

НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. Р.Е.АЛЕКСЕЕВА

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту

Рязанов Алексей Владимирович

(фамилия, имя, отчество)

Факультет ИЯЭиТФ

Кафедра АТС

Группа С17-АЭ

Дата защиты " ____ " _____ 2020 г.

Индекс

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. Р.Е.АЛЕКСЕЕВА

Образовательно-научный институт ядерной энергетики и технической физики
им. академика Ф.М. Митенкова

Кафедра АТС

Спроектировать насос по заданию

(наименование проекта)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту

КОНСУЛЬТАНТЫ:

1. По проточной части

(подпись) Алымов А.Г.
(фамилия, и., о.)

(дата)

РУКОВОДИТЕЛЬ

(подпись) Новинский Э.Г.
(фамилия, и., о.)

(дата)

СТУДЕНТ

2. По расчёту основных узлов

(подпись) (фамилия, и., о.)

(дата)

(подпись) Рязанов А.В.
(фамилия, и., о.)

(дата)

Группа С17-АЭ

3. По _____

(подпись) (фамилия, и., о.)

(дата)

Работа защищена _____
(дата)

Протокол № _____

РЕЦЕНЗЕНТ

С оценкой _____

(подпись) (фамилия, и., о.)

(дата)

2020 г.

Содержание

1.	Введение.....	4
2.	Описание конструкции насоса.....	10
3.	Расчет рабочего колеса с профилирование лопастей и меридианного сечения..	20
3.1	Исходные данные для расчета.....	20
3.2	Определение располагаемого кавитационного запаса.....	20
3.3	Выбор частоты вращения ротора.....	20
3.4	Определение размеров рабочего колеса с помощью диаграмм.....	21
3.5	Расчет геометрии рабочего колеса и параметров потока по программе MathCad.....	22
3.6	Профилирование меридианного сечения рабочего колеса.....	28
3.7	Профилирование лопастей рабочего колеса по программе в Mathcad.....	29
4.	Расчёт направляющего аппарата	31
4.1	Расчет геометрии и параметров потока.....	32
4.2	Профилирование лопаток направляющего аппарата.....	33
5.	Эскиз проточной части насоса и чертеж рабочего колеса насоса.....	35
6.	Расчёт мощности проточной части насоса.....	36
7.	Расчет осевой силы, действующей на осевой подшипник.....	37
8.	Расчет радиальной силы, действующей на радиальные подшипники.....	39
9.	Расчет подшипниковых опор.....	40
9.1	Расчет осевого подшипника.....	40
9.2	Расчет радиального подшипника с цилиндрической расточкой.....	44
9.3	Расчет гидростатического подшипника.....	47
10.	Расчет выбранной прокладки главного разъема.....	50
11.	Расчет шпонки под рабочим колесом.....	53
12.	Список использованной литературы.....	54
	Приложение А. Расчет геометрии рабочего колеса.....	55
	Приложение Б. Профилирование лопастей рабочего колеса	56
	Чертёжная документация:	
	1. Сборочный чертёж насосного агрегата ЦНН-1	
	2. Чертеж рабочего колеса	

Инь.№ подл.	Взам.инв.№	Инь.№ дубл.	Подпись и дата									
				КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20-ПЗ								
				Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Насос ЦНН-1	Лит.	Лист	Листов
											3	56
										Кафедра “АТС” гр. С17-АЭ		

1. Введение

Быстрый опытный реактор БОР-60 является уникальной многоцелевой установкой, на которой проводятся испытания конструкционных, топливных и поглощающих материалов, используемых и предполагаемых к использованию в различных типах ядерных реакторов, в том числе термоядерных реакторов. Для быстрых реакторов дополнительно проводятся испытания отдельных узлов оборудования первого и второго контуров.

Проведение реакторных испытаний обеспечивается размещением в активной зоне до 12 облучательных устройств с конструкционными материалами. Количество размещаемых экспериментальных ТВС с перспективными топливными композициями в активной зоне и облучательных устройств с конструкционными материалами в боковом экране практически не регламентируется.

Проводимые испытания реакторных материалов охватывают практически весь спектр существующих и разрабатываемых типов реакторов от быстрых (БН-800, БН-1800, «БРЕСТ», СВБР) и тепловых (АЭС-2006, ВВЭР-1500, ГТ-МГР, ВТГР) до термоядерных (ИТЭР) и реакторов специального назначения.

Основные технические характеристики реактора БОР-60 [14]

Физические характеристики

Максимальная тепловая мощность	60 МВт
--------------------------------	--------

Электрическая мощность	12 МВт
------------------------	--------

Активная зона:

высота	450 мм
--------	--------

Конструкция топливного стержня:

диаметр оболочки	6х0.3 мм
------------------	----------

длина	1100 мм
-------	---------

высота:

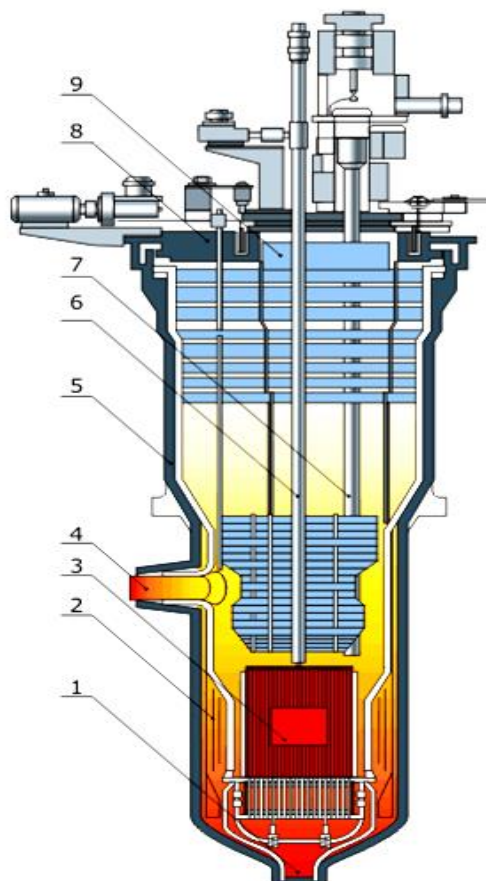
верхнего отражателя	100 мм
---------------------	--------

активной зоны	450 мм
нижнего отражателя	150 мм
нижнего газового объема	300 мм
Топливо:	UO ₂ - PuO ₂
обогащение по ²³⁵ U	45 ÷ 90 %

Нейтронные характеристики

Максимальная плотность потока быстрых нейтронов	$3,7 \cdot 10^{19} \text{ м}^{-2}\text{с}^{-1}$
Средняя энергия нейтронов	380 кэВ
Годовой флюенс нейтронов	до $5 \cdot 10^{22} \text{ см}^{-2}$
Скорость накопления повреждающей дозы	до 25 сна /год
Максимальная скорость выгорания топлива	до 6% /год
Мощностной коэффициент реактивности	$-(6,4 \pm 0,9) \cdot 10^{-5}$
Температурные характеристики	
Максимальная плотность теплового потока	1,1 МВт/л
Осевая неравномерность тепловыделения	1,15
Теплоноситель:	натрий
расход через реактор	1100 м ³ /час
давление	5,5 МПа
температура на входе в реактор	до 330 оС
температура на выходе из реактора	до 530 оС
Режим работы реактора	
Продолжительность микрокампании	90 ÷ 120 суток
Время между микрокампаниями	45 суток

На рисунке 1 представлена схема реакторной установки БОР-60



1 – входной патрубок; 2 – тепловая и нейтронная защита корпуса реактора; 3 – активная зона; 4 – выходной патрубок; 5 – корпус; 6 – управляющий стержень; 7 – перегрузочный канал; 8, 9 – большая и малая защитные поворотные пробки.

Рис.1 – Схема реактора БОР-60 [5]

Независимо от типа используемых реакторов и схемных особенностей ядерных установок одним из обязательных для ЯЭУ видов оборудования являются насосы.

Насосы обеспечивают циркуляцию теплоносителя в реакторе (первый контур), парогенераторах (второй контур) и вспомогательных контурах. Надежность эксплуатации реактора, его работоспособность в нормальных, переходных и аварийных режимах, работоспособность вспомогательного охлаждаемого оборудования непосредственно зависят от наличия циркуляции теплоносителя и других охлаждающих сред, т.е. от работоспособности насосов и соответствующих контуров.

При создании насосов для АЭС руководствуются общей теорией центробежных и осевых насосов, теорией подшипниковых опор, опытом создания и эксплуатации насосов различного типа и назначения.

При создании насосов для АЭС руководствуются общей теорией центробежных и осевых насосов, теорией подшипниковых опор, опытом создания и эксплуатации насосов различного типа и назначения.

Различие в конфигурации первого контура определяет основные конструкционные особенности реакторов на быстрых нейтронах. Для петлевого варианта характерны наличие собственных корпусов у каждого из трех элементов и связь между ними с помощью трубопроводов.

В настоящее время в построенных и проектируемых установках с быстрыми реакторами в основных контурах используются механические центробежные насосы.

Во вспомогательных контурах, а также в стендовых установках применяются также электромагнитные насосы. Они позволяют обеспечить герметизацию циркуляционного тракта без применения каких-либо вращающихся частей.

Механические насосы для перекачки натрия должны иметь надежно герметизированную от окружающей атмосферы внутреннюю полость. Устройства для герметизации должны надежно удерживать нейтральный газ под небольшим давлением. Поскольку в качестве привода насоса наиболее целесообразно применять электродвигатели нормального исполнения, для герметизации рабочей полости насос должен иметь устройство, позволяющее без нарушения герметичности вывести вал насоса в окружающую атмосферу для соединения с валом привода. В качестве такого устройства применяется торцевое уплотнение. Можно выполнить насос без торцевого уплотнения по схеме с герметичным электродвигателем, но при этом возникают довольно сложные проблемы защиты двигателя от попадания паров натрия, усложняется конструкция электродвигателя, можно использовать только асинхронные двигатели (без коллекторов и щеток). Поэтому схема насоса с торцевым уплотнением является более рациональной.

Механические насосы с торцевым уплотнением вала могут быть выполнены погружными с одним или двумя гидростатическими подшипниками и с протечками через щелевое уплотнение вала.

В погружных насосах противокавитационный подпор на колесе создается за счет суммы гидростатического давления столба натрия над колесом и давления газа в полости насоса.

В насосах со щелевым уплотнением вала подпор на колесе равен перепаду давления на щелевом уплотнении. Рассмотрим в данной работе насос реактора БОР-60 ЦНН-1.

Основные характеристики натриевого насоса первого и второго контуров реактора БОР-60 [6]:

					КП–ИЯЭиТФ–С17–АЭ–17–20	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 1- Характеристики первого контура

Параметр	БОР-60 (СССР)
Тип насоса	Механический со свободной поверхностью натрия и подушкой инертного газа
Число агрегатов	2
Подача, м3/ч	830
Напор, м	60
Температура перекачиваемой жидкости, °С	500
Частота вращения (номинальная), об/мин	1500
Мощность приводного электродвигателя, КВт	220
Регулирование частоты вращения	«Система Леонардо»
Диапазон регулирования частоты вращения, %	20-100
КПД агрегата, %	71
Давление газовой подушки, МПа	0,05
Марка стали	08X18H9
Тип уплотнения	Механическое по валу
Масса агрегата, т	31

Таблица 2- Характеристики второго контура

Параметр	БОР-60 (СССР)
Тип насоса	Механический со свободной поверхностью натрия и подушкой инертного газа
Число агрегатов	2
Подача, м3/ч	600
Напор, м	85
Температура перекачиваемой жидкости, °С	500
Частота вращения (номинальная), об/мин	1500
Мощность приводного электродвигателя, КВт	250
Регулирование	«Система Леонардо»
Диапазон регулирования частоты вращения, %	20-100

Параметр	БОР-60 (СССР)
КПД агрегата, %	71
Давление газовой подушки, МПа	0,01-0,05
Марка стали	08Х18Н9
Тип уплотнения	Механическое по валу
Масса агрегата, т	69,5

Таблица 2.2 – Материалы основных деталей спроектированного насоса

Рабочее колесо	Вал насоса	Корпус насоса (бак)	Направляющий аппарат	Рама опорная под корпус и проставка под электродвигателем (при наличии)
10Х18Н12М3Л	Х18Н9	Х18Н9	1Х18Н12М3Л	20Х13

2. Описание конструкции насоса

Насос реактора БОР-60 выполнен по схеме погружного заглубленного насоса колодезного типа с нижним гидростатическим подшипником, работающим на натрии от напора собственного рабочего колеса (рис. 2.1).

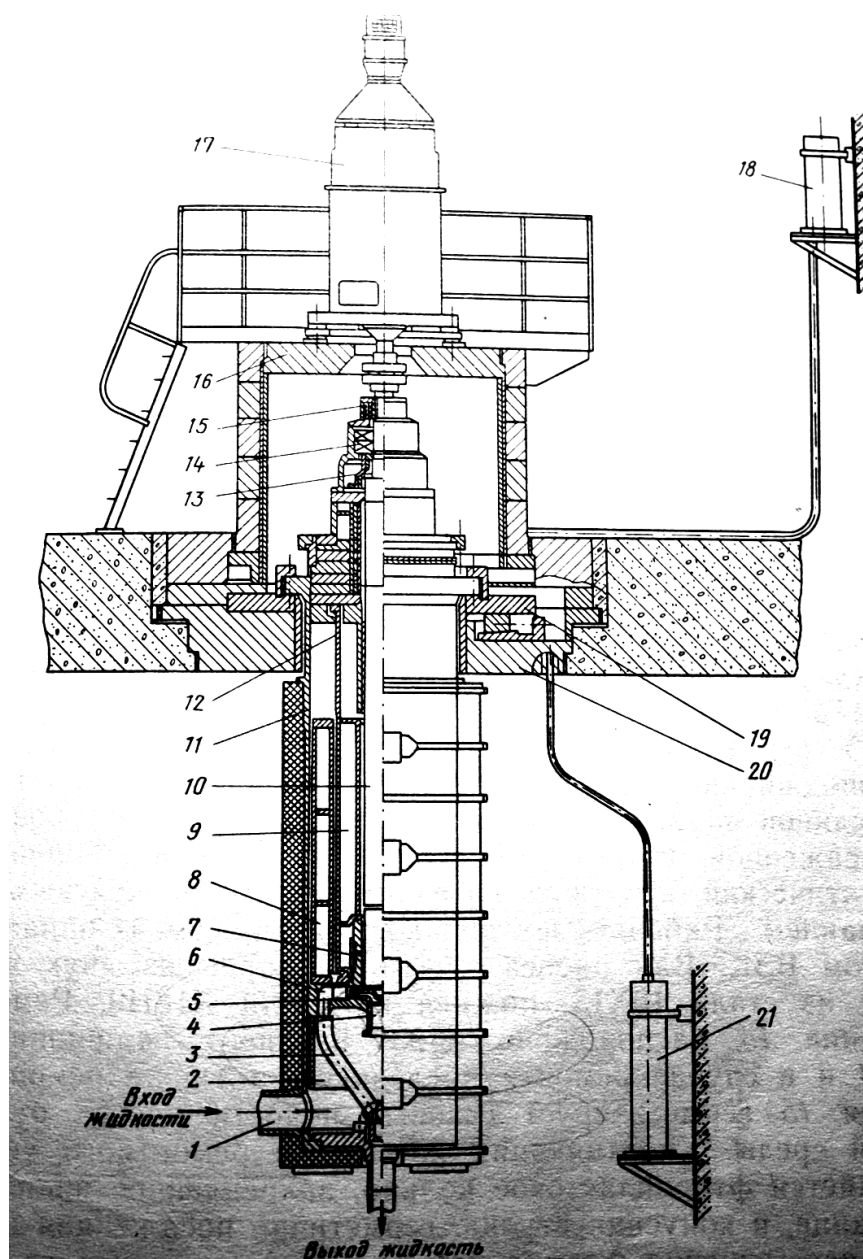
Верхний радиально-осевой подшипниковый узел расположен в газовой полости насоса. Насос состоит из бака, выемной части и приводного электродвигателя. Выемная часть демонтируется из бака без резки основных трубопроводов. Бак представляет собой цилиндрический сосуд с переменной толщиной стенки для обеспечения равномерной жесткости. В нижней части бака имеются два патрубка: радиальный (всасывающий) и осевой (нагнетательный), к которым привариваются соответствующие трубопроводы. Выемная часть устанавливается в бак и крепится к нему с помощью фланца. Герметичность разъема обеспечивается «усиковым» сварным швом.

Выемная (рис. 2.2) часть содержит проточную часть с рабочим колесом, канальным направляющим аппаратом открытого типа со сборно-кольцевым отводом и всасывающим колоколом. Натрий от сборного коллектора отводится четырьмя трубами диаметром 100 мм, объединяющимися в напорный патрубок по оси насоса.

Всасывание осуществляется непосредственно из бака, причем перед самым входом на рабочее колесо установлен профилированный коллектор, дающий равномерное распределение скоростей, несмотря на боковой вход потока в бак. Протечки из подшипника через переливные окна с малым сопротивлением сливаются на всасывание. Поскольку насос заглубленный, то во время работы уровень в нем снижается в соответствии с гидравлическим сопротивлением подводящей трассы.

