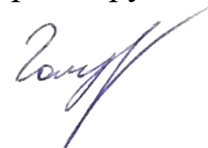


ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ МОСКОВСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



Голубев Андрей Вячеславович

**ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ В НАПОРНОМ
И БЕЗНАПОРНОМ РЕЖИМАХ**

2.1.6. Гидротехническое строительство, гидравлика и инженерная гидрология

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, доцент
Муравьев Олег Алексеевич

Москва – 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
Глава 1 . Насосные станции систем охлаждения. Обзор публикаций. Постановка задач исследований	11
1.1. Системы охлаждения потребителей крупных энергетических объектов	11
1.2. Конструкции конденсаторов крупных тепловых турбин	14
1.3. Обзор литературы по расчетам переходных процессов крупных насосных станций	16
1.4. Постановка задач исследований	20
1.5. Выводы по главе 1	22
Глава 2 . Разработка математической модели расчетов переходных процессов в системах охлаждения основных потребителей.....	24
2.1. Общие требования к программам расчетов переходных процессов в системах охлаждения ТЭС и АЭС.....	24
2.2. Методика расчета переходного процесса на участках водовода	26
2.3. Анализ различных способов задания граничных условий, описывающих работу регулирующих затворов.....	27
2.3.1. Задание граничного условия через расходную характеристику затвора	28
2.3.2. Задание граничного условия через потери напора на затворе	32
2.3.3. Влияние способа задания граничного условия на устойчивость расчетного алгоритма	32
2.4. Граничные условия в конденсаторе тепловой турбины	34
2.4.1. Режим безнапорного течения.....	34
2.4.2. Режим напорно-безнапорного течения.....	35

2.4.3. Режим напорного течения	37
2.5. Граничные условия, описывающие работу насосного агрегата	38
2.6. Пусковая характеристика электродвигателя	43
2.7. Расчет процесса в воздушной полости	44
2.8. Расчет дополнительного волнового давления при занaporивании частично заполненного горизонтального участка трубопровода	46
2.9. Блок-схема программы расчетов переходных процессов пусков насосных агрегатов в системах охлаждения основных потребителей	50
2.10. Выводы по главе 2.....	51
Глава 3 . Особенности переходных процессов пусков в блочных системах с водосливом в верхнем бьефе.....	53
3.1. Особенности процессов пусков в системах охлаждения с водосливом.....	53
3.2. Классификация действующих ограничений по условиям протекания переходного процесса	54
3.3. Анализ пусковой характеристики электродвигателя и характеристики сопротивления насоса	57
3.4. Анализ влияния начального вакуума	61
3.5. Анализ влияния параметров клапанов выпуска воздуха	62
3.6. Анализ влияния уровня нижнего бьефа на экстремумы пусков	66
3.7. Выводы по главе 3.....	71
Глава 4 . Особенности переходных процессов пусков в блочных системах с градирней	74
4.1. Особенности процессов пусков в блочных системах охлаждения с градирней	74
4.2. Классификация действующих ограничений по условиям протекания переходного процесса	77

4.3. Анализ влияния параметров клапанов выпуска воздуха	78
4.4. Анализ условий прохода области неустойчивых режимов при пусках	82
4.5. Анализ влияния начального вакуума	89
4.6. Выводы по главе 4.....	94
Глава 5 . Особенности переходных процессов пусков в системах с градирней и затворами.....	97
5.1. Особенности процессов пусков в центральных системах охлаждения.....	97
5.2. Классификация действующих ограничений в схемах с затвором на напорном патрубке.....	103
5.3. Классификация действующих ограничений в схемах с затвором на сливном водоводе	104
5.4. Анализ влияния параметров на условия протекания процессов в схемах с затвором на сливном водоводе	105
5.4.1. Влияние угла установки лопастей на экстремумы процесса	105
5.4.2. Влияние условий выпуска воздуха на экстремумы процесса	110
5.4.3. Влияние начала открытия и режима открытия затвора на экстремумы процесса.....	112
5.5. Анализ влияния параметров на условия протекания процессов в схемах с затвором на напорном патрубке насоса	115
5.5.1. Влияние характеристики насоса и режима открытия затвора.....	115
5.5.2. О необходимости полного выпуска воздуха из конденсатора перед пуском.....	121
5.6. Выводы по главе 5.....	123
Заключение	125
Список литературы	129

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Водопроводящие гидротехнические сооружения (ГТС), такие как водоводы, трубы, туннели, лотки и др., транспортируют воду с определенными расходами для самых разнообразных целей, для подачи воды к турбинам гидроэлектростанций, в гидравлические системы охлаждения тепловых, атомных электростанций (ТЭС, АЭС) и промышленных предприятий, в ирригационные системы и т.п. Движение жидкости в водопроводящих сооружениях различного назначения может быть стационарным и нестационарным. Изменения режимов работы систем водоподачи, гидравлических установок (гидротурбин, насосов, обратимых гидромашин), водозаборных устройств, сопровождаются переходными процессами, характеризующимися неустановившимся движением в гидравлической и пневматической частях системы, вызывающим значительные динамические нагрузки на элементы проточной части гидроагрегатов и водопроводящих ГТС.

Степень разработанности исследования

Разработка теории расчетов переходных процессов на ГЭС началась в нашей стране в довоенный период и получила развитие в пятидесятые – шестидесятые годы прошлого столетия. Основные результаты этого периода изложены в трудах теоретиков: М.А. Мосткова, Ф.Ф. Губина, Н.М. Щапова, Н.А. Картвелишвили, Г.И. Кривченко, А.А. Башкирова, Н.Н. Аршеневского, Е.В. Квятковской, Н.Ф. Манджавидзе и многих других авторов.

В последующие десятилетия наступил период разработки компьютерных программ, в том числе для расчетов переходных процессов на ГЭС, ГАЭС и насосных станциях отраженные в публикациях В.В. Елистратова, Б.Б. Поспелова, К.П. Вишневого, Н.В. Арефьева, В.И. Виссарионова, Д.С. Беглярова, В.В. Берлина, Г.Г. Сотникова, О.А. Муравьева и многих других.

Что касается переходных процессов в системах охлаждения тепловых и атомных электростанций, то публикаций по этой тематике достаточно мало. Специфика отражена в монографии Р.А. Новодережкина [68], диссертациях О.Ш. Оспанова [70], Б.Р. Новодережкина [67], в их статьях, а так же в приведенных в диссертации статьях зарубежных авторов [89; 90; 104].

До настоящего времени нет научно и практически обоснованных материалов, показывающих связь исходных данных и их многочисленных вариантов с особенностями, характером и результатами протекания переходных процессов в крупных гидравлических системах охлаждения. Такие системы включают подводящие и отводящие водоводы, градирни или сливные колодцы в верхнем бьефе, насосы различных типов с электродвигателями, регулирующую арматуру, специальные крупные теплообменники - конденсаторы с приемными, сливными камерами, фильтрами, шарикоулавливающими устройствами, клапанами впуска-выпуска воздуха.

Диссертационная работа направлена на разработку теории, анализа и практических рекомендаций для всестороннего обеспечения, в том числе безопасности, процессов пуска гидроагрегатов в системах водоподачи энергоустановок, и соответствуют пунктам 13, 14 и 18 паспорта научной специальности 2.1.6 «Гидротехническое строительство, гидравлика и инженерная гидрология».

Цель работы

Разработать методологические основы оценки переходных процессов пусков в гидравлических системах охлаждения основных потребителей тепловых и атомных электростанций, базирующиеся на комплексе расчетов, с использованием математического моделирования, процессов с учетом основных влияющих факторов.

Основные задачи исследования

1. Систематизация гидравлических систем охлаждения крупных энергетических объектов с точки зрения переходных процессов пусков насосных агрегатов.

2. Разработка расчетных алгоритмов и математических моделей оборудования, в том числе конденсаторов паровых турбин, насосных агрегатов, регулирующей расход арматуры, обеспечивающих устойчивость итерационных циклов решения в полном диапазоне возможных гидравлических режимов.

3. Разработка системы ограничений, обеспечивающей допустимые условия протекания переходных процессов и комплекс параметров, обеспечивающих эти ограничения, которые могут варьироваться при проектировании.

4. Исследование влияния параметров оборудования и его состава на условия протекания гидромеханических переходных процессов пусков.

Научная новизна исследования

- Разработана методика оценки процессов пусков в системах водоподдачи крупных энергетических объектов, в основе которой лежит классификация систем по условиям протекания переходных процессов, а также комплекс ограничений, обеспечивающих успешное их протекание.

- Предложены алгоритмы расчета гидромеханических переходных процессов в крупных теплообменниках (конденсаторах) с учетом их последовательного заполнения, гидравлических потерь напора, сжатия и разрежения воздушной полости, ее воздухообмена с атмосферой, гидроудара в примыкающих к камерам участках напорных водоводов, обеспечивающие получение устойчивого решения в рамках итерационного процесса последовательных приближений.

- Предложена система ограничений и варьируемых параметров, определяемых при проектировании, которые обеспечивают допустимые условия протекания переходных процессов пусков.

- Показаны опасные с точки зрения оборудования и сооружений условия протекания переходных процессов.

Теоретическая значимость работы состоит:

- в разработке оригинальных алгоритмов расчета переходных процессов в гидравлической и пневматической составляющих комплексной системы,

обеспечивающих расчетную устойчивость получения решения в итерационном цикле последовательных приближений.

- в обосновании комплекса учитываемых процессов и определяющих их факторов, которые обеспечивают адекватное натуре описание переходных процессов в водоводах и оборудовании различных по составу сооружений систем охлаждения крупных энергетических объектов.

Практическая значимость работы состоит в прямом использовании проектными институтами результатов диссертационного исследования в проектах ряда проектируемых АЭС в части назначения параметров сооружений и оборудования, а также технологии режимов пусков в насосных системах водоподдачи.

Методология и методы исследования

В рамках проведенных исследований использовались обобщение и анализ на основе большого объема результатов расчетов с выявлением основных влияющих факторов в условиях их комплексного взаимодействия.

Исследования выполнены методом математического моделирования по разработанной автором и апробированной по данным натурных испытаний математической модели расчета переходных процессов.

Личный вклад соискателя заключается в выполнении аналитического обзора научных достижений в исследуемой области, формулировке цели и постановке задач исследований, теоретических разработках, освоении расчетных методов и разработке математических моделей, проведении численных исследований и обработке результатов компьютерных экспериментов и натурных данных, составлении заключительных положений исследований. Работа выполнена по личной инициативе соискателя.

Положения, выносимые на защиту

1. Результаты анализа условий устойчивости расчетного алгоритма для неустановившегося режима на участках напорного водовода с учетом граничного условия при малых открытиях регулирующей арматуры.

2. Комплекс технических требований по составу учитываемых процессов и описывающих их характеристик для адекватного натуре представления переходных процессов в комплексе сооружений и оборудования насосных станций охлаждения основных потребителей ТЭС и АЭС.

3. Выполненная классификация гидравлических систем охлаждения крупных энергообъектов по условиям протекания переходных процессов пусков.

4. Разработанная система ограничений и параметров оборудования, обеспечивающих допустимые условия протекания переходных процессов пусков.

5. Количественные характеристики, показывающие влияние параметров оборудования и сооружений на экстремумы переходных процессов.

Степень достоверности результатов исследований, проведенных соискателем ученой степени

Степень достоверности полученных результатов основана на применении фундаментальных положений гидравлики неустановившегося движения, актуальных характеристиках оборудования, описываемых граничными условиями, сопоставимостью результатов, полученных численными методами с результатами натурных исследований, проанализированных и обобщенных автором.

Основным показателем достоверности разработанной методики и созданных на этой основе математической и компьютерной моделей пусков насосных станций является успешное применение моделирования и расчетов для реальных объектов и сопоставление с параметрами контрольных пусков агрегатов в процессе проверки работы систем перед вводом станций в эксплуатацию. На всех объектах, для которых выполнялось моделирование, процессы пуска проходили в полном соответствии с расчетами (Ростовская-2, Нововоронежская-2, Куданкулам - блоки 1 и 2).

Апробация работы

Материалы диссертационного исследования докладывались на конференциях:

- десятая научно-техническая конференция "Гидроэнергетика. Гидротехника. Новые разработки и технологии" (г. Санкт-Петербург, 2016 г.) представлен доклад на тему "Особенности пусков насосных агрегатов в системах технического водоснабжения основных потребителей АЭС";

- одиннадцатая научно-техническая конференция "Гидроэнергетика. Гидротехника. Новые разработки и технологии" (г. Санкт-Петербург, 2017 г.) представлен доклад на тему "Особенности пусков насосных агрегатов в системах технического водоснабжения основных потребителей АЭС";

- двенадцатая научно-техническая конференция "Гидроэнергетика. Гидротехника. Новые разработки и технологии" (г. Санкт-Петербург, 2018 г.) представлен доклад на тему "Особенности пусков насосных агрегатов в системах технического водоснабжения основных потребителей АЭС";

- четырнадцатая научно-техническая конференция "Гидроэнергетика. Гидротехника. Новые разработки и технологии" (г. Санкт-Петербург, 2022 г.);

- восьмая международная научная конференция "Интеграция, партнерство и инновации в строительной науке и образовании" (г. Москва, 2022) представлен доклад на тему "Особенности пусков насосных агрегатов в системах технического водоснабжения".

Публикации по результатам исследований

Материалы диссертации достаточно полно изложены в 5-и научных публикациях, из которых 3 работы опубликованы в журналах, включенных в перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук, и 2 работы опубликованы в журнале, индексируемом в международной реферативной базе Scopus.

Структура и объем работы

Диссертационная работа изложена на 139 страницах машинописного текста, состоит из введения, основной части, включающей 5 глав, заключения, списка литературы из 108 наименований, содержит 64 рисунка и 8 таблиц.

ГЛАВА 1. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ. ОБЗОР ПУБЛИКАЦИЙ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1. Системы охлаждения потребителей крупных энергетических объектов

Тепловые и атомные электростанции являются крупными энергетическими объектами, использующими в технологических процессах большие объемы циркулирующей воды.

Выделяются следующие автономно работающие системы охлаждения [44; 45; 68–70; 78]:

- системы обслуживания основных потребителей, обеспечивающие охлаждение конденсаторов тепловых турбин;
- системы обслуживания ответственных потребителей – охлаждают теплообменники, не допуская перерывов в охлаждении, что обеспечивает безопасность эксплуатации станции;
- системы неответственных потребителей, непосредственно не связанных с обеспечением безопасной эксплуатации станции;
- системы подпитки, компенсирующие объемные потери из внешнего источника технической воды.

Наиболее крупной из перечисленных систем, как по объему перекачиваемой воды, так и по размерам оборудования и сооружений, является система охлаждения основных потребителей. В рамках диссертационной работы обобщен опыт исследований этой системы для ряда проектов атомных электростанций, в работе над которыми автор принимал участие.

По характеру технологического цикла системы делятся на замкнутые и разомкнутые.

Пример замкнутой системы показан на рисунке 1.1. В состав основных сооружений входят:

- открытый бассейн с аванкамерой насосной станции;
- насосная станция с насосным, электротехническим и гидромеханическим оборудованием;
- напорные подводящие водоводы между зданием насосной станции и машинным залом, в котором размещаются конденсаторы тепловых турбин;
- напорные отводящие водоводы между машзалом и градирней;
- водоводы, по которым вода самотеком поступает из бассейна градирни в бассейн насосной станции.

