника фиксируется на валу в осевом направлении круглой гайкой. Между торцом втулки и диска и комплектом рабочих колес предусмотрен тепловой зазор. Ротор насоса в собранном виде балансируют динамически. Концевые уплотнения 3 насоса сальникового типа с подводом к кольцу гидрозатвора запирающего холодного конденсата. Опорами ротора являются подшипники скольжения 2. Смазка подшипников жидкая с помощью смазочных колец. Насос и электродвигатель устанавливаются на общей фундаментной плите и соединяются между собой упруго-пальцевой муфтой.

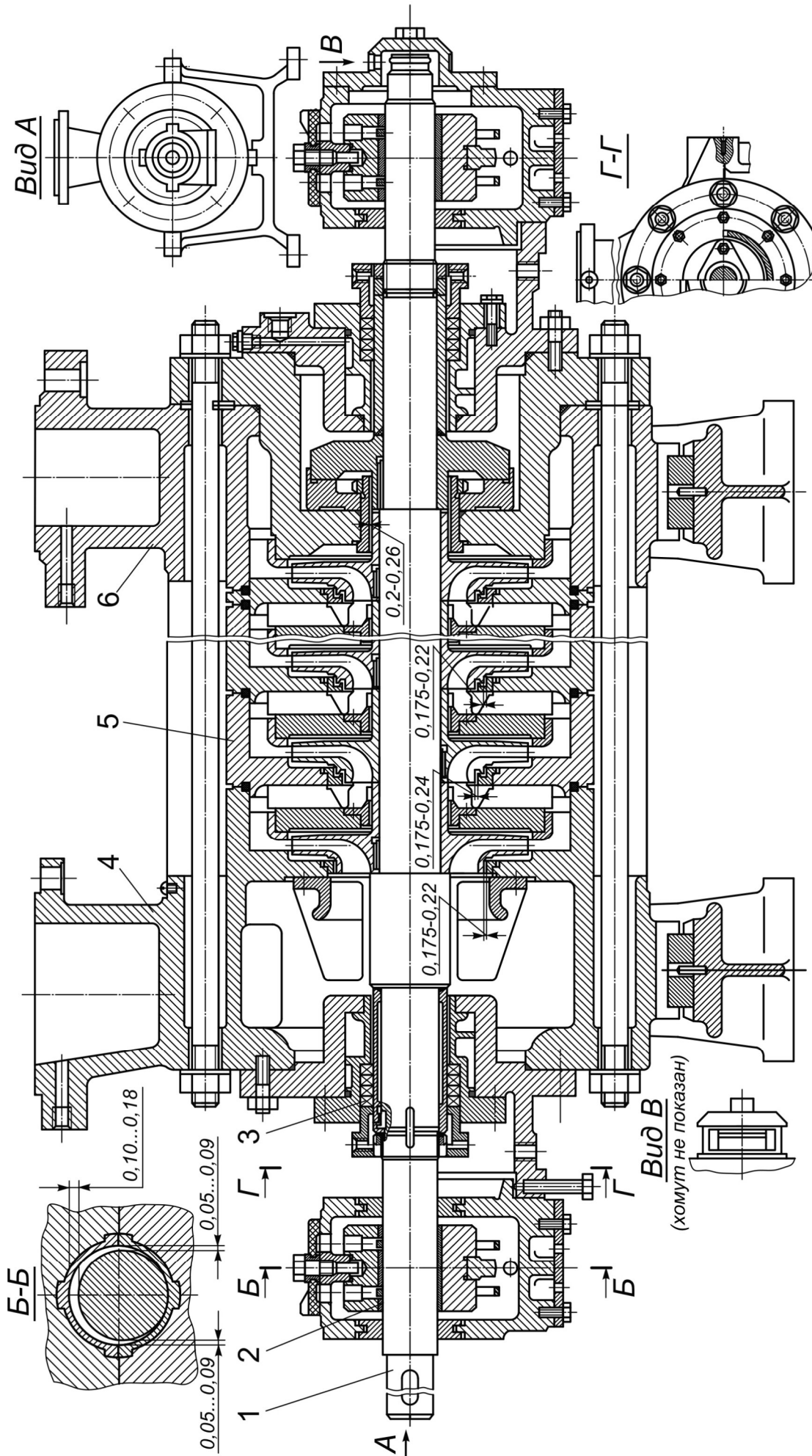
Условное обозначение насоса означает: ПЭ – питательный электронасос; 100 – подача в м³/ч; 53 – давление нагнетания в МПа, увеличенное в 10 раз.

2.2.2 Осевые насосы

Насосы, в которых жидкость в рабочем колесе движется в осевом направлении, называют осевыми.

Рабочее колесо осевого насоса, напоминающее гребной винт, состоит из втулки и лопастей, число которых составляет обычно 3...4. За рабочим колесом устанавливается выправляющий аппарат. В нем часть кинетической энергии потока за колесом преобразуется в энергию давления. Он представляет собой три-четыре неподвижные плоские лопатки, отлитые совместно с корпусом.

Осевые насосы имеют низкие напоры и большие подачи по сравнению с центробежными. Вследствие отсутствия потерь на дисковое трение они имеют высокий КПД, достигающий у насосов большой мощности 0,9...0,92.



1 – ротор; 2 – подшипник скольжения; 3 – концевое уплотнение; 4 – входная крышка;
5 – секция с направляющим аппаратом; 6 – напорная крышка

Рисунок 2.4 – Насос питательный ПЭ 100-53

На судах осевые насосы применяют в качестве циркуляционных насосов главных конденсаторов, в балластных системах транспортных судов и плавучих доков, в качестве водоотливных, в подруливающих устройствах крупных судов.

Осевые насосы типов О (жестколопастные) и Оп (поворотнолопастные) выпускают с подачей $0,072 \dots 40,5 \text{ м}^3/\text{с}$, напором $2,5 \dots 26 \text{ м}$ при частоте вращения вала насоса $250 \dots 2000 \text{ об/мин}$. Чаще осевые насосы имеют вертикальное исполнение (ОВ и ОпВ), так как занимают меньше места чем горизонтальные.

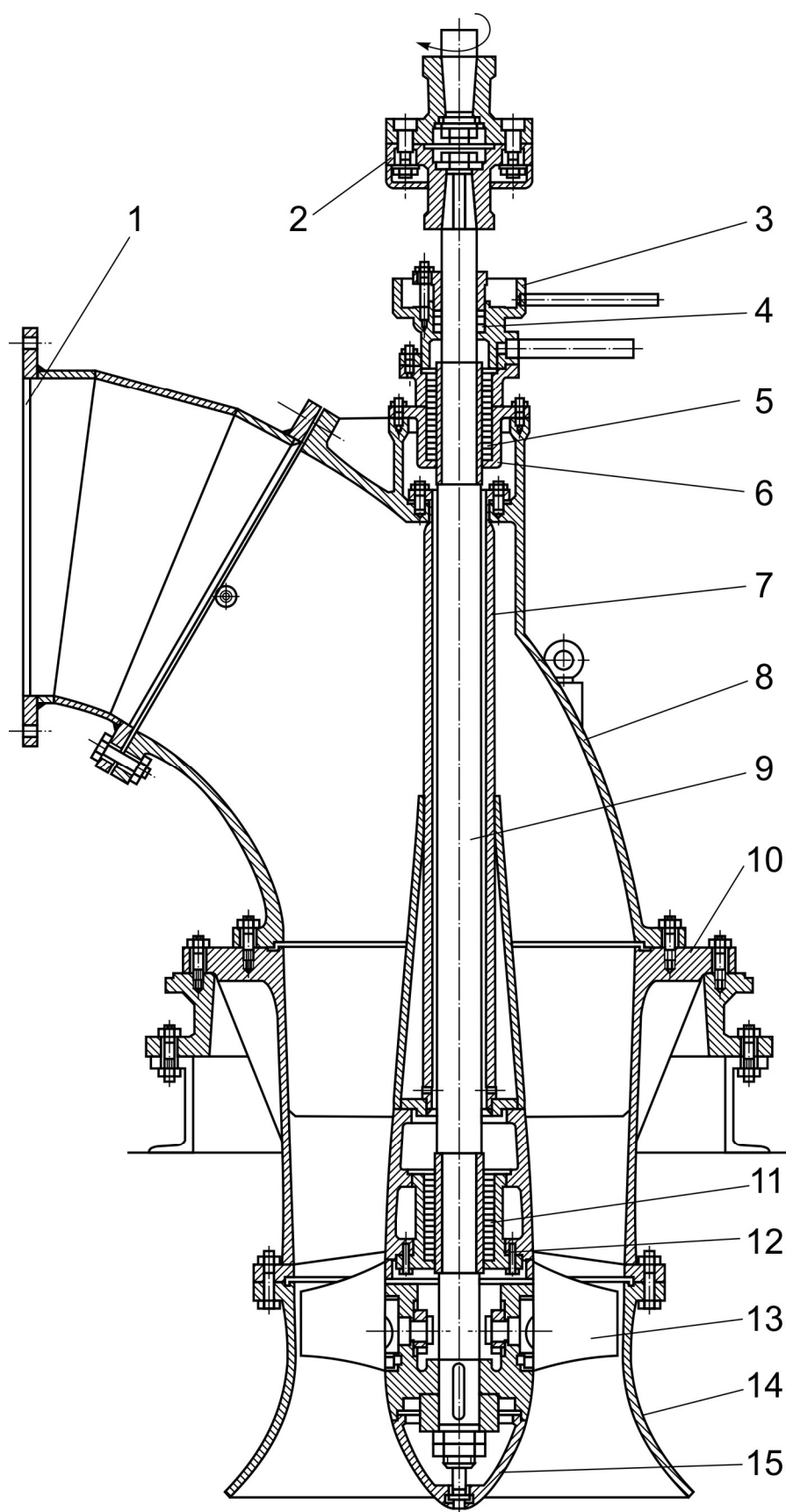
Насос осевой типа О (рисунок 2.5) состоит из обтекателя 15, насаженного на вал 9, и входного патрубка 14, внутри которого установлено рабочее колесо 13. В пределах корпуса вал имеет две опоры 12 и 6 с лигнофолевыми вкладышами 5 и 11. Нижняя опора 12 смазывается перекачиваемой жидкостью, верхняя 6 – жидкостью, подаваемой специальным насосом. Верхняя часть вала находится в защитной трубе 7. Сальник 3 снабжен мягкой набивкой 4. Из рабочего колеса поток поступает в выправляющий аппарат 10, а затем в отводы 8 и 1. В рассматриваемой конструкции предусмотрен вал, состоящий из основного 9, в пределах насоса, и промежуточного, который соединяется с валом электродвигателя. В свою очередь основной вал соединяется с промежуточным жесткой муфтой 2. Промежуточный вал имеет опору с радиально-упорным подшипником, воспринимающим массу ротора и осевую силу [3]. В поворотнолопастных насосах лопасти соединяются с втулкой подвижно. Механизм поворота лопастей установлен внутри втулки.

2.2.3 Вихревые и центробежно-вихревые насосы

Вихревые насосы относятся к динамическим насосам трения. Напор вихревого насоса в $3 \dots 7$ раз больше, чем центробежного при тех же размерах и частоте вращения. Вихревые насосы могут работать на смеси жидкости и газа. К недостаткам вихревых насосов относится низкий КПД, не превышающий 45%. Вихревые насосы непригодны для работы на вязких жидкостях, так как с увеличением вязкости их напор и КПД резко падают. Они непригодны для работы на жидкостях, содержащих твердые частицы, что приводит также к снижению подачи и КПД из-за увеличения зазоров на перемычке. Их изготавливают на небольшие подачи до $36 \text{ м}^3/\text{ч}$ и большие напоры до 250 м . На судах их применяют в санитарных, питательных системах. Вихревые насосы бывают открытого и закрытого типа. Вторые нашли широкое применение на судах.

Для улучшения кавитационных качеств вихревого насоса перед рабочим колесом подключают центробежную ступень. Также вихревые насосы используют в качестве одной из ступеней центробежного насоса, обеспечивая самовсасывание. Такие насосы называют центробежно-вихревыми ЦВ. Они работают с производительностью $14 \dots 36 \text{ м}^3/\text{ч}$, развивают напор $80 \dots 150 \text{ м}$ при частоте вращения вала 2900 об/мин . КПД таких насосов $48 \dots 50\%$, что несколько выше, чем у вихревых насосов. Они имеют и большее значение высоты самовсасывания, равное 6 м .





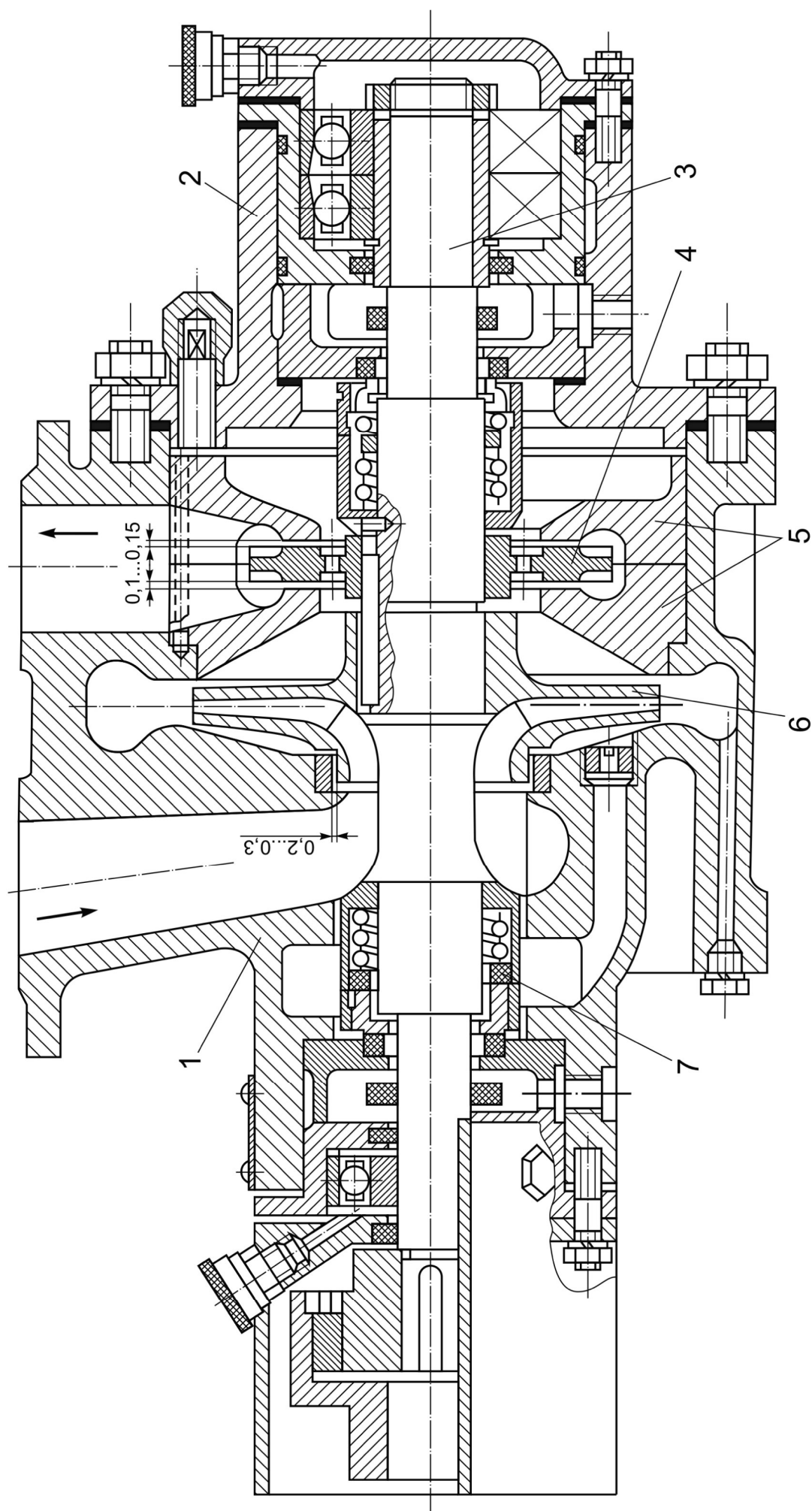
1, 8 – отвод; 2 – муфта; 3 – сальник; 4 – набивка сальника; 5, 11 – вкладыш;
6, 12 – опора; 7 – труба защитная; 9 – вал основной; 10 – выпрямляющий аппарат;
13 – колесо рабочее; 14 – патрубок входной; 15 – обтекатель

Рисунок 2.5 – Насос осевой типа О

Насос центробежно-вихревой типа ЦВ (рисунок 2.6) представляет собой комбинацию центробежной 6 и вихревой 4 ступеней, расположенных на общем горизонтальном валу 3. Благодаря наличию центробежной ступени улучшается всасывающая способность насоса.