Допустимое колебание уровня в насосе 2 м. В целях исключения захвата газа на всасывании к выемной части насоса по наружному диаметру сборного коллектора приварена юбка высотой 0,7 м, благодаря чему обеспечивается нормальная работа насоса в различных переходных режимах, когда увеличивается сопротивление всасывающего трубопровода и уровень в насосе падает ниже рабочего колеса. В выемной сборке установлены кольцевые вытеснители, предназначенные для уменьшения объема натрия в контуре. Бак насоса служит одновременно и компенсатором объема. Торцевое уплотнение вала по газу (рис. 2.3) обеспечивает герметичность насоса относительно внешней среды.

					КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10



1-всасывающий патрубок; 2-юбка; 3-отводная труба; 4-всасывающий колокол;
 5-рабочее колесо; 6-направляющий аппарат; 7-гидростатический подшипник;
 8,9-вытеснители; 10-вал; 11-бак; 12-выемная часть; 13-стояночное уплотнение; 14-
 верхний подшипниковый узел; 15-уплотнение вала; 16-плита; 17-электродвигатель; 18-
 напорный маслбак; 19-плита; 20-перекрытие; 21-бак слива протечек; 22-
 нагнетательный патрубок

Рис. 2.1. - Схема насоса реактора БОР-60

Верхний подшипниковый узел состоит из несущего корпуса, системы смазки, включающей в себя масляный насос и масляную ванну со встроенным в нее холодильником, и радиально-осевого сдвоенного шарикоподшипника.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20

Лист

11

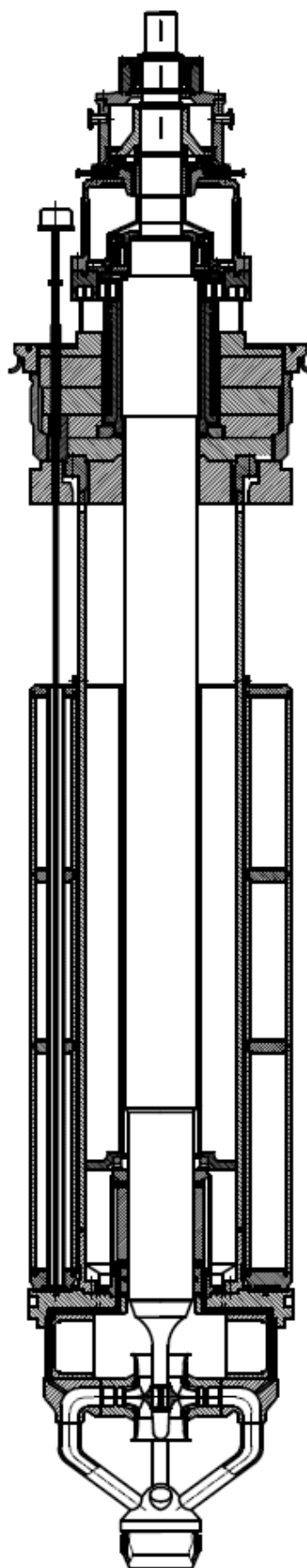
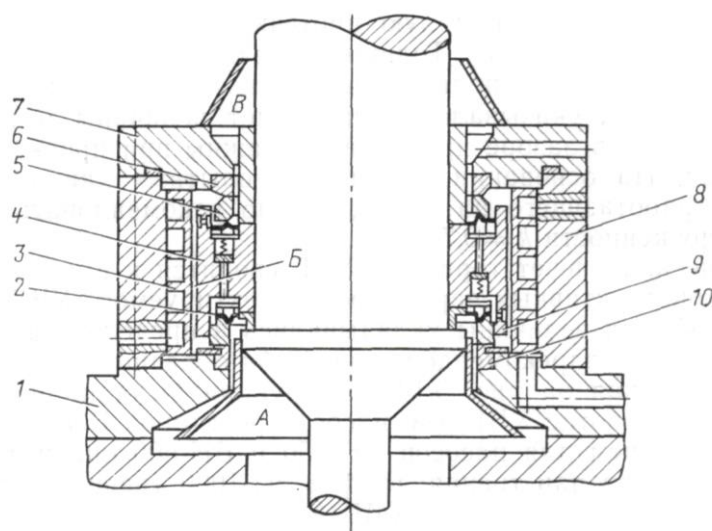


Рис. 2.2. - Выемная часть насоса

					КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12



*А- газовая полость; Б- масляная полость; В-атмосфера;
1,7-нижний и верхний несущие фланцы; 2-диафрагма; 3-холодильник;
4-вращающийся опорный диск; 5,9-верхнее и нижнее подвижные кольца;
6,10-верхнее и нижнее неподвижные кольца; 8-корпус*

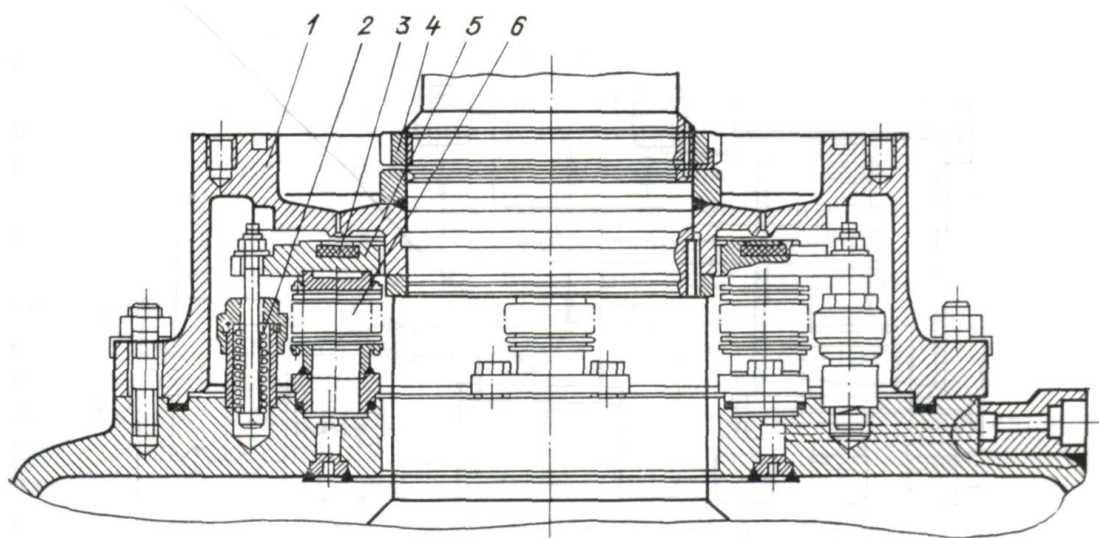
Рис. 2.3. Уплотнение вала по газу [2]

Система смазки подшипника замкнута внутри масляной ванны. Масло из ванны подается винтовой втулкой, посаженной на вал. Нижний радиальный подшипник — гидростатический, камерный с взаимнообратным щелевым дросселированием. Рабочие поверхности подшипника наплавлены стеллитом ВЗК. Материал пар трения: графит 2П-1000 (неподвижное кольцо)— азотированная сталь 38ХМЮА (кольцо, вращающееся с валом). Сталь азотирована на глубину от 0.4 до 0.6 мм с твердостью верхнего слоя HRC = 56.

Поверхность графитовых колец, кроме плоскости контакта, омеднена с последующим лужением в целях исключения утечки масла через поры графита. Удельная нагрузка на пару трения составляет 0,25 МПа. Промежуточная камера между парами трения заполняется маслом, образующим масляный затвор, препятствующий выходу газа из корпуса насоса. Суммарные протечки масла через обе трущиеся поверхности не превышают 30 см³/ч.

Вал насоса — полый, сварен из двух частей: верхней из стали 10Х13, нижней из стали Х18Н9. Стояночное уплотнение (рис. 2.4) расположено ниже верхнего подшипникового узла и в случае ремонта последнего, а также ремонта уплотнения герметизирует газовые полости насоса от окружающей среды. Эти уплотнения

являются обязательными для жидкометаллических насосов и очень редко встречаются в конструкциях ГЦН для воды.



1-корпус; 2-пружина; 3-фторопластовое кольцо; 4-гайка; 5-фланец; 6-сильфон

Рис. 2.4. Схема стояночного уплотнения натриевого насоса [2,3]

Уплотняющим элементом стояночного уплотнения является фторопластовое кольцо, закрепленное на подвижном фланце, и конусная втулка, герметично посаженная на вал. Осевое перемещение фланца при включении стояночного уплотнения осуществляется подачей газа во внутреннюю полость сильфона давлением от 0,6 до 1 МПа.

Верхний подшипниковый узел состоит из осевого и радиального подшипников. Осевой подшипник типа Митчела с оптимальным расположением ребра качения, нереверсивный, состоит из подпятника и пяты. Подпятник имеет семь самоустанавливающихся сегментов, поверхность трения которых залита баббитом, а опорой служит ребро качения. Нагрузка на подпятник передается через пята, жестко сидящую на валу насоса. Поверхность трения направляющего подшипника также залита баббитом. Система смазки подшипников, циркуляционная с охлаждением и фильтрацией масла, выполнена в виде маслблока на общей фундаментной плите с расположенными на ней циркуляционным баком с фильтром тонкой очистки, маслонасосами, холодильником, фильтром грубой очистки, арматурой и трубопроводам.

На рисунке 2.5 представлен зарубежный аналог насоса реактора БОР-60-Насос реактора Rapsodie (Франция).

Насосы первого контура центробежные, одноступенчатые, заглубленного типа, установлены на «холодной» ветке циркуляционного контура петлевой компоновки. Вал насоса вращается в двух подшипниках: нижнем-ГСП, верхнем - двойном роликовом радиально-осевом. В качестве привода применен асинхронный электродвигатель в герметичном исполнении. Всасывание натрия организовано сверху благодаря перевернутому рабочему колесу. Пройдя рабочее колесо, натрий попадает в направляющий аппарат и далее в напорный патрубок. В насос первого контура встроен обратный клапан, который представляет собой поплавок с запирающим диском. Уплотнение вала - двойное торцевое, с масляным гидрозатвором. Ремонт верхних узлов осуществляется без разгерметизации контура. Для этой цели служит стояночное уплотнение, состоящее из диска, герметично насаженного на вал и запрессованного в него резинового кольца.

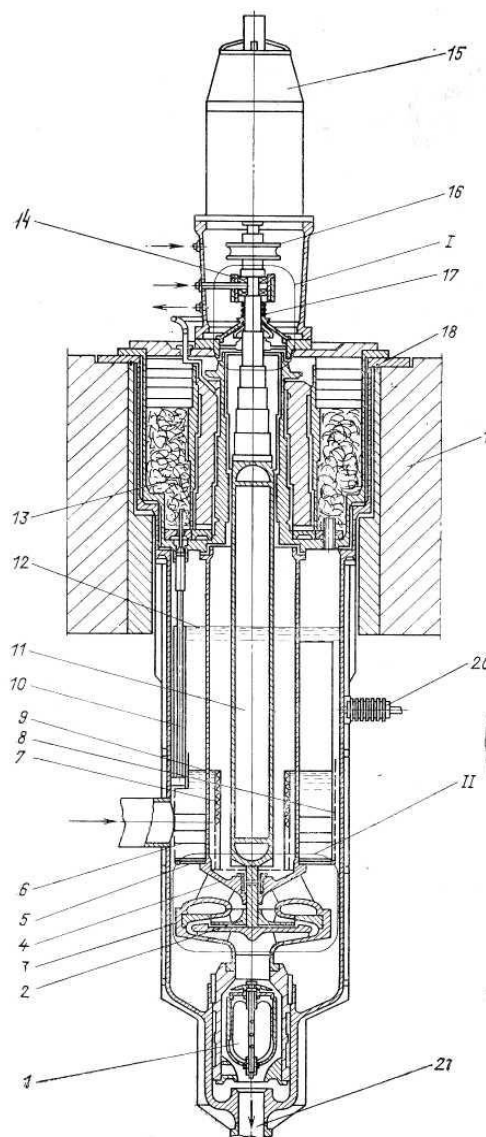
Насос второго контура представляет собой аналогичную конструкцию, за исключением того, что по условиям работы в нем отсутствуют биологическая защита и обратный клапан.

Рассмотрим гидростатический подшипник насосов реактора БОР-60 (рис. 2.6)

В этих подшипниках при увеличении частоты вращения вала грузоподъемность возрастает в гораздо большей степени, чем в камерных.

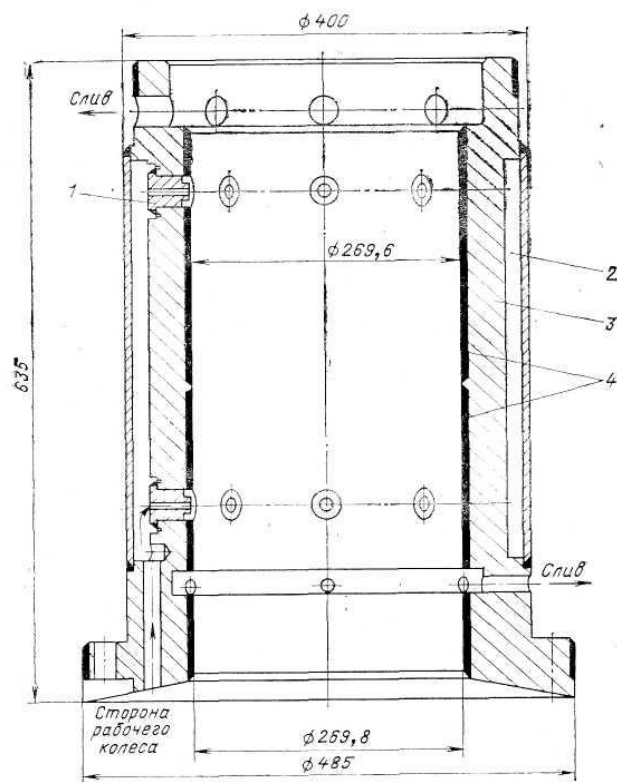
При диаметре отверстия в дросселе 7 мм и частоте вращения вала 1500 об/мин его грузоподъемность равнялась 19,6 кН. Подшипник работал без «сухого» трения и при 250 об/мин. Рабочие поверхности в корпусе были направлены электродом ЦН-6.

В таблице 3 приведены основные данные радиальных подшипников отечественного ГЦН с уплотнением вала.



1-обратный клапан; 2-рабочее колесо; 3-направляющий аппарат; 4-улитка; 5-успокоительное кольцо; 6-горизонтальные успокоители; 7-внутренний антивихровой цилиндр; 8-вертикальный успокоительный цилиндр; 9,12-минимальный и максимальный уровни натрия соответственно; 10-уровнемер; 11-вал; 13,19-биологическая защита; 14-роликовый подшипник; 15-электродвигатель; 16-механическая муфта; 17-уплотнение вала; 18-уплотняющее кольцо; 20-подвод газа для разогрева насоса; 21-напорный патрубок

Рис. 2.5. Схема насоса реактора Rapsodie



1-дроссель; 2-напорный коллектор; 3-корпус подшипника; 4-рабочая поверхность

Рис. 2.6. Гидростатический подшипник насосов реактора БОР-60[2,3]

Таблица 3

Параметр	БОР-60	
	Первый контур	Второй контур
Тип нижнего радиального подшипника	ГСП с взаимобратным щелевым дросселированием	
Рабочая среда	Натрий	
Температура рабочей среды, °C	450	500
Диаметр втулки вала, мм	270	270
Радиальный зазор, мм	0,3	0,3
Число рабочих камер	16	16
Диаметр отверстия в дросселе, мм	-	-
Расход рабочей среды на подшипник, м ³ /ч	42	40
Перепад давления на подшипнике, МПа	0,51	0,51
Нагрузка на подшипник, кН	7,6	7,6
Рабочий относительный эксцентриситет	0,8	0,8

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20

Лист

17

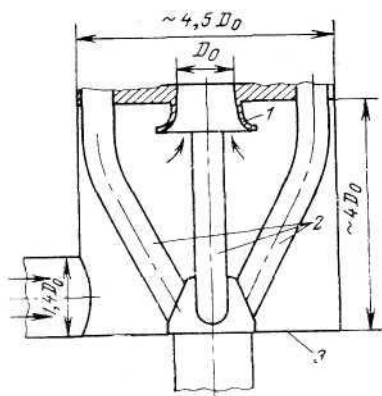
Параметр	БОР-60	
Тип нижнего радиального подшипника	Первый контур	Второй контур
	ГСП с взаимнообратным щелевым дросселированием	
Материал втулки вала	Сталь Х18Н9 с наплавкой ВЗК	
Материал втулки в корпусе	Сталь Х18Н9 с наплавкой ВЗК и ЦН-6	
Шероховатость рабочих поверхностей	1.25-0,63	

Подводящие устройства

Каналы, подводящие поток к лопастному колесу, оказывают значительное влияние на работу ГЦН. Основная задача при расчете подводов сводится к обеспечению минимальных потерь в проточной части патрубков и к снижению неблагоприятного влияния патрубков на работу колеса, т.е. к получению равномерного поля скоростей на входе в колесо.