В разомкнутых системах техническая вода забирается из внешнего бассейна и возвращается в него для перемешивания и охлаждения. Бассейны могут быть искусственными, создаваемыми с помощью подпорных сооружений на естественных водотоках, или естественными, в качестве которых используются озера или морские акватории.

На рисунке 1.2 показан пример разомкнутой системы охлаждения конденсатора тепловой турбины. В случае морского водозабора в состав основных сооружений входят:

- огражденный бассейн в морской акватории;
- водоприемник, обеспечивающий забор и необходимую очистку морской воды;
- напорные водовода от водоприемника к аванкамере насосной станции;
- аванкамера насосной станции;
- насосная станция с насосным, электротехническим и гидромеханическим оборудованием;
- напорные подводящие водоводы между зданием насосной станции и машзалом, в котором размещаются конденсаторы тепловых турбин;
- напорные отводящие водоводы между машзалом и сливным колодцем для сброса нагретой воды в отводящий канал;
- отводящий канал, по которому вода самотеком поступает в акваторию.

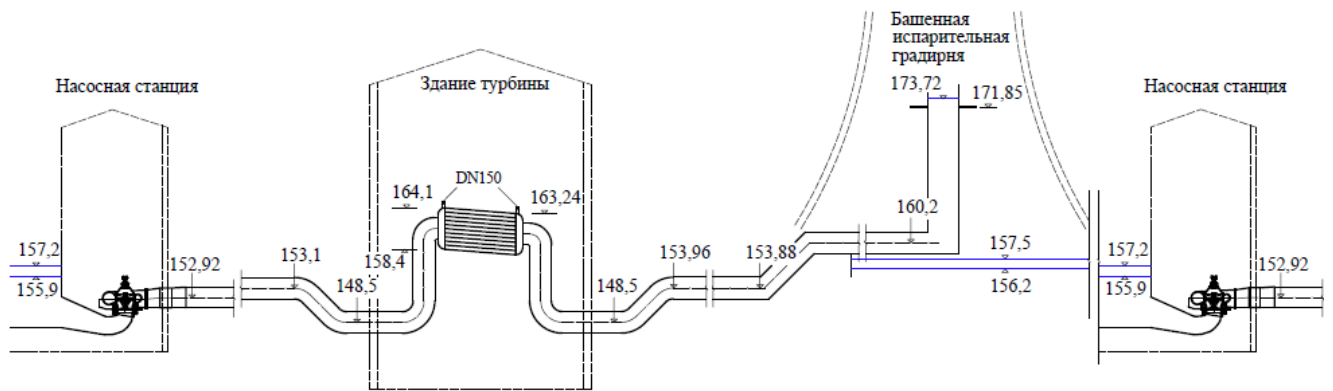


Рисунок 1.1. – Замкнутая схема насосной системы охлаждения с градирней в верхнем бьефе

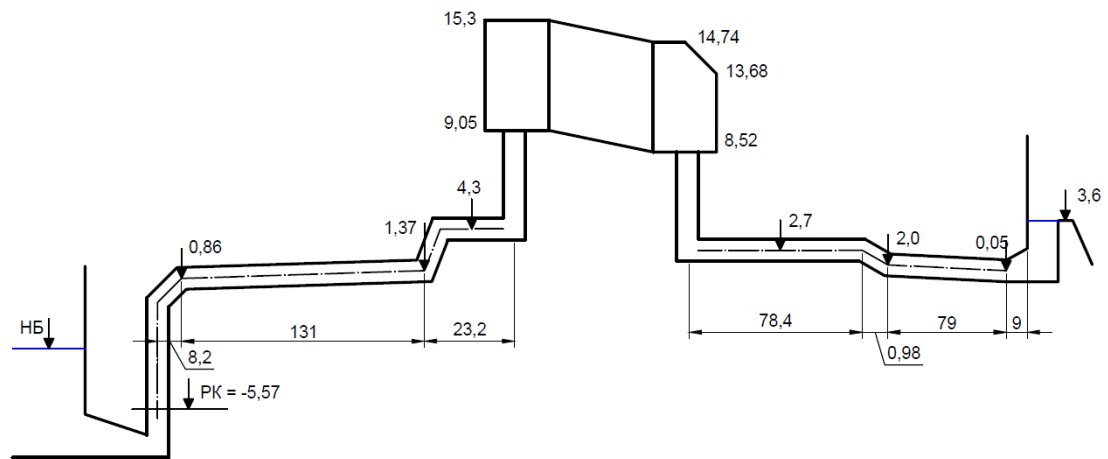


Рисунок 1.2. – Разомкнутая схема насосной системы охлаждения с разомкнутым циклом и сливным колодцем в верхнем бьефе

При проектировании систем охлаждения, подборе насосов и электродвигателей, обоснование высотного положения конденсаторов и трассы водоводов большое внимание уделяется переходным процессам. На основании расчетов определяются:

- максимальное внутреннее давление воды по трассе водоводов и в элементах конденсатора;
- минимальное давление с предотвращением разрыва сплошности потока;
- максимальная частота обратного вращения электродвигателя при потере привода;
- необходимые параметры пусковой характеристики электродвигателя;

- состав и режимы регулирования запорной арматуры по трассе;
- состав и параметры специального оборудования для уменьшения динамических нагрузок от внутреннего давления воды (воздушных клапанов и перепускных устройств).

Заложенные в процессе разработки проекта технические решения, обоснованные расчетами переходных процессов, позволяют обеспечить безопасные условия работы, поскольку моделируются все наиболее тяжелые условия, которые могут встретиться при эксплуатации.

1.2. Конструкции конденсаторов крупных тепловых турбин

Конденсатор является самым крупным теплообменником в системе охлаждения. Он может состоять из одного или двух последовательно расположенных корпусов. Каждый корпус обычно имеет две параллельные секции.

Секция конденсатора включает приемную камеру, трубный пучок и сливную камеру. К камерам конденсатора подведены подводящий и сливной трубопроводы (см. схемы в таблице 1.1).

В таблице 1.1 представлена классификация этих теплообменников.

В таблице 1.2 представлен диапазон параметров конденсаторов тепловых турбин, для которых выполнялись расчеты переходных процессов.

Таблица 1.1. – Классификация конденсаторов тепловых турбин

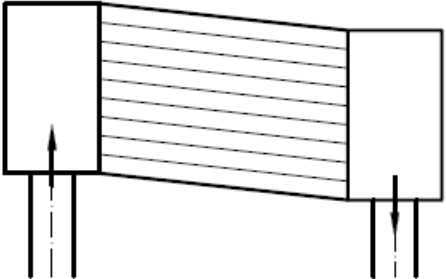
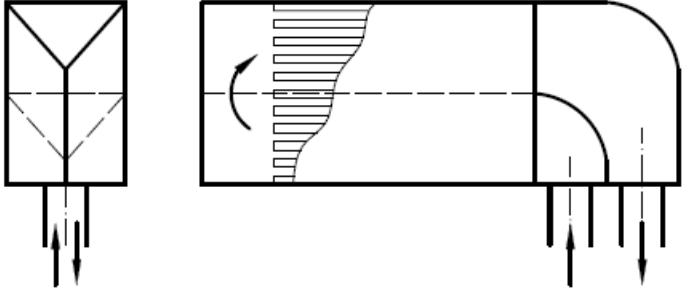
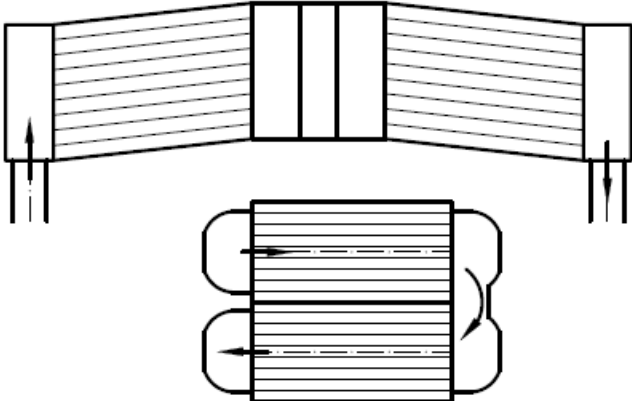
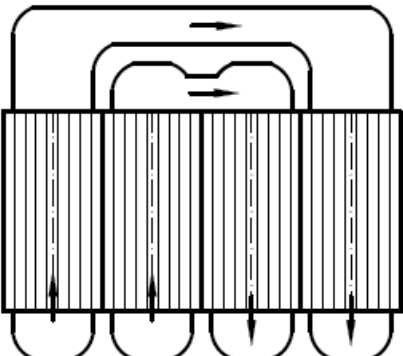
Клас	Схема
Одноходовые	
Двухходовые	
Однопоточные	
Двухпоточные	

Таблица 1.2. – Диапазон параметров конденсаторов тепловых турбин

Параметр	Значение
Приемная и сливная камеры:	
- высота, м	6 – 7
- ширина, м	3 – 4
- объем, м ³	40 – 60
Трубный пучок одной секции:	
- количество трубок, шт.	10 000 – 15 000
- длина трубок, м	7 – 16
- площадь сечения, м ²	4 – 7
- объем, м ³	70 – 160
Расчетный расход через одну секцию, м ³ /с	10 – 20
Потери напора, м	5 – 10

1.3. Обзор литературы по расчетам переходных процессов крупных насосных станций

При эксплуатации насосных станций систем охлаждения возникают плановые и внезапные (аварийные в электрической части станции) переходные процессы, во время которых параметры насосного оборудования, двигателей, меняются в широких пределах. В напорной системе, включая конденсаторы, происходят колебания внутреннего давления, которые требуется учитывать при проектировании.

Единственным надежным средством определения повышенных нагрузок на оборудование и сооружения является математическое моделирование. Математическая модель базируется на решении уравнений, описывающих неустановившееся движение в напорных водоводах, в качестве граничных условий используются характеристики всего влияющего на расход оборудования, кроме того, учитывается объем воздушной полости и ее воздухообмен с внешней средой через специальные воздушные клапаны.

Опыт натурных исследований и расчетов показывает, что неустановившееся движение в напорных системах насосных станций, в которых длина водоводов в сотни раз превышает их поперечный размер, корректно описывается уравнениями одномерного неустановившегося напорного течения [91; 92]. В основу расчетов положена теория гидроудара, научно обоснованная в работах Н.Е. Жуковского, в которых он получил решение гиперболических уравнений неустановившегося напорного течения в частных производных в виде суммы двух волновых функций [38]. В развитие этой теории, Л. Аллиевы были получены цепные уравнения гидроудара [83; 107], позволяющие построить эффективные алгоритмы расчета процесса во времени и на различных участках напорной системы с использованием графического метода Л. Бержерона [13]. Графические методы получили развитие в работах Н.Н. Аршеневского [6], Б.Б. Поспелова [74].

В трудах М.А. Мосткова [62–64], Н.А. Картвелишвили [47; 48], К.П. Вишневого [25; 27; 28], Л.В. Полянской [73], Б.Ф. Лямаева [57–60], М. Листера [97], В. Стритера [101], Д.А. Фокса [91; 92], В.И. Виссарионова [19; 20; 22; 24], В.В. Елистратова [21; 22], для решения уравнений неустановившегося движения использован метод характеристик, позволяющий в полном виде преобразовать исходные уравнения неустановившегося движения с учетом конвективных членов и потерь напора в квазистационарной постановке.

Важную роль в расчетах переходных процессов имеют граничные условия. Одним из наиболее сложных является граничное условие в насосном агрегате, определяющее зависимость расхода от напора и частоты вращения гидромашины. Аналитические зависимости для формирования граничного условия приведены в работах М.А. Мосткова [62–64], А.А. Башкирова [64], Н.М. Щапова [82], Н.А. Картвелишвили [49], Г.И. Кривченко [53], Н.Н. Аршеневского [5], В.И. Виссарионова [19; 21; 23], Н.В. Арефьева [3; 4], В.В. Берлина [14], М.Г. Тягунова [80], Д.С. Беглярова [1; 10; 11].

Кроме гидромашины, существенное влияние на изменение расхода в напорной системе имеют регулирующие устройства, в частности затворы и обратные клапаны, устанавливаемые на напорном патрубке насоса. Большой

объем натурных данных и расчетные модели закрытия обратных клапанов различных конструкций приведены в работах В. Стриттера [101–103], Середи И. [75], Г.Г. Сотникова [77].

Большое внимание уделялось анализу скорости распространения волн гидроудара с учетом, как свойств облицовки напорного водовода, так и свойств жидкости, в частности наличия пузырькового воздуха. Это работы Пирсола [98], К.П. Вишневого [26; 29], В.С. Дикаревского [33; 35], В.М. Алышева [2], Д. Эвинга [88], Уайля [106]. Получены формулы, позволяющие определять значения скорости волны с учетом объемного газосодержания. В работах А.Де. Врис [104; 105] утверждается, что не учет пузырькового воздуха приводит к завышению максимального давления по сравнению с замеренным, особенно в отводящих трубопроводах с нагретой водой и низким подпором. Учет изменения скорости волны при снижении давления и выделении пузырькового воздуха возможен. При этом используется метод итераций [92], в котором расчетная сетка характеристик задается по максимальному возможному значению скорости волны, а по мере ее снижения в цепные уравнения гидроудара подставляются значения расхода и напора, получаемые линейной интерполяцией при соблюдении критерия Куранта [108].

К.П. Вишневым [25; 28], А.А. Атавиным [9], Д. Фоксом [92], численно исследовались переходные процессы в сложных, закольцованных системах напорных трубопроводов.

Одним из важных в системах насосных станций является вопрос разрыва сплошности потока и последующего так называемого ”прямого гидроудара”, для которого Н.Е. Жуковский вывел расчетную формулу [38]. Вопросы разрыва сплошности потока рассматривались в работах Д.Н. Смирнова [76], В.С. Дикаревского [34; 36], Б.Ф. Лямаева [58; 59], Д.С. Беглярова [12].

Существенное внимание уделяется техническим методам снижения гидроудара применительно к водоводам насосных станций. Это гидравлические, пневматические, гидромеханические устройства, обеспечивающие управляемый и демпфированный разрыв сплошности потока или снижающие интенсивность

изменения расхода и увеличения давления. На многочисленные противоударные устройства получены патенты и авторские свидетельства. Описаниям отдельных устройств и их совокупности посвящены работы Л.Ф. Мошнина [65], Е.Т. Тимофеевой [79], В.В. Берлина [16], В.А. Хохлова [56; 81; 87; 94–96; 100].

Большую роль имеет опыт натурных испытаний насосных станций в установившихся и переходных режимах, в процессе которых получены и обработаны осциллограммы реальных переходных процессов, использованных при разработке и отладке расчетных алгоритмов. Большой объем натурных испытаний выполнен научными сотрудниками и инженерами кафедры использования водной энергии МИСИ-МГСУ под руководством Г.И. Кривченко, В.Я. Карелина, В.В. Берлина, Р.А. Новодережкина. Результаты натурных испытаний приведены в работах [50; 55; 68].