Корпус 1 насоса представляет собой отливку, в которой выполнены каналы проточной части. Входной и напорный патрубки отлиты совместно с корпусом и направлены вертикально вверх. Корпус имеет отверстия для слива воды и выпуска воздуха из насоса. Неподвижные вставки 5 в корпусе образуют проточную часть вихревой ступени закрытого типа. С торца корпус закрыт крышкой 2, которая служит корпусом опорно-упорного подшипника. Рабочие колеса центробежной и вихревой ступеней установлены на вал на общей шпонке по скользящей посадке. В качестве концевых используются одинарные торцовые уплотнения 7 с системой прижимных втулок и пружин. Кроме того, в полость уплотнения по каналу подводится вода под давлением от центробежного колеса. Таким образом, обеспечивается водяное уплотнение. Жидкость, проникающая сквозь уплотнения, отводится через отверстие в корпусе насоса в трюм или в сливной трубопровод [4]. Корпус подшипников уплотнен манжетами. Опорами ротора служат подшипники качения: со стороны муфты – радиальный, со стороны свободного конца вала – сдвоенный радиально-упорный для восприятия неуравновешенных осевых усилий. Смазка подшипников консистентная, удерживаемая от растекания войлочными кольцами.

С приводом электродвигателя насос соединяется эластичной муфтой. Насос и электродвигатель устанавливаются на общей фундаментной раме. Пример условного обозначения насоса ЦВ 5/105: ЦВ – центробежно-вихревой; 5 – подача в л/с; 105 – напор в м.



1 – корпус; 2 – крышка; 3 – вал; 4 – ступень вихревая; 5 – вставка; 6 – ступень центробежная; 7 – уплотнение

Рисунок 2.6 – Насос центробежно-вихревой типа ЦВ

2.2.4 Вентиляторы

Вентиляторами называются нагнетатели вращательного типа, предназначенные для подачи газов или воздуха с плотностью $\rho \approx 1,2 \text{ кг/м}^3$ при напоре, не превышающем 12 кПа. Различают центробежные и осевые вентиляторы. Первые обеспечивают относительно большое давление, вторые – значительные подачи воздуха или газа при небольшом давлении.

Центробежные вентиляторы разделяют на вентиляторы низкого давления (до 1 кПа), среднего (1..3 кПа) и высокого (3...12 кПа) давления в зависимости от величины полного (сумма статического и динамического) давления, создаваемого на номинальном режиме.

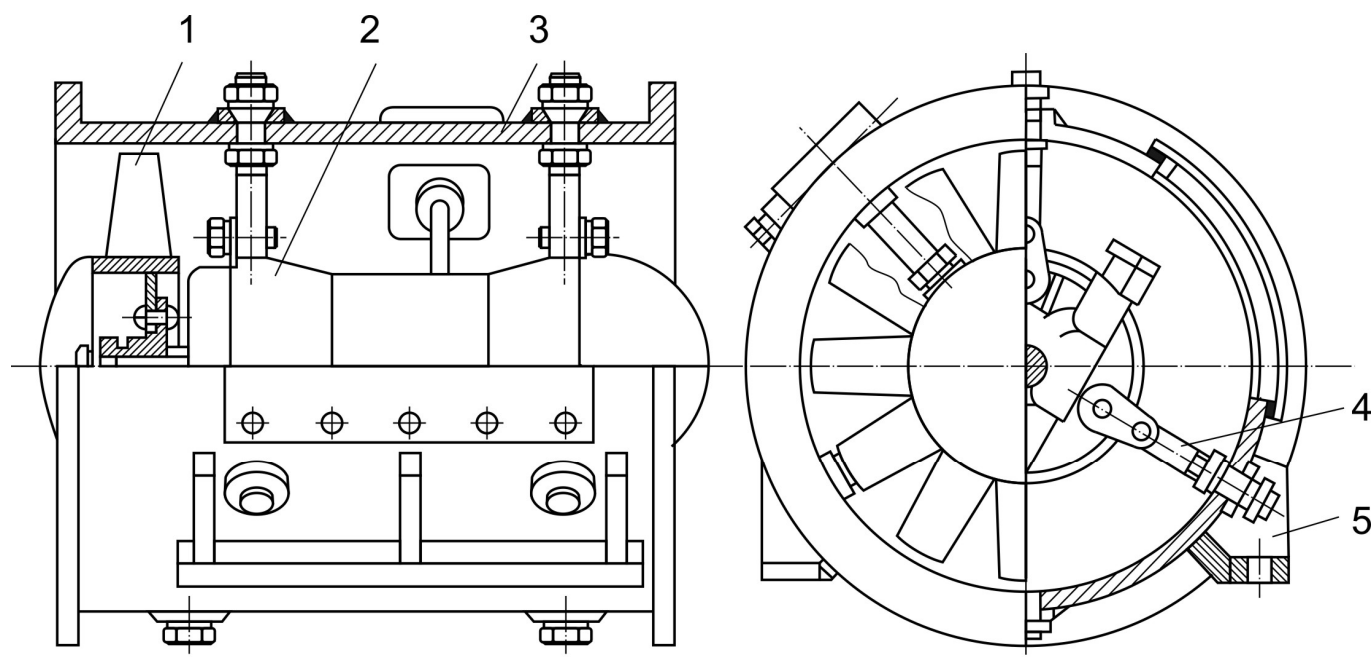
Классификация вентиляторов приведена на рисунке 2.7.



Рисунок 2.7 – Классификация судовых вентиляторов

Осевой вентилятор (рисунок 2.8) состоит из цилиндрического корпуса 3 и рабочего колеса 1, приводимого во вращение электродвигателем 2, который закреплен в корпусе на установочных винтах 4. Удобство такой конструкции заключается в том, что вентилятор не изменяет направление движения нагнетаемого им воздуха и поэтому может быть установлен на любом прямолинейном участке воздухопровода, а при необходимости укреплен на фундаменте с помощью лап 5 [5].

Осевые вентиляторы являются вентиляторами низкого давления. Их применяют в системах с большим расходом. Некоторые конструкции осевых вентиляторов допускают реверсирование, т.е. при изменении направления вращения они изменяют направление потока. Лопасты таких вентиляторов выполняют с симметричным сечением



1 – рабочее колесо; 2 – электродвигатель; 3 – корпус;
4 – винт установочный; 5 – лапа крепежная

Рисунок 2.8 – Вентилятор осевой

2.3 Предварительная подготовка к проведению работы

Предварительное ознакомление с назначением, принципом действия, устройством и конструктивными особенностями динамических насосов и вентиляторов различного типа проводится студентами самостоятельно по учебной литературе [6], [3], [5], [4]. Основное изучение устройства и эксплуатации насосов производится по плакатам и насосам, имеющимся в лаборатории кафедры под руководством преподавателя.

2.4 Порядок проведения работы

1. Произвести разборку насоса или вентилятора.
2. Изучить конструкцию основных рабочих органов динамической машины и ее комплектующих элементов.
3. Составить эскизы основных рабочих элементов насоса и вентилятора. При этом особое внимание уделяется нанесению шероховатости, предельных отклонений (посадок) и формы поверхностей деталей.
4. Составить конструктивную схему устройства.
5. Осуществить сборку.

2.5 Оформление отчета

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

2.6 Контрольные вопросы

1. Каковы особенности изучаемых конструкций динамических насосов и вентиляторов, их достоинства и недостатки?
2. Как классифицируют динамические машины?
3. Каковы особенности движения жидкости в динамических насосах?
4. Каковы особенности работы вихревого и центробежного насоса на трубопровод?
5. Каковы особенности эксплуатации лопастных насосов?
6. В чем отличие работы центробежных и осевых вентиляторов?
7. В чем преимущество центробежно-вихревых насосов?
8. Какие существуют способы регулирования производительности лопастных насосов и вентиляторов?
9. Как разделяют центробежные вентиляторы по создаваемому полному давлению?
10. Какое устройство называется вентилятор?
11. Назовите способы уменьшения действия осевых сил в центробежных насосах.
12. Какие достоинства и недостатки можно отметить у центробежных насосов?
13. Какое назначение имеет направляющий аппарат в конструкции осевых насосов и вентиляторов?
14. Классификация судовых насосов по назначению.

3. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2 ИЗУЧЕНИЕ КИНЕМАТИКИ ПОТОКА В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

3.1 Цель работы

Целью лабораторной работы является:

- закрепление знаний студентов по разделу «Кинематика потока» внутри рабочего колеса, понимание связи между скоростями;
- построение плана скоростей при входе в колесо и выходе из него;
- определение напора H при заданных подаче Q и частоте вращения n , используя план скоростей потока на выходе из колеса.

Продолжительность лабораторной работы – 2 ч.

3.2 Теоретический раздел

Кинематика потока при входе в рабочее колесо

При рассмотрении движения жидкости внутри колеса принимают, что распределение скоростей в поперечных сечениях каналов колеса равномерно и зависит от размера канала и расхода, а траектории потока полностью соответствуют очертаниям лопастей в плане (рисунок Б.1) [7]. Такое допущение соответствует струйной теории течения жидкости в рабочем колесе насоса. Скорость потока, м/с, при входе в рабочее колесо

$$v_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \eta_{об} \cdot (D_0^2 - d_{вт}^2)}.$$

Скорость потока обычно не изменяется при движении жидкости до входа на лопасти рабочего колеса, то есть

$$v_0 = v_1 = v_{1m},$$

где v_1 – абсолютная скорость потока при входе на лопасти;

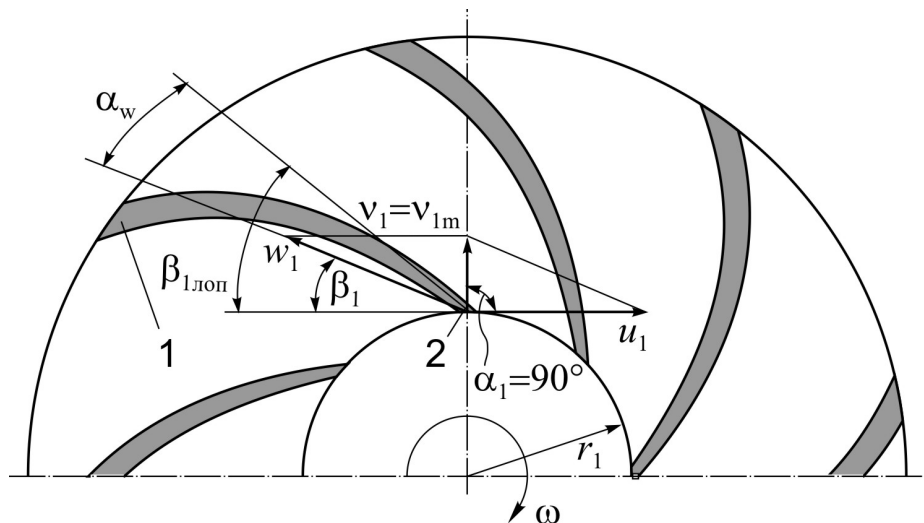
v_{1m} – меридианная составляющая абсолютной скорости (вектор меридианной составляющей расположен в плоскости сечения колеса, проходящей через ось вращения).

Средняя окружная скорость, м/с, входных кромок лопастей $u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n / 60$ направлена по касательной к окружности вращения середины входной кромки лопасти. После нахождения скоростей v_1 и u_1 строят план скоростей потока перед входом его в межлопастные каналы колеса на диаметре D_1 . Для этого строят параллелограмм векторов скоростей (рисунок 3.1), из которого определяют вектор относительной скорости w_1 , так как $v_1 = w_1 + u_1$, где w_1 – средняя скорость потока относительно лопасти рабочего колеса.

Угол β_1 называют углом входа потока на лопасти и вычисляют по формуле $\beta_1 = \arctg(v_1 / u_1)$. Разность улов между направлениями лопасти $\beta_{1\text{лоп}}$ относительной скорости w_1 - угол атаки $\alpha_w = \beta_{1\text{лоп}} - \beta_1$.



По нормативным данным значение угла атаки должно быть положительным и на расчетном режиме находиться в пределах $3 \dots 8^\circ$. После входа на лопасти поток уже движется вдоль лопастей, а траектория его соответствует очертаниям межлопастных каналов.

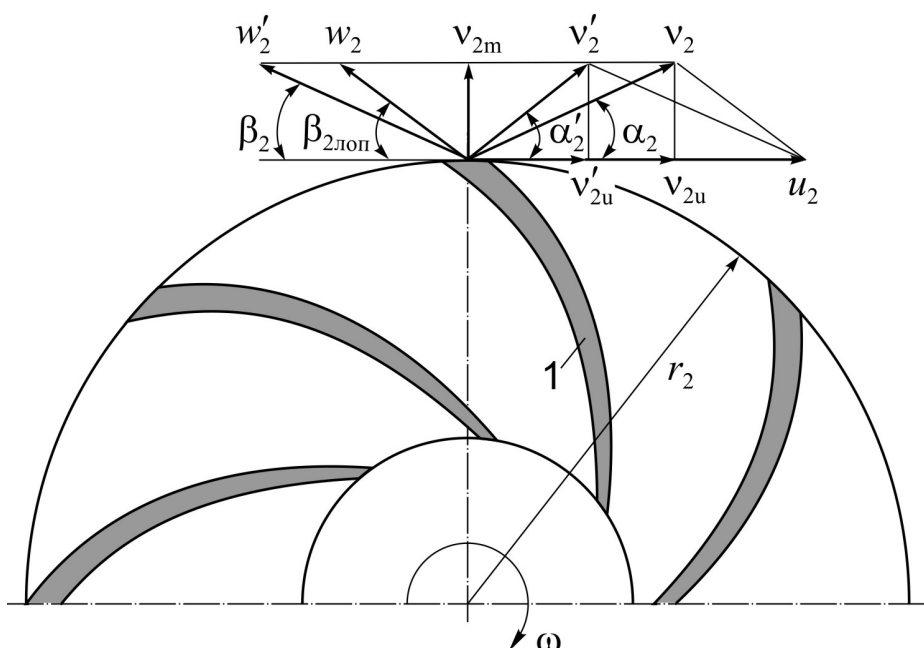


1 – лопасть; 2 – входная кромка лопасти; r_1 – средний радиус вращения входной кромки лопасти; ω – угловая скорость вращения

Рисунок 3.1 – План скоростей потока при входе в рабочее колесо

Кинематика потока при выходе жидкости из рабочего колеса

При выходе из рабочего колеса поток жидкости имеет окружную составляющую скорости $u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n / 60$, а направление его в относительном движении соответствует направлению лопастей на выходе, то есть углу установки лопастей $\beta_{2\text{лоп}}$ (рисунок Б.1).



1 – лопасть рабочего колеса; r_2 – наружный радиус колеса;
 ω – угловая скорость вращения

Рисунок 3.2 – План скоростей потока при выходе из рабочего колеса

Меридианная (радиальная) составляющая абсолютной скорости потока на выходе

$$v_{2m} = \frac{Q}{\eta_{об} \cdot F_2} = \frac{Q}{\eta_{об} \cdot \left[\pi \cdot D_2 \cdot b_2 - b_2 \cdot Z_{л} \cdot \left(\frac{\delta_2}{\sin(\beta_{2лоп})} \right) \right]},$$

где F_2 – площадь потока жидкости, выходящего из колеса, по круговому сечению с диаметром D_2 , м²;

b_2 – расстояние между дисками колеса на диаметре D_2 , м;

δ_2 – толщина лопасти при выходе из колеса, м;

$Z_{л}$ – число лопастей рабочего колеса.

Эта скорость зависит только от подачи насоса и геометрических размеров колеса. План скоростей при выходе потока из колеса начинают строить с векторов скоростей u_2 и v_{2m} (рисунок 3.2). Так как, направление относительной скорости потока w_2 известно, и соответствует углу $\beta_{2лоп}$, то значение ее можно найти из параллелограмма скоростей, который строят по известным векторам $\vec{u}_2$ и $\vec{v}_{2m}$. Поскольку $\vec{v}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2$, то нетрудно найти и вектор абсолютной скорости $\vec{v}_2$. Проекцию скорости v_2 на направление окружной скорости u_2 называют окружной составляющей абсолютной скорости потока v_{2u} . Из теории насосов известно, что на самом деле относительная скорость отклоняется от направления лопастей колеса, в результате чего окружная составляющая v_{2u} становится меньше, чем это следует из построения плана скоростей. Действительная скорость

$$v'_{2u} = \frac{v_{2u}}{1 + p}$$

где p – коэффициент, зависящий от числа лопастей $Z_{л}$, угла установки лопасти на выходе $\beta_{2лоп}$ и отношения диаметров D_1 / D_2 .

На рисунке 3.2 эта скорость обозначена вектором $\vec{v}'_{2u}$. Соответственно появляются скорости v'_2 и w'_2 . Такое изменение плана скоростей объясняется тем, что подача насоса не меняется, а значит, не меняется и скорость v_{2m} ($v_{2m} = v'_{2m}$).

Величину p можно найти по формуле

$$p = \frac{1,2 \cdot (1 + \sin \beta_{2лоп})}{Z_{л} \cdot \left[1 - (D_1 / D_2)^2 \right]}$$

3.3 Порядок проведения испытаний

По результатам измерений рабочего колеса, нанести основные размеры на эскиз рабочего колеса на рисунке Б.1 (Приложение Б). Измерения проводят в нескольких местах колеса с целью получения среднего значения, что связано с грубой обработкой колеса после отливки. Результаты измерений заносятся в протокол испытаний (таблица Б.1).