Конструкция подвода должна обеспечить:

- минимальное гидравлическое сопротивление подвода;
- осесимметричный поток в выходном сечении подвода;
- минимальную закрутку потока;
- стабильность параметров потока на выходе из подвода.



1-всасывающий патрубок; 2-напорные патрубки; 3-бак

Рис. 2.7. Подводящий патрубок ГЦН реактора БОР-60 ($ns = 80$)

Подвод для центробежного насоса с коэффициентом быстроходности $ns=80$ выполнен в виде бака, внутри которого установлены четыре напорных трубопровода (рис. 2.7).

Насосы для перекачивания жидкого металла снабжены системой электронагрева для обеспечения предварительного разогрева их корпусов перед заполнением, а также для поддержания необходимой температуры металла внутри насоса. Температура внутри бака

натриевых насосов должна быть в пределах 150—200 °С. Полезно иметь нагреватели и на крышке насоса. Эти нагреватели позволяют перед пуском насоса расплавить натрий, застывший в щелях между холодильником и валом насоса при его стоянке.

В качестве привода ГЦН в подавляющем большинстве случаев используется электродвигатель. Насос второго контура в силу особенностей теплотехнической схемы установки должны иметь плавное или ступенчатое регулирование частоты вращения.

Известны следующие приводы ГЦН с регулируемой частотой вращения, применяемые в настоящее время в отечественной и зарубежной практике:

- асинхронный электродвигатель с изменением частоты вращения при помощи электромагнитных муфт, гидромuft и зубчатых редукторов;
- двигатель постоянного тока с регулированием напряжения в цепи якоря;
- асинхронный двигатель с фазным ротором и жидкостным реостатом в цепи ротора;
- двухскоростной асинхронный электродвигатель;
- синхронный короткозамкнутый электродвигатель со статическим преобразователем частоты (вентильный привод);
- асинхронный электродвигатель с фазным ротором, работающим в системе асинхронно-вентильного каскада (АВК).

Наиболее перспективными из перечисленных способов считаются последние три, и именно они применяются в настоящее время на современных установках.

Насосы первого и второго контуров унифицированы по основным узлам и различаются только размерами рабочего колеса и направляющего аппарата. Кроме того, в насосе второго контура по условиям работы отсутствует биологическая защита.

3. Расчет рабочего колеса с профилирование лопастей и меридианного сечения

3.1 Исходные данные для расчета

Во время выполнения курсового проекта я произвел замену однопоточного колеса оригинального насоса БОР-60, на двухпоточное.

Исходные данные приведены в таблице 4.

Таблица 4 - Исходные данные

Наименование параметра	Значение
Подача Q,	650
Напор H, м	92
Давление на входе в насос P, МПа	0,03
Температура натрия на входе в насос T, °C	450
Плотность натрия при данной температуре 450 °C ρ, кг/м³	844
Давление насыщенных паров натрия P _{нп} , Па	164,4

3.2. Определение располагаемого кавитационного запаса

Располагаемый кавитационный запас определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{рас}} = \frac{P_c}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} - \frac{P_{\text{нп}}}{\rho \cdot g}$$

где: $P_c = P + P_a$ – абсолютное статическое давление на входе в насос, Па

$P_{\text{нп}}$ – давление насыщенных паров, Па

v – скорость среды на входе в насос, м/с

$\frac{P_c}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g}$ - полная удельная энергия потока ($E_{\text{вх}}$) на входе в насос.

Т.к. на начальном этапе значение скоростей неизвестно, то опустим это слагаемое, в конечном итоге это допущение только лишь увеличит располагаемый кавитационный запас. Таким образом:

$$\Delta h_{\text{рас}} = \frac{P_c - P_{\text{нп}}}{\rho \cdot g} = \frac{0,13 \cdot 10^6 - 164,4}{844 \cdot 9,81} = 15,7 \text{ м}$$

Тогда $\Delta h_{\text{рас}} = 15,7$ м. Расчет уточненного значения располагаемого кавитационного запаса будет проведен после расчета геометрии рабочего колеса насоса.

3.3 Выбор частоты вращения ротора

Расчет выполняется следующим образом.

3.3.1 Задаемся частотой вращения ротора.

$$n = n_{\text{син}} \cdot \left(1 - \frac{s}{100}\right) = 3000 \cdot \left(1 - \frac{3,33}{100}\right) = 2900 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

где $s = 3,33\%$ – скольжение.

3.3.2 Определяем коэффициент быстроходности.

Рассматриваем вариант двухпоточного рабочего колеса.

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{0,75}} = \frac{3,65 \cdot 2900 \cdot \sqrt{\frac{650}{3600 \cdot 2}}}{92^{0,75}} = 107$$

Тип рабочего колеса - центробежное нормальное.

3.3.3 Определяем кавитационный коэффициент быстроходности.

Кавитационный коэффициент быстроходности определяем по рис. 3.1 [5, стр. 35].

$$C_{кр} = 771$$

3.3.4 Определяем критический кавитационный запас.

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left[\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{C_{кр}} \right]^{\frac{4}{3}} = 10 \cdot \left[\frac{3000 \cdot \sqrt{\frac{650}{3600 \cdot 2}}}{771} \right]^{\frac{4}{3}} = 11,77 \text{ м}$$

3.3.5 Определяем допускаемый кавитационный запас.

$$\Delta h_{доп} = 1,2 \cdot h_{кр} = 14,1 \text{ м}$$

Результаты расчетов приведены в таблице 5.

Таблица 5 - Результаты расчетов

Наименование параметра	Значение		
Частота вращения ротора синхронная n_{sin} , об/мин	3000	1500	1000
Частота вращения ротора n , об/мин	2900	1450	970
Коэффициент быстроходности n_s	107	54	36
Кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$	772	686	657
Располагаемый кавитационный запас $\Delta h_{рас}$, м	15,7	15,7	15,7
Критический кавитационный запас $\Delta h_{кр}$, м	11,8	5,5	3,4
Допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{доп} = 1,2 \Delta h_{кр}$, м	14,2	6,6	4,0

Кавитация отсутствует при условии $\Delta h_{рас} > \Delta h_{доп}$. Для изготовления рабочего колеса с лопастями одинарной кривизны коэффициент быстроходности должен быть < 130 . Это условие выполняется при частоте вращения ротора 3000, 1500, 1000 об/мин. Для дальнейшего проектирования принимаем вариант с наибольшей частотой вращения ротора. Этот вариант будет иметь наименьшие габариты и высокий КПД насоса - $\eta \approx 81\%$;

3.4 Определение размеров рабочего колеса с помощью диаграмм

Для выбранного варианта определяются размеры рабочего колеса насоса с помощью диаграмм на рис. 3.3 [5, стр.37]. По диаграмме выбираем коэффициенты в зависимости от коэффициента быстроходности. Согласно данным диаграммы все

определяемые параметры являются функцией быстроходности насоса и могут быть рассчитаны по формуле:

$$X = K_X \cdot \frac{\sqrt{H}}{n}$$

где: X – определяемый параметр;

K_X – соответствующий параметру коэффициент на диаграмме;

H – напор насоса;

n – частота вращения ротора насоса.

Тогда:

$$D_0 = K_{D_0} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} = 44,6 \cdot \frac{\sqrt{92}}{3000} = 147,7 \text{ мм};$$

$$b_1 = K_{b_1} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} = 13,8 \cdot \frac{\sqrt{92}}{3000} = 45,5 \text{ мм};$$

$$D_2 = K_{D_2} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} = 87,6 \cdot \frac{\sqrt{92}}{3000} = 289,7 \text{ мм};$$

$$b_2 = K_{b_2} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} = 6,1 \cdot \frac{\sqrt{92}}{3000} = 20,1 \text{ мм};$$

Полученные результаты приведены в таблице 6

Таблица 6 - Результаты расчетов по диаграммам

Значение коэффициента	$KD_0 = 44,6$	$Kb_1 = 13,8$	$KD_2 = 87,6$	$Kb_2 = 6,1$
Размер колеса, мм	$D_0 = 147,7$	$b_1 = 45,5$	$D_2 = 289,7$	$b_2 = 20,1$

3.5 Расчет геометрии рабочего колеса и параметров потока по программе

MathCad

Частота вращения вала:

$$n = n_{син} \left(1 - \frac{S}{100} \right) = 3000 \cdot \left(1 - \frac{3,33}{100} \right) = 2900$$

Подача ступени:

$$Q_{ном} = \frac{Q}{3600 \cdot Z_{пот}} = \frac{650}{3600 \cdot 2} = 0,09$$

Напор ступени:

$$H_{см} = \frac{H}{Z_{см}} = \frac{92}{1} = 92$$

Коэффициент быстроходности ступени:

$$n_s = \frac{3,65 n \sqrt{Q_{ном}}}{H_{см}^{0,75}} = \frac{3,65 \cdot 2900 \cdot \sqrt{0,09}}{92^{0,75}} = 107$$

Приведенный диаметр:

$$D_{1np} = 4,25 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{Q_{nom}}{n} \right)^{\frac{1}{3}} = 4,25 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{0,09}{2900} \right)^{\frac{1}{3}} = 133,7 \text{ мм}$$

Гидравлический КПД ступени:

$$\eta_g = 1 - \frac{0,42}{\left(\frac{\ln(D_{1np})}{\ln(10)} - 0,173 \right)^2} = 1 - \frac{0,42}{\left(\frac{\ln(133,7)}{\ln(10)} - 0,173 \right)^2} = 0,89$$

Объемный КПД ступени:

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{\frac{-2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 107^{\frac{-2}{3}}} = 0,971$$

Механический КПД ступени:

$$\eta_{dm} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{107^2}} = 0,933$$

Полный КПД ступени:

$$\eta = \eta_{об} \eta_g \eta_{dm} = 0,971 \cdot 0,89 \cdot 0,933 = 0,806$$

Мощность проточной части:

$$N = \frac{\rho Q H}{102 \cdot 3600 \cdot \eta} = \frac{844 \cdot 650 \cdot 92}{102 \cdot 3600 \cdot 0,806} = 170,5 \text{ кВт}$$

Максимальная мощность проточной части:

$$N_{max} = 1,2 \cdot N = 1,2 \cdot 170,5 = 204,6 \text{ кВт}$$

Из условия прочности ($\sigma_{кр} = 15 \cdot 10^6 \text{ Па}$) найдем диаметр вала:

Определим максимальный вращающий момент на валу:

$$M = 97500 \cdot \frac{N_{max}}{n} = 97500 \cdot \frac{204,6}{2900} = 6878 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$d_{вал} = 10 \cdot \left(\frac{M}{0,2 \cdot 150 \cdot Z_{ст}} \right)^{\frac{1}{3}} = 10 \cdot \left(\frac{6878}{0,2 \cdot 150 \cdot 1} \right)^{\frac{1}{3}} = 61,2 \text{ мм}$$

Из условий прочности определим диаметр втулки колеса:

$$d_{вт} = 1,25 \cdot d_{вал} = 1,25 \cdot 61,2 = 76,5 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр втулки: $d_{вт} = 77 \text{ мм}$

Кавитационный коэффициент быстроходности:

$$C_{кр} = 771$$

Критический кавитационный запас:

$$\Delta H_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q_{пот}}}{C_{кр}} \right)^{\frac{4}{3}} = 10 \cdot \left(\frac{2900 \cdot \sqrt{0,09}}{771} \right)^{\frac{4}{3}} = 11,77 \text{ м}$$

					КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Допускаемый кавитационный запас:

$$\Delta H_{\text{доп}} = 1,2 \cdot \Delta H_{\text{кр}} = 1,2 \cdot 11,77 = 14,1 \text{ м}$$

Принимаем коэффициент входной скорости из рекомендованных значений $K_{V0} = 0,06 - 0,08 = 0,0603$, тогда скорость на входе в ступень:

$$V0 = K_{V0} \cdot (Q1 \cdot n^2)^{\frac{1}{3}} = 0,0603 \cdot (0,09 \cdot 2900^2)^{\frac{1}{3}} = 5,56 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Диаметр колеса на входе:

$$D_0 = 1000 \cdot \sqrt{\left(4 \cdot \frac{Q1}{\pi \cdot V0}\right) + \left(\frac{d_{\text{вТ}}}{1000}\right)^2} = 1000 \cdot \sqrt{\left(4 \cdot \frac{0,09}{\pi \cdot 5,56}\right) + \left(\frac{77}{1000}\right)^2} = 165 \text{ мм}$$

Примем отношение диаметров лопасти на входе (высотной середины лопасти на входе) к диаметру колеса на входе $D1_{\text{отн}} = 0,8 - 1 = 0,9$, тогда диаметр лопасти на входе:

$$D1 = D1_{\text{отн}} \cdot D0 = 0,9 \cdot 165 = 148,5 \text{ мм}$$

Определим меридианную скорость на входе, предварительно приняв коэффициент меридианной скорости $K_{Vm1} = 0,5 - 1,1 = 0,915$

$$Vm1p = K_{Vm1} \cdot V0 = 0,915 \cdot 5,56 = 5,08 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Тогда ширина лопатки на входе определится, как:

$$b1 = 1000 \cdot \frac{Q1}{\pi \cdot 0,01 \cdot D1 \cdot Vm1p} = 1000 \cdot \frac{0,09}{\pi \cdot 0,01 \cdot 148,5 \cdot 5,08} = 39,2$$

Окружная скорость на входе в колесо:

$$U1D0 = 0,001 \cdot D0 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} = 0,001 \cdot 165 \cdot \pi \cdot \frac{2900}{60} = 25,06 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Окружная скорость на входе во входную кромку лопатки:

$$U1D1 = 0,001 \cdot D1 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} = 0,001 \cdot 148,5 \cdot \pi \cdot \frac{2900}{60} = 22,55 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Принимаем количество лопастей на входе $Z1=7$ и их толщину $S1=5$ мм. Угол установки лопасти на входе принимаем $\beta1 = 20^\circ$

Коэффициент стеснения потока:

$$K_1 = \frac{1}{\left(1 - \left(\frac{Z1 \cdot S1}{\pi \cdot D1 \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \beta1}{180}\right)}\right)\right)} = \frac{1}{\left(1 - \left(\frac{7 \cdot 5}{\pi \cdot 148,5 \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot 20}{180}\right)}\right)\right)} = 1,281$$

Угол потока на входе:

$$\beta1o = \left(\frac{180}{\pi}\right) \cdot \arctg\left(\frac{K1 \cdot Vm1p}{U1D1}\right) = \left(\frac{180}{\pi}\right) \cdot \arctg\left(\frac{1,281 \cdot 5,08}{22,55}\right) = 16,1^\circ$$

Угол атаки должен входить в рекомендованные $\delta 1 = 3^\circ - 9^\circ$ при $n_s = 60 - 120$, таким образом:

$$\delta 1 = \beta 1 - \beta 1_0 = 20 - 16,1 = 3,9^\circ$$

Меридианная скорость потока на входе с учетом стеснения:

$$Vm1 = K1 \cdot Vm1p = 1,281 \cdot 5,08 = 6,51 \frac{м}{с}$$

Подача на ступень с учетом объемных протечек:

$$Q1 = \frac{Q_{пот}}{\eta_{об}} = \frac{0,09}{0,971} = 0,093 \frac{м^3}{с}$$

Реальная относительная скорость на входе:

$$W1D1 = \frac{Vm1}{\sin(\frac{\pi \cdot \beta 1}{180})} = \frac{6,51}{\sin(\frac{\pi \cdot 20}{180})} = 19,04 \frac{м}{с}$$

Относительная скорость при плавном (безударном) входе:

$$W10D1 = \frac{Vm1}{\sin(\frac{\pi \cdot \beta 1_0}{180})} = \frac{6,51}{\sin(\frac{\pi \cdot 16,1}{180})} = 23,48 \frac{м}{с}$$

Таким образом окончательно критический кавитационный запас определится, как сумма энергий среды ее относительного и переносного движения при входе в колесо помноженные на коэффициенты $m0$ и $n0$, рекомендованные принять равными $m0=1.2$, $n0=0.3-0.4$.

$$\Delta H_{кр} = m0 \cdot \frac{V0^2}{2g} + n0 \cdot \frac{W1^2}{2g} = 1,2 \cdot \frac{5,56^2}{2 \cdot 9,8} + 0,4 \cdot \frac{19,04^2}{2 \cdot 9,8} = 13,13 м$$

Окончательный кавитационный коэффициент быстроходности:

$$C_{кр} = \frac{n \cdot Q_{пот}}{(0,1 \cdot \Delta H_{кр})^{\frac{3}{4}}} = \frac{2900 \cdot 0,09}{(0,1 \cdot 13,13)^{\frac{3}{4}}} = 710$$