В шестидесятые годы прошлого века на кафедре использования водной энергии МИСИ выделилось направление исследований систем охлаждения ТЭС и АЭС под руководством В.Я. Карелина и Р.А. Новодережкина, базирующееся на натурных испытаниях и инженерных методах расчета. По этому направлению защитили диссертации Р.А. Новодережкин, В.Н. Боровых, П.П. Чирков, Б.Р. Новодережкин, диссертация которого посвящена исследованиям такого специфического типа переходных процессов, как автоматическое повторное включение, которое характерно только для станций систем охлаждения крупных энергетических объектов [67].

В.Я. Карелиным и Р.А. Новодережкиным написаны несколько монографий, охватывающих широкий спектр вопросов по оборудованию, сооружениям насосных станций охлаждения энергетических объектов и исследованиям режимов их работы [43; 44; 46].

Начиная с 1995 года работы по натурным испытаниям и расчетам переходных процессов возглавили В.В. Берлин и О.А. Муравьев, в сотрудничестве с которыми автор выполнил исследования переходных процессов, которые составили основу данной диссертации [17; 18; 31; 32; 84–86; 93].

1.4. Постановка задач исследований

Выполненный обзор литературных источников показал, что в анализе процессов, протекающих в системах охлаждения, преобладают описания переходных процессов в натуральных условиях с анализом осциллограмм, полученных при натуральных испытаниях.

В обширной литературе по моделированию переходных процессов в вышеупомянутых системах насосных станций обычно рассматриваются аварийные процессы при потере привода, сопровождающиеся, как правило, разрывом сплошности потока [25; 27; 28; 76; 92], что ставит вопросы защиты водоводов от гидравлического удара при разрыве и последующем смыкании разошедшихся колонн жидкости. При этом остаются в тени плановые процессы, при которых, как показал опыт наших исследований, возникают высокие нагрузки на насосное оборудование, конденсаторы и другие узлы системы.

Основным расчетным методом исследования является математическое моделирование неустановившегося движения жидкости с учетом граничных условий, характеристик насосного и регулирующего оборудования.

Поскольку размеры по длине на несколько порядков превышают размеры поперечных сечений напорных водоводов, то в описании неустановившегося напорного течения традиционно используются одномерные математические модели упругого гидравлического удара, в которых скорость волны определяется с учетом упругости воды и облицовки водоводов.

Система дифференциальных уравнений в частных производных приводится к конечно-разностному виду методом характеристик. В условиях постоянной скорости волны наиболее подходящим является метод характеристик с регулярной сеткой, однозначно связывающий длину расчетных участков по трассе водовода с шагом расчета по времени и скоростью волны [27; 54; 59].

Подводя итоги обзору публикаций, следует отметить, что в имеющейся литературе недостаточное место уделяется моделированию плановых процессов,

в частности пусков насосных агрегатов, и учету специфики работы в переходных режимах такого сложного оборудования, как конденсатор паровой турбины.

Опыт проектирования и эксплуатации насосных станций систем охлаждения конденсаторов паровых турбин показал необходимость систематизации требуемых ограничений величин параметров при пусках насосных агрегатов.

Такой подход позволяет гарантировать безопасное протекание процессов с учетом специфики конструкций, состава сооружений и установленного оборудования. Основные результаты исследований получены с использованием математического моделирования и подтверждены результатами натурных испытаний.

Требования к расчетной модели переходных процессов должны включать учёт упругости воды и облицовки водоводов, потерь напора по длине и местных, в том числе на регулирующих затворах и фильтрах, учет специфики работы в переходных процессах такого сложного оборудования, как насосный агрегат и конденсатор паровой турбины.

Граничные условия по насосу формируются с использованием четырехквadrантных оборотно-расходной и оборотно-моментной характеристик в полярных координатах [8; 54; 92]. Такое представление характеристик насоса позволяет однозначно определять параметры режимной точки по напору, расходу и мощности в любой области характеристики, включая область неустойчивых (помпажных) режимов.

Для получения адекватной картины процесса граничные условия по конденсатору должны учитывать изменение уровней в приемной и сливной камерах, расходы через титановые трубки, изменение давления в воздушной полости, постепенное заполнение трубок при пусках. Фактически конденсатор моделируется как пневматический уравнивающий резервуар, имеющий воздухообмен с атмосферой. По результатам расчетов подбираются параметры воздушных клапанов и их количество. Следует учитывать возможность

занапоривания камер конденсатора при выходе всего воздуха, когда возникает всплеск давления в результате выравнивания приходящего и уходящего расходов.

Исследование процессов пусков насосных агрегатов систем подачи охлаждающей воды на конденсатор тепловой турбины направлено на формулировку системы ограничений, по параметрам и режимам оборудования, позволяющих обеспечить безопасное протекание этих процессов с учетом применяемых систем и состава сооружений насосных станций. Опыт проектирования и эксплуатации показал, что принятие технических решений без математического моделирования процессов пусков приводит к проблемным ситуациям.

1.5. Выводы по главе 1

1. Насосные станции систем охлаждения крупных энергетических объектов имеют специфический состав сооружений, включая конденсаторы тепловых турбин, градирни, сливные колодцы, особые условия пуска насосных агрегатов, сопровождающиеся, в частности, необходимостью выпуска большого объема воздуха, работой насосов в режимах повышенных и пониженных напоров, высокой динамикой изменения давления в напорных водоводах.

2. Основным расчетным методом исследования является математическое моделирование неустановившегося движения жидкости с учетом граничных условий, характеристик насосного и регулирующего оборудования. В описании неустановившегося напорного течения традиционно используются одномерные математические модели упругого гидравлического удара, в которых скорость волны определяется с учетом упругости воды и облицовки водоводов. Существенную роль имеют гидравлические потери напора, условия в пневматической части и воздухообмен с атмосферой.

3. Выполненный обзор литературы показал, что анализу и исследованиям процессов пусков уделяется недостаточное внимание. Исследование процессов пусков насосных агрегатов систем охлаждения конденсаторов тепловых турбин направлено на формулировку системы ограничений, по параметрам и режимам оборудования, позволяющих обеспечить безопасное протекание этих процессов с учетом применяемых типов и состава сооружений насосных станций. Опыт проектирования и эксплуатации показал, что принятие технических решений без математического моделирования процессов пусков приводит к проблемным ситуациям.

ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАСЧЕТОВ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

2.1. Общие требования к программам расчетов переходных процессов в системах охлаждения ТЭС и АЭС

При разработке математических моделей расчетов переходных процессов в насосных станциях систем охлаждения ТЭС и АЭС использовался научный и практический опыт, отраженный в специальной литературе [2; 3; 6–8; 12; 13; 15; 16; 18; 19; 29; 42; 48; 49; 52; 63] и наших публикациях [16; 31; 32; 41; 84; 85; 93]. Он показывает, что математическая модель расчетов переходных процессов в водоводах насосной станции систем охлаждения должна базироваться на использовании модели упругого гидроудара в одномерной постановке. Специально должно учитываться изменение длины напорного участка водовода и волновой эффект при заполнении участка водовода со свободной поверхностью. Обязателен учет гидравлических потерь по длине, местных и на регулирующей арматуре (в затворах и обратных клапанах). Этому вопросу посвящены специальные исследования, изложенные в подразделе 2.2 диссертации.

Важным является учет специфики работы в переходных процессах такого сложного оборудования, как насосный агрегат и конденсатор тепловой турбины. В расчетах это оборудование описывается граничными условиями.

Граничные условия по конденсатору должны учитывать изменение уровней в приемной и сливной камерах, расходы через трубки, изменение давления в воздушной полости, постепенное заполнение трубок при пусках. Фактически конденсатор работает в процессах пуска как двухкамерный полупневматический уравнительный резервуар, имеющий воздухообмен с атмосферой. Следует рассматривать возможность занaporивания обеих камер или одной из них. В

общем случае модель конденсатора представляется четырьмя характерными режимами работы. Попадание в каждый из режимов должно определяться по критериальным параметрам переходного процесса [15; 32; 69; 93], зависящими от соотношений между уровнями в камерах, давления воздуха и условий наполнения и опорожнения трубок.

В качестве граничного условия по насосному агрегату используется уравнение, в котором расход определяется по полной оборотно-расходной характеристике насоса через напор (с учетом гидроудара) и частоту вращения [8; 61]. Работа насоса с переменной частотой требует решения уравнения вращения агрегата, в котором фигурируют момент электродвигателя и гидравлический момент, определяемый по полной оборотно-моментной характеристике с учетом гидроудара [8; 61].

Важным является учет изменения гидравлического момента на лопастях насоса в переходном процессе. Для его расчета в алгоритме используется универсальная характеристика, а сами значения момента на лопастях определяются в зависимости от частоты вращения, напора и угла установки лопастей [8; 61].

С учетом условий неразрывности рассчитываются граничные условия в развилках водоводов, в примыканиях к нижнему и верхнему бьефу. В качестве последнего выступает сифонный колодец или подъемный столб градирни. Описанию граничных условий посвящены подразделы 2.3, 2.4 диссертационной работы.

Специфической особенностью напорных систем охлаждения является высокое расположение трубопроводной сети и конденсатора над уровнем нижнего бьефа. В этих условиях пуски насосов происходят на систему, в которой находится большое количество воздуха. Связь между незаполненными водой участками водовода осуществляется через давление воздуха, которое определяется уравнением состояния воздушной полости. Кроме того, в расчете воздушной полости необходимо учитывать работу воздушных клапанов.

2.2. Методика расчета переходного процесса на участках водовода

В расчетах гидроудара на участках водовода реализован метод характеристик с регулярной сеткой. Его использование обусловлено спецификой рассматриваемой гидравлической задачи, в которой скорость распространения упругой волны при гидроударе может быть принята постоянной [16; 54; 92]. Основанием этого является большая разница между скоростью волны неазрированного потока в водоводах, составляющей 600 – 1000 м/с, и скоростью течения, которая не превышает 3 – 4 м/с [92].

В расчетах гидроудара и расхода в данном сечении водовода используются известные соотношения, записанные через цепные уравнения гидроудара на примыкающих участках [92]:

$$H_{(n-1)t}^A - H_{nt}^B - H_W^{AB} = \frac{c}{gF} (Q_{(n-1)t}^A - Q_{nt}^B), \quad (2.1)$$

$$H_{(n-1)t}^B - H_{nt}^A - H_W^{BA} = \frac{c}{gF} (Q_{(n-1)t}^B - Q_{nt}^A). \quad (2.2)$$

В (2.1) и (2.2) все параметры, кроме искомых, определяются через напор и расход в предыдущий момент времени. Потери напора определяются в квазистационарной постановке (2.3)

$$H_W = \zeta(\phi) \frac{Q_{(n-1)t} |Q_{(n-1)t}|}{gF^2}. \quad (2.3)$$

Тестовые расчеты, в которых потери напора на участках определялись по уточненной зависимости)

$$H_W = \zeta(\phi) \frac{Q_{nt} |Q_{(n-1)t}|}{gF^2} \quad (2.4)$$

показали, что метод расчета не влияет на получаемый результат. Исключением является случай очень большого сопротивления, которое получается при малых открытиях затворов и обратных клапанов. Результаты исследований этого вопроса представлены в подразделе 2.3 диссертации.

2.3. Анализ различных способов задания граничных условий, описывающих работу регулирующих затворов

Обычной в практике проектирования является установка на напорных водоводах насосных станций обратных клапанов и регулирующих затворов. Регулирующие затворы устанавливаются на напорных патрубках насосов, отдельных ветвях разветвленных напорных систем, на ответвлениях холостых сбросов в нижний бьеф, используемых при пусках и для регулирования расхода насоса [52; 68].

На рисунке 2.1 приведены расходные характеристики регулируемых и не регулируемых обратных затворов в виде зависимости коэффициента сопротивления от угла поворота диска.

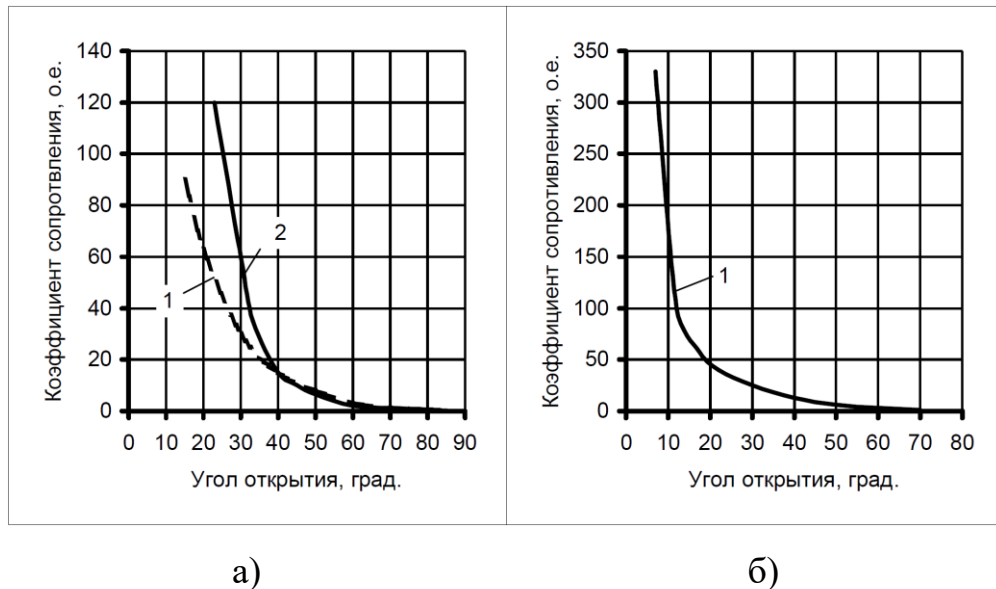


Рисунок 2.1. – Зависимость коэффициента сопротивления обратного клапана (а) и обратного затвора (б) от угла поворота диска; 1 – по [51], 2 – по [40]

Особенностью характеристик на рисунке 2.1 является большой рост коэффициента сопротивления с уменьшением угла установки диска затвора. В области малых открытий характеристика не описана, так как с приближением открытия к нулю коэффициент сопротивления стремится к бесконечности.

Для описания расходной характеристики вблизи нулевого открытия затвора она может быть представлена в виде зависимости коэффициента расхода от угла поворота диска. В этом случае область вблизи нулевого открытия задается близкими к нулю значениями коэффициента расхода.

В расчетах переходных процессов работа затвора может моделироваться по одному из трех алгоритмов.

2.3.1. Задание граничного условия через расходную характеристику затвора

В алгоритме 1 расход через затвор описывается зависимостью [8; 15]:

$$Q = m(\phi)F\sqrt{gH_W}, \quad (2.5)$$

где $m(\phi)$ – переменный коэффициент расхода, зависящий от угла поворота диска (рисунок 2.2, б), F – максимальная площадь проходного сечения затвора, H_W – потери напора на затворе, g – гравитационная постоянная.