Заполнить таблицу Б.2 паспортными данными рассматриваемого насоса, а также найденными по обобщающим зависимостям, гидравлическим η_g и объемным η_o КПД (коэффициент полезного действия) насоса.

3.4 Порядок выполнения расчетов

Теоретический напор насоса H_t , м рассчитывается исходя из построенного плана скоростей на выходе из колеса по уравнению Эйлера

$$H_t = v'_{2u} \cdot u_2 / g.$$

Действительный расчетный напор насоса H_p , м находится по формуле

$$H_p = H_t \cdot \eta_g$$

где η_g — гидравлический КПД насоса.

Для сравнения рассчитанного напора H_p с напором по паспортным данным применяют зависимость

$$\Delta \bar{H} = \frac{(H - H_p)}{H} \cdot 100, \%$$

Результаты расчетов заносятся в таблицу Б.3 (Приложение Б).

3.5 Контрольные вопросы

1. Соответствует ли полученный угол атаки α_w нормативным данным?
2. Как изменяется значение угла атаки α_w при изменении подачи?
3. Как изменяется напор насоса H при изменении подачи Q или частоты вращения n ?
4. Каково расхождение между расчетным и опытным напорами насоса?
5. Объясните наиболее вероятную причину расхождения.

4. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

4.1 Цель работы

В цель лабораторной работы входит:

- ознакомление с конструкцией центробежного насоса;
- приобретение навыков эксплуатации и испытаний насоса;
- построение рабочих характеристик центробежного насоса, т.е. графической зависимости напора H от его подачи Q (напорная характеристика) и графической зависимости потребляемой мощности насоса $N_{\text{потр}}$ и коэффициента полезного действия η от подачи Q (энергетическая характеристика), приведенные к номинальной частоте вращения n_n .

Рабочие характеристики можно получить теоретически, но при этом приходится учитывать много факторов, которые не поддаются точному определению. Поэтому практически характеристики насоса строятся экспериментальным путем на основании результатов испытаний насосов.

Характеристики, полученные при испытании насосов, являются основными техническими документами, определяющими эксплуатационные свойства насоса. Они прилагаются к его техническому паспорту и используются как исходный материал для различных эксплуатационных расчетов.

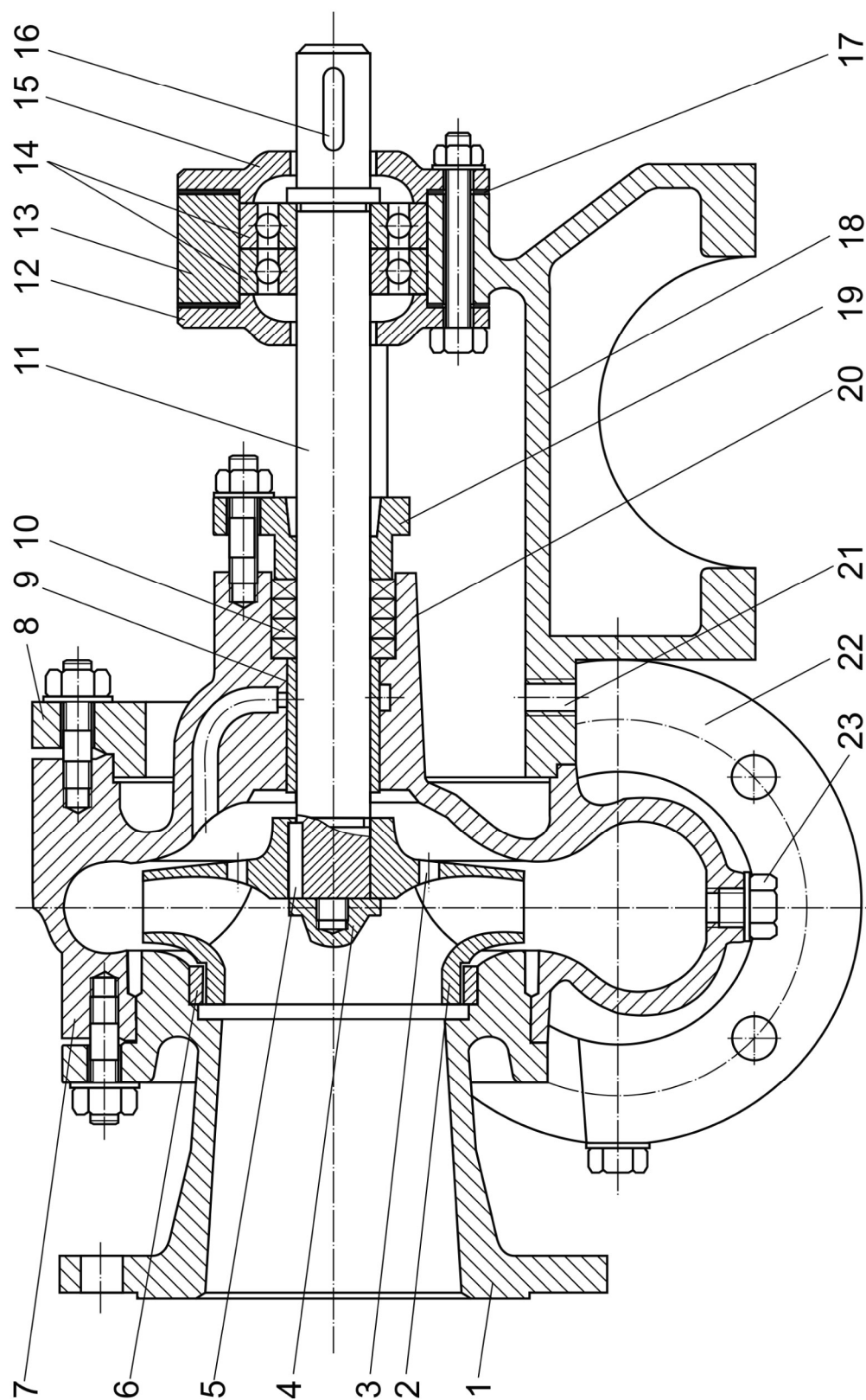
Имея характеристику насоса при данной частоте вращения и пользуясь формулами пересчета, можно построить его характеристику при любой частоте вращения.

Продолжительность лабораторной работы – 2 ч.

4.2 Теоретический раздел

Испытываемый центробежный насос типа 1 1/2 К-6 – горизонтальный, одноступенчатый, консольный, с рабочим колесом одностороннего всасывания предназначен для подачи воды и других чистых жидкостей, имеющих сходные с водой свойства в отношении вязкости и химической активности, с температурой до 85 °С.

Корпус насоса представляет собой чугунную отливку 7 (рисунок 4.1), внутренняя полость которой выполнена в виде спирали, переходящей в нагнетательный патрубок. Напорный патрубок расположен под углом 90° к оси насоса и направлен вертикально вверх, но по условиям монтажа может быть повернут на 90, 180 или 270° (рисунок 4.2). Крышка корпуса отлита из чугуна за одно целое с входным патрубком 1. Рабочее колесо 2 литое чугунное состоит из двух дисков, соединенных цилиндрическими лопатками. Вход жидкости в рабочее колесо осевой. Колесо закреплено на валу 11 с помощью шпонки 5 и гайки 4. Сальник состоит из корпуса 20, отлитого за одно целое с корпусом насоса, крышки сальника 19 и хлопчатобумажной набивки 10. Уплотнение рабочего колеса, предназначенное для уменьшения циркуляции жидкости вокруг



1 – входной (всасывающий) патрубок, составляющий одно целое с крышкой; 2 – рабочее колесо; 3 – разгрузочное отверстие; 4 – гайка; 5 – шпонка; 6 – кольцо уплотняющее; 7 – спиральный корпус; 8 – кронштейн; 9 – втулка защитная; 10 – набивка сальниковая; 11 – вал; 12, 13, 15 – крышка подшипника; 14 – шарикоподшипники (опоры вала); 16 – шпонка; 17 – прокладка; 18 – стойка опорная; 19 – крышка сальника; 20 – корпус сальника (цельная отливка с корпусом насоса); 21 – отверстие для удаления жидкости, охлаждающей сальник; 22 – выходной (нагнетательный) патрубок; 23 – пробка

Рисунок 4.1 – Разрез центробежного консольного горизонтального насоса 1,5 К-6

диска, плоское и образуется кольцевым выступом на диске рабочего колеса и уплотняющим кольцом 6. Вал насоса стальной, имеет две опоры, одну в виде шарикоподшипников 14, размещенных на опорной стойке 18, и вторую в виде бронзовой втулки 9, запрессованной в корпусе. Смазка шарикоподшипников осуществляется солидолом, а смазка бронзовой втулки – перекачиваемой жидкостью, для чего в корпусе насоса имеется канал, соединяющий рабочую полость насоса с кольцевой выточкой в корпусе сальника. Осевая сила воспринимается шарикоподшипниками. В самой высокой точке корпуса имеется отверстие с пробкой для выпуска воздуха из корпуса и всасывающего патрубка при заливке насоса. Спуск жидкости при продолжительных остановках производится через отверстие в нижней части корпуса.

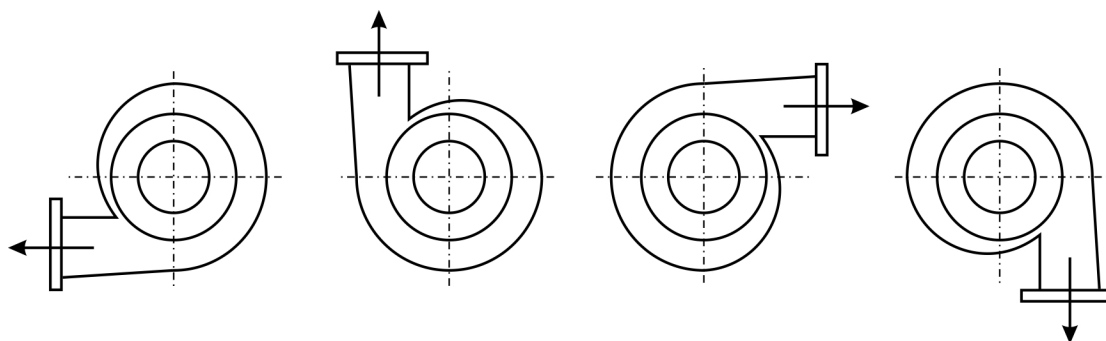
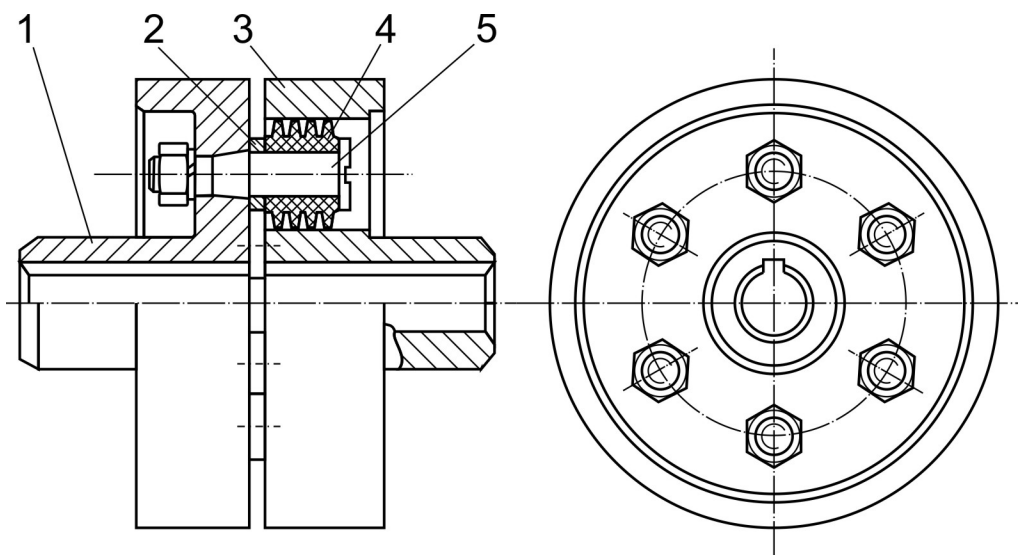


Рисунок 4.2 – Варианты расположения напорного патрубка относительно оси насоса

Основные параметры насоса на номинальном режиме приведены в таблице В.1 (Приложение В), а рабочие характеристики на рисунке Д.1 (Приложение Д). Работая на воде с температурой 20 °С и плотностью 1000 кг/м³ при частоте вращения 2900 об/мин, насос создает напор 17,4 м и обеспечивает производительность 11 м³/ч. Рабочая зона производительности находится в диапазоне 6...15 м³/ч.

Насос приводится в действие асинхронным электродвигателем переменного тока с короткозамкнутым ротором частотой вращения $n = 2900$ об/мин и мощностью $N_{эл} = 1,5$ кВт. Справочные данные по электродвигателю указаны в таблице В.2.

Для передачи крутящего момента от вала электродвигателя к валу центробежного насоса используется упругая втулочно-пальцевая муфта типа МУВП, изображенная на рисунке 4.3. Муфта состоит из двух полумуфт. В ведущей полумуфте 1 пальцы 5 плотно сдавлены своей металлической частью, а в ведомую 3 они входят с небольшим зазором своей эластичной частью. Эластичность соединения достигается за счет пальцев-болтов с надетыми на них кожаными шайбами или резиновыми втулками 4. Эти муфты уменьшают динамические нагрузки и допускают небольшую несоосность соединяемых валов.



1 – полумуфта (ведущая); 2 – втулка распорная; 3 – полумуфта (ведомая); 4 – втулка упругая; 5 – палец

Рисунок 4.3 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

Для определения производительности насоса стенд оборудован диафрагмой ДКС [8], установленной во фланцах нагнетательного участка трубопровода.

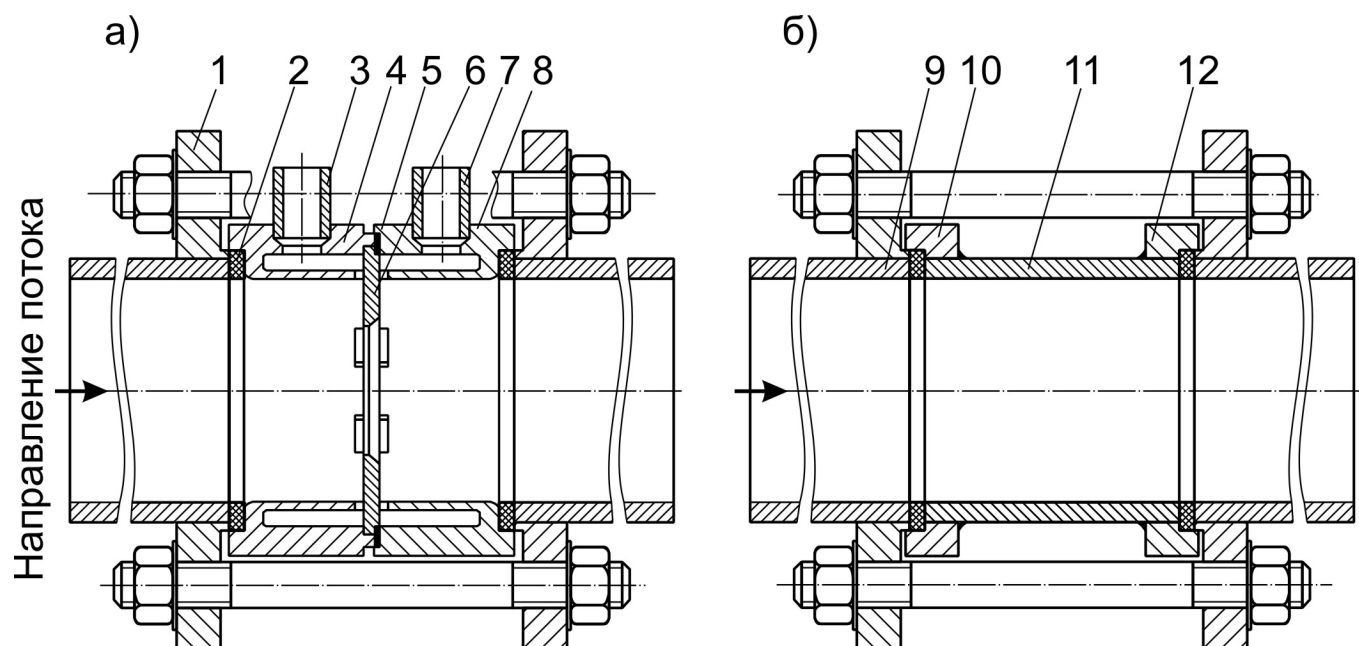
Конструкция диафрагмы показана на рисунке 4.4, а внешний вид на рисунке 4.5. Диафрагма состоит из двух кольцевых камер 4 и 8 (рисунок 4.4), диска 6, зажатого между кольцевыми камерами. Кольцевые камеры служат для отбора статического давления непосредственно у плоскостей диска. Уплотнение между плоскостью соприкосновения камер и диска обеспечивается прокладкой 5. Полости кольцевых камер соединены патрубками 3 и 7 с первичным измерительным прибором типа ДМ (позиция 5 на рисунке 4.6). Вся диафрагма крепится между фланцами труб 1 (рисунок 4.4) и уплотняется прокладками 2. Острый край диска 6 диафрагмы должен быть обращен навстречу движущемуся потоку. Это вызвано тем, что при истечении с расширением коэффициент гидравлического сопротивления несколько больше, чем при истечении с сужением и имеющаяся на диске диафрагмы фаска при указанном расположении диафрагмы в потоке компенсирует эту разницу.