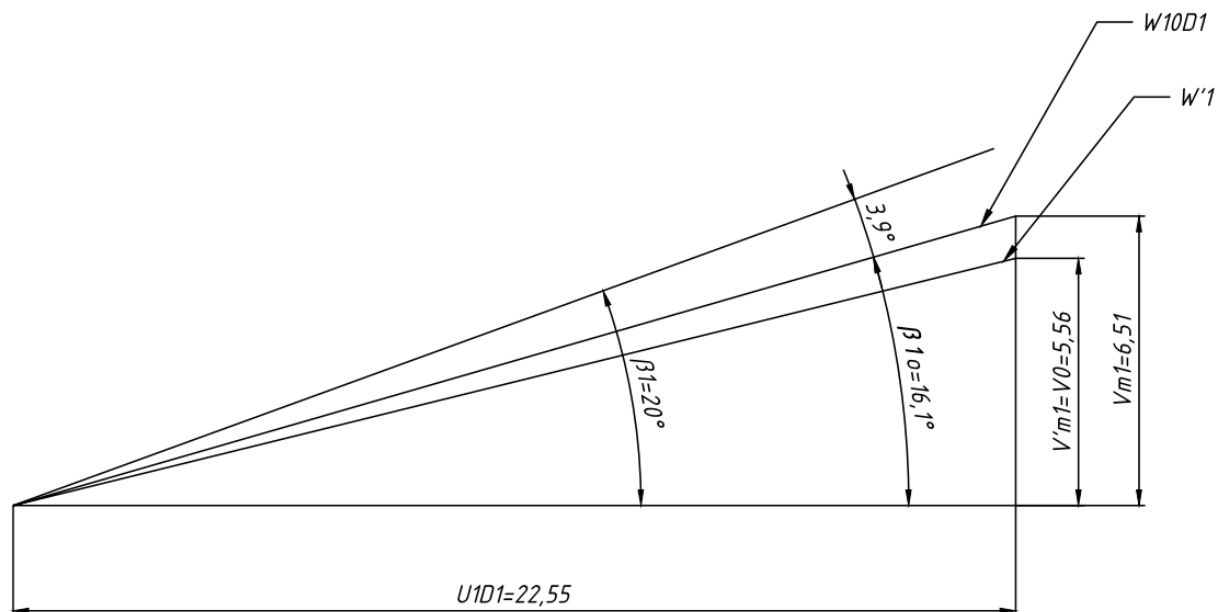


Рис.3.1 – Треугольник скоростей на входе в колесо, (величины с ' показывают скорости без учета затеснения меж лопаток)

Принимаем коэффициент меридианной скорости $K_{vm2} = 0,5 - 1 = 1$, тогда меридианная скорость на выходе:

$$Vm2p = K_{vm2} \cdot Vm1p = 1 \cdot 5,08 = 5,08 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Теоретический напор ступени:

$$H_t = \frac{H_{ст}}{\eta_g} = \frac{92}{0,89} = 103,37 \text{ м}$$

Окружная скорость на выходном диаметре в начальном приближении:

$$U2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_t} = \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 103,37} = 45 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Диаметр рабочего колеса на выходе в начальном приближении:

$$D2 = \frac{1000 \cdot 2 \cdot U2}{\pi \cdot \frac{n}{30}} = \frac{1000 \cdot 2 \cdot 44,5}{\pi \cdot \frac{2900}{30}} = 296,5 \text{ мм}$$

Для дальнейшего уточнения диаметра $D2$, окружной скорости $U2$, коэффициента стеснения на выходе $K2$ необходимо совместно, то есть в системе, решить следующие уравнения. Предварительно принимаем количество лопастей на выходе $Z2_{отн} = 1$, следовательно $Z1 \cdot Z2_{отн} = 7$, толщину лопасти на выходе $S2=5\text{мм}$, угол установки лопасти на выходе $\beta2=23^\circ$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{\text{пр}} = \frac{2}{Z1 \cdot Z2_{\text{отн}}} \cdot \frac{(0,6 + 0,6 \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \beta 2}{180}\right))}{1 - \left(\frac{D1}{D2}\right)^2} \\ P = \frac{P_{\text{пр}} + (Z2_{\text{отн}} - 1) \cdot P_{\text{пр}}}{Z2_{\text{отн}}} \\ K2 = \frac{1}{1 - \frac{Z1 \cdot Z2_{\text{отн}} \cdot S2}{\pi \cdot D2 \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \beta 2}{180}\right)}} \\ U2 = \left(\frac{K2 \cdot Vm2p}{a}\right) - \sqrt{\left(\frac{K2 \cdot Vm2p}{a}\right)^2 + g \cdot (1 + P) \cdot H_t} \\ D2 = 1000 \cdot \frac{60 \cdot U2}{\pi \cdot n} \end{array} \right.$$

P - коэффициент, учитывающий конечное число лопастей.

Решение системы:

$$K2=1,11, U2=43,88 \frac{\text{м}}{\text{с}}, D2=288,9 \text{ мм.}$$

Таким образом окружная составляющая абсолютной скорости на выходе:

$$V_{U2} = g \cdot \frac{H_t}{U2} = 9,8 \cdot \frac{103,37}{43,88} = 23,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Меридианная скорость на выходе с учетом стеснения:

$$Vm2 = K2 \cdot Vm2p = 1,1 \cdot 5,08 = 5,64 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Относительная скорость на выходе:

$$W2 = \frac{Vm2}{\sin\left(\frac{\pi \cdot \beta 2}{180}\right)} = \frac{5,64}{\sin\left(\frac{\pi \cdot 23}{180}\right)} = 14,43 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Коэффициент торможения относительной скорости в колесе:

$$Kw = \frac{W1D1}{W2} = \frac{19,04}{14,43} = 1,32$$

Ширина колеса на выходе:

$$b2 = 1000 \cdot \frac{Q1}{\pi \cdot 0,01 \cdot D2 \cdot Vm2p} = 1000 \cdot \frac{0,093}{\pi \cdot 0,01 \cdot 288,9 \cdot 5,08} = 20,1 \text{ мм}$$

Угол абсолютной скорости на выходе:

$$\alpha 2 = \left(\frac{180}{\pi}\right) \cdot \arctg\left(\frac{Vm2p}{V_{U2}}\right) = \left(\frac{180}{\pi}\right) \cdot \arctg\left(\frac{5,08}{23,1}\right) = 12,41^\circ$$

Абсолютная скорость на выходе из колеса:

$$V2p = \sqrt{V_{U2}^2 + Vm2p^2} = \sqrt{23,1^2 + 5,08^2} = 23,7$$

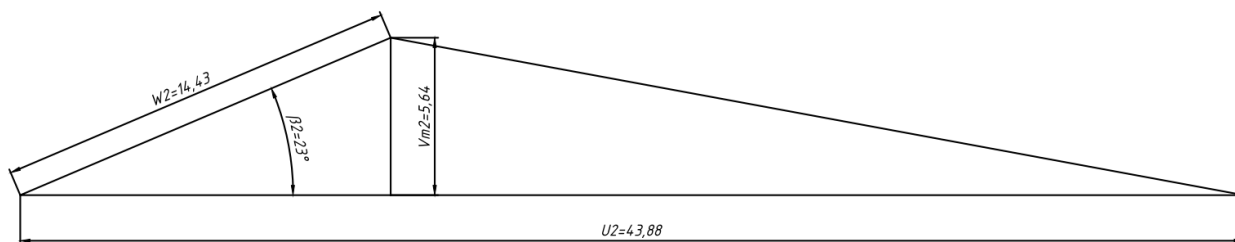


Рисунок 3.2 – Треугольник скоростей на выходе из колеса

3.6 Профилирование меридианного сечения рабочего колеса

Профилирование должно быть осуществлено так, чтобы создать благоприятные условия для безотрывного обтекания контура лопасти потоком, что обеспечивает минимум гидравлических потерь. При профилировании меридианного сечения колеса и лопасти задаются шириной колеса b , толщиной лопасти δ и углом наклона лопасти β в функции средней линии (S) и определяют W и V_m от S .

В колесах с почти радиальным (в пределах расположения лопасти от r_1 до r_2) направлением средней линии меридианного сечения канала пренебрегают отличием длины элемента средней линии ds от приращения радиуса dr . В этом случае лопасть может быть запроектирована с цилиндрической поверхностью, образующая которой параллельна оси РК.

Параметры рабочего колеса сведем в таблицу 7.

Таблица 7 – Параметры рабочего колеса

Вход в рабочее колесо D_0 , мм	165
Диаметр расположения водных кромок лопаток D_1 , мм	148,5
Выход из рабочего колеса D_2 , мм	289
Ширина колеса на входе b_1 , мм	39,2
Ширина колеса на выходе b_2 , мм	20,1
Число лопаток Z	7
Толщина лопатки на входе S_1 , мм	5
Толщина лопатки на выходе S_2 , мм	5
Угол лопатки на входе β_1 , град	20
Угол лопатки на выходе β_2 , град	23

Расчет по данной методике выполнен в пакете Mathcad 2015 и приведен в приложении В. Ниже приведен эскиз меридианного сечения.

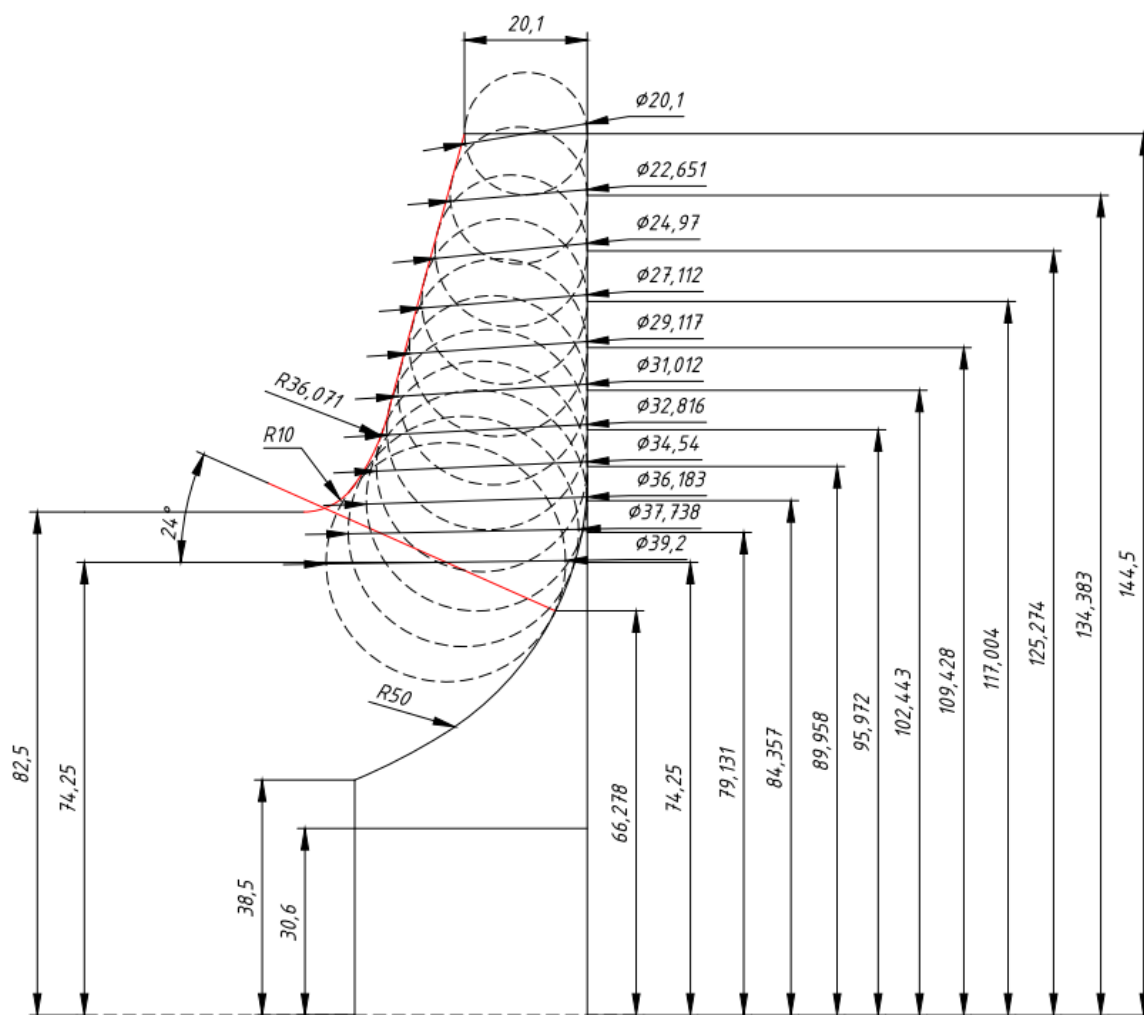


Рис. 3.3 - Профиль меридионального сечения колеса.

3.7 Профилирование лопастей рабочего колеса по программе в Mathcad

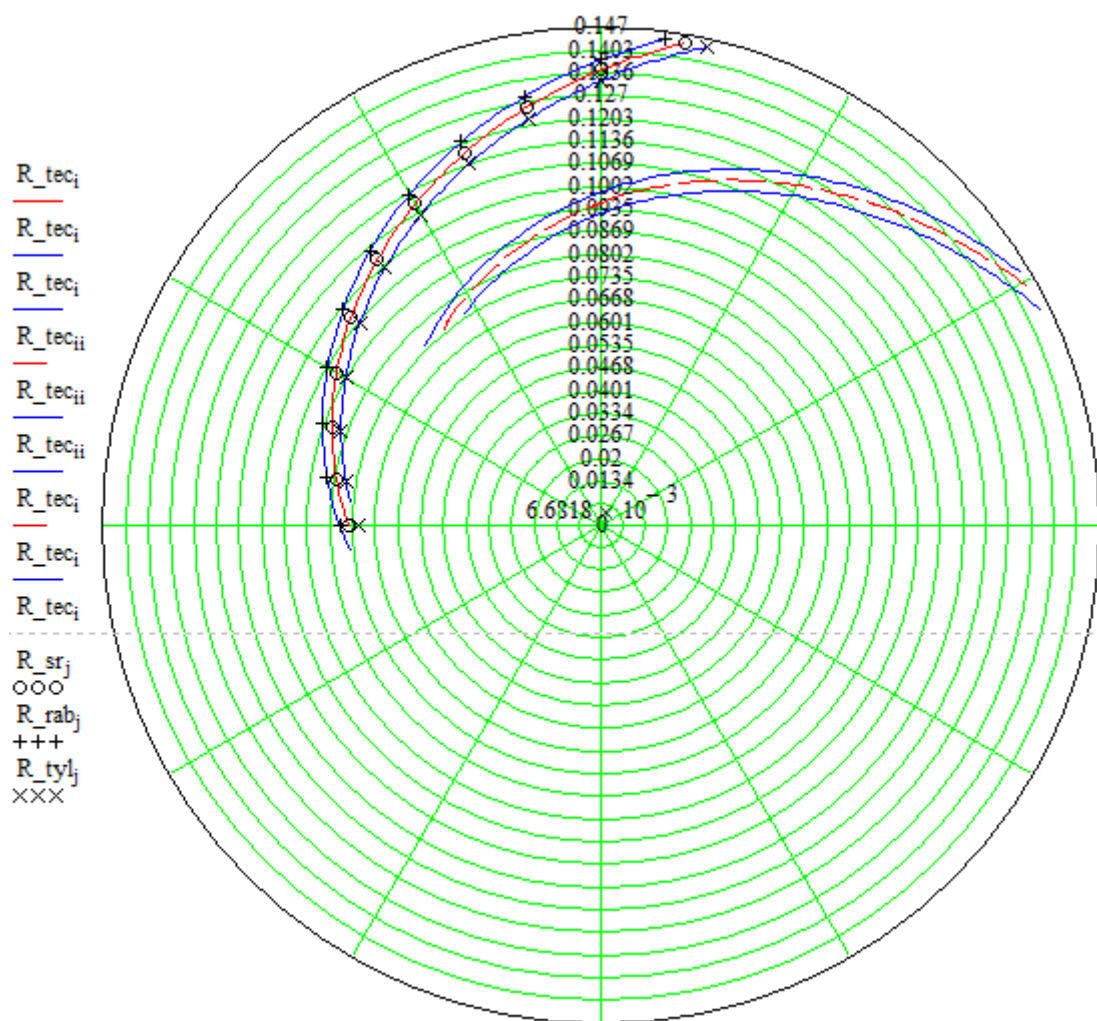
Профилирование рабочих лопаток проведем и использованием пакета Mathcad 2015 по методике изложенной в [5]. В приложении В представлен полный расчет. На рисунке 4.3 представлен вид рабочих лопаток, полученный в результате расчета.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20

Лист

29



$\theta_{1i}, \theta_{1rabi}, \theta_{1tyli}, \theta_{2ii}, \theta_{2rabii}, \theta_{2tylii}, \theta_{3i}, \theta_{3rabi}, \theta_{3tyli}, \phi_j, \phi_{rab_j}, \phi_{tyl_j}$

Рис. 3.4 - Профили лопаток рабочего колеса

4. Расчёт направляющего аппарата

Вид направляющего аппарата выбираем аналогично прототипу, то есть канальный.