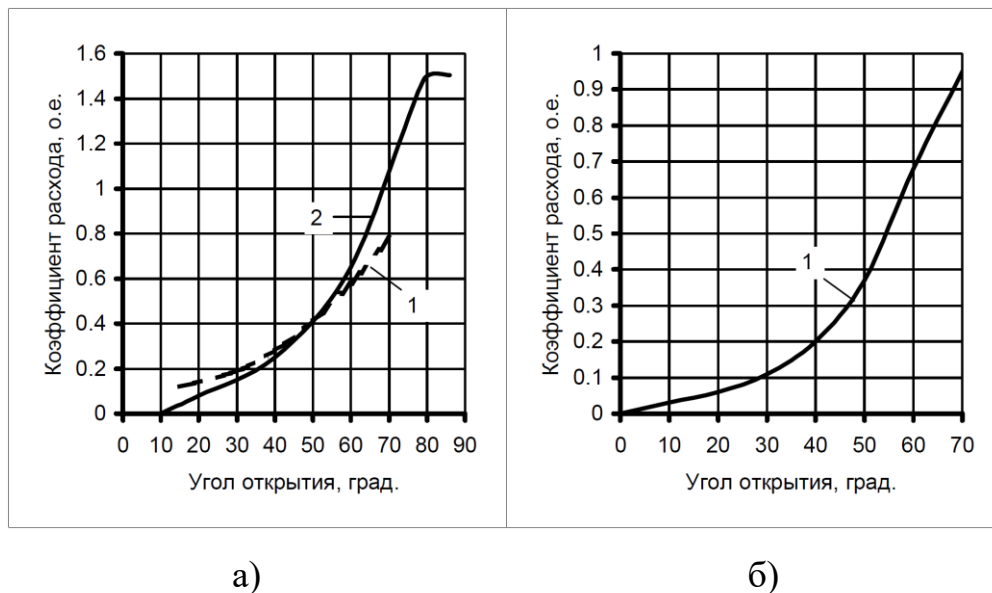


Рисунок 2.2. – Зависимость коэффициента расхода обратного клапана (а) и обратного затвора (б) от угла поворота диска; 1 – по [51], 2 – по [15]

В этом случае при малых углах установки диска коэффициент расхода стремится к нулю. Потери на затворе определяются решением цепных уравнений

гидроудара на примыкающих к затвору участках со стороны насоса и со стороны верхнего бьефа [91; 92; 101] с использованием в качестве граничного условия расходной характеристики затвора (2.5).

Особенностью является то, что граничное условие (2.5) приходится записывать в двух видах: для турбинного режима с положительным направлением расхода и для насосного режима – с отрицательным. Для адекватности решения требуется, чтобы подкоренное выражение в формуле расхода оставалось положительным при противоположных направлениях расхода. Это достигается изменением используемых зависимостей для перепада на затворе. Для турбинного направления расхода $Q_{турб} = -mF\sqrt{2g(H^A - H^C)}$, для насосного – $Q_{нас} = mF\sqrt{2g(H^C - H^A)}$, где H^A и H^C – потенциальный напор перед и за затвором.

Такая двойная запись граничного условия приводит к двум разным формам нелинейного уравнения:

- для турбинного направления

$$\Delta H + A = -B\sqrt{\Delta H}, \quad (2.6)$$

- для насосного направления

$$\Delta H + A = B\sqrt{\Delta H}. \quad (2.7)$$

В обоих случаях решением будет уравнение вида

$$\Delta H_{1,2} = -\frac{2A-B^2}{2} \pm \sqrt{\frac{B^4}{4} - AB^2}, \quad \text{но с противоположными знаками}$$

коэффициентов A и B . Правильное значение потерь напора дает один из корней квадратного уравнения. Второй корень является паразитным, показывает существенно завышенные значения потерь напора, и должен отбрасываться.

Решение узла затвора в графическом виде (рисунок 2.3), соответствует значению расхода, которому отвечает перепад на затворе, равный расстоянию между лучами прямой и обратной характеристик гидроудара. На графике отмечены два возможных решения при насосном направлении расхода. Решение 1 адекватное и решение 2 паразитное, находящееся в турбинной области, дающее скачок расхода и приводящее к раскачке расчетного алгоритма.

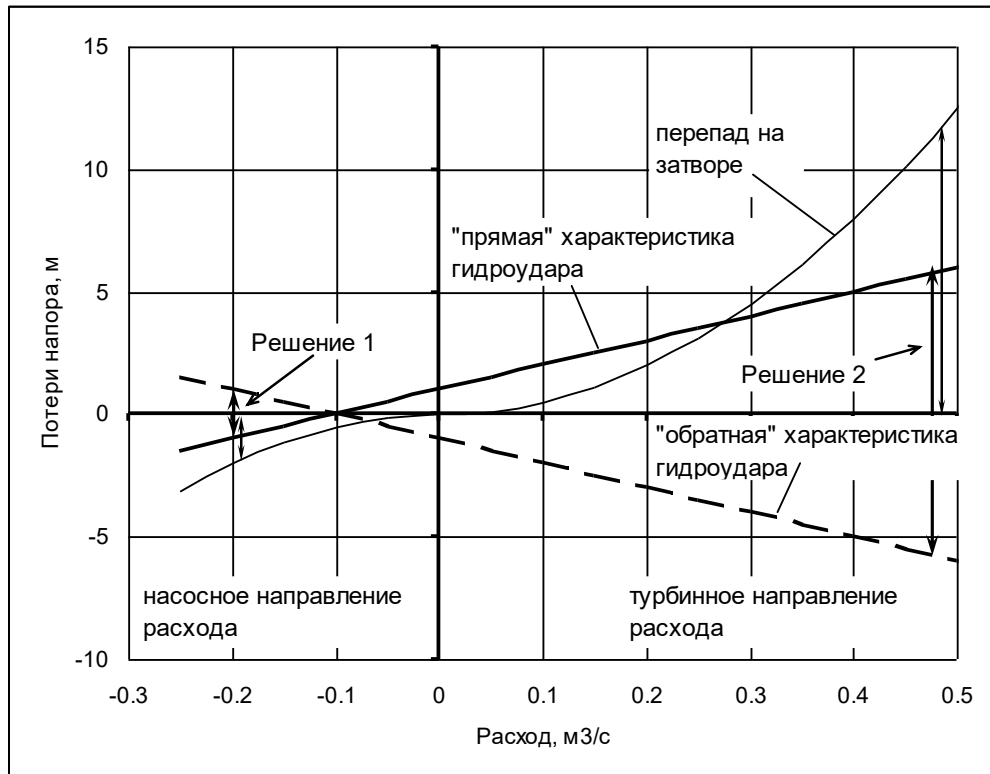


Рисунок 2.3. – Графическая интерпретация адекватного и неадекватного решений уравнений гидроудара с граничными условиями в узле затвора

Недостатком алгоритма 1 является его раскачка при переходе расхода через ноль вследствие запоздания в переключении с одной ветви алгоритма на другую, поскольку условие перехода дает расход в предыдущий момент времени. Как следствие, в расчет попадает паразитный корень квадратного уравнения. В результате появляются флуктуации потерь напора, приводящие к раскачке всего алгоритма расчета напора и расхода в примыкающих сечениях. На рисунке 2.4,а показан результат расчета переходного процесса с использованием алгоритма 1 при несвоевременном переключении с решения (2.6) на решение (2.7). Появляются колебания расхода, не наблюдающиеся в натуре.

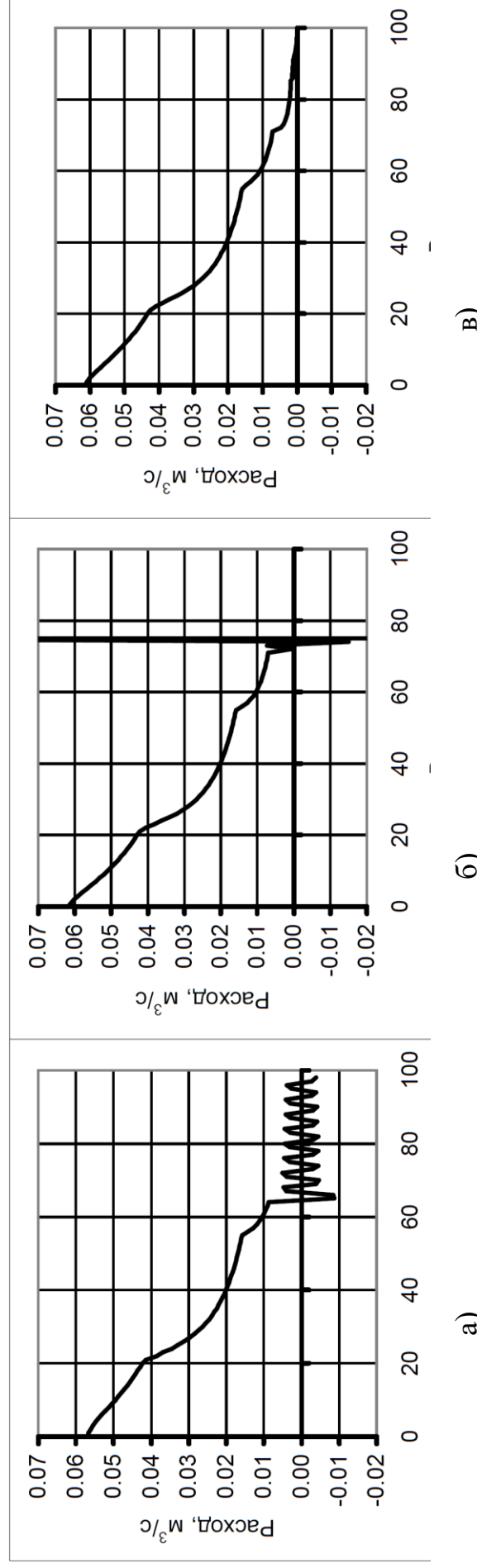


Рисунок 2.4. – Результаты расчета закрытия затвора по алгоритму 1 (а) при несвоевременном переключении с (2.6) на (2.7) по алгоритму 2 (б) и по алгоритму 3 (в)

2.3.2. Задание граничного условия через потери напора на затворе

Указанного выше недостатка лишены алгоритмы 2 и 3, в которых выполняется подстановка потерь напора H_W в цепные уравнения гидроудара. Потери рассчитаны с использованием переменного коэффициента сопротивления $\zeta(\phi)$, зависящего от положения диска затвора (см. рисунок 2.1):

$$\Delta H = \mp \frac{c}{gF} \Delta Q \pm H_W \quad (2.8)$$

В алгоритме 2 потери напора в выражении (2.8) рассчитываются через переменный коэффициент сопротивления и известный расход в предыдущий момент времени [27]:

$$H_W = \zeta(\phi) \frac{Q_{(n-1)t} |Q_{(n-1)t}|}{gF^2}. \quad (2.9)$$

В алгоритме 3 потери рассчитываются более точно через произведение искомого расхода через затвор и известного расхода в предыдущий момент времени (2.10):

$$H_W = \zeta(\phi) \frac{Q_{nt} |Q_{(n-1)t}|}{gF^2}. \quad (2.10)$$

Для упрощения вида приводимых формул рассмотрен частный случай расположения затвора на конечном участке водовода, примыкающего к нижнему бьефу (рисунок 2.5). Искомое решение для расхода будет иметь вид:

- в алгоритме 2

$$Q_{nt} = Q_{(n-1)t} + \frac{gF}{c} (H_{(n-1)t} - \zeta \cdot Q_{(n-1)t} |Q_{(n-1)t}|); \quad (2.11)$$

- в алгоритме 3

$$Q_{nt} = \frac{\frac{gF}{c} H_{(n-1)t} + Q_{(n-1)t}}{1 + \frac{gF}{c} \zeta |Q_{(n-1)t}|}. \quad (2.12)$$

2.3.3. Влияние способа задания граничного условия на устойчивость расчетного алгоритма

Формулы (2.11) и (2.12) отличаются только способом расчета потерь напора. Однако, как показывают тестовые расчеты, алгоритм 2 с использованием упрощенного способа расчета потерь напора по (2.9) при больших значениях

сопротивления затвора, отвечающих открытиям, близким к нулю, дает неустойчивость. Неустойчивость решения проявляется в нарастающих колебаниях расхода и давления.

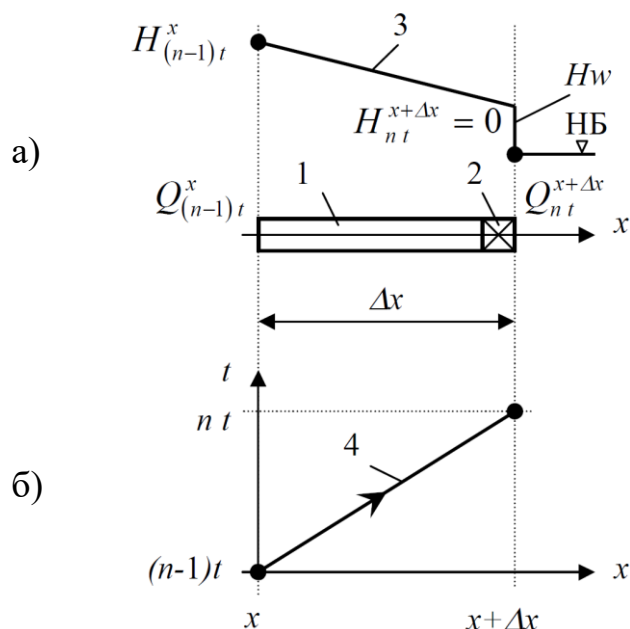


Рисунок 2.5. – Схема к расчету гидроудара с учетом потерь напора на затворе; а – концевой участок водовода с затвором на выходе в нижний бьеф, б – положение прямой характеристики гидроудара в координатах $x-t$, использованной в уравнениях (2.11) и (2.12); 1 – концевой участок водовода, примыкающий к нижнему бьефу, 2 – регулирующий затвор, 3 – пьезометрическая линия, 4 – прямая характеристика гидроудара

На рисунке 2.4 показан результат тестового расчета переходного процесса при потере привода насоса с полным закрытием затвора по рассмотренным алгоритмам 1, 2 и 3. На графиках четко прослеживаются неустойчивость решения из-за несвоевременного переключения при использовании алгоритма 1, раскачка при больших значениях сопротивления при использовании алгоритма 2 и стабильное решение при использовании алгоритма 3, который рекомендуется для учета потерь напора в расчетах переходных процессов.

2.4. Граничные условия в конденсаторе тепловой турбины

При пусках и потере привода возможны четыре характерных режима работы конденсатора. Каждому из режимов соответствует особое граничное условие. Ниже приведены его реализации для случая наполнения конденсатора.