Диафрагма, установленная в трубопроводе, создает в нем местное сужение, благодаря чему давление перед диафрагмой будет больше, чем давление в потоке за диафрагмой вследствие перехода части потенциальной энергии давления в кинетическую. Разность этих давлений (перепад давления) тем больше, чем больше расход протекающей жидкости.

Внутренний диаметр отверстия истечения диафрагмы определяется расчетным путем с учетом ориентации в пространстве прямого участка трубопровода с диафрагмой и направления потока жидкости.

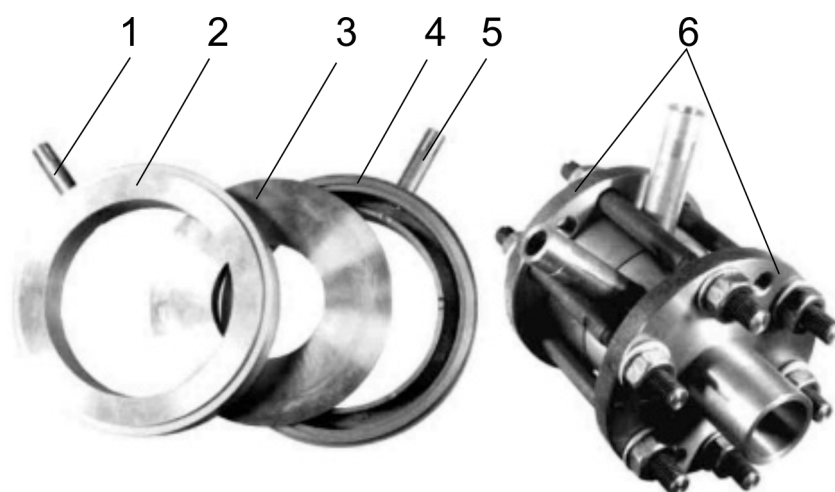
Перепад давления на диафрагме измеряется с помощью комплекта включающего первичный прибор (позиция 5 на рисунке 4.6) типа дифман

метр, служащий для преобразования измеряемого перепада давления в выходной электрический сигнал, который передается на вторичный прибор (позиция 9), предназначенный для непрерывного измерения параметра.



а) фланцевое соединение с диафрагмой; б) фланцевое соединение с монтажным кольцом; 1 – фланец; 2 – прокладка уплотнительная; 3, 7 – патрубок; 4 – корпус плюсовой кольцевой камеры; 5 – прокладка уплотнительная; 6 – диск; 8 – корпус минусовой кольцевой камеры; 9 – патрубок; 10, 11, 12 – монтажное кольцо (устанавливается вместо диафрагмы на период монтажа, сварочных работ или продувки трубопровода)

Рисунок 4.4 – Конструктивное исполнение фланцевого соединения



1, 5 – патрубок; 2 – плюсовая кольцевая камера; 3 – диафрагма; 4 – минусовая кольцевая камера; 6 – фланец

Рисунок 4.5 – Расходомерная диафрагма типа ДКС

Принцип действия прибора ДМ основан на использовании деформации упругого чувствительного элемента при воздействии на него измеряемого перепада давления. Упругим чувствительным элементом прибора является мембранный блок, состоящий из двух мембранных коробок. Деформация происходит до тех пор, пока силы, вызванные перепадом давления, не уравниваются упругими силами мембранных коробок. Воздействие на чувствительный элемент вызывает изменение положения сердечника относительно катушки дифференциального трансформатора, что приводит к изменению электрических параметров на выходе из первичного прибора [9].

Во вторичном приборе встроен аналогичный дифференциальный трансформатор. Таким образом, каждому положению сердечника дифференциального трансформатора первичного прибора, определяемому величиной перепада давления в плюсовой и минусовой камерах, соответствует определенное положение сердечника дифтрансформатора вторичного прибора и, следовательно, определенное положение кинематически связанного с ним указателя на шкале вторичного прибора.

4.3 Описание испытательного стенда

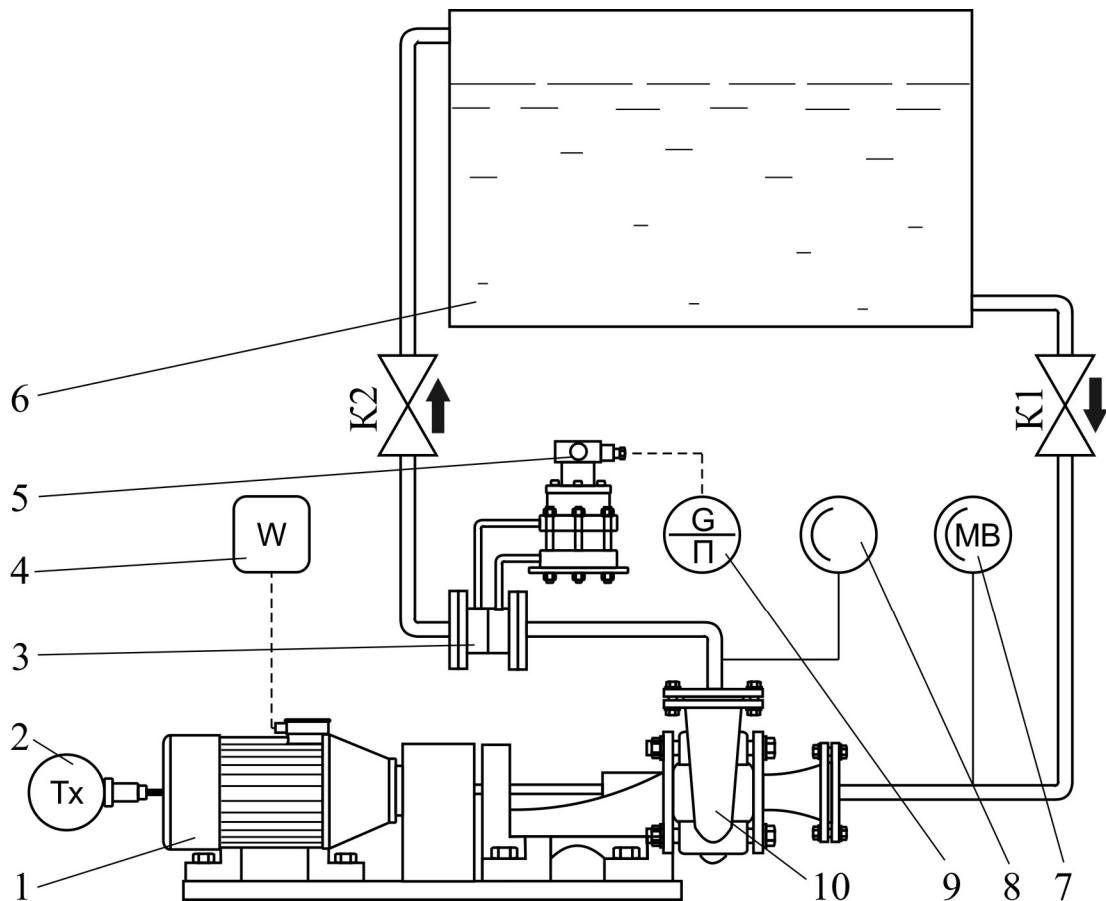
Испытания центробежного насоса проводятся на стенде, принципиальная схема которого показана на рисунке 4.6. Стенд собран из: электронасосного агрегата; циркуляционного контура, заполненного пресной водой и контрольно-измерительных приборов.

Электронасосный агрегат состоит из центробежного насоса 10 с электроприводом 1 в виде трехфазного электродвигателя переменного тока с короткозамкнутым ротором.

Вода из бака 6 поступает во всасывающий трубопровод; проходит через запорный клапан $K1$ и поступает в насос; проходит через рабочее колесо и выбрасывается в напорный трубопровод; проходит через диафрагму 3, запорный клапан $K2$ и возвращается в расходный бак.

Для измерения необходимых параметров работы насоса стенд оборудован контрольно-измерительными приборами [10]:

- тахометром часовым 2 для измерения частоты вращения вала насоса n ;
- ваттметром 4 для измерения мощности, потребляемой электродвигателем из электрической сети;
- первичным измерительным прибором 5 для определения перепада давления на диафрагме;
- вторичным прибором 9 для непрерывного измерения параметра;
- манометром 8 для измерения избыточного давления на выходе из насоса;
- мановакуумметром 7 для измерения избыточного и вакуумметрического давления на входе в насос.



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

Рисунок 4.6 – Принципиальная схема испытательного стенда

4.4 Порядок проведения испытаний

Приготовление и пуск насоса

1. Открыть полностью клапан $K1$ и оставить закрытым клапан $K2$ (рисунок 4.6) на подводящем и отводящем трубопроводах. Насос заполняется водой. Необходимо учесть, что пусковой момент электродвигателя имеет пиковое значение. Чтобы не допустить перегрузки электродвигателя его пуск должен производиться при полностью закрытом клапане $K2$ [11]. При этом мощность, потребляемая насосом, будет наименьшей, а производительность $Q = 0$.

2. Продуть манометр и мановакуумметр.

3. После пуска двигателя по истечении режима разгона можно считать пусковой период законченным, а режим работы насоса установившимся.

Обслуживание в работе

Во время работы насоса необходимо:

– наблюдать за показаниями приборов: значительное колебание стрелки манометра на нагнетательном трубопроводе указывает на наличие в насо

воздуха; резкие изменения в показаниях ваттметра при неизменяющихся показаниях манометров могут свидетельствовать о механических неисправностях насоса – заедании в подшипнике, в уплотнениях колеса;

– следить за состоянием сальниковой набивки по просачиванию перекачиваемой жидкости;

– периодически удалять воздух из корпуса насоса, для чего приоткрывать верхнюю пробку.

Выполнение замеров

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

1. Первый замер снять при закрытом клапане $K2$, при этом расход $Q = 0$.

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.

4. На всех режимах записываются показания следующих приборов:

- давление перед насосом $P_{\text{вс}}$ по мановакуумметру 7 (рисунок 4.6);
- давление за насосом $P_{\text{н}}$ по манометру 8;
- перепад давлений на расходомерной диафрагме ΔP по прибору 9;
- мощность на валу электродвигателя W по ваттметру 4;
- частоту вращения вала двигателя n по тахометру 2.

5. Показания приборов, снятые во время опыта занести в протокол испытаний центробежного насоса (Приложение Д).

Остановка насоса

1. Полностью закрыть клапан на нагнетании $K2$.

2. Выключить электродвигатель.

3. Полностью закрыть клапан на всасывании $K1$.

Обработка результатов испытания

1. Заполнить таблицу Д.1 протокола испытаний (Приложение Д), 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 Д.1 и уравнения пропорциональности [10] $Q_{\text{н}} = Q_{\text{и}} \cdot n_{\text{н}} / n_{\text{и}}$, $H_{\text{н}} = H_{\text{и}} \cdot (n_{\text{н}} / n_{\text{и}})^2$, $N_{\text{н}} = N_{\text{и}} \cdot (n_{\text{н}} / n_{\text{и}})^3$.

3. Проверить соответствие полученных при испытании результатов, паспортным данным, учитывая допускаемые отклонения (таблица Г.1).

4. Сформулировать и записать выводы в протокол испытаний.

4.5 Порядок выполнения расчетов

Производительность насоса Q , м³/с определяется по величине перепада давления ΔP на расходомерной диафрагме типа ДКС [12]

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

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:

$$H = \frac{P_n - P_{вс}}{\rho \cdot g} + \frac{\omega_n^2 - \omega_{вс}^2}{2 \cdot g} + \Delta Z_M,$$

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

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

ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

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

$\omega_{вс}$ — 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 приборов для измерения давления в мерных сечениях при входе (Z_{M1}) и на выходе (Z_{M2}) из насоса относительно выбранной эталонной (базовой) плоскости, м (рисунок 4.7).

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 $\frac{\omega_H^2 - \omega_{BC}^2}{2} = 0$.

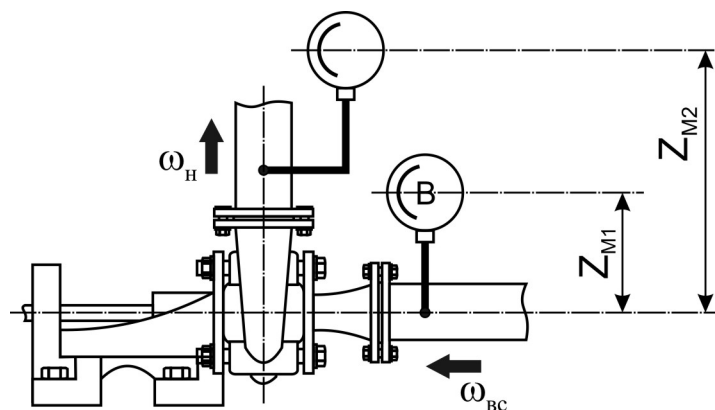


Рисунок 4.7 – Схема расположения измерительных приборов давления

На статическую составляющую напора оказывает влияние положения мановакуумметра и манометра относительно оси насоса $\Delta Z_M = 1$ м. Тогда, напор, создаваемый насосом можно найти по упрощенной формуле

$$H = \frac{P_H - P_{BC}}{\rho \cdot g} + 1.$$

Различают абсолютное, избыточное (больше атмосферного) и вакуумметрическое (меньше атмосферного) давление. Абсолютное давление жидкости на выходе из насоса P_H , Па определяется из выражения $P_H = (P_M + P_0) \cdot 10^5$, где P_M — избыточное давление на манометре, кгс/см²; P_0 — барометрическое давление при испытании насоса, кгс/см².

Давление жидкости на входе в насос измеряется мановакуумметром. Если мановакуумметр показывает избыточное давление, то абсолютное давление на входе в насос P_{BC} , Па находим как $P_{BC} = (P_{MB} + P_0) \cdot 10^5$, где P_{MB} — показания мановакуумметра, кгс/см²; P_0 — барометрическое давление при испытании насоса, кгс/см². Если давление на мановакуумметре меньше атмосферного, то абсолютное давление жидкости на входе в насос P_{BC} , Па находится по формуле $P_{BC} = (-P_{MB} + P_0) \cdot 10^5$. Причем, показания мановакуумметра P_{MB} , мм.рт.ст. необходимо перевести в кгс/см². Соотношения между единицами давления приведены в таблице А.1 (Приложение А).

Полезная мощность насоса $N_{\text{пол}}$, Вт, сообщаемая перекачиваемой жидкости 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 В.2).

КПД насоса η учитывает механические, гидравлические и объемные потери при работе насоса и находится по формуле

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

4.6 Контрольные вопросы

1. Принцип действия и устройство центробежного насоса.
2. Конструктивные особенности консольного насоса 1 1/2 К-6 .
3. Какими приборами и устройствами определяют производительность насоса?
4. Какое устройство и назначение расходомерной шайбы?
5. Что называется напором насоса?
6. Какие измерения необходимо произвести для определения напора?
7. Для чего проводятся энергетические испытания центробежного насоса?
8. Что называется рабочими характеристиками насоса?
9. Какие способы регулирования производительности насоса?
10. Какие условия должны быть соблюдены при пуске насоса?
11. Каково назначение упругой втулочно-пальцевой муфты?
12. Какая максимальная температура перекачиваемой жидкости?
13. Какое назначение сальниковой набивки?
14. Какой тип привода используется для насоса?
15. Нарисуйте принципиальную схему испытательного стенда.

5. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

5.1 Цель работы

Целью лабораторной работы является:

- ознакомление с конструкцией центробежного вентилятора;
- приобретение практических навыков эксплуатации;
- ознакомление с методикой испытаний и порядком обработки полученных экспериментальных данных;
- оценка аэродинамических качеств вентилятора по аэродинамическим характеристикам, выраженным в виде графиков зависимости давления, мощности и КПД от производительности вентилятора.

Продолжительность лабораторной работы – 2 ч.

5.2 Теоретический раздел

Центробежными вентиляторами называют машины для перемещения чистых газов и смесей с мелкими твердыми материалами, имеющие степень повышения давления не более 1,12 при плотности потока 1,2 кг/м³.