Отличительной чертой лопаточного отвода является наличие нескольких каналов. Каждый канал состоит из спиральной части и диффузора. Спиральная часть канала обычно выполняется постоянной ширины. Для обеспечения оптимальных условий течения в каналах направляющего аппарата должны быть соблюдены следующие условия:

- 1) при данной площади канала его гидравлический радиус должен быть максимальным. Этому условию лучше всего удовлетворяет квадратное сечение на входе в направляющий аппарат;
- 2) канал диффузора целесообразно выполнять с прямолинейными стенками;
- 3) число лопаток следует принимать минимальным;
- 4) угол раскрытия канала диффузора следует принимать равным углу раскрытия для прямолинейных диффузоров или меньшим;
- 5) угол лопатки имеет второстепенное значение по сравнению с оптимальным соотношением размеров колеса.

Контур лопатки должен следовать линиям тока потока.

Принципиальная схема лопаточного отвода показана на рисунке 4.1

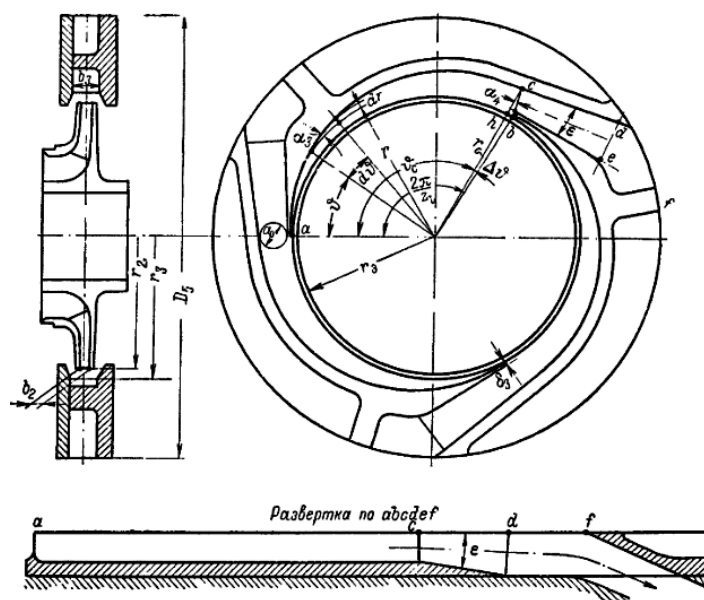


Рисунок 4.1 - Схема лопаточного отвода [11, с.124]

4.1 Расчет геометрии и параметров потока

Средняя скорость в горловом сечении:

$$C_3 = K_3 \cdot \sqrt{2g \cdot H} = 0,38 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 92} = 16,145 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

где K_3 – опытный коэффициент, изменяющийся в зависимости от ps (согласно рис.

5.3 методички).

Из графика $K_3 = 0,38$.

Диаметр начальной окружности:

$$D_3 = (1,03 \dots 1,05) \cdot D_2 = 1,038 \cdot 289 \approx 300 \text{ мм}$$

Принимаем ширину аппарата:

$$b_3 = 1,1 \cdot 2 \cdot (20,1 + 2 \cdot 5) = 66,2 \text{ мм}$$

Площадь горлового сечения на входе определяется следующим образом:

Согласно рекомендациям по соотношению числа лопастей рабочего колеса и НА принимаем $Z_{\text{на}} = 12$.

$$F_{\Gamma} = \frac{Q}{C_3 \cdot Z_{\text{на}}} = \frac{\frac{650}{3600}}{16,145 \cdot 12} = 0,000932 \text{ м}^2$$

Где: $Z_{\text{на}}$ – число лопаток НА.

Ширина горлового сечения составит:

$$a_{\Gamma} = \frac{F_{\Gamma}}{b_3} = \frac{0,000932 \cdot 10^6}{66,2} \approx 14 \text{ мм}$$

Меридианная скорость потока на входе в НА без учета стеснения:

$$C_{m_3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3} = 2,9 \text{ м/с}$$

Окружная скорость потока на входе в направляющий аппарат:

$$C_{u_3} = C_{u_2} \cdot \left(\frac{D_2}{D_3}\right) = 23,1 \cdot \left(\frac{289}{300}\right) = 22,253$$

Угол потока на входе в направляющий аппарат без учета стеснения

$$\alpha_3 = \frac{180}{\pi} \cdot \text{atan} \left(\frac{C_{m_3}}{C_{u_3}} \right) = \frac{180}{3,14} \cdot \text{atan} \left(\frac{1,45}{22,253} \right) = 7,4^\circ$$

Для диффузора с прямоугольным горловым сечением и двумя параллельными боковыми стенками около $10^0 - 12^0$, принимаем 11^0 .

Длину диффузора между лопатками следует принимать

$$L = 4 \cdot a_{\Gamma} = 14 \cdot 4 = 28 \text{ мм}$$

Рациональное увеличение проходного сечения в канале диффузора 1,6 – 2.

$$\text{Принимаем } a_{\text{в}} = (1,6 - 2) \cdot a_{\Gamma} = 1,785 \cdot 14 = 25 \text{ мм}$$

Диаметр наружной окружности НА принимаем $D_4 = 386 \text{ мм}$.

					КП–ИЯЭиТФ–С17–АЭ–17–20	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{386}{289} = 1,34$$

Площадь меридианного сечения кольцевого коллектора должна быть больше площади входа в каналы направляющего аппарата не менее чем в 1,7 раза.

$$F_{\text{коллект}} = 12 \cdot 2 \cdot F_r = 12 \cdot 2 \cdot 0,000932 = 0,022368 \text{ м}^2$$

Радиус меридионального сечения кольцевого коллектора:

$$R_{\text{коллект}} = \sqrt{\frac{F_{\text{коллект}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,022368}{\pi}} = 0,085 \text{ м}$$

Наибольший диаметр кольцевого коллектора:

$$D_{\text{наиб}} = D_4 + 2 \cdot R_{\text{коллект}} = 386 + 2 \cdot 85 = 556 \text{ мм}$$

4.2 Профилирование лопаток направляющего аппарата

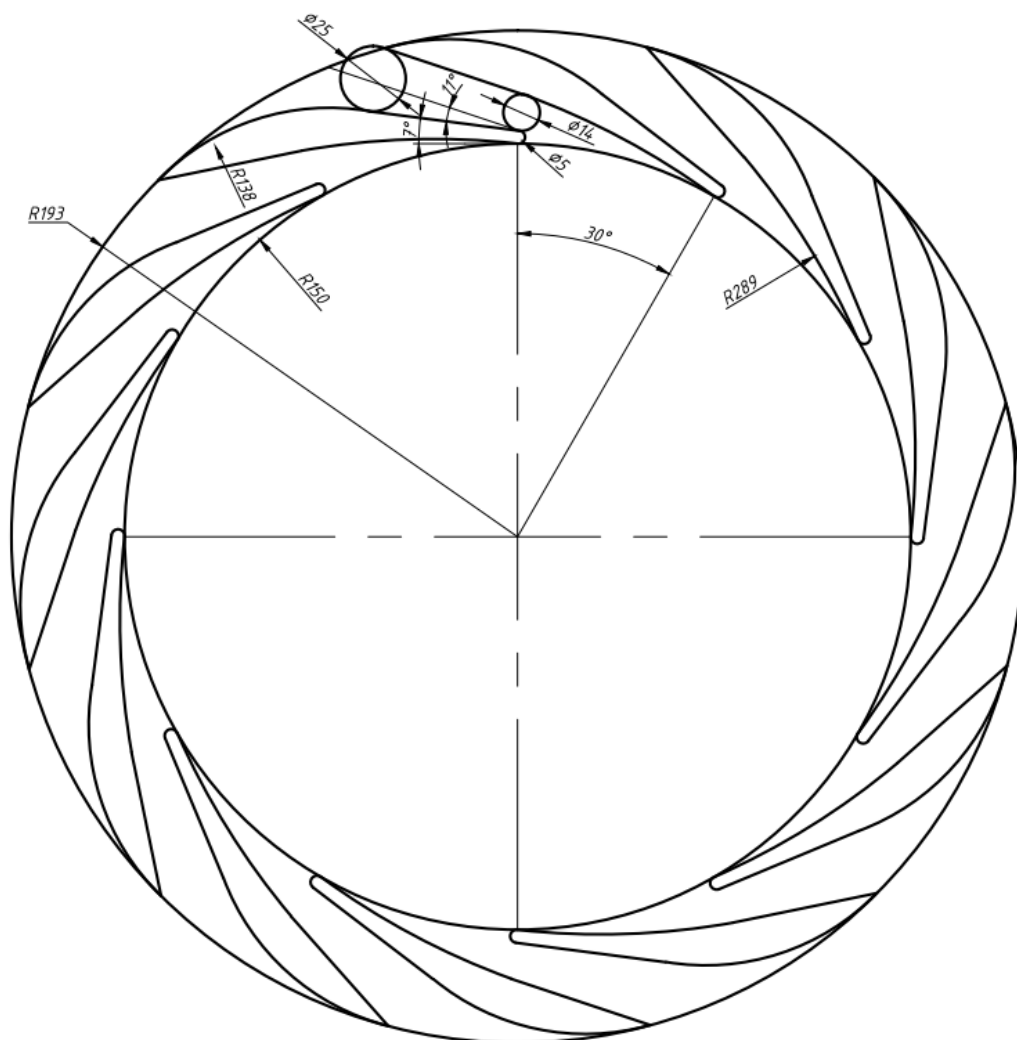


Рис 4.2 - Эскиз направляющего аппарата

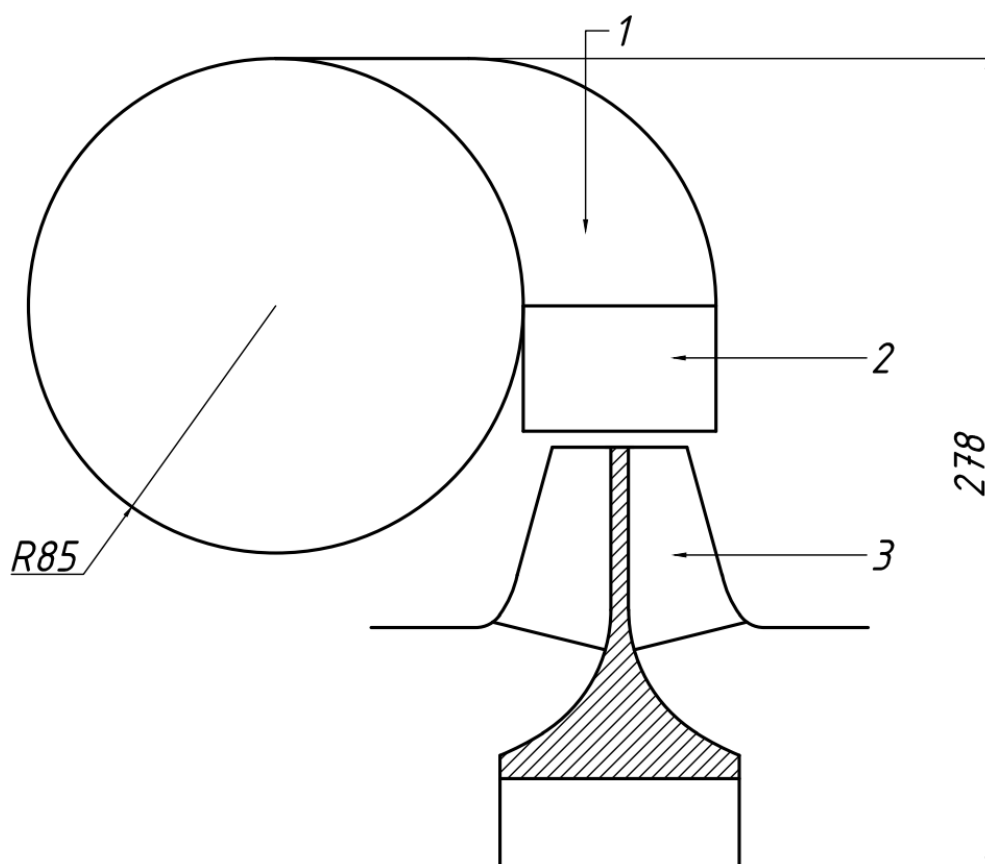


Рис. 4.3 - Окончательный эскиз меридианного сечения проточной части насоса
1 – напорный коллектор, 2 – НА, 3 – РК

5. Эскиз проточной части насоса и чертеж рабочего колеса насоса

Эскиз проточной части насоса, был построен, ориентируясь на насос прототип, рисунок 5.1, чертеж рабочего колеса представлен на рисунке 5.2, а также в приложении 2.

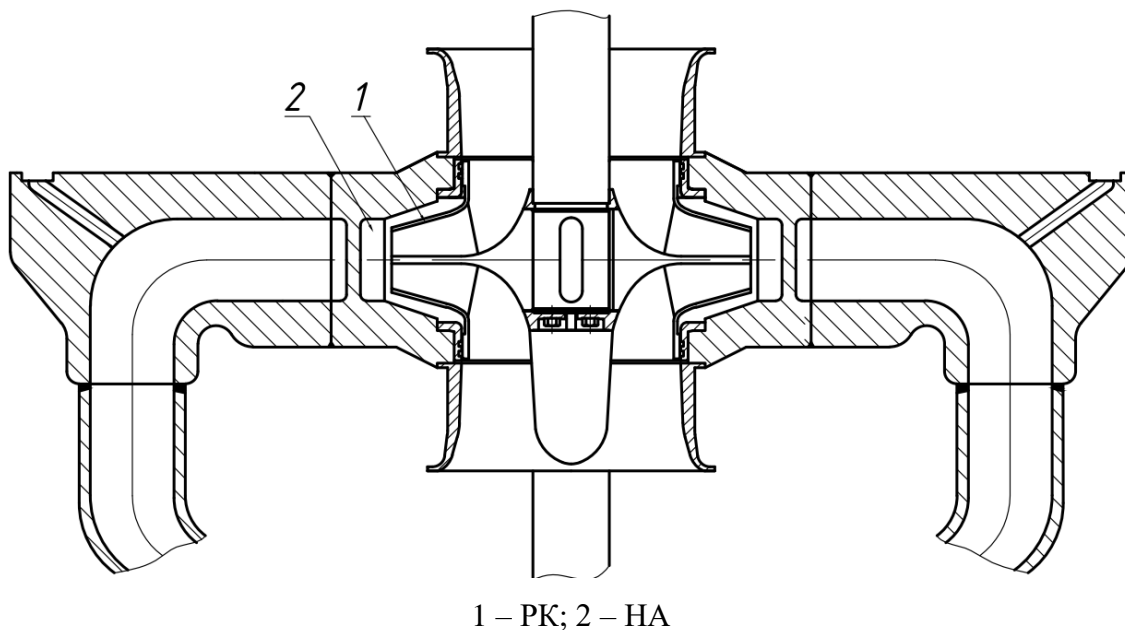


Рис. 5.1 Эскиз проточной части насоса

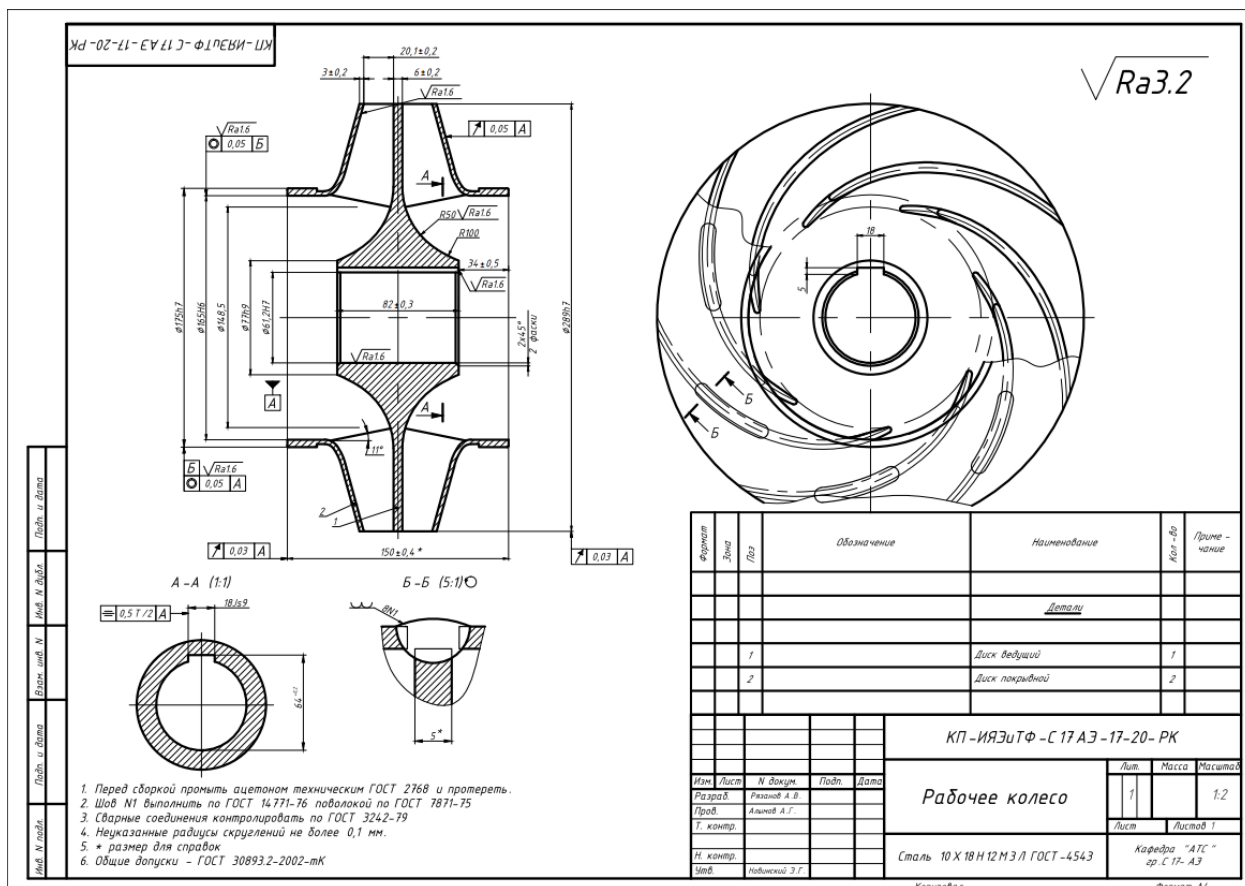


Рис. 5.2 Чертеж рабочего колеса

6. Расчёт мощности проточной части насоса

При расчете мощности проточной части насоса надо учитывать, что главные циркуляционные насосы, устанавливаемые на АЭС должны работать в широком температурном диапазоне при «холодном» и «горячем» теплоносителе. ГЦН работает на «холодном» теплоносителе, к примеру, при гидроиспытаниях, которые проводятся при первом пуске РУ, после проверки работоспособности всех систем и устройств, обеспечивающих надежную и безопасную работу энергоблока. Сначала ГИ проводятся в холодном состоянии, затем оборудование первого контура разогревается со скоростью не более 30 °С/ч и проводятся гидроиспытания в горячем состоянии.