2.4.1. Режим безнапорного течения

В обеих камерах конденсатора имеется свободная поверхность показана на рисунке 2.6,а. Конденсатор дает два граничных условия (2.13) и (2.14) в виде зависимостей потенциальных напоров в сечениях C и A от уровней Z_{np} и $Z_{сл}$ в приемной и в сливной камерах, потерь напора на фильтрах $H_w^{\phi 1}$ и $H_w^{\phi 2}$ и избыточного давления воздуха $p/\rho g$:

$$H^C = z_{np} + \frac{p}{\rho g}, \quad (2.13)$$

$$H^A = z_{сл} + \frac{p}{\rho g}. \quad (2.14)$$

Ход уровней в камерах конденсатора определяется решением уравнений неразрывности (2.15) и (2.16), в которые входят расходы в сечениях A и C , примыкающих к камерам, и расход через трубный пучок конденсатора. Расход через трубный пучок рассчитывается как сумма расходов Q_n и $Q_{нп}$ через подтопленные и неподтопленные трубки [68]:

$$Q_n = \mu_{конд} \cdot B_{конд} \cdot (z_{сл} - z_{сл}^H) \cdot \sqrt{2g(z_{np} - z_{сл})}, \quad (2.15)$$

$$Q_{нп} = \frac{2}{3} \cdot \mu_{конд} \cdot B_{конд} \cdot \sqrt{2g} \cdot \left[(z_{np} - z_{сл})^{3/2} - (z_{np}^H - z_{сл}^H)^{3/2} \right], \quad (2.16)$$

где z_{np}^H , $z_{сл}^H$, - абсолютные отметки низа приемной и сливной камер,

$B_{конд}$ - ширина трубной доски конденсатора,

$\mu_{конд}$ - коэффициент расхода трубок конденсатора.

Формула (2.16) расхода через неподтопленные трубки получена интегрированием удельного расхода по высоте от уровня свободной поверхности в сливной камере $z_{сл}$ до ее верха $z_{сл}^6$ [68].

$$Q = \int_0^Q dQ = \int_{z_{сл}}^{z_{сл}^6} \mu \frac{F}{B} \sqrt{2g \left[H_C - \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) \right]} \cdot dz = -a \int_{z_{сл}}^{z_{сл}^6} \sqrt{y} dy = -a \frac{2}{3} y^{3/2} \Big|_{z_{сл}}^{z_{сл}^6}, \quad (2.17)$$

где $a = \mu \frac{F}{B} \sqrt{2g}$, $y = H_C - (z + p/\rho g)$, $dy = -dz$.

2.4.2. Режим напорно-безнапорного течения

Это режим, в котором одна из камер конденсатора полностью заполнена водой, а во второй имеется свободная поверхность. Пример, когда приемная камера заполнена водой, а в сливной камере имеется свободная поверхность показан на рисунке 2.6,б. Конденсатор дает два граничных условия:

- для участка отводящего водовода это зависимость (2.14) потенциального напора в сечении A от уровня в сливной камере, потерь напора и избыточного давления воздуха;

- для участка подводящего водовода это зависимости расходов трубного пучка Q_n и $Q_{нп}$ от потенциального напора в сечении C , уровня в сливной камере и избыточного давления воздуха;

$$Q_n = \mu_{конд} \cdot B_{конд} (z_{сл} - z_{сл}^H) \sqrt{2g(H^C - z_{сл} - p/\rho g)}, \quad (2.18)$$

$$Q_{нп} = \frac{2}{3} \mu_{конд} \cdot B_{конд} \sqrt{2g} \left[(H^C - z_{сл} - p/\rho g)^{3/2} - (H^C - z_{сл}^6 - p/\rho g)^{3/2} \right]. \quad (2.19)$$

Расход через трубный пучок определяется суммой Q_n и $Q_{нп}$.

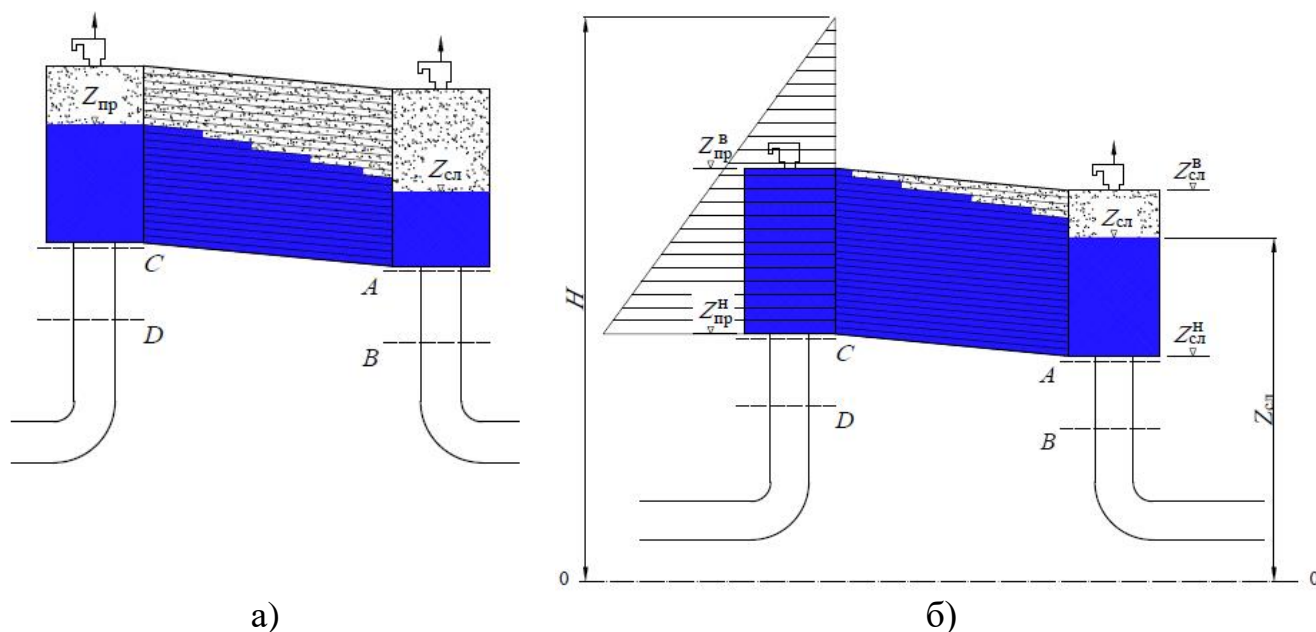


Рисунок 2.6. – Схема к расчету безнапорного (а) и напорно-безнапорного (б) течения в конденсаторе и прилегающих участках водовода

Цепное уравнение гидроудара на участке CD с учетом граничного условия (2.18), (2.19) решается методом итераций Ньютона [8]. Значения расходов по (2.18) и (2.19) подставляются соответственно в цепные уравнения гидроудара для участка CD .

После группировки членов уравнений получим:

$$A_1 + \left(\frac{c}{gF}\right)_{CD} \left[-B_2 (H_{(n-1)t}^C - C_1)^{0,5} - B_1 (H_{(n-1)t}^C - C_1)^{1,5} + B_1 (H_{(n-1)t}^C - C_2)^{1,5} \right] - H_{nt}^C = 0, \quad (2.20)$$

где $A_1 = H_1^D - \left(\frac{c}{gF}\right)_{CD} Q_1^D + H_w$, $B_1 = 2,95\mu_{\text{конд}}H_{\text{труб}}$, $B_2 = 4,43\mu_{\text{конд}}H_{\text{труб}}(Z_{\text{сли}} - Z_{\text{сли}}^{\text{низ}})$,
 $C_1 = Z_{\text{сли}} - \nabla HB + \frac{P_{\text{абс}}}{\rho g}$, $C_2 = Z_{\text{сли}}^{\text{вверх}} - \nabla HB + \frac{P_{\text{абс}}}{\rho g}$.

Коэффициенты A_1 , B_1 , B_2 , C_1 и C_2 – константы на данном шаге расчета, определяемые через параметры процесса на предыдущем шаге, а также через параметры водоводов и конденсатора.

В (2.20) одно неизвестное – напор. Для реализации метода Ньютона (2.21)

$$H_{i+1}^C = H_i^C - \frac{F_i}{dF_i/dH_i^C}, \quad (2.21)$$

уравнение (2.20) и производная от него приводятся к виду (2.22), (2.23):

$$F_i = A_1 - \left(\frac{c}{gF}\right)_{CD} \left(B_2 \cdot |H_{(n-1)t}^C - C_1|^{0,5} + B_1 \cdot |H_{(n-1)t}^C - C_1|^{1,5} - B_1 \cdot |H_{(n-1)t}^C - C_2|^{1,5} \right), \quad (2.22)$$

$$\frac{dF_i}{dH_i^C} = - \left(\frac{c}{gF}\right)_{CD} \left(0,5B_2 \cdot |H_{(n-1)t}^C - C_1|^{-0,5} + 1,5B_1 \cdot |H_{(n-1)t}^C - C_1|^{0,5} - 1,5B_1 \cdot |H_{(n-1)t}^C - C_2|^{0,5} \right). \quad (2.23)$$

Приращения неизвестного $dH^C = H_{i+1}^C - H_i^C$ уточняются в итерационном процессе до тех пор, пока оно не станет меньше заданной погрешности 0,001 м. Выполненные тестовые и текущие расчеты переходных процессов показали, что для отыскания решения требуется не более 4 итераций.

Пример итерационного процесса показан на рисунке 2.7.

2.4.3. Режим напорного течения

Обе камеры конденсатора и трубки заполнены водой. В этом режиме конденсатор дает единое граничное условие для примыкающих участков трубопроводов в виде потерь напора трубного пучка и в камерах конденсатора

$$H_W^{конд} = \zeta_{конд} \frac{Q_{(n-1)t} |Q_{(n-1)t}|}{gF^2}, \quad (2.24)$$

где $\zeta_{конд}$ – суммарный коэффициент потерь трубного пучка и камер конденсатора.

Цепные уравнения гидроудара для участка конденсатора с учетом граничного условия (2.24) запишутся в виде (2.25), (2.26):

$$H_{(n-1)t}^C - H_{nt}^A - H_W^{конд} = \frac{c}{gF} (Q_{(n-1)t}^C - Q_{nt}^A), \quad (2.25)$$

$$H_{(n-1)t}^A - H_{nt}^C - H_W^{конд} = \frac{c}{gF} (Q_{(n-1)t}^A - Q_{nt}^C). \quad (2.26)$$

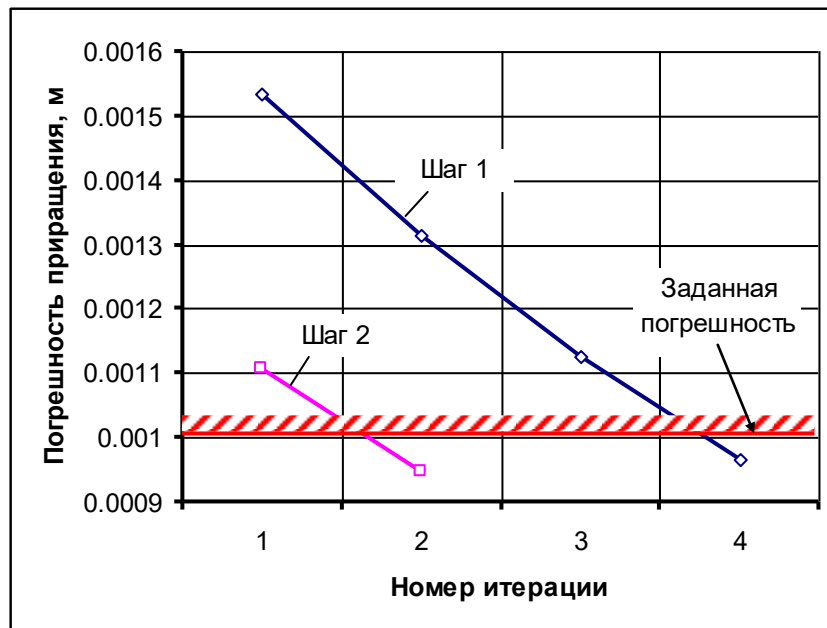


Рисунок 2.7. – Пример итерационного процесса определения приращения dH^C по (2.21)

2.5. Граничные условия, описывающие работу насосного агрегата

В качестве граничного условия по насосному агрегату используется уравнение расхода насоса, в котором расход определяется по полной оборотно-расходной характеристике насоса через напор (с учетом гидроудара) и частоту вращения.

Работа насоса с переменной частотой вращения требует введения уравнения вращения агрегата, в котором фигурируют момент электродвигателя и гидравлический момент, определяемый по полной оборотно-моментной характеристике с учетом гидроудара [74; 92].

Наиболее полно свойства насоса в переходных процессах описываются его четырехквadrантной универсальной оборотно-расходной и оборотно-моментной характеристиками в координатах приведенная частота – приведенный расход и приведенная частота – приведенный вращающий момент. Характеристики получаются на основе модельных испытаний рабочих колес насосов и приводятся к диаметру рабочего колеса 1 м и напору 1 м с использованием известных расчетных формул (2.27) – (2.29) [101]:

$$n'_I = \frac{nD_1}{\sqrt{H}}, \quad (2.27)$$

$$Q'_I = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}, \quad (2.28)$$

$$M'_I = \frac{M}{D_1^3 H}. \quad (2.29)$$

Пример четырехквadrантной характеристики диагонального насоса на напор 30 м показан на рисунке 2.8.

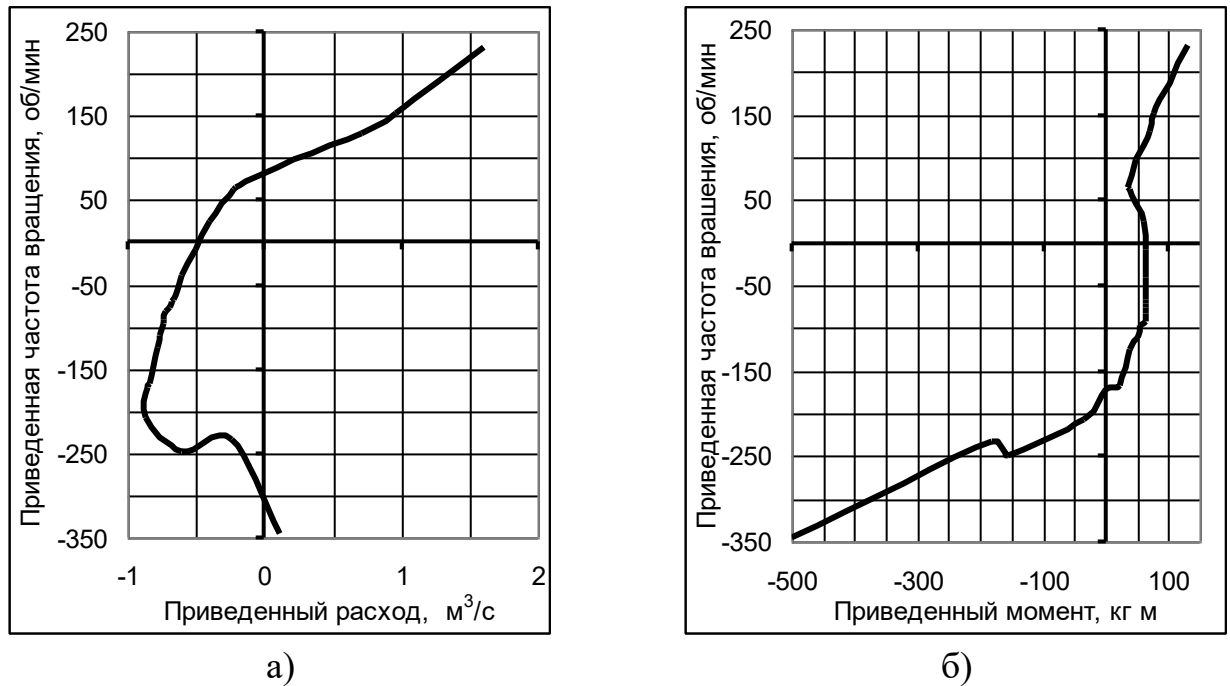


Рисунок 2.8. – Пример универсальной четырехквadrантной характеристики диагонального насоса на напор 30 м на угле установки лопастей минус 12 град.; а – оборотно-расходная характеристика, б – оборотно-моментная характеристика

В зарубежной литературе [92] встречаются полные характеристики насосов в относительных координатах Кармана-Кнаппа. Пример такой характеристики представлен на рисунке 2.9, где в координатах относительный расход – относительная частота вращения представлены изолинии относительного напора и относительного момента вращения. В качестве базисного режима приняты параметры номинального насосного режима (частота вращения, расход, напор и вращающий момент).