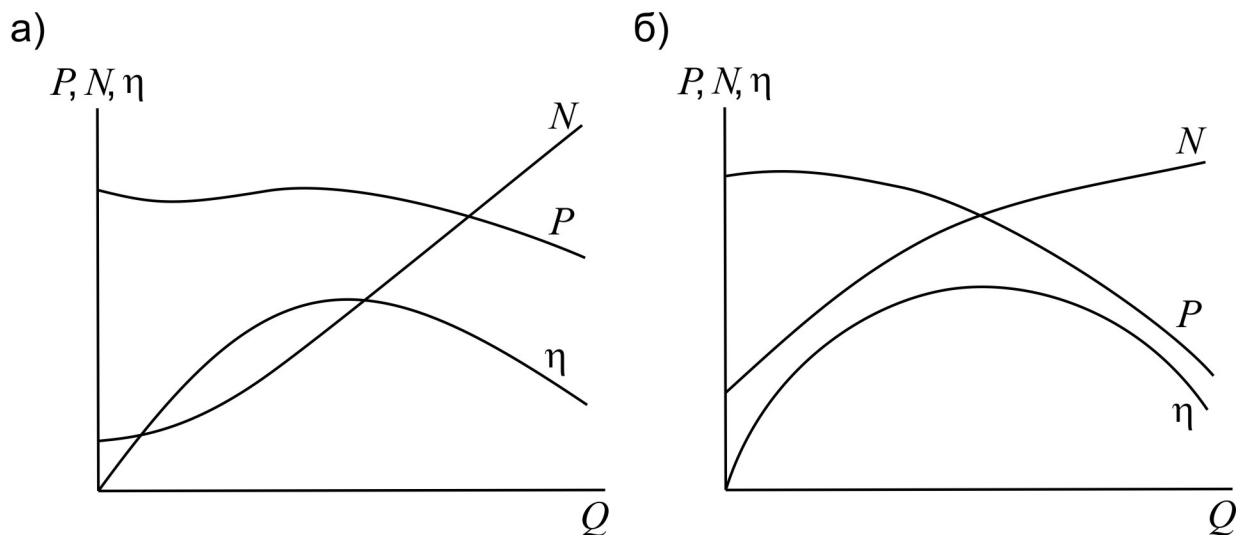
Центробежные вентиляторы представляют собой расположенное в спиральном корпусе лопастное колесо, при вращении которого воздух, поступающий через входное отверстие, попадает в каналы между лопастями колеса и под действием центробежной силы перемещается по этим каналам, собирается спиральным корпусом и направляется в его выпускное отверстие.

Вентиляторы разделяют на вентиляторы низкого (до 1000 Па), среднего (1000...3000 Па) и высокого (3000...12000 Па) давления в зависимости от величины полного давления, создаваемого на номинальном режиме [13].

Вентиляторы выпускаются сериями, к каждой из которых относятся несколько разных по размерам, но геометрически подобных вентиляторов. Размер вентилятора характеризуется его номером. За номер вентилятора принимается значение, соответствующее номинальному диаметру рабочего колеса D , измеренному по внешним кромкам лопастей и выраженному в дециметрах. Например, вентилятор с $D = 200$ мм обозначается №2.

Судовые центробежные вентиляторы из-за малой плотности перемещаемых сред (воздух, газы) выполняются с лопастями, загнутыми назад, радиальными и загнутыми вперед. Последние создают в 2...3 раза более высокий напор, чем вентиляторы с лопастями, загнутыми назад. Промежуточное положение занимают вентиляторы с радиальными лопастями, которые по КПД близки к вентиляторам с лопастями, загнутыми назад. В настоящее время чаще выполняют вентиляторы с лопастями, загнутыми назад, что способствует повышению КПД до 0,65...0,85 и снижению шума [5].

На рисунке 5.1 представлены типичные аэродинамические характеристики центробежных вентиляторов с лопастями, загнутыми вперед и назад. Первые имеют почти прямолинейный характер зависимости $N = f(Q)$. У вторых прямолинейность нарушается и при больших производительностях рост мощности становится менее интенсивным. Кривая $P = f(Q)$ при загнутых вперед лопастях более пологая, чем при загнутых назад [14].



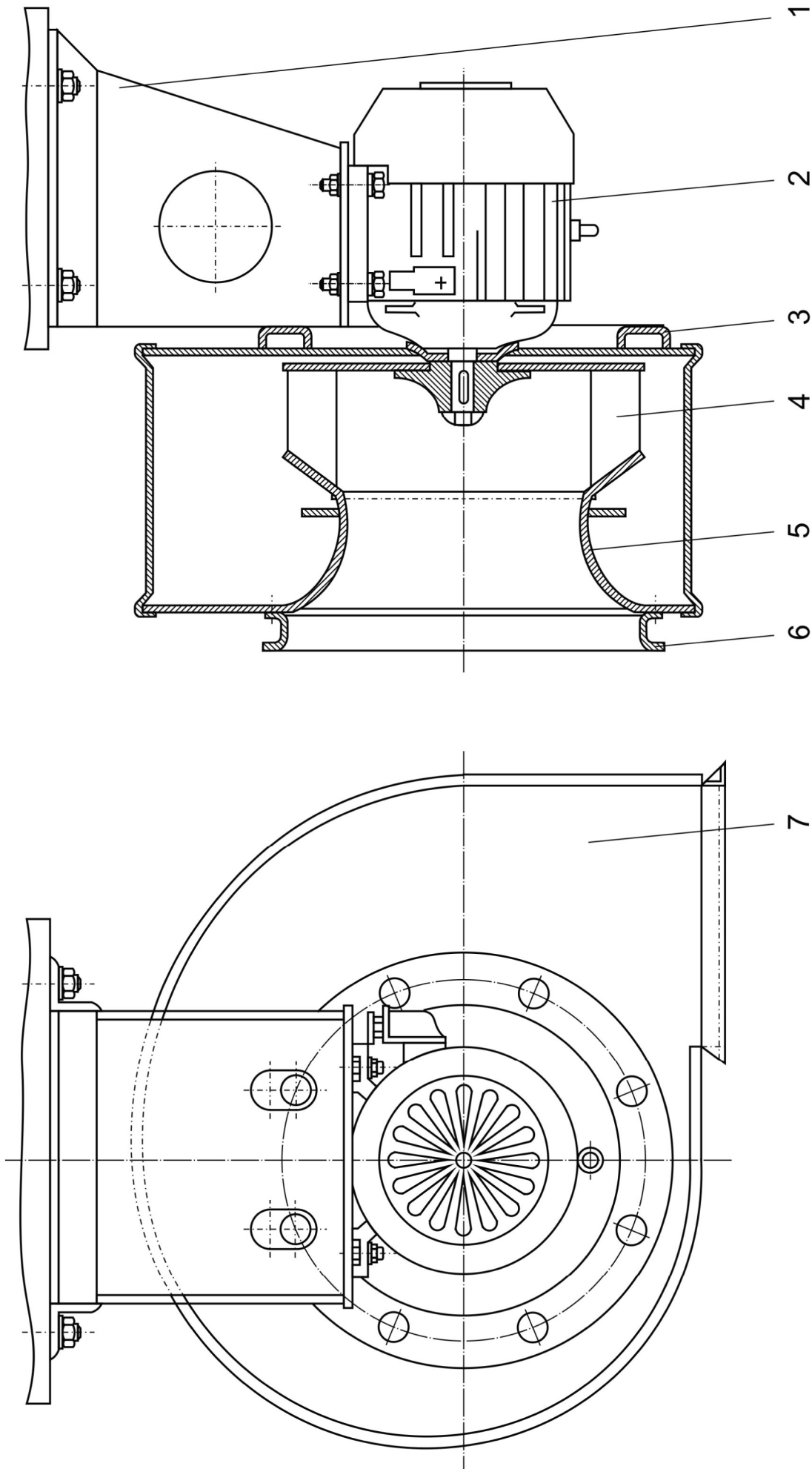
а) – лопасти загнуты вперед; б) – лопасти загнуты назад

Рисунок 5.1 – Аэродинамические характеристики центробежных вентиляторов

Поставляются вентиляторы правого и левого вращения. Направление вращения определяется при взгляде на рабочее колесо со стороны всасывающего отверстия. Вентилятор правого вращения имеет направление движения колеса по часовой стрелке, левого – противоположное.

В лабораторной работе испытывается центробежный (радиальный) вентилятор низкого давления серии ЭВР №2, закрепленный на одном валу с электродвигателем (рисунок 5.2). Электровентиляторы этой серии изготавливаются с цельноштампованными колесами диаметром 200...600 мм и применяются для перемещения воздуха в системах приточной и вытяжной вентиляции общественных и промышленных зданий.

Вентилятор состоит из спирального корпуса 7, входного коллектора 5, рабочего колеса 4 с лопастями, загнутыми вперед, входного патрубка 6. Вентилятор консольного типа, рабочее колесо крепится к валу электродвигателя 2, а спиральный корпус – к станине 1 электродвигателя при помощи ребра 3.



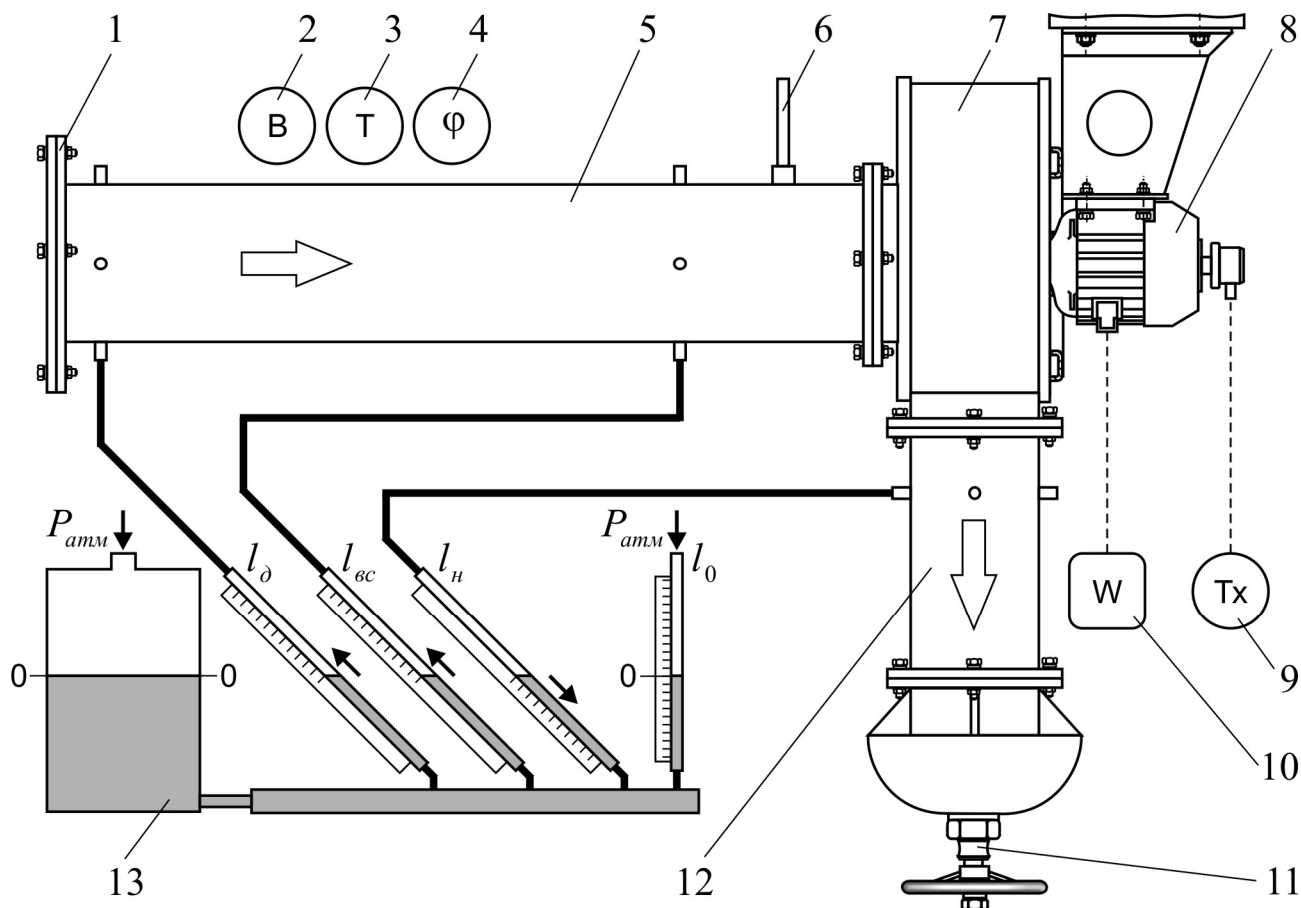
1 – станина; 2 – электродвигатель; 3 – ребро; 4 – рабочее колесо; 5 – входной коллектор;
6 – входной патрубок; 7 – спиральный корпус

Рисунок 5.2 – Центробежный (радиальный) вентилятор

5.3 Описание испытательного стенда

Вентиляторы испытывают на атмосферном воздухе при температуре $(20 \pm 10)^\circ\text{C}$ и относительной влажности не более 80%. Ограничение на атмосферное давление не учитывают [15].

Опытная установка (рисунок 5.3) состоит из: центробежного вентилятора 7; электродвигателя 8; всасывающего воздухопровода 5; торцевой расходомерной диафрагмы 1, расположенной на входе во всасывающий воздухопровод; нагнетательного воздухопровода 12; регулирующей заслонки с фонарем 11 на выходе из нагнетательной трубы.



1 – торцевая расходомерная диафрагма; 2 – барометр; 3 – термометр; 4 – психрометр; 5 – всасывающий воздухопровод; 6 – термометр; 7 – центробежный вентилятор; 8 – электродвигатель; 9 – тахометр; 10 – ваттметр; 11 – регулирующая заслонка с фонарем; 12 – нагнетательный воздухопровод; 13 – чашечный микроманометр

Рисунок 5.3 – Принципиальная схема испытательного стенда центробежного вентилятора

Для измерения необходимых параметров при испытании вентилятора стенд оборудован контрольно-измерительными приборами:

- барометром 2 для измерения атмосферного давления;
- термометром 3 для измерения температуры окружающего воздуха;
- психрометром 4 для измерения относительной влажности воздуха;

- термометром 6 для измерения температуры потока;
- тахометром 9 для измерения частоты вращения n вала вентилятора;
- ваттметром 10 для измерения мощности, потребляемой электродвигателем из электрической сети;
- жидкостным чашечным микроманометром 13 состоящим из: наклонных под углом 45° стеклянных трубок перепада давления на диафрагме (трубка « l_d »), измерения статистического давления перед вентилятором (трубка « l_{bc} ») и за вентилятором (трубка « l_n »); вертикальной трубки (трубка « l_0 ») для контроля уровня жидкости в чашке.

Жидкостный чашечный микроманометр с наклонной шкалой позволяет измерить давление в воздухопроводах вентиляционной установки с точностью $1 \dots 2$ Па [16]. Схема измерения давления чашечным микроманометром показана на рисунке 5.4.

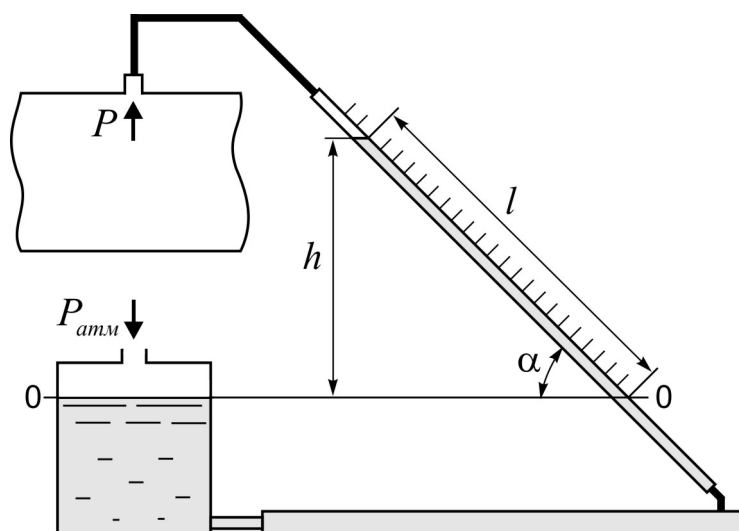


Рисунок 5.4 – Схема измерения давления в воздухопроводе чашечным микроманометром с наклонной шкалой при $P < P_{атм}$

Рабочую жидкость (вода, спирт) заливают в широкий сосуд до нулевого уровня шкалы в измерительной трубке. Чем меньше угол наклона трубки, тем точнее измерение, так как больше растянуты деления шкалы и меньше погрешность отсчета. Под действием измеряемого давления происходит изменение положения уровня жидкости в измерительной трубке. Высота h , м подъема жидкости в случае $P < P_{атм}$ или опускания при $P > P_{атм}$ находится по зависимости

$$h = l \cdot \sin \alpha, \quad (5.1)$$

где l – положение уровня жидкости в трубке, м;
 α – угол наклона трубки, градус.

Тогда формула измеряемого давления P , Па принимает вид

$$P = l \cdot g \cdot (\rho_{ж} - \rho_{возд}) \cdot \sin \alpha, \quad (5.2)$$

где $\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости, кг/м^3 ;

$\rho_{\text{возд}}$ – плотность среды над рабочей жидкостью, кг/м^3 ;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

С учетом того, что $\rho_{\text{возд}} \ll \rho_{\text{ж}}$ для удобства получения результатов формулу (5.2) измеряемого давления в Па применяют в следующем виде

$$P = l \cdot g \cdot K, \quad (5.3)$$

где $K = \rho_{\text{ж}} \cdot \sin \alpha$ — коэффициент чашечного микроманометра (постоянная прибора).

Отбор статического давления среды при измерении расхода неравномерного потока газа, подверженного завихрениям, рекомендуется выполнять через отдельные отверстия, расположенные симметрично вдоль окружности в каждом мерном сечении воздухопровода [8]. Схема взаимно соединенных отверстий представлена на рисунке 5.5.