Мощность проточной части насоса определяется по формуле:

$$N = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{102 \cdot \eta} = \frac{844 \cdot \frac{650 \cdot 1000}{3600} \cdot 92}{102 \cdot 0,806} = 170,5 \text{ кВт}$$

где $\eta \approx 0,85$ – КПД одноступенчатого насоса при $n_s = 107$ и подаче $Q = 181$ л/с, значение определено по графику на рис. 3.2 [5, стр.36].

Однако двигатель подбирается по максимальной мощности, которая учитывает потери (механические, электрические на электродвигателе и потери в насосе). В моем случае максимальная мощность $N_{\max}=204,6$ кВт

7. Расчет осевой силы, действующей на осевой подшипник

В работающем насосе лопастные колеса подвержены действию различных сил, достигающих иногда значительной величины. Кроме того, ротор насоса находится в состоянии установившегося вращательного движения. Тогда, согласно началу Д'Аламбера, все силы, действующие на него, должны быть уравновешены, что требует специальных мероприятий, существенно влияющих на конструкцию насоса. В данном случае в связи с тем, что в насосе применено рабочее колесо с двухсторонним всасом, будут отсутствовать осевые силы гидродинамического и статического происхождения, действующие на поверхности рабочего колеса, т.к. они будут взаимно уравновешиваться вследствие симметрии. Таким образом осевая сила на рабочем колесе будет определяться силой тяжести вала и рабочего колеса и разностью давления действующих на торцы вала - с одной стороны атмосферой, а с другой стороны давлением всаса.

$F = F_{\text{тяж}} + F_{\text{атм}} - F_{\text{всас}}$ где, $F_{\text{тяж}}$ - сила тяжести элементов вала, вала и рабочего колеса. Расчет будем вести, принимая что все элементы имеют одну плотность ($\rho = 7900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$) и цилиндрическую форму.

Таким образом масса каждой ступени будет определяться как:

$$M = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \cdot \rho$$

Для полого участка вала:

$$M = \frac{\pi \cdot (D_{\text{внеш}}^2 - D_{\text{внутр}}^2)}{4} \cdot H \cdot \rho$$

В итоге получим результат что масса всех элементов $M=1302$ кг, следовательно:

$$F_{\text{тяж}} = g \cdot M = 9,81 \cdot 1302 = 12772 \text{ Н.}$$

Сила же разности давлений приблизительно определится, как:

$$F_{\text{атм}} - F_{\text{всас}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{в.тор}}^2}{4} \cdot P_{\text{атм}} - \frac{\pi \cdot D_{\text{н.тор}}^2}{4} \cdot P_{\text{всас}} = 1618 \text{ Н}$$

Тогда суммарная осевая сила направленная вниз будет равна:

$$F = F_{\text{тяж}} + F_{\text{атм}} - F_{\text{всас}} = 14397 \text{ Н} \cong 15000 \text{ Н}$$

На рисунке 7.1 приведена схема вала для расчета осевой силы.

8. Расчет радиальной силы, действующей на радиальные подшипники

Одной из основных проблем, возникающих при создании ГЦН, является необходимость достаточно точно определять радиальную силу. Без достоверного знания этой силы невозможно правильно выбрать радиальные подшипники и обеспечить их нормальную работу. Как показывает практика эксплуатации ГЦН, в ряде случаев несущая способность радиальных подшипников является недостаточной для восприятия значительных радиальных сил, возникающих в ГЦН. Это приводит к усиленному износу опорных элементов, сокращению срока службы ГЦН. В других случаях радиальные подшипники могут иметь необоснованно большие запасы несущей способности, следствием чего являются значительное утяжеление, усложнение и удорожание конструкции в целом. [3, стр.240]

Основная причина возникновения радиальных сил – асимметрия потока на выходе из рабочего колеса, обусловленная в основном влиянием отвода. При изменении скорости в отводе (спиральный отвод) по закону сохранения энергии происходит соответственно изменение давления по длине отвода. Эти изменяющиеся давления в сумме и дают радиальную силу, действующую на ротор насоса.

Радиальные силы также вызываются статической и динамической неуравновешенностью ротора вследствие неточности технологии и монтажа насоса.

Необходимо также учитывать радиальные силы, возникающие на лабиринтах, однако они устраняются точностью изготовления

Насос работает в номинальном режиме, поэтому радиальные силы равны нулю. Для устойчивой работы радиальных подшипников зададимся произвольной радиальной силой.

$$F=18000 \text{ Н.}$$

Тогда сила, приходящаяся на один радиальный подшипник:

$$F_p = \frac{F}{2} = \frac{18000}{2} = 9000 \text{ Н}$$

9. Расчет подшипниковых опор

Требования к подшипниковым опорам:

- высокая надежность на всех режимах работы, включая пуски и остановки, а также ресурс не менее 50 тыс. ч;
- работоспособность в среде с высокой температурой, давлением и возможным наличием мелких твердых частиц;
- отсутствие склонности материалов, применяемых для трущихся пар подшипников, к «самосвариванию» и «схватыванию» при аварийном отсутствии питающей жидкости,
- к деформациям и фазовым превращениям при температуре до 400°С, к изменению размеров при проведении дезактивации контура моющими растворами;
- используемые материалы должны быть в максимальной степени технологичными, дешевыми и взаимно совместимыми;
- нежелательно присутствие в материале подшипника элементов, которые под облучением в реакторе приобретают долгоживущую наведенную радиоактивность;
- недопустимо выделение из материалов подшипника коррозионно-опасных веществ (например, фтора);
- хорошая ремонтпригодность;
- относительно малая чувствительность к изменению нагрузки, к нарушению заданной соосности опор в процессе работы, достаточная вибростойкость;
- используемые для подшипников смазочно-охлаждающие жидкости должны быть огнестойкими и нетоксичными.

9.1 Расчет осевого подшипника

9.1.1 Обоснование замены сдвоенного шарикоподшипника

В связи с принятой частотой вращения и радиальными и осевыми нагрузками сдвоенный упорно-радиальный шарикоподшипник не пригоден для работы в насосе на срок до планового технического осмотра насоса длительностью 5 лет, что подтверждается приведенным ниже расчетом, выполненным по методике изложенной [13].

Поэтому в данном проекте в качестве элемента, воспринимающего осевую нагрузку выбран подшипник типа Митчеля, а в качестве верхнего радиального подшипника - подшипник с цилиндрической расточкой.

9.1.2 Расчет сдвоенного радиально-упорного подшипника.

$$n = 2800 \text{ мин}^{-1}$$

$$d = 160 \text{ мм}$$

Примем ресурс подшипников $[L_{10h}] = 5 \text{ лет} = 43800 \text{ ч}$

					КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Силы на опорах:

Примем радиально-упорный сдвоенный шарикоподшипник, поэтому будем считать, что каждая из его частей принимает половину осевой и радиальной силы.

$$F_{РАД} = 9000H$$

$$F_C = 15000H$$

Условия эксплуатации подшипника - нормальные. Рабочая температура 50° .

Предварительно принимаем подшипник 1046932 ГОСТ 831-75(серия диаметров 9, серия ширин 1):

$$d \times D \times B = 160 \times 220 \times 28$$

Базовая грузоподъемность

$$F_r = 95000H$$

Угол контакта

$$\alpha = 36^{\circ}$$

По таблице [2, с. 114] определяем коэффициент осевой нагрузки $e = 0,95$

Коэффициент вращения

$$V = 1$$

$$\frac{F_C}{V \cdot F_{РАД}} = \frac{15000}{1 \cdot 9000} = 1,66 > e,$$

тогда принимаем коэффициенты радиальной и осевой нагрузок:

$$X = 0,6$$

$$Y = 1,07$$

Расстояние от нагрузки до точки пересечения нормали к середине площадки контакта ПК и вала:

$$a = 0,5 \cdot [B + 0,5 \cdot (d + D) \cdot \operatorname{tg} \alpha] = 0,5 \cdot [28 + 0,5 \cdot (160 + 220) \cdot \operatorname{tg} 36] = 60_{мм}$$

Коэффициент безопасности:

$$K_B = 1,4$$

Температурный коэффициент:

$$K_T = 1$$

Эквивалентная радиальная динамическая нагрузка

$$R_E = (X \cdot V \cdot F_{РАД} + Y \cdot F_C) \cdot K_B \cdot K_T = (0,6 \cdot 1 \cdot 9000 + 1,07 \cdot 15000) \cdot 1,4 \cdot 1 = 30030H$$

Обобщенный коэффициент, учитывающий совместное влияние особых свойств металла и условий эксплуатации ПК

$$a_{23} = 1$$

Показатель степени кривой усталости

					КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$p = 3$$

Расчетный скорректированный ресурс ПК 336328Л1

$$L_{10ah} = \frac{10^6 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{Cr}{R_E}\right)^p}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 1 \cdot \left(\frac{205000}{30030}\right)^3}{60 \cdot 2900} = 1828ч$$

$$[L_{10h}] = 43800 < L_{10ah} = 1828$$

Полученный ресурс меньше $[L_{10h}]$, поэтому данный подшипник нельзя применить в насосе.

9.1.3 Расчет осевого подшипника [7]

Осевой подшипник представляет собой пята Митчеля с самоустанавливающимися сегментами.

Осевая нагрузка.

$$P = 15000 \text{ Н (вниз)}$$

Частота вращения

$$n = 2900 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Внутренний диаметр подшипника

$$d_1 = 280 \text{ мм}$$

Наружный диаметр подшипника

$$d_2 = 400 \text{ мм}$$

Число колодок

$$S = 8$$

Система смазки принудительная. Масло турбинное Т-22. Принимаем температуру смазки на входе по все подшипники $t_{вх} = 50^\circ\text{C}$. При этом масло имеет следующие физические характеристики:

$$\lambda = 0.1265 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кДж}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{К}}$$

$$c_p = 1,96 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$\rho = 876 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\mu = 1.87 \cdot 10^{-2} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,87 \cdot 10^{-2}}{876} = 2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Ширина колодки в радиальном направлении

$$B = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{40 - 28}{2} = 6 \text{ см}$$

					КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

Фактическая длина колодки по окружности середины поверхности скольжения

$$L = \xi \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}}{8} = 0,91 \cdot \frac{\pi \cdot 34}{8} = 12,15 \text{ см}$$

где $\xi = 0,91$ - коэффициент использования упорной поверхности

Нагрузка на одну колодку

$$P_s = \frac{P}{S} = \frac{15000}{8} = 1875 \text{ Н}$$

Подъемная сила на единицу ширины сектора

$$P_1 = \frac{P_s}{B} = \frac{1875}{6} = 312,5 \frac{\text{Н}}{\text{см}}$$

Определяющий размер колодки

$$\frac{L}{B} = \frac{12,15}{6} = 2,025 \cong 2$$

Диаметр приложения равнодействующей сил трения

$$d_f = d_1 + 0,7 \cdot B = 0,28 + 0,7 \cdot 0,06 = 0,284 \text{ м}$$

Окружная скорость на диаметре d_f :

$$v_m = \frac{\pi \cdot d_f \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,284 \cdot 2900}{60} = 42,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

По рекомендациям для определяющего размера колодки [7] определяем следующие безразмерные параметры:

Коэффициент подъемной силы: $D=0,005$

Коэффициент касательной силы: $H=4,1$

Коэффициент расхода смазки: $V_i = 0,155$

Коэффициент трения

$$\mu_f = H \cdot \left(\frac{\mu \cdot v_m}{100 \cdot P_1} \right)^{\frac{1}{2}} = 3 \cdot \left(\frac{1,87 \cdot 10^{-2} \cdot 42,8 \cdot 10}{100 \cdot 312,5} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,021$$

Сила трения на все колодки

$$T = \mu_f \cdot P = 0,021 \cdot 15000 = 311,44 \text{ Н}$$

Мощность трения на всю пята

$$N = T \cdot v_m = 311,44 \cdot 42,8 = 13 \text{ кВт}$$

Количество смазки, подсасываемое по входной кромке на все 8 колодок, без учета центробежного эффекта

$$Q = 100 \cdot S \cdot v \cdot L \cdot B \cdot V_i \cdot \mu_f = 100 \cdot 8 \cdot 42,8 \cdot 10,3 \cdot 12,15 \cdot 40 \cdot 0,155 \cdot 10^{-6} = 0,0084 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cong 30,24 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

С учетом дополнительных протечек берется полуторный запас:

					КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

$$Q = 45,46 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Минимальная толщина несущего смазочного слоя

$$h_1 = L \cdot \sqrt{6 \cdot D} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot v}{P_1}} = 12,15 \cdot \sqrt{6 \cdot 0,005} \cdot \sqrt{\frac{1,87 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 10}{312,5}} = 0,01 \text{ мм}$$

9.2 Расчет радиального подшипника с цилиндрической расточкой

Радиальный подшипник представляет собой 2 втулки: закрепленную герметично на валу и закрепленную соосно с ней на корпусе осевого подшипника ответную втулку. Расчет данного подшипника будем вести по методике изложенной в [7, с.72 - с.83]. Поэтому по рекомендации выбираем следующие размеры.

49. ЗНАЧЕНИЯ ψ
В ЗАВИСИМОСТИ
ОТ УСЛОВИЙ РАБОТЫ

$P_m \cdot 10^{-6},$ Па	$v,$ м/с	$\psi \cdot 10^6$
>100	≤ 10	$0,5-1,0$
<100	≤ 5	$1,0-2,0$
30	>10	$1,1-4,0$

50. ЗНАЧЕНИЯ $\frac{l}{d}$

Место установки подшипника	$\frac{l}{d}$
Паровые турбины и турбогенераторы	0,6—1,9
Электродвигатели	0,8—1,8
Редукторы зубчатые и червячные	0,8—1,2
Транспортеры и рольганги	0,8—1,0
Передачи ременные и цепные тихоходные	0,8—1,5
Компрессоры и насосы центробежные	0,6—1,2
Сепараторы, центрифуги	0,5—0,8
Буксы вагонов	1,4—2,0
Самоустанавливающиеся подшипники трансмиссий	2,5—4,0

Рисунок 9.1 - Рекомендации к выбору основных размеров подшипника

Исходные данные для расчёта:

Диаметр втулки вала $d = 200$ мм

Длина подшипника $l = 128$ мм

Частота вращения вала $\omega = 2900 \frac{\text{об}}{\text{мин}} = 300 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$

$P = 4000H = 400$ кгс

Угол охвата вкладыша $\alpha_K = 360^\circ$;

Сорт смазки: масло турбинное Т -22;

Температура смазки $t_C = 40^\circ\text{C}$;

Теплоёмкость смазки $c = 1930 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$;

Плотность смазки $\rho = 880 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

Относительный зазор

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{8,35} = 3 \cdot 10^{-3}$$

Радиальный зазор

$$\Delta = \psi \frac{d}{2} = 1,36 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{160}{2 \cdot 1000} = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Размеры питающего кармана

$$a = 28 \text{ мм}$$

$$b = 56 \text{ мм}$$

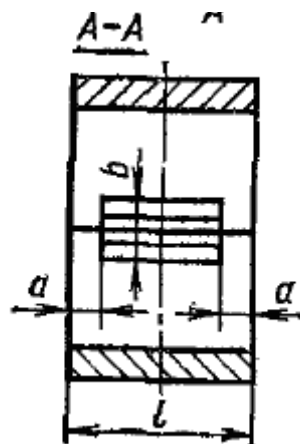


Рисунок 9.2 - Схема размеров питающего кармана

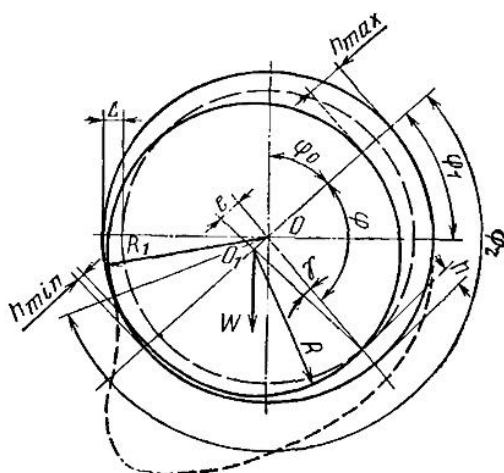


Рисунок 9.3 - Схема подшипника с цилиндрической расточкой

Дальнейшие расчёты приведены в таблице 8.