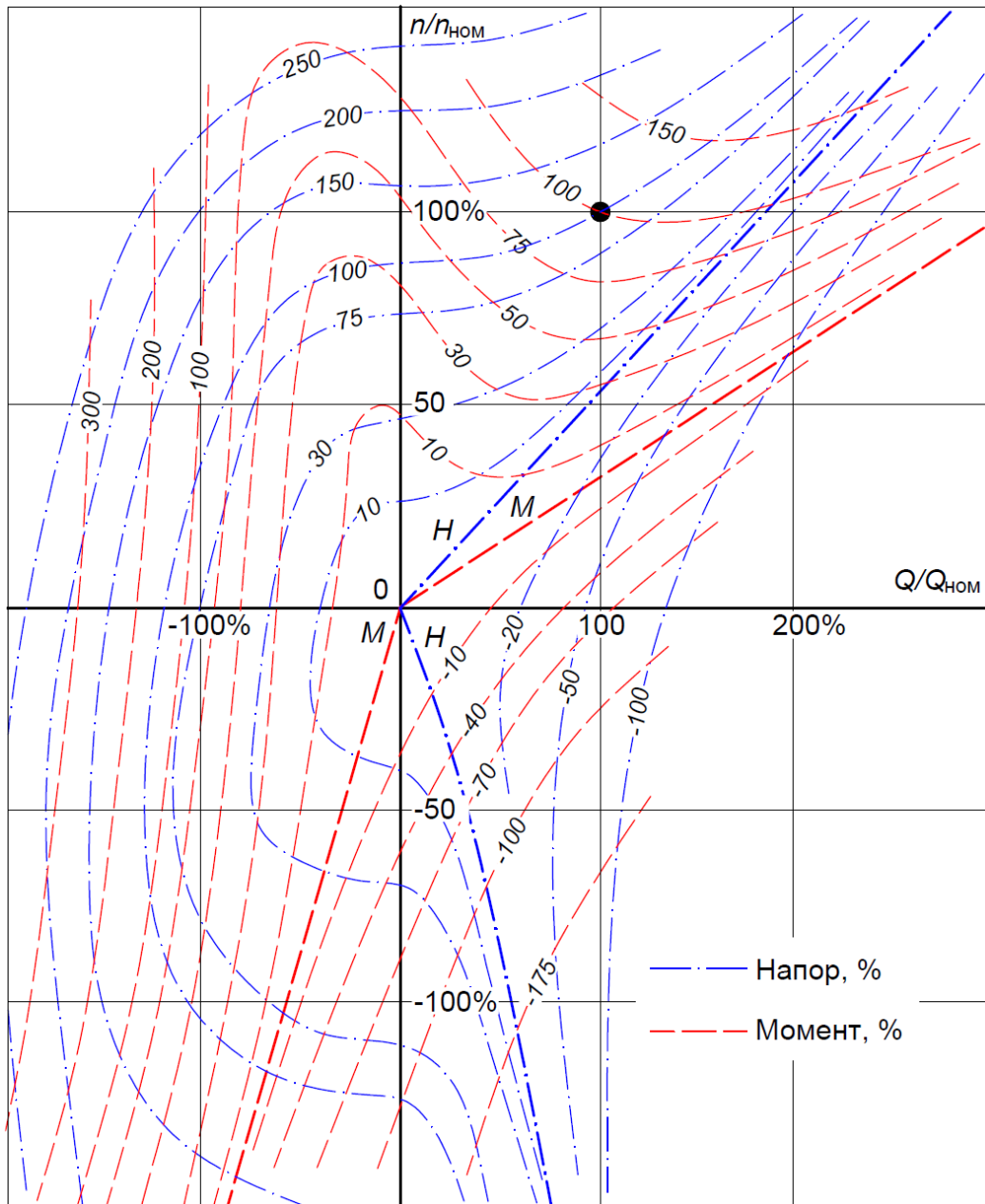


Рисунок 2.9. – Полная характеристика центробежного насоса двустороннего входа в относительных координатах (материал предоставлен Нижегородским филиалом АО "Атомэнергопроект")

Однако, полные универсальные характеристики или характеристики в форме Кармана-Кнаппа неудобно использовать в расчетах переходных процессов, ввиду того что в прямоугольной системе координат отмечается неоднозначность параметров, а именно одному значению частоты вращения на линии определенного угла установки лопастей может соответствовать несколько значений расхода или вращающего момента. Например, точки 1, 2 и 3 на рисунке

2.10. Такая неоднозначность исключается при использовании полярной системы координат, в частности, предложенная Сьютером [92].

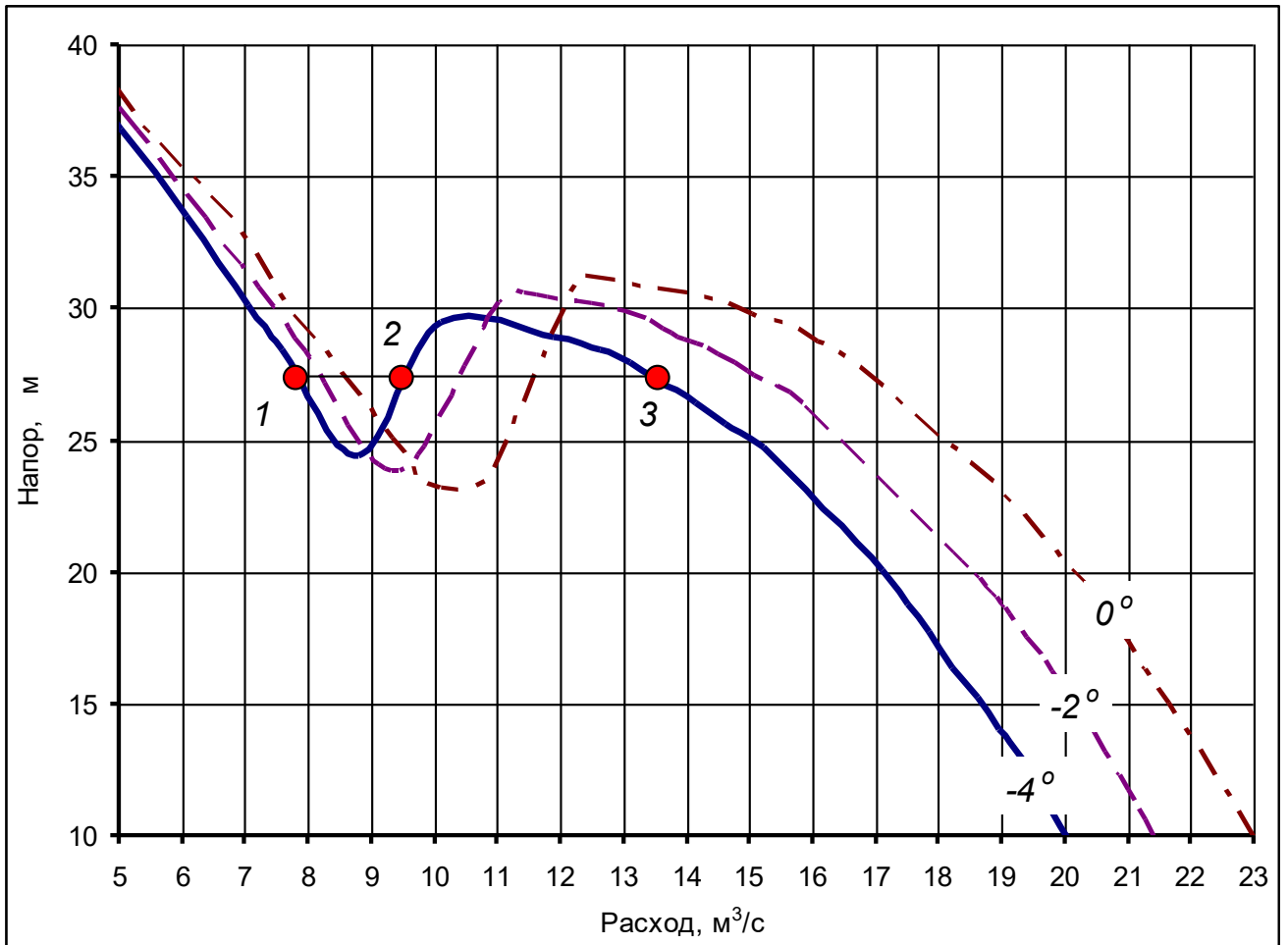


Рисунок 2.10. – Расходно-напорная характеристика насоса ОП2-185 при $n = 297,6 \text{ мин}^{-1}$ (материал предоставлен Московским филиалом АО "Атомэнергопроект"); 1, 2 и 3 - точки равного напора на угле установки лопастей минус 4 градуса

В полярной форме расходная и моментная характеристики представляются в виде двух безразмерных параметров W_H и W_T . На рисунках 2.11, 2.12 показаны полные характеристики насосов разной быстроходности [92]. Здесь зона углов от $\frac{\pi}{4}$ до $\frac{\pi}{2}$ рад. отвечает области насосных режимов, зона углов $\frac{\pi}{2} - \pi$ рад области режимов противотока, зона углов $\pi - \frac{3\pi}{2}$ рад области турбинных, разгонных и тормозных.

Уравнение гидроудара на примыкающих к насосу участках напорного водовода и уравнение вращения агрегата с учетом граничных условий приводятся к виду [92]:

$$F_1 = H_0 W_H^2 [(Q/Q_0)^2 + (n/n_0)^2] - a + ((c/gF)^{AB} + (c/gF)^{CD}) Q, \quad (2.30)$$

$$F_2 = n - b - \frac{\Delta t}{MD^2} W_T |W_T| [(Q/Q_0)^2 + (n/n_0)^2] (M_0 - M_{эл}(n)), \quad (2.31)$$

где H и Q – напор и расход насоса, c – скорость распространения волны гидроудара, F – площадь поперечного сечения участка водовода, a и b – коэффициенты, постоянные на шаге расчета, n – частота вращения, M и $M_{эл}$ – гидравлический момент на валу насоса и момент электродвигателя, MD^2 – маховой момент вращающихся масс гидроагрегата, Δt – шаг расчета.

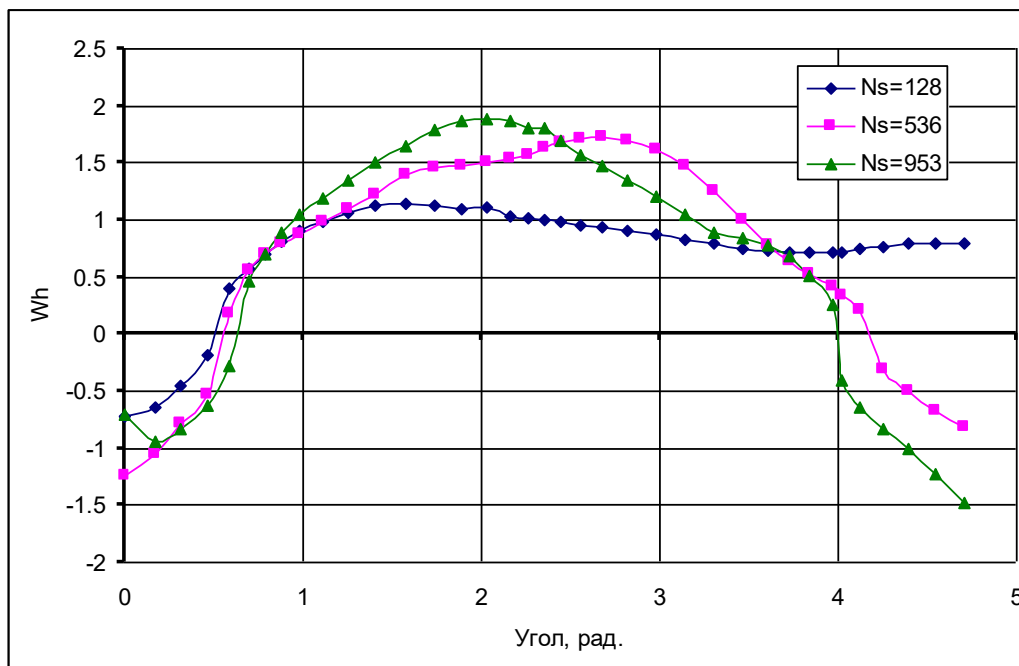


Рисунок 2.11. – Пример напорных характеристик насосов различной быстроходности в относительных полярных координатах Сьютера [92]

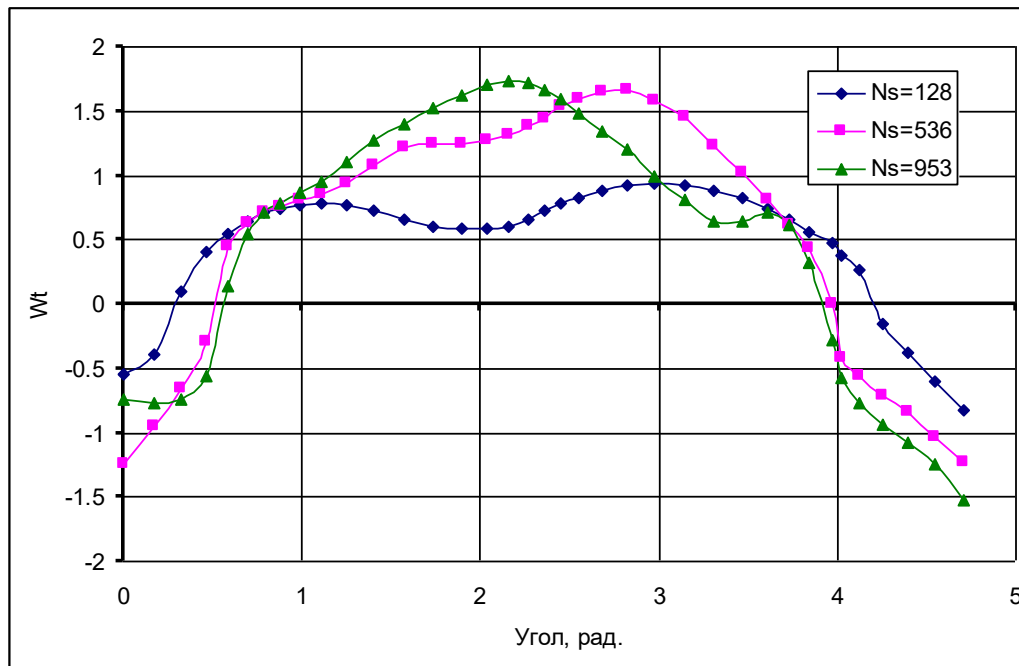


Рисунок 2.12. – Пример моментных характеристик насосов различной быстроходности в относительных полярных координатах Сьютера [92]

Совместное решение уравнений (2.30) и (2.31) выполняется итерационным методом Ньютона. Неизвестные расход и частота вращения находятся в результате решения системы нелинейных алгебраических уравнений, коэффициенты которых зависят от значений параметров режима насоса на предыдущем шаге итераций. Подробно данная методика изложена в [102; 103].