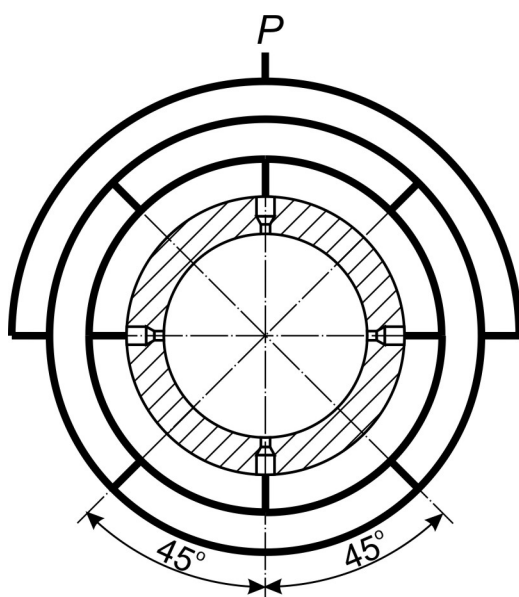


Рисунок 5.5 – Схема соединения нескольких отверстий для отбора статического давления

5.4 Порядок проведения испытаний

Приготовление и пуск вентилятора

Перед пуском вентилятора записываются положение уровня жидкости в трубках микроманометра $l_{\text{д}}$, $l_{\text{вс}}$, $l_{\text{н}}$, l_0 ; плотность жидкости в манометре $\rho_{\text{ж}}$; барометрическое давление B ; температура атмосферного воздуха $T, ^\circ\text{C}$.

Пуск центробежного вентилятора осуществляется при закрытой заслонке, т.к. при этом потребляемая вентилятором мощность минимальна.

Выполнение замеров

Первый режим задается при полностью закрытой регулирующей заслонке 11 (рисунок 5.3). При этом расход воздуха через вентилятор $Q = 0$.

Изменение режима работы вентилятора осуществляется изменением положения регулирующей заслонки таким образом, чтобы расход воздуха через вентилятор изменялся от режима к режиму по возможности на одинаковом

значение. На последнем режиме полностью открывается заслонка. Всего задается 10...12 режимов.

После установки режима (о чем судят по стабильному показанию приборов) одновременно (по сигналу) записываются следующие показания приборов: l_d – положение уровня жидкости в трубке микрометра, измеряющей разряжение за торцевой диафрагмой в мм; l_{bc} – положение уровня жидкости в трубке, измеряющей разрежение на входе в вентилятор в мм; l_n – положение уровня жидкости в трубке, измеряющей избыточное давление за вентилятором в мм; W – показания ваттметра.

Контролируются и при изменении записываются показания уровня жидкости в трубке « l_0 » в мм.

Фиксируются показания тахометра, барометра и термометра.

Показания приборов, снятые во время опыта заносятся в протокол испытаний центробежного вентилятора (Приложение И).

Остановка вентилятора

1. Полностью закрыть регулируемую заслонку.
2. Остановить электродвигатель.

Обработка результатов испытания

Результаты испытаний вентилятора оформляются в виде отчета, в котором необходимо:

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

2. По результатам расчетов построить аэродинамические характеристики, выраженные в виде графиков (рисунок К.1) зависимости полного P_v и статического P_{sv} и (или) динамического P_{dv} давлений, развиваемых вентилятором, потребляемой мощности N , полного η и статического η_s КПД от производительности Q при определенной плотности газа ρ перед входом в вентилятор и постоянной частоте вращения n его рабочего колеса.

3. Построить безразмерные аэродинамические характеристики, представляющие собой графики (рисунок К.2) зависимости коэффициентов полного ψ и статического ψ_s давлений, мощности λ , полного η и статического η_s КПД от коэффициента производительности φ .

Безразмерные характеристики удобны для расчета рабочих параметров геометрически подобного вентилятора из данной серии по диаметру его рабочего колеса D и частоте вращения n (т.е. обратным пересчетом). Поэтому вместо индивидуальных характеристик каждого вентилятора необходимо иметь для всех только одну характеристику в безразмерных координатах. Расчет ведется по формулам Приложения 3.

4. Проверить соответствие полученных при испытании результатов, паспортным данным. Для работы вентилятора на сеть выделить участок характ

ристики, удовлетворяющий условию обеспечения устойчивой работы вентилятора со значением полного КПД $\eta \geq 0,9 \cdot \eta_{\max}$.

5. Сформулировать и записать выводы.

Если вентиляторы работают при различных частотах вращения, то на графиках, построенных в логарифмическом масштабе должны быть: рабочие участки кривых $P_v(Q)$; линии постоянных значений КПД η и мощности N ; значение окружной скорости u рабочего колеса и его частота вращения n .

Пример таких характеристик для испытываемого вентилятора ЭВР №2 представлен на рисунке К.3 (Приложение К).

5.5 Порядок выполнения расчетов

Производительность вентилятора определяется с помощью расходомерного устройства по расходу воздуха во всасывающей трубе. Расходомерное устройство представляет собой шайбу, установленную в торце всасывающего воздухопровода (рисунок 5.6).

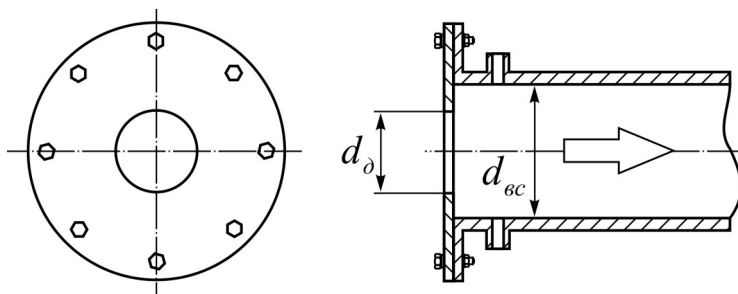


Рисунок 5.6 – Расположение шайбы на входе в воздухопровод

Объемный расход Q , м³/с атмосферного воздуха через расходомерное устройство определяется согласно ГОСТ 10921-90 по формуле

$$Q = \alpha \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_d \cdot \frac{\pi \cdot d_d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_{\text{возд}}}}, \quad (5.4)$$

где α – коэффициент расходомера;

ε – поправочный коэффициент на расширение атмосферного воздуха в расходомере. Для нашей установки $\varepsilon = 1$;

ε_d – поправочный коэффициент на расположение расходомера. Для нашей схемы установки расходомера $\varepsilon_d = 1$;

d_d – диаметр отверстия расходомера;

ΔP – перепад давлений на расходомере, Па;

$\rho_{\text{возд}}$ – плотность воздуха перед расходомером, кг/м³.

Коэффициент расходомерного устройства α находим по зависимости

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} = 0,514,$$

где $\zeta = 2,781$ – коэффициент местного сопротивления расходомерного устройства (рисунок 5.6), вычисленный по формуле [17]

$$\zeta = \left(1,707 - \frac{f_d}{F_{bc}}\right)^2 \cdot \left(\frac{F_{bc}}{f_d}\right)^2,$$

где $f_d = \frac{\pi \cdot d_d^2}{4}$ – площадь отверстия расходомера ($d_d = 0,12$ м), м²;

$F_{bc} = \frac{\pi \cdot d_{bc}^2}{4}$ – площадь поперечного сечения всасывающего воздухопровода ($d_{bc} = 0,15$ м), м².

Так как расходомерное устройство расположено в торце всасывающей трубы, то для определения разности статических давлений ΔP перед диафрагмой и за диафрагмой, достаточно знать разрежение за диафрагмой P_d , которое находим по формуле (5.3)

$$P_d = l_d \cdot g \cdot K_m,$$

где l_d — положение уровня жидкости в трубке микроманометра, измеряющей разрежение за торцевой диафрагмой, м;

$K_m = \rho_{ж} \cdot \sin \alpha$ – постоянная микроманометра. Если учесть, что угол наклона трубок $\alpha = 45^\circ$ ($\sin \alpha = 0,707$), а в качестве манометрической жидкости использована вода с плотностью $\rho_{ж} \approx 1000$ кг/м³, то $K_m = 707$.

Плотность атмосферного воздуха $\rho_{возд}$, кг/м³, при давлениях, развиваемых вентилятором не выше 3000 Па, определяют по температуре T , °С и барометрическому давлению B , Па по формуле

$$\rho_{возд} = \frac{B}{R \cdot T},$$

где $R = 288$ Дж/(кг·°С) – газовая постоянная воздуха.

Так как в условиях проведения испытания вентилятора температура перекачиваемого воздуха близка к 20 °С и колебания ее во время испытания незначительны, то плотность воздуха принимаем $\rho_{возд} = 1,2$ кг/м³. Тогда величину коэффициента

$$K = \alpha \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_d \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot K_m}{\rho_{возд}}}$$

можно считать постоянной. Если установить размерность положения уровня жидкости в трубке l_d в мм, то коэффициент $K = 0,02$, а объемный расход вентилятора Q , м³/с, находится по формуле

$$Q = 0,02 \cdot \sqrt{l_d},$$

где l_d – показания уровня жидкости в трубке, измеряющей разрежение за торцевой диафрагмой, мм.

Пересчет расхода воздуха на стандартные условия. Подача и давление выпускаемых промышленностью вентиляторов рассчитаны по стандартным параметрам воздуха: $P = 101300$ Па; $t = 20^\circ\text{C}$; $\varphi = 50\%$; $\rho_{\text{возд}} = 1,2$ кг/м³. Характеристики вентиляторов и табличные данные, помещаемые в каталогах, также приводятся к стандартным атмосферным условиям.

Если при испытаниях вентилятора параметры воздуха значительно отличаются от стандартных, то фактическую подачу Q_ϕ , м³/с вентилятора необходимо пересчитать на стандартную используя формулу

$$Q = Q_\phi \cdot \frac{293 \cdot P_\phi}{(273 + t_\phi) \cdot P},$$

где Q_ϕ, P_ϕ, t_ϕ – соответственно фактические подача, м³/с, давление, Па и температура, °C воздуха.

Полное давление вентилятора P_v , Па представляют суммой динамического P_{dv} и статического P_{sv} давлений вентилятора в соответствии с формулой

$$P_v = P_{dv} + P_{sv}.$$

Для нашей установки допускается не учитывать сжимаемость потока воздуха при определении давлений P_{dv} и P_{sv} , так как полное давление вентилятора P_v не превышает 3000 Па.

Динамическое давление вентилятора P_{dv} , Па определяют значением динамического давления потока при выходе из вентилятора по формуле

$$P_{dv} = P_{dh},$$

где P_{dh} – динамическое давление потока за вентилятором.

Величину P_{dh} , Па вычисляют по формуле

$$P_{dh} = \frac{\rho_{\text{возд}}}{2} \cdot \left(\frac{Q}{F_h} \right)^2,$$

где $F_h = d_h^2$ – площадь поперечного сечения нагнетательного воздухопровода ($d_h = 0,14$ м), м².

Если принять величины $\rho_{\text{возд}}$, F_h постоянными, то динамическое давление вентилятора можно найти по формуле

$$P_{dv} = 1561,8 \cdot Q^2.$$

Статическое давление вентилятора P_{sv} , Па определяют разностью абсолютных статических давлений за вентилятором P_{sh} и перед ним P_{sbc} с вычитом динамического давления потока перед вентилятором P_{dvc} . Величину P_{sv} вычисляют по формуле

$$P_{sv} = (P_{sh} - P_{sbc}) - P_{dvc}.$$

Величину P_{dvc} , Па вычисляют по формуле

$$P_{\text{dвс}} = \frac{\rho_{\text{возд}}}{2} \cdot \left(\frac{Q}{F_{\text{вс}}} \right)^2,$$

где $F_{\text{вс}}$ – площадь поперечного сечения всасывающего воздухопровода, м^2 .

Тогда статическое давление вентилятора P_{sv} находится по зависимости

$$P_{\text{sv}} = g \cdot K_{\text{м}} \cdot l_{\text{н}} - g \cdot K_{\text{м}} \cdot (-l_{\text{вс}}) - \frac{\rho_{\text{возд}}}{2} \cdot \left(\frac{Q}{F_{\text{вс}}} \right)^2,$$

где $l_{\text{н}}$ – положение уровня жидкости в трубке, измеряющей избыточное давление за вентилятором, м;

$l_{\text{вс}}$ – положение уровня жидкости в трубке, измеряющей разрежение на входе в вентилятор, м.

Если установить размерность положения уровня жидкости в трубках $l_{\text{н}}$ и $l_{\text{вс}}$ в мм, принять величины g , $K_{\text{м}}$, $\rho_{\text{возд}}$, $F_{\text{вс}}$ постоянными, то статическое давление вентилятора можно найти по формуле

$$P_{\text{sv}} = 6,94 \cdot (l_{\text{н}} + l_{\text{вс}}) - 1923,3 \cdot Q^2$$

где $l_{\text{н}}$, $l_{\text{вс}}$ – положение уровней жидкости в трубках, мм;

Q – объемный расход вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$.

Тогда полное давление вентилятора $P_{\text{v}} = P_{\text{дв}} + P_{\text{sv}}$ находится по формуле

$$P_{\text{v}} = 6,94 \cdot (l_{\text{н}} + l_{\text{вс}}) - 361 \cdot Q^2$$

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

Мощность, потребляемая вентилятором, N , 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

$$N = W \cdot \eta_{\text{эд}},$$

где W — показания ваттметра, Вт;

$\eta_{\text{эд}}$ — КПД электропривода вентилятора (таблица Е.2).

Полезная мощность вентилятора N_{v} , Вт по полному давлению P_{v} является мощность, отдаваемая вентилятором воздушному потоку и в диапазоне полных давлений, развиваемых вентиляторами при $P_{\text{v}} \leq 3000$ Па вычисляется по приближенной формуле

$$N_{\text{v}} = P_{\text{v}} \cdot Q.$$

Полезная мощность вентилятора N_{sv} , Вт по статическому давлению P_{sv} является мощность, отдаваемая вентилятором воздушному потоку и в диапазоне полных давлений, развиваемых вентиляторами при $P_{\text{v}} \leq 3000$ Па вычисляется по приближенной формуле

$$N_{\text{sv}} = P_{\text{sv}} \cdot Q.$$

Полный КПД вентилятор η определяется отношением полезной мощности N_v вентилятора к потребляемой мощности N согласно формуле

$$\eta = \frac{N_v}{N}.$$

Статический КПД вентилятор η_s определяется отношением полезной мощности N_{sv} вентилятора к потребляемой мощности N согласно формуле

$$\eta_s = \frac{N_{sv}}{N}.$$

Пересчет параметров аэродинамической характеристики вентилятора на другие частоты вращения n , диаметры рабочих колес D , плотность перемещаемой среды ρ проводят по формулам, приведенным в Приложении Ж.

Коэффициенты φ , ψ , ψ_s , ψ_d , λ , η , η_s для построения безразмерной аэродинамической характеристики вентилятора определяют по ГОСТ 10616-90 для каждой точки характеристики в соответствии с Приложением 3.

5.6 Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены вентиляторы?
2. Как производится запуск центробежного вентилятора?
3. Как регулируют подачу судовых вентиляторов?
4. Какой режим работы вентилятора считается оптимальным?
5. Что такое полное давление и производительность центробежного вентилятора. В каких единицах они измеряются?
6. Какие машины относят к компрессорам, а какие к вентиляторам?
7. Как определить степень повышения давления в вентиляторе?
8. На какие группы по полному давлению делятся вентиляторы?
9. Как определяется рабочий режим работы центробежного вентилятора?
10. В чем преимущество осевых вентиляторов в сравнении с центробежными?
11. Почему для измерения давлений в воздухопроводах вентиляционных установок применяют чашечные микроманометры с наклонной шкалой?
12. Принцип действия центробежного и осевого вентиляторов.
13. Охарактеризуйте основные параметры вентилятора.
14. Что относится к основным характеристикам центробежного вентилятора.
15. От чего зависит точность измерений давления в чашечном микроманометре?
16. Какой режим работы вентилятора считается оптимальным?
17. Какой способ регулирования производительности вентилятора является оптимальным.
18. Способы определения полного, динамического и статического давлений.
19. Способы определения расхода воздуха.
20. В чем заключается принцип использования дроссельных приборов?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Малюшенко В.В. Энергетические насосы: Справочное пособие / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов.-М.: Энергоиздат, 1981.-200с.
2. Малюшенко В.В. Динамические насосы / В.В. Малюшенко.-М.: Машиностроение, 1984.-73с.
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. Чиняев И.А. Судовые вспомогательные механизмы. Учебник для вузов водн. трансп./ И.А. Чиняев.-М.:Транспорт, 1989.-295с.
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. Будов В.М. Судовые насосы: Справочник/ В.М. Будов.-Л.:Судостроение, 1988.-432с.
7. Чебаевский В.Ф. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок / В.Ф. Чебаевский, К.П. Вишневский, Н.Н. Накладов.-М.:Колос, 2000.-376с.
8. ГОСТ 8.586.1-2005. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 1. Принцип метода измерений и общие требования; Введ. 01.01.2007.-М.:Стандартинформ, 2007.-42с.
9. Первичные приборы типа ДМ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации 3.9026.154.-М.:ГОСИНТИ, 1974.-29с.
10. ГОСТ 6134-2007. Насосы динамические. Методы испытаний; Введ. 01.06.2008.-М.:Стандартинформ, 2008.-96с
11. Правила технической эксплуатации морских и речных судов. Вспомогательные судовые технические средства. КНД 31.2.002.08-96.-Министерство транспорта Украины, 1996.- 45с.
12. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков.-10-е изд., перераб. и доп.-Л.:Химия, 1987.-576с.
13. ГОСТ 10616-90. Вентиляторы радиальные и осевые. Размеры и параметры; Введ. с 01.01.1991.-М. Государственный стандарт союза ССР, 1990. -16с.
14. Аптекарь М.В. Судовые вентиляторы/ М.В. Аптекарь, И.М. Фонберштейн.-Л.:Судостроение, 1971.-184с.
15. ГОСТ 10921-90. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний; Введ. с 01.01.1992.-М. Государственный стандарт союза ССР, 1991. -36с.
16. Веселов С.А. Практикум по вентиляционным установкам / С.А. Веселов.-2-е изд., перераб. и доп.-М.:Колос, 1982.-255с.
17. Калинушкин М.П. Вентиляторные установки / М.П. Калинушкин.-5 изд., перераб. и доп.-М.:Высшая школа, 1962.-295с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Перевод в единицы СИ

В таблице А.1 даны коэффициенты для перевода в единицы СИ некоторых величин. Коэффициентом перевода является число, на которое должна быть умножена величина, выраженная в различных единицах для нахождения соответствующей величины в единицах СИ.