Таблица 8 - Расчёт радиального подшипника

Определяемый параметр	Расчётная зависимость	Результаты вычислений при различных значениях $\mu_{\text{ср}}$ для итераций		
		1	2	3
Вязкость смазки при средней температуре в смазочном слое $\mu_{\text{ср}}$, Па с	Задаётся произвольно	0.005	0.010	0.015
Коэффициент нагруженности ζ	$\zeta = \frac{F_{\text{рад}} \cdot \psi^2}{l \cdot d \cdot \omega \cdot \mu}$	2.109	1.055	0.703

Определяемый параметр	Расчётная зависимость	Результаты вычислений при различных значениях μ_{cp} для итераций		
		1	2	3
Относительный эксцентриситет χ	[7, стр. 74]	0.84	0.75	0.62
Коэффициент торцевого расхода смазки q_1	[7, стр. 79]	0.317	0.302	0.242
Окружной расход смазки q_0	[7, стр. 83]	0.045	0.068	0.09
Окружной расход, определяемый количеством налипшей смазки q_0	$q_0 = \frac{0.375}{\Delta} \cdot \sqrt{\frac{\mu}{\rho \cdot \omega}}$	0.172	0.243	0.298
Коэффициент сопротивления шипа вращению ξ	[7, стр. 85]	6.3	5.02	4.07
Приращение температуры в смазочном слое, Δt , °C	$\Delta t = \frac{\xi \cdot \omega \cdot \mu}{\rho \cdot c \cdot \psi^2 \cdot q_1}$	1.95	3.262	4.951
Температура смазки на входе в смазочный слой, t , °C	$t_{ex} = t_0 + \frac{\Delta t \cdot q_0}{q_1}$	40.277	40.702	41.841
Средняя температура смазки в зазоре, t_{cp} , °C	$t_{cp} = t_0 + \frac{\Delta t}{2}$	40.975	41.631	42.476
Максимальная температура, t_{max} , °C	t_{0max}	41.95	43.262	44.951
Минимальная толщина смазочного слоя, h_{min} , мкм	$h(1 - \chi)_{min}$	480	750	1140
Коэффициент β	[7, стр. 89]	0.5	0.46	0.4
Коэффициент q_2	$q_2 = \frac{\beta \cdot \zeta \cdot d^2}{l^2}$	2.575	1.184	0.687
Коэффициент v_1	[7, стр. 90]	0.128	0.132	0.126
Коэффициент q_3	$q_3 = v_1 \cdot \zeta \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^2 \cdot \frac{b}{d} \cdot \left(\frac{l}{a} - 1\right)$	0.659	0.34	0.216
Расход смазки, необходимый для обеспечения работоспособности опоры, Q , м³/с	$Q = 0.5 \cdot \omega \cdot \psi \cdot l \cdot d \cdot (q_1 + \dots + q_2 + q_3)$	0.0041	0.0021	0.0013
Потери мощности на трение в подшипнике, N , кВт	$N = \frac{\xi \cdot \omega^2 \cdot d^3 \cdot l \cdot \mu}{2 \cdot \psi} \cdot 10^{-3}$	0.484	0.771	0.938

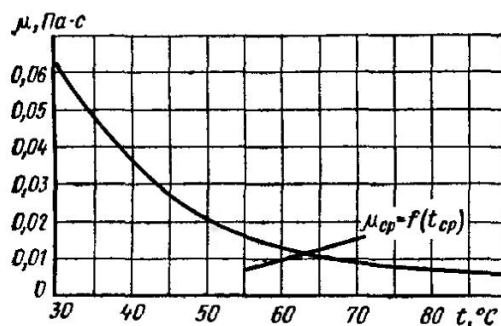


Рис. 9.4 - График определения средней динамической вязкости смазки

Проверим работоспособность подшипника, для этого вберем значения параметров, вычисленных для $\mu = 0,005 \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Проверка толщины смазочного слоя

$h_{KP_{min}}$ - необходимое условие устойчивой работы подшипника;

$h_{кр} = 1,595 \cdot d \cdot \left(\left(\frac{l}{d} \right)^2 + 1,81 \right) \cdot \left(\frac{l}{d} \right)^2 \cdot p_m \cdot 10^{-3}$, где $p_m = \frac{F_{рад}}{l \cdot d}$ - удельная нагрузка на опору, Па.

$$h_{кр} = 1,595 \cdot 0,16 \cdot 2,45 \cdot 0,8^2 \cdot 439556 \cdot 10^{-3} = 175 \text{ мкм}$$

Т.к. $h_{min} = 480 \geq h_{кр} = 175$ и $t_{max} = 44,951^\circ\text{C} \leq t_{доп} = 130^\circ\text{C}$ значит, что подшипник будет работать нормально.

9.3 Расчет гидростатического подшипника

Диаметр вала $d = 252 \text{ мм}$

Ширина буртика $l = 477 \text{ мм}$

Длина дросселя $l_1 = 39 \text{ мм}$

Зазор радиальный $\delta_1 = 1 \text{ мм}$

Радиальная нагрузка $P_1 = 2500 \text{ Н} = 250 \text{ кгс}$

Подшипник питается натрием под давлением, создаваемым рабочим колесом насоса. Напор на выходе из рабочего колеса насоса равен 90 м. ст. На. Температура натрия при номинальном режиме равна 300°C , при этом натрий имеет следующие физические свойства [9]:

$$\rho = 845 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^3}$$

$$\lambda = 59,1 \frac{\text{ккал}}{\text{м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$C_p = 0,304 \frac{\text{ккал}}{\text{кгс} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\nu = 30,68 \cdot 10^{-8} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Определение потерь напора по трассе питания подшипника от рабочего колеса до дросселя:

1. Вход в канал и выход из канала до дросселя:

$$\xi_1 = 0,5 + 0,6 = 1,1$$

2. 2 плавный поворота на 90° с соотношением $\frac{d}{r} \approx 0,7$ [10]:

$$\xi_2 = 0,5$$

3. Трение:

Длина канала до дросселя:

$$l = 740 \text{ мм}$$

Диаметр сверления:

$$d = 30 \text{ мм}$$

Коэффициент трения:

$$\lambda = 0,03$$

$$\xi_3 = \lambda \cdot \frac{l}{d} = 0,03 \cdot \frac{740}{14} = 1,179$$

Суммарный коэффициент сопротивления:

$$\xi = 1,1 + 0,5 + 1,179 = 2,679$$

Принимаем расход натрия на питание подшипника:

$$Q = 42 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}} = 0,012 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Площадь сверления

$$f = 0,785 \cdot d^2 = 0,785 \cdot \left(\frac{30}{1000}\right)^2 = 0,000706 \text{ м}^2$$

Скорость потока в сверлении

$$V = \frac{Q}{f} = \frac{0,012}{0,000706} = 16,51 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Потери напора

$$\Delta H = \xi \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = 2,679 \cdot \frac{16,51^2}{19,6} = 31,04 \text{ м}$$

Принимаем $\Delta H = 31$ м. Тогда в камере перед дросселем будет напор равный 59 м.

Число камер:

$$П = 12$$

Для $П = 16$ по графикам значений [8, с.275] находим, что:

					КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

Коэффициент грузоподъемности в направлении на перемычку:

$$\theta_1 = 0,15$$

В направлении на рабочую поверхность:

$$\theta_2 = 0,21$$

Коэффициент, характеризующий отношение сопротивления щели к сопротивлению дросселя:

$$t_{onm} = 0,028$$

Оптимальный диаметр дросселя определяем из уравнения:

$$t_{onm} = \frac{1,5 + \lambda \cdot \frac{l}{2 \cdot \delta_1}}{1,5 + \frac{l_1}{d_1}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}}{\frac{4 \cdot \pi \cdot \nu \cdot \delta_1}{n \cdot D}} \right)^2 = \frac{1,5 + 0,03 \cdot \frac{740}{2 \cdot 1}}{1,5 + \frac{39}{d_1}} \cdot 9 \cdot 10^{-6} \cdot d_1^4 =$$
$$= \frac{7,789 \cdot 10^{-5}}{1,5 + \frac{39}{d_1}} \cdot d_1^4$$

Решая его получаем, что $d_1 = 7 \text{ мм}$

Определяем расход натрия через подшипник:

$$Q_1 = 2 \cdot \pi \cdot d \cdot \delta_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{\left(1,5 + 0,03 \frac{l}{\delta_1}\right) \cdot \left(1 + \frac{1}{t_{onm}}\right)}} =$$
$$= 2 \cdot \pi \cdot 0,30 \cdot 0,001 \cdot \sqrt{\frac{19,6 \cdot 59}{\left(1,5 + 0,03 \cdot \frac{0,740}{0,001}\right) \cdot \left(1 + \frac{1}{0,028}\right)}} = 0,001 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Максимальная грузоподъемность подшипника при направлении силы «на перемычку»

$$G_1 = \theta_1 \cdot \rho \cdot H \cdot d \cdot l = 0,15 \cdot 845 \cdot 59 \cdot 0,007 \cdot 0,477 = 898 \text{ кг}$$

Рабочий эксцентриситет

При рабочей нагрузке $P_1 = 9000 \text{ Н} = 900 \text{ кгс}$ требуемый коэффициент грузоподъемности

$$\theta = \frac{P_1}{\rho \cdot H \cdot d \cdot l} = \frac{900}{881 \cdot 44 \cdot 0,45 \cdot 0,477} = 0,15$$

Таким коэффициентам грузоподъемности при действии силы «на перемычку» соответствуют относительные эксцентриситеты:

$$\chi = 0,7$$

Зазор между валом и втулкой:

$$h = (1 - \chi_1) \cdot \delta_1 = (1 - 0,7) \cdot 1 = 0,3 \text{ мм}$$

					КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

10. Расчет выбранной прокладки главного разъема

Главный разъем уплотняется усиковым швом, который в случае демонтажа срезается.

Предварительный расчёт числа шпилек

Определение усилий, действующих на шпильки

Давление среды в корпусе насоса, кгс/см²:

$$p = 2$$

Диаметр по сварке, см:

$$D_c = 120$$

Усилие от давления среды по диаметру сварки в рабочих условиях, кгс:

$$P_{дс} = p \cdot \frac{\pi D_c^2}{4} = 22620$$

Усилие начальной затяжки шпилек, кгс:

$$P_0 = 1,2 P_{дс} = 27140$$

Давление, создаваемое действием среды по диаметру сварки при гидроиспытаниях, кгс/см²:

$$p_{гид} = 1,25p = 2,4$$

Усилие от давления среды по диаметру сварки при гидроиспытаниях, кгс:

$$P_{гид} = p_{гид} \cdot \frac{\pi D_c^2}{4} = 27145$$

Определение усилий, действующих на шпильки. Принимаем тепловое усилие:

$$P_t = 0.$$

Коэффициент внешней нагрузки:

$$x = 0,15$$

Усилие, действующее на шпильки при начальной затяжке, кгс:

$$P_B = P_0 = 27140$$

Усилие, действующее на шпильки в рабочих условиях, кгс:

$$P_B = P_0 + x P_{дс} = 27148$$

Усилие, действующее на шпильки при гидроиспытаниях, кгс:

$$P_B = P_0 + x P_{гид} = 31214$$

Предел текучести материала шпильки (Ст. 20 ГОСТ 1050-88 М42), кгс/см²:

$$[\sigma] = 2500$$

Максимальное усилие, действующее на шпильку, кгс:

$$P_B^{max} = \max(P_B, P_0) = 31214$$

					КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Наименьший диаметр шпильки, см:

$$d = 4$$

Количество шпилек:

$$z = \frac{4P_B^{max}}{\sigma \pi d^2} = 9,94$$

Принимаем $z = 10$.

Определение температурного усилия P_t , кгс.

Определение податливости соединения.

Податливость шпильки, см/кгс:

$$\lambda_\delta = \frac{4}{\pi E_\phi Z} \left(\frac{\frac{h_1}{3} + h_2 + h_3 + \frac{h_5}{3}}{d_{cp1}^2 - d_{cp0}^2} + \frac{h_4}{d_{cp2}^2 - d_{cp0}^2} \right) =$$
$$= \frac{4}{\pi \cdot 1,82 \cdot 10 \cdot 10^6} \left(\frac{\frac{2,9}{3} + 0,7 + 4,3 + \frac{10,9}{3}}{4,2^2 - 1^2} + \frac{23,9}{4^2 - 1^2} \right) = 1,166 \cdot 10^{-7}$$

Податливость свободного фланца на изгиб, см/кгс:

$$\lambda_\phi^{из} = 0,48 \frac{\left(D_6 - D_{6н} + \frac{D_{6н} - D_{6в}}{3} \right)^2}{E_\phi h^3 \ln \left(\frac{D_{нф}}{D_{вф}} \right)} = 0,48 \frac{\left(130 - 116 + \frac{116 - 109}{3} \right)^2}{1,98 \cdot 10^6 13,5^3 \ln \left(\frac{141,6}{109} \right)} =$$
$$= 6,691 \cdot 10^{-9}$$

Податливость гайки, см/кгс:

$$\lambda_r = \frac{4l_r}{\pi E_r Z} \left(\frac{1}{(d_3^2 - d_2^2)} \right) = \frac{4 \cdot 2,9}{\pi \cdot 1,82 \cdot 10 \cdot 10^6} \left(\frac{1}{(7,7^2 - 4,2^2)} \right) = 4,871 \cdot 10^{-9}$$

Податливость всех элементов соединения, см/кгс:

$$\lambda = \frac{1}{1 - x} (\lambda_\delta + \lambda_\phi^{из}) = 1,963 \cdot 10^{-7}$$

Принимаем, что ни у одной детали соединения во время работы усилие не уменьшается. Разность температур между рабочей и монтажной для всех элементов, °С:

$$t_{\phi i} = 50$$

Коэффициент температурного расширения, 1/К:

$$\alpha = 11,5 \cdot 10^{-6}$$

$$P_t = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_{\phi i} t_{\phi i} l_{\phi i} - \sum_{i=1}^n \alpha_{bi} t_{bi} l_{bi}}{\sum_{i=1}^m \lambda_t} = 11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 50 \left(\frac{13,5 + 15,68}{1,18 \cdot 10^{-6}} \right) = 85470$$

Окончательный расчёт числа шпилек

Начальная затяжка, кгс:

$$P_B = P_0 = 27140$$

					КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

Усилие, действующее на шпильки в рабочих условиях, кгс:

$$P_B = P_0 + xP_{дс} + P_t = 116025$$

Усилие, действующее на шпильки при гидроиспытаниях, кгс:

$$P_B = P_0 + xP_{гид} = 31214$$

Определение усилий, действующих на уплотнительные поверхности.

Усилие, действующее на шпильки при начальной затяжке, кгс:

$$P_{пр} = P_0 = 27140$$

Усилие, действующее на уплотнительные поверхности в рабочих условиях, кгс:

$$P_{пр} = P_0 - (1 - x)P_{дс} + P_t = 93380$$

Усилие, действующее на уплотнительные поверхности при гидроиспытаниях, кгс:

$$P_{пр} = P_0 - (1 - x)P_{гид} = 7917$$

Определение числа шпилек.

Максимальное усилие, действующее на шпильку, кгс:

$$P_{пр}^{max} = \max(P_B, P_0) = 116025$$

$$z = \frac{4P_{пр}^{max}}{\sigma\pi d^2} = 13,26$$

Окончательно принимаем:

$$z = 14$$

Эскиз разъемного соединения с размерами показан на рисунке 10.1.