2.6. Пусковая характеристика электродвигателя

Насосы агрегируются асинхронными электродвигателями, которые должны обеспечивать превышение электрического момента над моментом сопротивления насоса, в условиях стандартной посадки напряжения на 20% при прямом асинхронном пуске.

Пусковая характеристика электродвигателя в виде зависимости пускового момента от частоты вращения должна быть введена в расчет, а пусковой момент, вводится в уравнение вращения (2.31).

Пример пусковой характеристики приведен на рисунке 2.13. На ней в относительных координатах показаны зависимости от частоты вращения:

- вращающего момента электродвигателя при 100% напряжении,
- тока в обмотке электродвигателя
- полученного расчетом вращающего момента с учетом падения напряжения

(2.32).

$$M = M_{U_{\text{ном}}} (1 - dU)^2, \quad (2.32)$$

где $M_{U_{\text{ном}}}$ – вращающий момент электродвигателя при номинальном напряжении, dU – падение напряжения, о.е.

Падение напряжения определяется через максимальное и текущее значение тока в обмотках двигателя с использованием зависимости (2.33):

$$dU = \frac{I}{I_{\text{макс}}/0,2}, \quad (2.33)$$

где I и $I_{\text{макс}}$ – текущий и максимальный пусковой ток двигателя, 0,2 – максимальное падение напряжения, о.е.

На рисунке 2.13 приведена характеристика момента сопротивления насоса с учетом трения. Сопоставление зависимостей для пускового момента и момента сопротивления насоса показывает, что наименьший запас имеет место в диапазоне частот 0,8 – 0,9 от номинальной.

2.7. Расчет процесса в воздушной полости

Пуски насосов системы охлаждения могут происходить на опорожненный трубопровод и конденсатор. Вытеснение воздуха из системы в процессе пуска насоса происходит через воздушные клапаны, выведенные из камер конденсатора.

Расход воздуха зависит от давления в камере и является саморегулируемым. Изменение давления p и плотности ρ воздуха в конденсаторе связано с процессами заполнения трубопроводов и камер конденсатора водой.

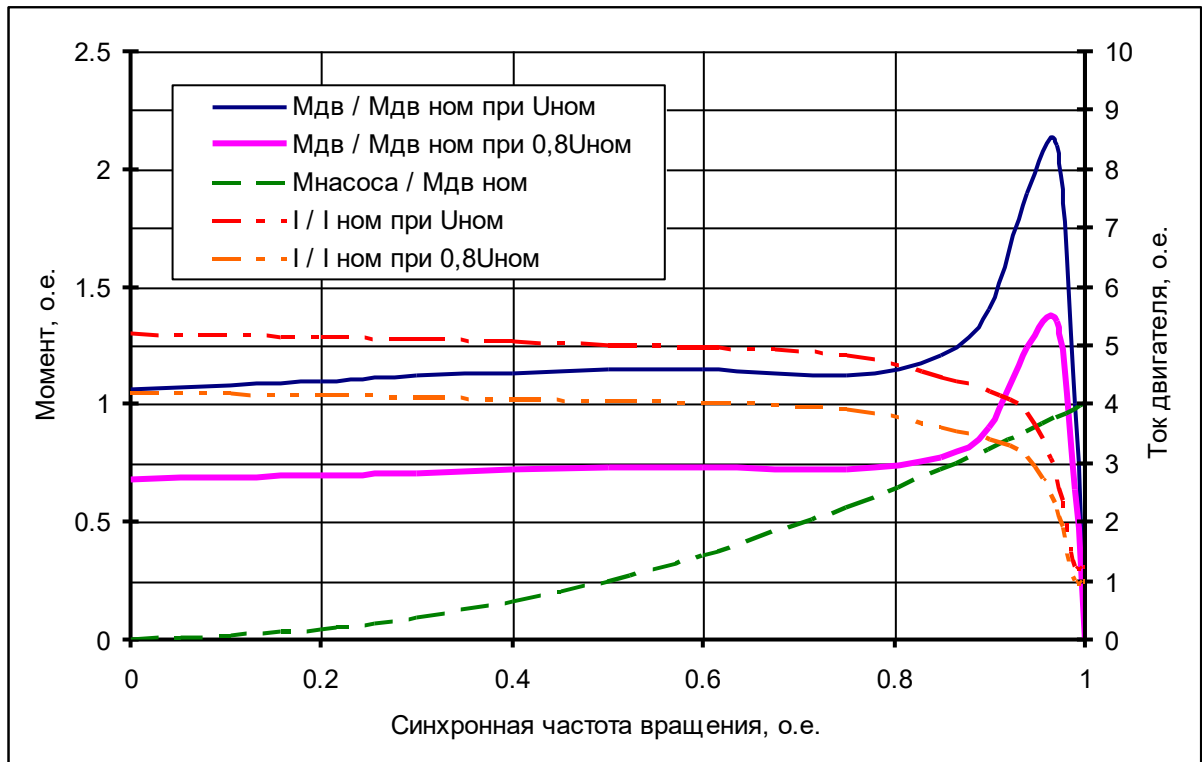


Рисунок 2.13. – Пусковые характеристики асинхронного электродвигателя и характеристика момента сопротивления насоса (пусковые характеристики электродвигателя предоставлены Нижегородским филиалом АО "Атомэнергопроект")

Текущее значение давления во внутренней полости конденсатора p определяется из уравнения Клайперона (2.34)

$$pV = MRT, \quad (2.34)$$

где: p – абсолютное давление, V – объем воздушной полости, M – масса воздуха, R – газовая постоянная, равная 286,5 Дж/(кг К), T – абсолютная температура воздуха по шкале Кельвина.

При выходе воздуха из конденсатора под избыточным давлением параметры воздушного потока определяются по известным формулам (2.35), (2.36) [49; 92; 108]:

- для текущего значения плотности воздуха

$$\rho_{air} = \rho_{atm} (p/p_{atm})^{0.7}, \quad (2.35)$$

где коэффициент 0,7 принят по рекомендациям [92; 108].

- для массового расхода воздуха

$$G_{air} = \pm \mu_{air} F_{air} \sqrt{2\rho_{air} |p_{cond} - p_{atm} - p_w|}, \quad (2.36)$$

где μ_{air} – коэффициент расхода клапана на выпуск воздуха, F_{air} – площадь выходного сечения клапана, p_{cond} и p_{atm} – соответственно абсолютное давление воздуха в полости конденсатора и в атмосфере, p_w – потери давления на местных сопротивлениях по трассе движения воздуха.

2.8. Расчет дополнительного волнового давления при занaporивании частично заполненного горизонтального участка трубопровода

Одна из проблем при пуске насосного агрегата при наличии длинных подводящих трубопроводов связана с длительным временем работы насоса на пониженных напорах при номинальной частоте вращения. Режимы работы с низкими напорами сопровождаются повышенными пульсациями, вибрациями и нагрузками на лопастную систему насоса [61; 69].

Пониженные напоры насоса возникают в процессе заполнения подводящего трубопровода. Для исключения подобных режимов в [69] предложено повысить напор насоса до необходимого значения за счет динамического волнового напора, возникающего при пуске в процессе вовлечения в движение находящейся в трубопроводе воды при частичном его заполнении. Заполнить водой большую часть подводящего трубопровода перед пуском предлагается созданием предварительного вакуума (рисунок 2.14). Величина предварительного вакуума, определяющая степень заполнения трубопровода и верхнюю воздушную прослойку, подбирается по требуемой величине динамического волнового напора H_B . Такой способ пуска насосов реализован на НС блоков 1 и 2 АЭС Куданкулам [15].

Возникающая при заполнении подводящего трубопровода волна распространяется со скоростью

$$c = Q/\Delta F, \quad (2.37)$$

где Q – расход насоса, ΔF – площадь поперечного сечения части трубопровода, заполненной воздухом.

За фронтом волны в водоводе создается напорный режим течения с динамическим волновым напором H_B , величина которого может быть определена из уравнения количества движения [30; 39]

$$\Delta(mV) = \sum X \cdot \Delta t, \quad (2.38)$$

где $\sum X$ – разность сил гидростатического давления воды со стороны волны и неподвижной жидкости. При записи уравнения (2.38) может быть использован известный принцип остановки волны, который реализуется путем использования подвижной системы координат (рисунок 2.14). После подстановки в (2.38) фактических переменных оно приобретает вид:

$$F_0 c^2 - (F_0 + \Delta F)(V - c)^2 = g \left[H_B F_0 + \left(H_B - \frac{\Delta h}{2} \right) \Delta F \right], \quad (2.39)$$

где F_0 , ΔF – площади трубопровода заполненные соответственно водой и воздухом, V – скорость напорного течения в трубопроводе после прохождения фронта волны, c – скорость волны по (2.37), Δh – высота верхней части трубопровода, заполненной воздухом.

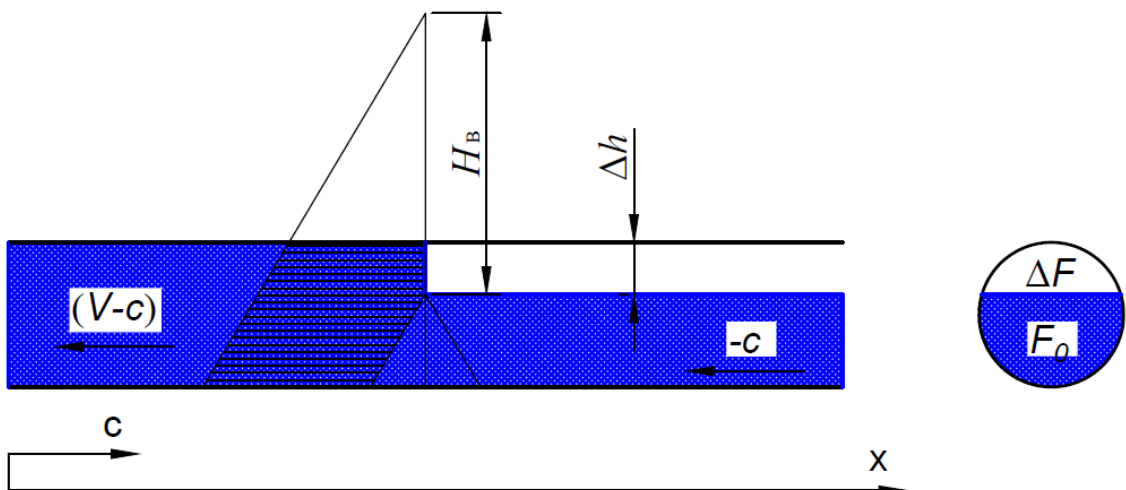


Рисунок 2.14. – Схема к расчету волнового динамического давления в частично заполненном трубопроводе [68]

Методика расчета дополнительного волнового напора базируется на известных уравнениях, используемых в расчетах бегущей волны, в применении к режимам пусков насосов она описана в монографии [69].

Решение (2.39) осуществляется методом итераций. Искомый динамический волновой напор определяется в функции расхода насоса и степени начального заполнения трубопровода, характеризуемой значениями F_0 , ΔF и Δh .

На рисунке 2.15 представлены зависимости волнового повышения давления, полученные нами для условий водовода насосной станции АЭС Куданкулам диаметром 2,6 м. На рисунке 2.16 показано как волновое давление изменяется в переходном процесс пуска. За счет дополнительной волновой составляющей напор насоса может быть повышен на 4 – 6 м, что существенно улучшает условия его работы, сдвигая режимную точку ближе к оптимуму.

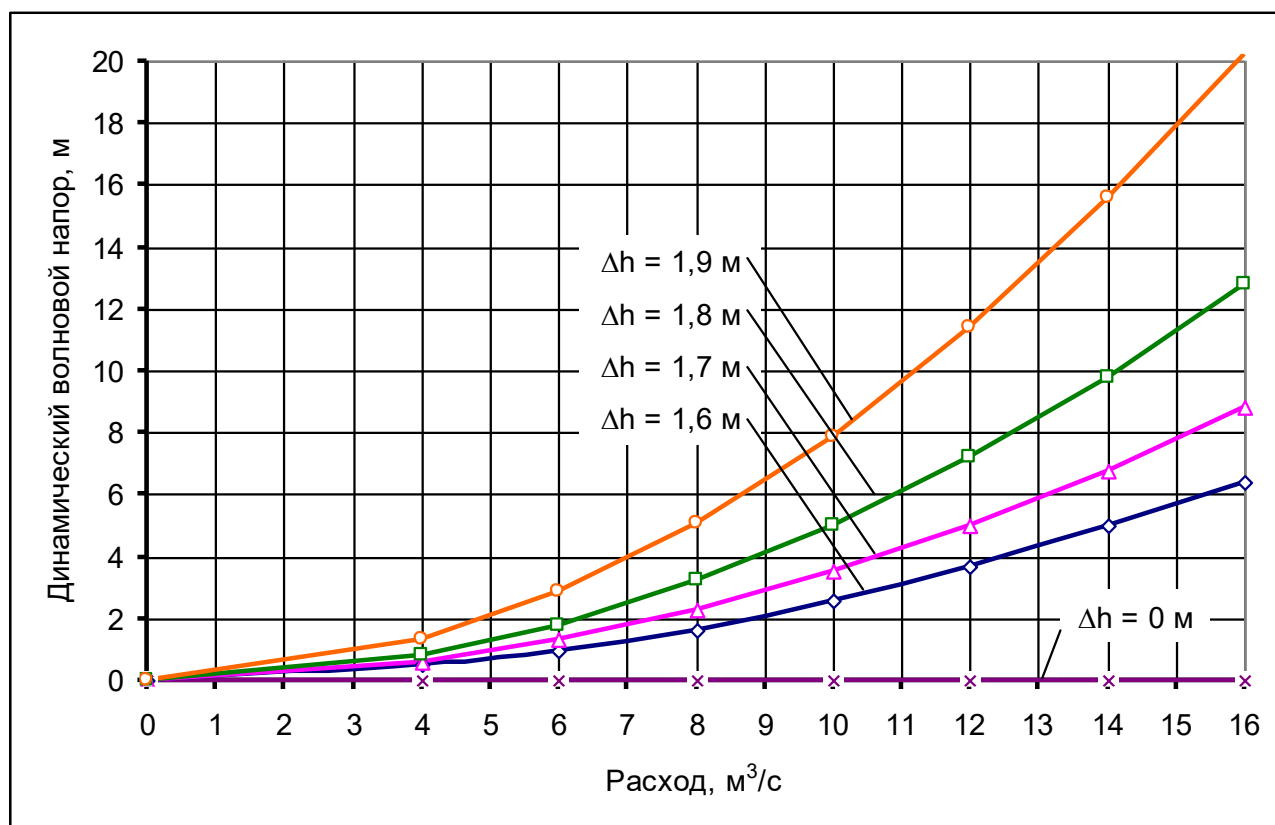


Рисунок 2.15. – Зависимости волнового повышения давления для условий водовода насосной станции АЭС Куданкулам диаметром 2,6 м