Таблица А.1 – Коэффициенты для перевода

Наименование показателя	Обозначение единиц СИ	Различные единицы		Коэффициент перевода
		Наименование	Обознач. на английском языке	
Объемный расход жидкости	$\text{м}^3/\text{с}$	Литр в секунду	l/s	10^{-3}
		Кубический метр в час	$\text{м}^3/\text{h}$	1/3600
		Литр в час	l/h	1/3600000
		Литр в минуту	l/min	1/60000
		Кубический фут в секунду	ft^3/s	$28,3168 \cdot 10^{-3}$
Массовый расход жидкости	$\text{кг}/\text{с}$	Килограмм в час	kg/h	1/3600
		Фунт в секунду	lb/s	0,453
Давление	Па	Килограмм-сила на квадратный сантиметр	kgf/cm^2	98066,5
		Бар	bar	10^5
		Миллиметр ртутного столба	mmHg	133,322
		Миллиметр водяного столба	mmH ₂ O	9,80665
		Стандартная атмосфера	atm	101325
Плотность	$\text{кг}/\text{м}^3$	Килограмм на кубический дециметр	kg/dm^3	10^3
		Грамм на кубический сантиметр	g/cm^3	10^3
		Фунт на кубический фут	lb/ft^3	16,0185
Мощность	Вт	Киловатт	kW	10^3
		Лошадиная сила	hp	745,7
		Килограмм-сила-метр в секунду	$\text{Kgf} \cdot \text{m}/\text{c}$	9,80665
Вязкость (динамическая)	$\text{Па} \cdot \text{с}$ ($\text{кг}/\text{м} \cdot \text{с}$)	Пуаз	P	10^{-1}
		Грамм на секунду·сантиметр	$\text{g}/\text{s} \cdot \text{cm}$	10^{-1}
		Сантипуаз	cP	10^{-3}
Вязкость (кинематическая)	$\text{м}^2/\text{с}$	Стокс	$\text{St} = \text{cm}^2/\text{s}$	10^{-4}
		Квадратный фут в секунду	ft^2/s	$92,903 \cdot 10^{-3}$

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(обязательное)

Протокол изучения кинематики потока рабочего колеса

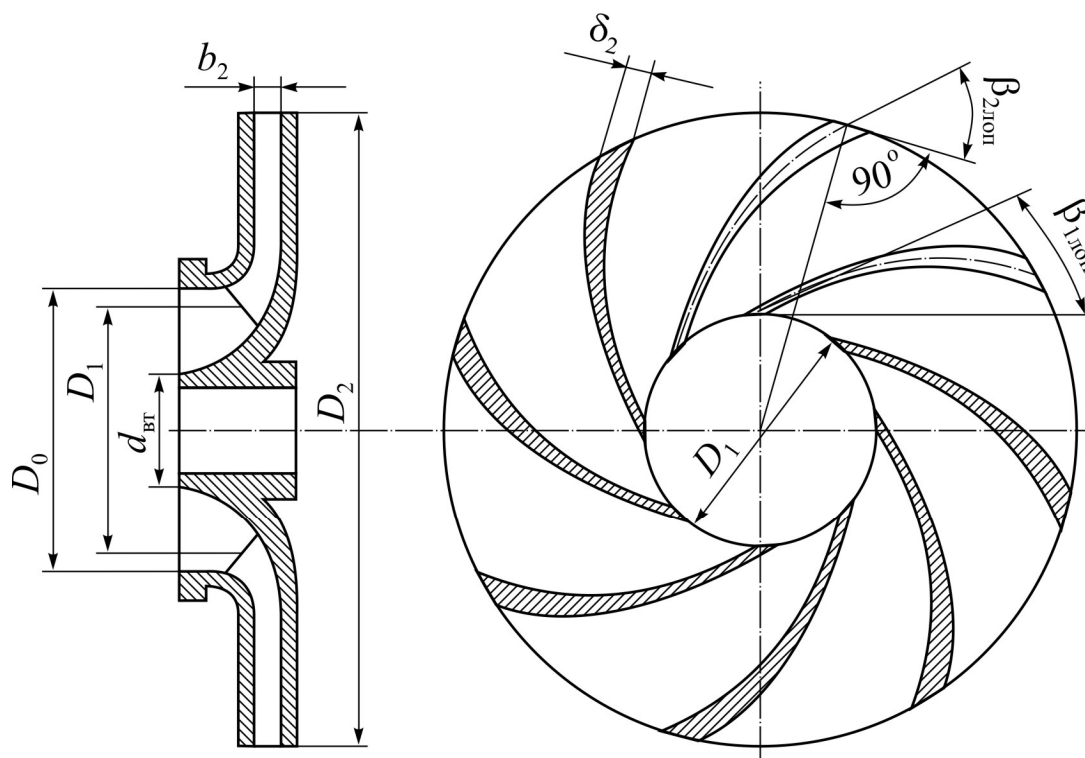


Рисунок Б.1 – Эскиз рабочего колеса центробежного насоса

Таблица Б.1 – Результаты обмера рабочего колеса

D_2 , м	D_0 , м	D_1 , м	$d_{вт}$, м	b_2 , м	δ_2 , м	$\beta_{1лоп}$, град	$\beta_{2лоп}$, град	Число лопастей $Z_{л}$	Примечание

Таблица Б.2 – Данные из каталога и по результатам расчета

Марка насоса	n , об/мин	Q , м ³ /с	H , м	N , кВт	n_s , об/мин	$\eta_{об}$	$\eta_{г}$

Таблица Б.3 – Результаты расчета по заданным $Q_{ном}$ и $n_{ном}$

Заданные параметры	u_1 , м/с	$v_{1м}$, м/с	β_1 , град	α_w , град	u_2 , м/с	$v_{2м}$, м/с	$v_{2у}$, м/с	P	$v'_{2у}$, м/с	H_T , м	H , м
$Q_{ном}$, м ³ /с											
$n_{ном}$, об/мин											

Закключение:

Руководитель испытаний (студент):

(личная подпись) _____

(ф.и.о)

Представитель заказчика (преподаватель)

(личная подпись) _____

(ф.и.о)

ПРИЛОЖЕНИЕ В

(справочное)

Справочные данные центробежного насосного агрегата

Таблица В.1 – Технические данные насоса 1 1/2 К-6 в номинальном режиме

Напор H_n , м	Подача Q_n , м ³ /ч	Наружный диаметр колеса D_k , мм	Допускаемый кавитац. запас Δh_d , м	Частота вращения n_n , об/мин	Утечка через сальниковое уплотнение $Q_{ут}$, л/ч	КПД общий η_n	Мощность насоса $N_{потр}$, кВт
17,4	11	128	3,0	2900	0,3...1,0	0,55	0,9

Таблица В.2 – Технические характеристики электродвигателя АО-12-21УЗ

$N_{ном}$, 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	3,22	0,80	0,88	3000	5,0 %	2,2	1,8	1,6	7,0

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

(обязательное)

Максимально допустимые отклонения для насосов

Таблица Г.1 – Значения допустимых отклонений

Наименование показателя	Значение допустимого отклонения, %	
	Класс 1	Класс 2
Подача	$\pm 4,5$	± 8
Напор насоса	± 3	± 5
КПД насоса	Минус 3	Минус 5

Для насосов с приводом менее 10 кВт, но не менее 1 кВт, у которых потери трения в различных механических компонентах становятся относительно существенны и трудно предсказуемы, допуски по показателям, приведенным в таблице Г.1, не применимы.

В этом случае принимаются следующие коэффициенты допусков: $\pm 10\%$ – для подачи; $\pm 8\%$ – для напора. Допуск на КПД t_η , % вычисляется по формуле

$$t_\eta = - \left[10 \cdot \left(1 - \frac{N_{потр}}{10} \right) + 7 \right],$$

где $N_{потр}$ – максимальная подводимая мощность к насосу для данного режима, кВт.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

(обязательное)

Протокол энергетических испытаний центробежного насоса

Таблица Д.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 $\Delta h_{\text{доп}}^n$							
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 $P_{\text{вс}}$	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:

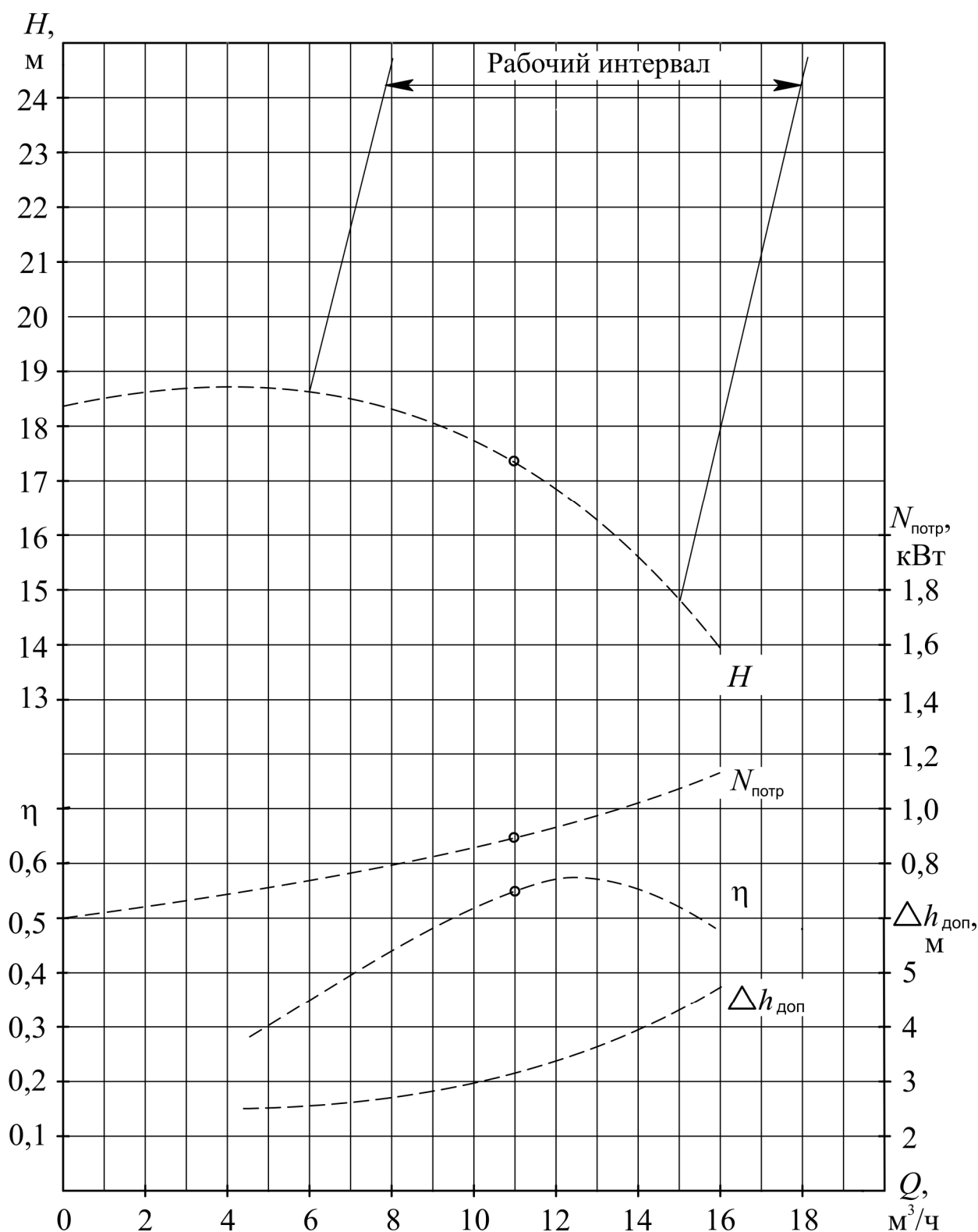


Рисунок Д.1 – Рабочие характеристики насоса 1 1/2 К-6 при частоте вращения – 48 s^{-1} (2900 об/мин), жидкость – вода, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

Заключение:

Руководитель испытаний (студент):

(личная подпись)

(ф.и.о.)

Представитель заказчика (преподаватель):

(личная подпись)

(ф.и.о.)

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

(справочное)

Справочные данные вентилятора

Таблица Е.1 – Технические данные центробежного вентилятора ЭВР№2

Полное давление P_n , Па	Подача Q_n , м ³ /ч	Наружный диаметр колеса D , м	Частота вращения n_n , об/мин	Полный КПД η_n	Мощность вентилятора N , кВт	Рекомендуемая мощность электродвигателя $N_{дв}$, кВт
800	1000	0,2	3000	0,31	0,72	1,0

Таблица Е.2 – Технические характеристики электродвигателя АОЗ1-2

$N_{ном}$, кВт	$I_{ном}$, А (380 В)	КПД	$\cos \varphi$	$n_{синхр}$, об/мин	n_n , об/мин	$\frac{M_{max}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{п}}{M_{ном}}$	$\frac{I_{пуск}}{I_{ном}}$
1,0	2,2	0,79	0,86	3000	2850	2,2	2,0	5,5

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

(справочное)

Пересчет параметров аэродинамической характеристики

Пересчет параметров Q , P_v , P_{sv} , P_{dv} , N , η_s , η аэродинамической характеристики, полученной при испытаниях вентилятора с диаметром рабочего колеса D при частоте вращения n и плотности перемещаемой среды ρ , для других значений D_i , n_i , ρ_i при $P_v \leq 3000$ Па проводят по следующим формулам:

- объемный расход $Q_i = Q \cdot \frac{n_i}{n} \cdot \left(\frac{D_i}{D}\right)^3$;
- потребляемая мощность $N_i = N \cdot \left(\frac{n_i}{n}\right)^3 \cdot \left(\frac{D_i}{D}\right)^5 \cdot \frac{\rho_i}{\rho}$;
- полное давление $P_{vi} = P_v \cdot \left(\frac{n_i}{n}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_i}{D}\right)^2 \cdot \frac{\rho_i}{\rho}$;
- статическое давление $P_{svi} = P_{sv} \cdot \left(\frac{n_i}{n}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_i}{D}\right)^2 \cdot \frac{\rho_i}{\rho}$;
- динамическое давление $P_{dvi} = P_{dv} \cdot \left(\frac{n_i}{n}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_i}{D}\right)^2 \cdot \frac{\rho_i}{\rho}$;
- статический КПД $\eta_{si} = \eta_s = \frac{Q \cdot P_{sv}}{N}$;
- полный КПД $\eta_i = \eta = \frac{Q \cdot P_v}{N}$.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

(справочное)

Параметры безразмерной аэродинамической характеристики

Значения коэффициентов вентилятора для полных давлений $P_v \leq 3000$ Па вычисляются по формулам:

1) коэффициент пропорциональности (производительности)

$$\varphi = \frac{Q}{F \cdot u},$$

где Q – производительность вентилятора, м³/с;

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \text{ – площадь круга диаметром } D, \text{ м}^2;$$

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \text{ – окружная скорость рабочего колеса, м/с;}$$

$D = 0,2$ – диаметра рабочего колеса, м;

$n = 2850$ – частота вращения колеса, об/мин.

2) коэффициенты полного ψ , статического ψ_s и динамического ψ_d давления вентилятора без учета влияния сжимаемости

$$\psi = \frac{2 \cdot P_v}{\rho \cdot u^2}; \psi_s = \frac{2 \cdot P_{sv}}{\rho \cdot u^2}; \psi_d = \frac{2 \cdot P_{dv}}{\rho \cdot u^2},$$

где P_v, P_{sv}, P_{dv} – полное, статическое, динамическое давление вентилятора, Па;
 ρ – плотность газа, кг/м³.