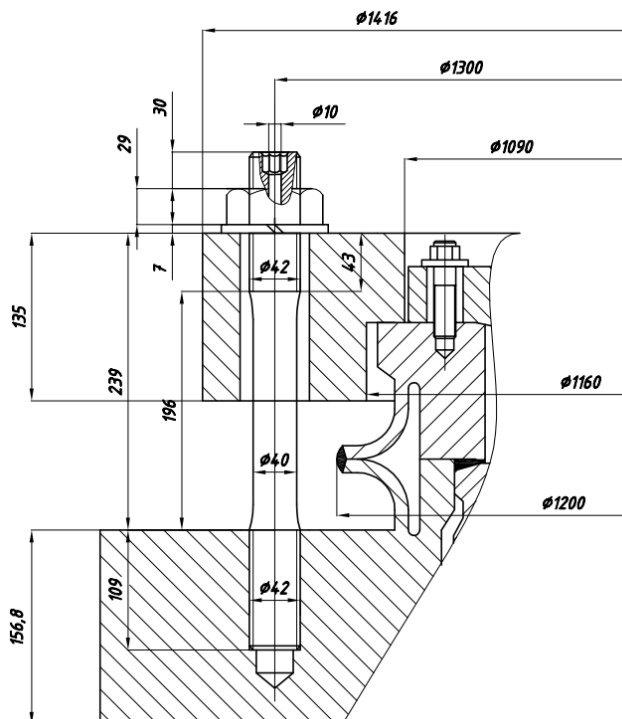


Рисунок 10.1 - Эскиз главного разъёма

11. Расчет шпонки под рабочим колесом

По расчётному диаметру вала $D = 174$ мм под втулкой рабочего колеса выбираем шпонку призматическую 45x25x340 ГОСТ 23360-78.

Ширина шпонки $b = 18$ мм

Высота шпонки $h = 11$ мм

Длина шпонки $l = 68$ мм

Глубина паза на валу $t_1 = 7$ мм

Глубина паза втулки $t_2 = 4.4$ мм

$M_{кр} = 6963$ Н · м

Рабочая длина шпонки:

$$l_{\text{раб}} = l - b = 68 - 18 = 50$$

Площадь смятия:

$$F_{\text{см}} = (h - t_1) \cdot l = (11 - 7) \cdot 68 = 272 \text{ мм}^2 = 0,272 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Напряжения смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{D \cdot F_{\text{см}}} = \frac{2 \cdot 6963}{0,0614 \cdot 0,272 \cdot 10^{-3}} = 83,3 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности

При втулке, выполненной из стали 45 $[\sigma]_{\text{см}} = 130 \div 150$ Примем $[\sigma_{\text{см}}] = 140$ МПа

$$\sigma_{\text{см}} = 83,3 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 140 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено.

					КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

12. Список использованной литературы

1. Маргулова Т.Х. «Атомные электрические станции», М.: Высшая школа, 1978г
2. Будов В.М. «Насосы АЭС», Москва, Энергоатомиздат, 1986г
3. Митенков Ф.М., Новинский Э.Г., Будов В.М. «Главные циркуляционные насосы АЭС», Москва, Энергоатомиздат, 1990г
4. Новинский Э. Г. «Насосы и газодувные машины. Курс лекций», НГТУ, 2010г.
5. Алымов А.Г., Новинский Э.Г. «Гидравлический расчёт проточной части центробежных насосов для АЭУ», Нижний Новгород, 2015г
6. Лапшин Р.М. Расчёт проточной части центробежного насоса: Методические указания к курсовому и дипломному проектированию по дисциплине «Насосы и компрессоры ЯЭУ». Г.: ГПИ, 1988г
7. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. «Расчёт и проектирование опор скольжения», Москва, Машиностроение, 1980г
8. Справочник по расчёту на прочность элементов конструкций энергетического оборудования. Под научной редакцией д.т.н. Митенкова Ф.М., Горький, 1975г
9. Андреев В.В., Ульянов А.А. «Детали машин и основы конструирования» Курсовое проектирование, Нижний Новгород, 2013г
10. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. «Справочник по теплогидравлическим расчетам», Энергоатомиздат, 1990г.
11. Ломакин А. А. «Центробежные и осевые насосы» М.-Л.: Машиностроение, 1966г
12. Дмитриев С.М., Хробостов А.Е. «Краткий курс теплообмена», НГТУ, Нижний Новгород, 2008г.
13. Андреев, Ульянов «Детали машин и основы конструирования» Курсовое проектирование, Н. Новгород, НГТУ, 2010г.
14. Волошилин С.А. «Реактор на быстрых нейтронах БОР – 60», Государственный научный центр – Научно-исследовательский институт атомных реакторов, Димитровград, <http://www.niiar.ru/?q=node/101>

Приложение А. Результаты программы MathCad «Расчет геометрии рабочего

колеса»

Исходные данные:

Подача, м ³ /ч	$Q \equiv 650$
Напор, м	$H \equiv 92$
Расп. кав. запас, м	$\Delta H_{\text{рас}} \equiv 15.7$
Плотность, кг/м ³	$\rho \equiv 844$

Принимаем:

Количество ступеней	$Z_{\text{ст}} \equiv 1$
Количество потоков	$Z_{\text{пот}} \equiv 2$
Скольжение, %	$S \equiv 3.33$
Синхронная частота, об/мин	$n_{\text{син}} \equiv 3000$
Козфф. Скр (= 0, при расчете f(ns))	$C_{\text{кр}} \equiv 0$

Результаты расчета

Частота вращения, об/мин	$n = 2900.1$
Коэффициент быстроходности одной ступени и одного потока	$ns = 107$
КПД проточной части	$\eta = 0.806$
Мощность проточной части, кВт	$N = 170.5$
Кавитационный коэффициент Скр	$C_{\text{кр}} = 771$
Критический кав. запас, м	$\Delta H_{\text{кр}} = 11.77$
Допускаемый кав. запас, м	$\Delta H_{\text{доп}} = 14.1$
Отношение	$\frac{\Delta H_{\text{рас}}}{\Delta H_{\text{кр}}} = 1.3$

Варьируемые параметры

Рекомендуемый диапазон, либо значение

$\eta_g = 0.89$
$\eta_{\text{об}} = 0.971$
$\eta_{\text{дт}} = 0.933$
/Kvo=0.06 - 0.08/
/Kvm1=0.5 - 1.1/
/Kvm2=0.5 - 1/
/D1osn_otn=D1/Do=0.8 - 1/
/D1prom_otn=D1_pr/D1/
dval_1st = 61.2 dval_Zst = 61.2
/консольное РК dvt = 0/ _dvt_Zst = 76.5
_S1 = 4.56
_S2 = 3.09
_Z2 = 8
/ W1D1/W2 < 1.4 ; для ns<80 до 2.5 /
/ $\beta_1 = 20-25$. $\delta_1=3-8$ гр ; для ns<80 до 15 -18 /
/ Оптим. по опасн. возникн. кавитации $\beta_{1p} \sim 18$ гр
mo=1-1.2; no=0.3-0.4 рек.принять mo=1.2 no=0.4 /

Принимаем

$\eta_g \equiv 0.89$
$\eta_{\text{об}} \equiv 0.971$
$\eta_{\text{дт}} \equiv 0.933$
Kvo $\equiv 0.0603$
Kvm1 $\equiv 0.915$
Kvm2 $\equiv 1$
D1osn_otn $\equiv 0.9$
D1prom_otn $\equiv 1$
dvt $\equiv 77$
S1 $\equiv 5$
S2 $\equiv 5$
Z1 $\equiv 7$ Z2 = 7
Z2otn $\equiv 1$
$\beta_2 \equiv 23$
$\beta_1 \equiv 20$
mo $\equiv 1.2$ no $\equiv 0.4$

Результаты расчета

$\Delta H_{\text{кр}} = 13.13$	$H = 92$	$\frac{H}{Z_{\text{ст}}} = 92$
$\frac{\Delta H_{\text{рас}}}{\Delta H_{\text{кр}}} = 1.2$	Ht = 103.37	
$C_{\text{кр}} = 710$	$\eta = 0.806$	
Do = 165	N = 170.5	
D1 = 148.5	Nmax = 204.6	
D1_pr = 148.5	P = 0.324	
b1 = 39.2	D2 = 288.9	
K1 = 1.281	b2 = 20.1	
Vo = 5.56	K2 = 1.11	
Vm1p = 5.08	Vu2 = 23.1	
Vm1 = 6.51	Vm2p = 5.08	
W1D1 = 19.04	Vm2 = 5.64	
W1oD1 = 23.48	W2 = 14.43	
u1D1 = 22.55	u2 = 43.88	
u1Do = 25.06	$\alpha_2 = 12.41$	
$\delta_1 = 3.9$	$\frac{W1D1}{W2} = 1.32$	
$\beta_{1o} = 16.1$		
$\beta_{1p} = 12.7$		

Диаграмма Айзенштейн (ns = 30 - 250)

D0ekv = 136.8	D1 = 0	D1oc = 86.3	D0 = 147.7	D2 = 289.7
		dvt = 55.6	b1 = 45.5	b2 = 20.1

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КП-ИЯЭиТФ-С17-АЭ-17-20

Лист

55

Приложение Б. Результаты программы MathCad «Профилирование лопастей рабочего колеса»

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

$R_0 := 0.5-0.165$

$R1 := 0.5-0.1485$ $b1 := 0.0392$ $\beta1 := 20$ $\delta1 := 0.005$ $Q := \frac{650}{3600}$ $\eta_{ob} := 0.971$ $n := 2900$

$R_{vt} := 0.5-0.077$

$R2 := 0.5-0.289$ $b2 := 0.0201$ $\beta2 := 23$ $\delta2 := 0.005$ $Z1 := 7$

$R1_{kor_lop} := 1-0$

$k_Z := 1$ $Z2 := k_Z \cdot Z1$
($k_Z=1$ - коротких лопаток нет)

$b_- = 0.57$

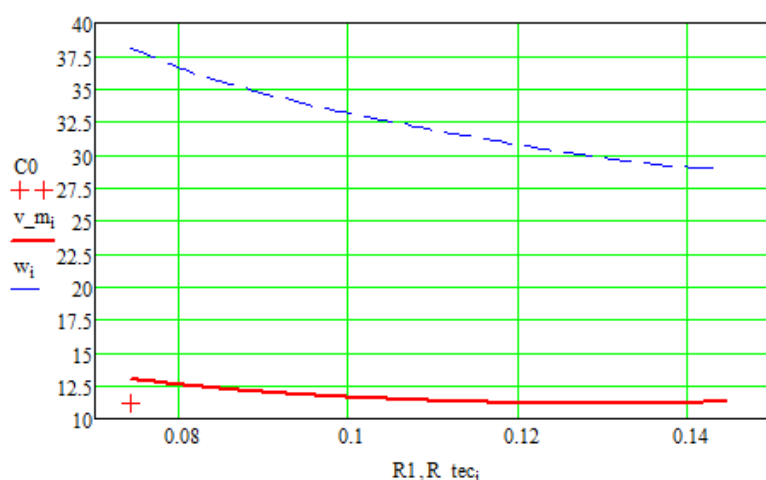
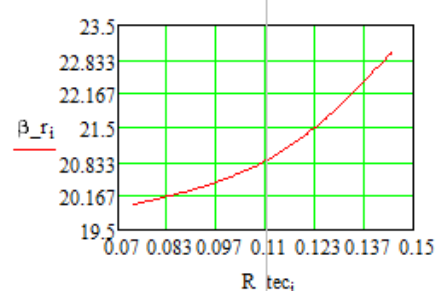
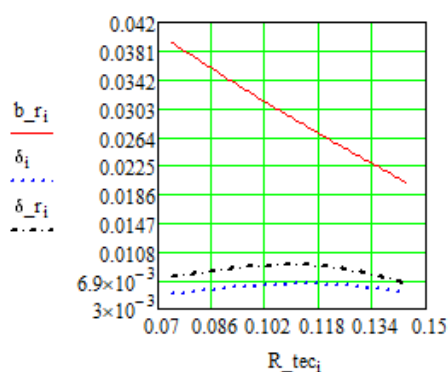
$Rb_- = 0.26$

$\delta_- = 0.6$

$R\delta_- = 0.8$

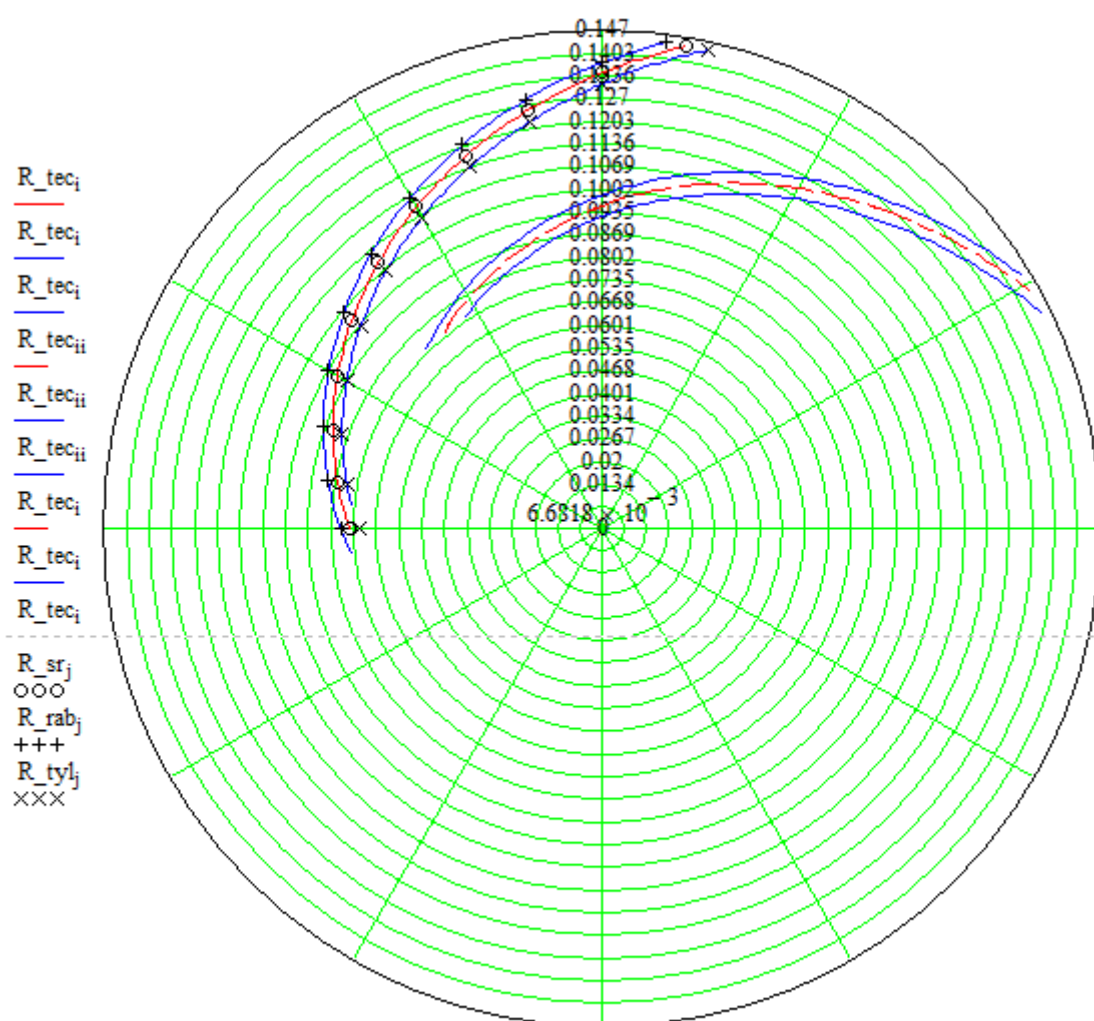
$\beta_- = 0.5$

$R\beta_- = 0.7$



$\beta1_{pot} = 30.012$

$C0 = 11.117$ $u1 = 22.549$
 $v_{m0} = 13.025$ $\max(v_m) = 13.025$
 $v_{mN} = 11.305$ $\min(v_m) = 11.117$
 $\frac{\max(v_m)}{\min(v_m)} = 1.172$
 $w_0 = 38.082$ $\max(w) = 38.082$
 $w_N = 28.932$ $\min(w) = 28.932$
 $\frac{\max(w)}{\min(w)} = 1.316$



$\theta_{1_i}, \theta_{1_{rab_i}}, \theta_{1_{tyl_i}}, \theta_{2_{ii}}, \theta_{2_{rab_{ii}}}, \theta_{2_{tyl_{ii}}}, \theta_{3_i}, \theta_{3_{rab_i}}, \theta_{3_{tyl_i}}, \phi_{-j}, \phi_{rab_{-j}}, \phi_{tyl_{-j}}$

$$R_{sr} := 1000 \cdot R_{sr} \quad R_{rab} := 1000 \cdot R_{rab} \quad R_{tyl} := 1000 \cdot R_{tyl}$$

Координаты входной кромки лопасти

$$\phi_0 = 0 \quad R_{sr_0} = 74.25 \quad 0.5 \cdot 10^3 \cdot \delta_0 = 2.5$$

Координаты профиля

Координаты покрывного диска

$$\phi_{rab_j} = \quad R_{rab_j} = \quad \phi_{tyl_j} = \quad R_{tyl_j} =$$

$$R_{sr_j} = \quad (1000b_{r_})_j =$$

0	76.936	0	71.472
10	81.956	10	76.357
20	87.323	20	81.437
30	93.061	30	86.889
40	99.197	40	92.756
50	105.763	50	99.095
60	112.798	60	105.977
70	120.353	70	113.502
80	128.499	80	121.81
90	137.341	90	131.108
97.45	144.5	102.52	144.5

74.25	39.2
79.131	37.738
84.357	36.183
89.958	34.54
95.972	32.816
102.443	31.012
109.428	29.117
117.004	27.112
125.274	24.97
134.383	22.651
144.5	20.1