3) коэффициент мощности, потребляемой вентилятором

$$\lambda = \frac{2 \cdot N}{\rho \cdot F \cdot u^3},$$

где N – мощность, потребляемая вентилятором, Вт.

4) полный КПД

$$\eta = \frac{Q \cdot P_v}{N} = \frac{\varphi \cdot \psi}{\lambda}$$

5) статический КПД

$$\eta_s = \frac{Q \cdot P_{sv}}{N} = \frac{\varphi \cdot \psi_s}{\lambda}$$

ПРИЛОЖЕНИЕ И

(обязательное)

Протокол аэродинамических испытаний вентилятора

Таблица И.1 – Табличные данные протокола испытаний

Номер протокола испытаний		Вентилятор (агрегат)				Дата испытания								
Номинальные показатели вентилятора	Подача Q_H	Частота вращения n_H				Мощность N_H								
	Полное давление P_{vH}	Полный КПД η_{vH}				Диаметр рабочего колеса D								
Испытательная среда	Температура $T_{возд}$					Относительная влажность ϕ								
	Плотность $\rho_{возд}$					Барометрическое давление P_6								
Привод (двигатель)	Изготовитель				Число фаз		Напряжение U							
	Тип и исполнение		Мощность N		Частота вращения n		Ток I							
Метод измерения	Подача Q	Статическое давление на входе $P_{свс}$	Статическое давление на выходе $P_{сш}$	Температура на входе $T_{вс}$	Мощность N	Частота вращения n								
Наименование измеряемых величин (параметров)			Значения измерений											
			Ед. изм.	Открытие регулирующей заслонки										
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Подача Q	Частота вращения n	об/мин												
	Показания уровня жидкости в трубке l_d	мм												
	Значение подачи Q	м ³ /с												
Давление P	Уровень жидкости в трубке $l_{вс}$	мм												
	Уровень жидкости в трубке l_H	мм												
	Динамическое давление P_{dv}	Па												
	Статическое давление P_{sv}	Па												
	Полное давление P_v	Па												
Мощность N	Показания ваттметра W	Вт												
	Мощность, потребляемая вентилятором N	Вт												
	Мощность полезная по полному давлению N_v	Вт												
	Мощность полезная по статическому давлению N_{sv}	Вт												
	Статический КПД η_s													
	Полный КПД вентилятора η													

Продолжение таблицы И.1

Приведенные величины к n_i	Подача Q_i	м ³ /с											
	Мощность потребляемая N_i	Вт											
	Полное давление P_{vi}	м											
	Статическое давление P_{svi}	Па											
	Динамическое давление P_{dvi}	Па											
	Статический КПД η_{si}												
	Полный КПД η_i												
Безразмерные параметры	Коэффициент пропорциональности φ												
	Коэффициент полного давления ψ												
	Коэффициент статического давления ψ_s												
	Коэффициент динамического давления ψ_d												
	Коэффициент мощности λ												
	Полный КПД η												
	Статический КПД $\eta_{ст}$												

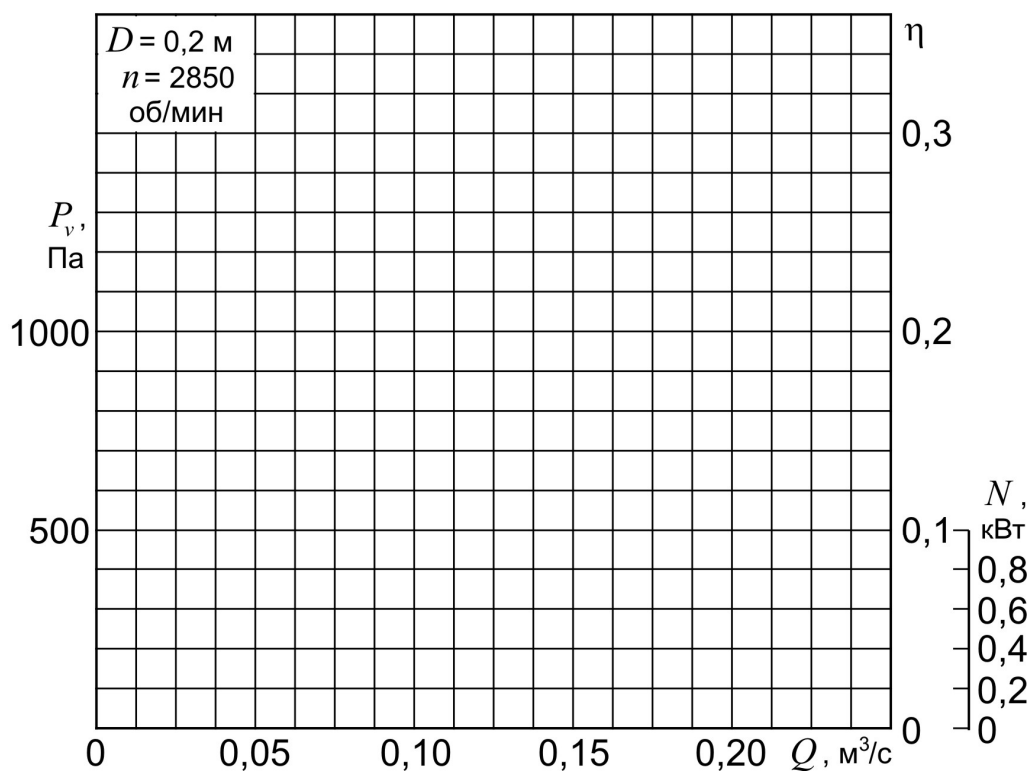


Рисунок И.1 – Аэродинамическая характеристика вентилятора ЭВР №2 при частоте вращения 2850 об/мин, $\rho_{возд} = 1,2$ кг/м³

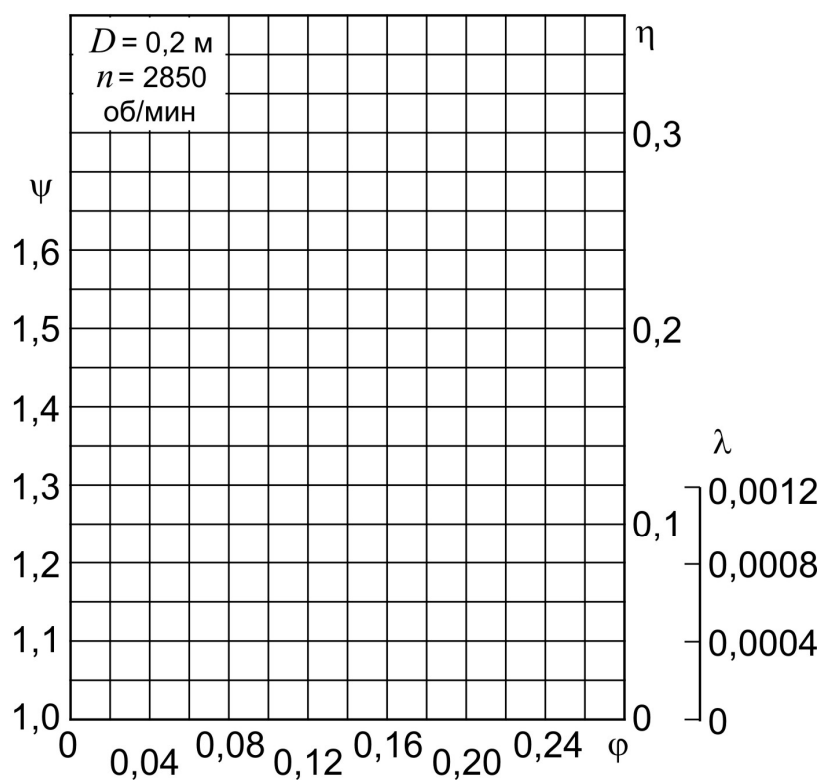


Рисунок И.2 – Безразмерная аэродинамическая характеристика вентилятора
ЭВР №2 (частота вращения 2850 об/мин, диаметр колеса $D = 0,2 \text{ м}$)

Заключение:

Руководитель испытаний (студент):

(личная подпись)

(ф.и.о)

Представитель заказчика (преподаватель):

(личная подпись)

(ф.и.о)

ПРИЛОЖЕНИЕ К

(справочное)

Характеристики вентилятора

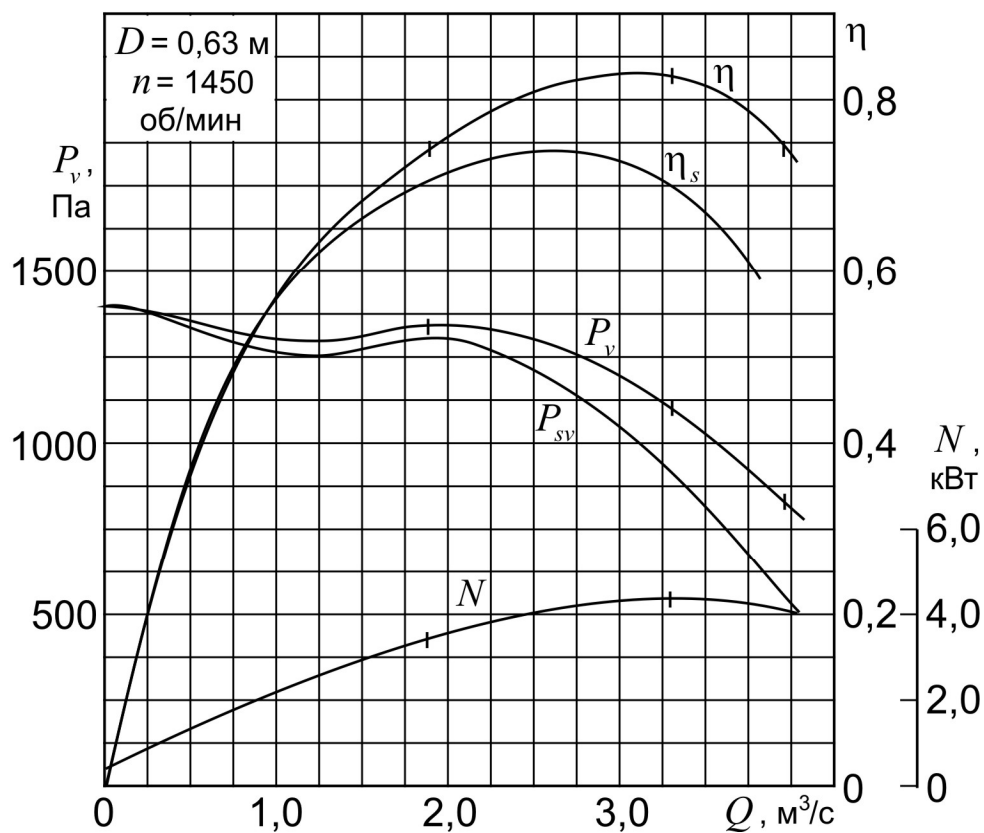


Рисунок К.1 –Аэродинамические характеристики

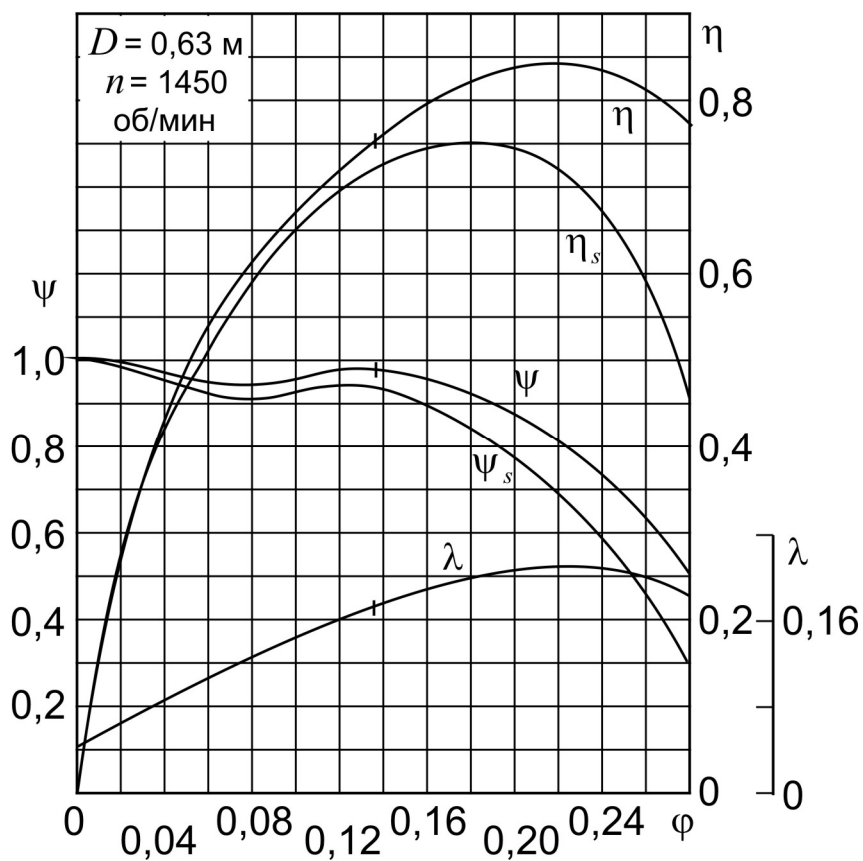


Рисунок К.2 –Безразмерные аэродинамические характеристики

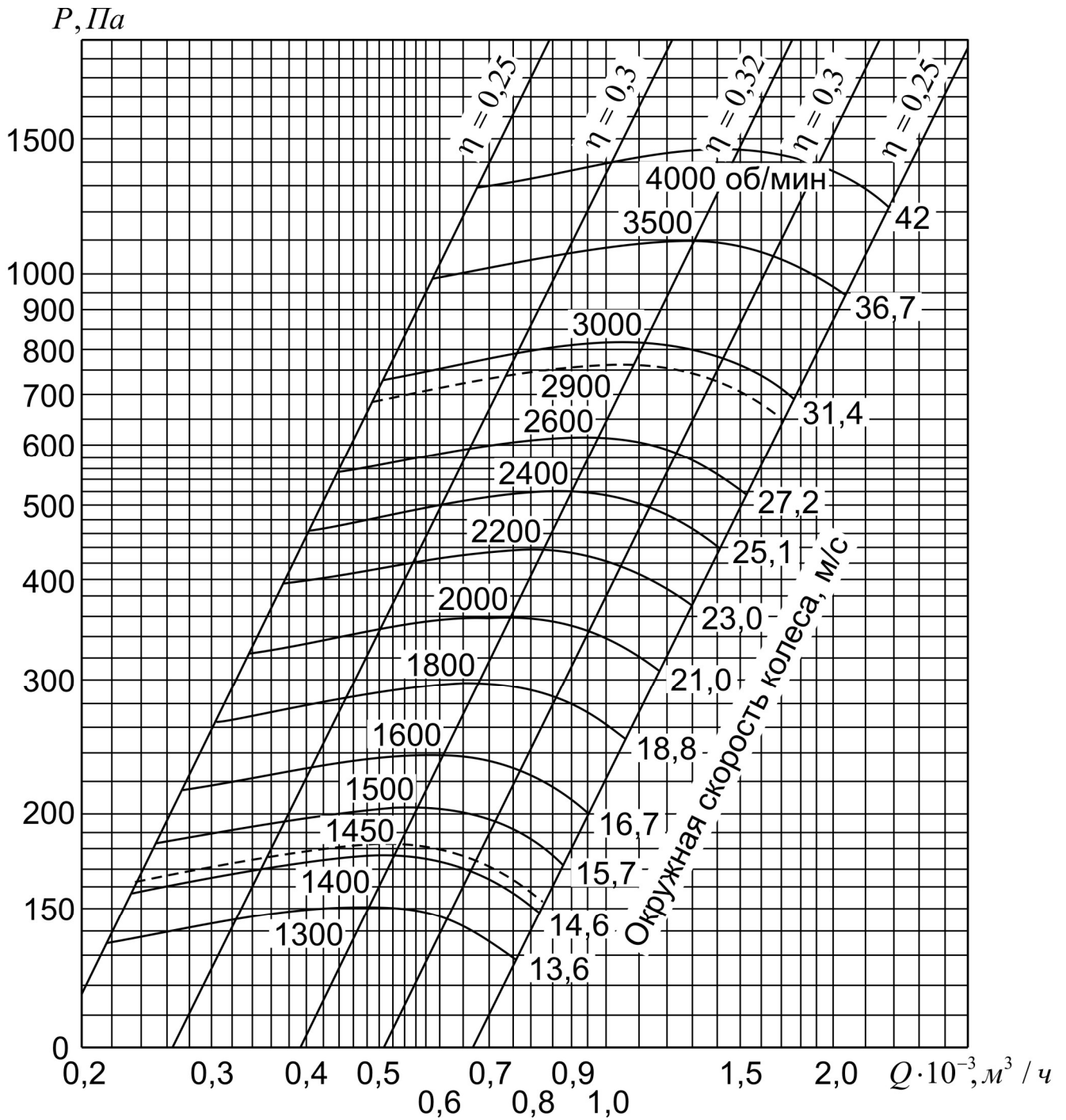


Рисунок К.3 – Универсальные аэродинамические характеристики центробежного вентилятора ЭВР №2

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