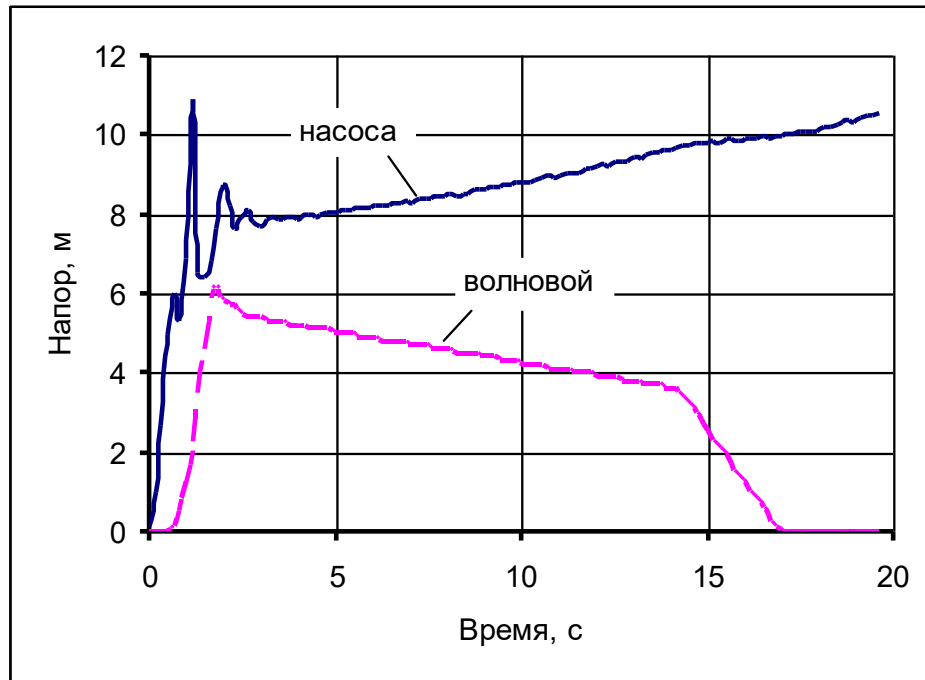


Рисунок 2.16. – Изменение волнового напора и напора насоса в переходном процессе пуска насоса основных потребителей АЭС Куданкулам

2.9. Блок-схема программы расчетов переходных процессов пусков насосных агрегатов в системах охлаждения основных потребителей

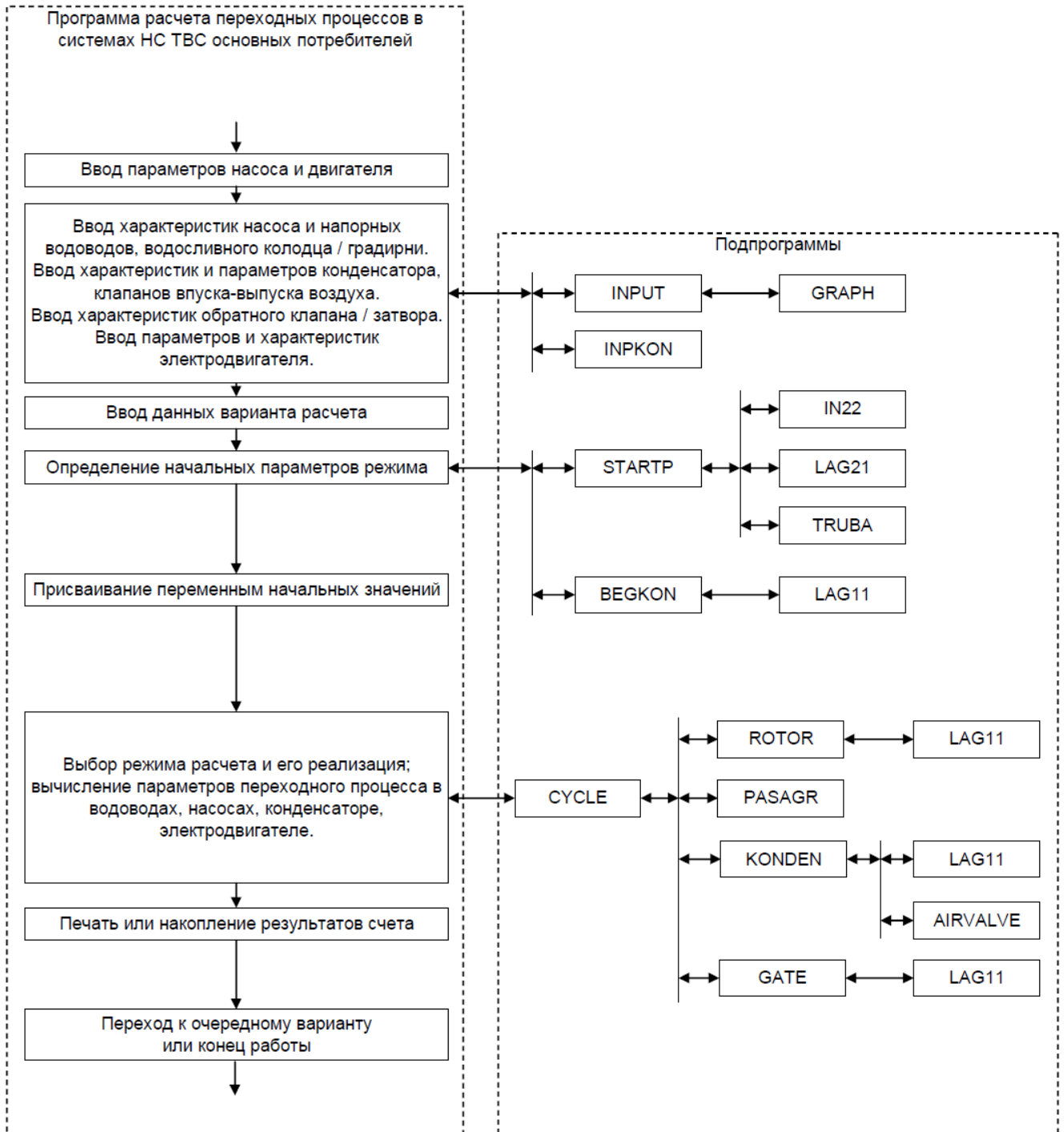


Рисунок 2.17. – Укрупненная блок-схема программы расчета переходных процессов в системах НС охлаждения основных потребителей

2.10. Выводы по главе 2

1. Научный и практический опыт, отраженный в специальной литературе, а также опыт исследований автора показывает, что математическая модель расчетов переходных процессов в водоводах насосной станции систем охлаждения должна базироваться на использовании модели упругого гидроудара. Специально должно учитываться изменение длины напорного участка водовода и волновой эффект при заполнении участка водовода со свободной поверхностью. Требуется учет гидравлических потерь напора по длине, местных и на регулирующей арматуре (затворах и обратных клапанах).

2. Выполненный анализ трех альтернативных моделей для описания потерь напора в запорной арматуре при изменении ее открытия показали, что модель расчета потерь напора через переменный коэффициент сопротивления и произведение скоростных напоров в предыдущий и текущий моменты времени обеспечивает устойчивость расчетного алгоритма в отличие от расчета потерь напора через коэффициент расхода и произведение скоростных напора в предыдущий момент времени.

3. Граничное условие, характеризующее расходную характеристику конденсатора при напорном режиме одной из камер и безнапорном режиме другой, совместно с уравнениями гидроудара на примыкающих к камерам участках приводятся к нелинейному уравнению, решаемому методом Ньютона. Метод обеспечивает хорошую сходимость алгоритма во всех практических случаях при количестве итераций не более 4-х.

4. Универсальной, для представления расходной и моментной характеристик насоса является система полярных координат. Она позволяет однозначно определять положение режимной точки в поле характеристики, в том числе при попадании насоса в область неустойчивых помпажных режимов. Необходимую информацию по параметрам насоса во всех 10-ти потенциально

возможных режимах работы на едином поле дает характеристика Кармана-Кнаппа.

5. Граничные условия по изменению расхода и вращающего момента с учетом оборотно-расходной и оборотно-моментной характеристик насоса вместе с уравнениями гидроудара на примыкающих к насосу участках напорного водовода приводятся к системе 2-х нелинейных уравнений относительно напора и частоты вращения переменными, уточняемыми на этапах итераций коэффициентами. Решение системы методом Ньютона обеспечивает хорошую сходимость алгоритма во всех практических случаях при количестве итераций не более 10-ти.

6. Воздушная полость внутри конденсатора должна рассчитываться с учетом воздухообмена с атмосферой, с определением массового расхода воздуха через установленные на конденсаторе воздушные клапаны. Наиболее надежные результаты обеспечиваются при использовании в расчете расходной характеристики клапана в виде зависимости массового расхода от давления.

7. В схемах охлаждения с высоким расположением подводящих трубопроводов, положительного эффекта увеличения минимального напора насоса можно добиться за счет дополнительного волнового напора при занaporивании горизонтального участка подводящего водовода. Выполненный обобщенный анализ расчета дополнительного волнового напора по методике, предложенной в [69], показал, что за счет дополнительной волновой составляющей напор насоса может быть повышен на 4 – 6 м.

ГЛАВА 3. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ПУСКОВ В БЛОЧНЫХ СИСТЕМАХ С ВОДОСЛИВОМ В ВЕРХНЕМ БЬЕФЕ

3.1. Особенности процессов пусков в системах охлаждения с водосливом

Блочные системы охлаждения с водосливом в верхнем бьефе сооружаются на статические напоры 5 – 10 м. При этом сливная камера конденсатора работает в нормальном режиме под вакуумом. Положение пьезометрической линии в установившемся режиме показано на рисунке 3.1. Вакуум в верхнем сечении сливной камеры конденсатора составляет 6 – 7 м. Исходя из этого условия определяется отметка водослива сливного колодца.

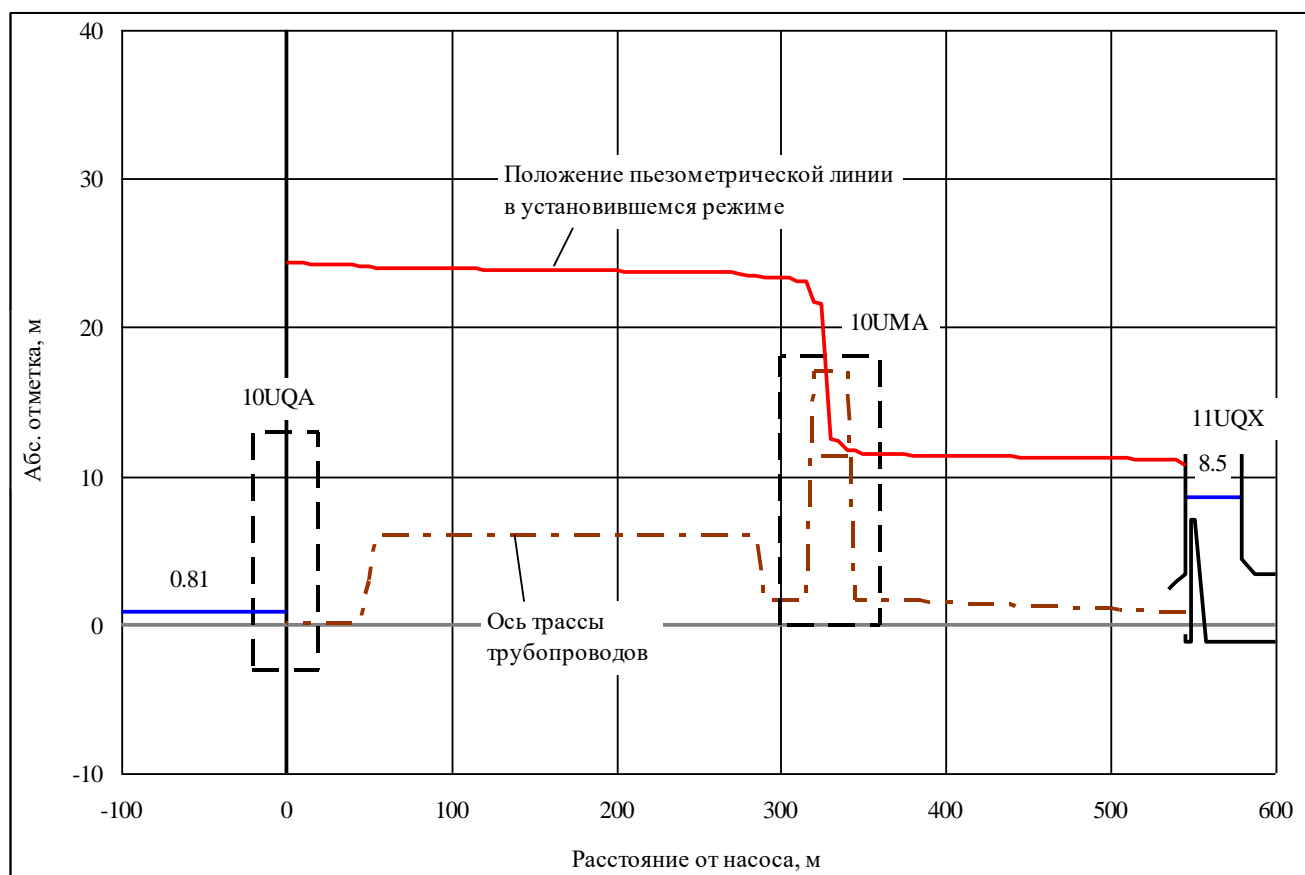


Рисунок 3.1. – Положение пьезометрической линии в установившемся режиме в блочной системе охлаждения с водосливом в верхнем бьефе

Типичный переходный процесс в насосном агрегате и конденсаторе показан на рисунке 3.2. Он имеет следующие особенности:

- выпуск большого количества воздуха в процессе пуска
- длительная (15 – 20 с) работа насоса на низких напорах 5 – 10 м до начала заполнения конденсатора;
- длительная (20 – 30 с) работа насоса с повышенными напорами после заполнения конденсатора водой, опасность попадания в режим помпажа насосов диагонального и осевого типов);
- отжатие уровня в вертикальном участке сливного трубопровода при увеличении давления воздуха;
- при пуске сливная камера не занaporивается;
- для перевода конденсатора в напорный режим работы необходимо создание дополнительного вакуума;
- большая длительность процесса пуска (200 – 400 с).

3.2. Классификация действующих ограничений по условиям протекания переходного процесса

На основании анализа условий протекания переходных процессов пуска насосных агрегатов в системах охлаждения систематизирована система ограничений по параметрам процесса, которая обеспечивает эффективное и безопасное их осуществление.

Среди основных ограничений можно выделить:

- длительность выхода агрегата на номинальную частоту вращения;
- работа насоса на пониженных и повышенных напорах;
- отжатие уровня в отводящем трубопроводе;
- ограничение амплитуды колебаний уровня в сливной камере.

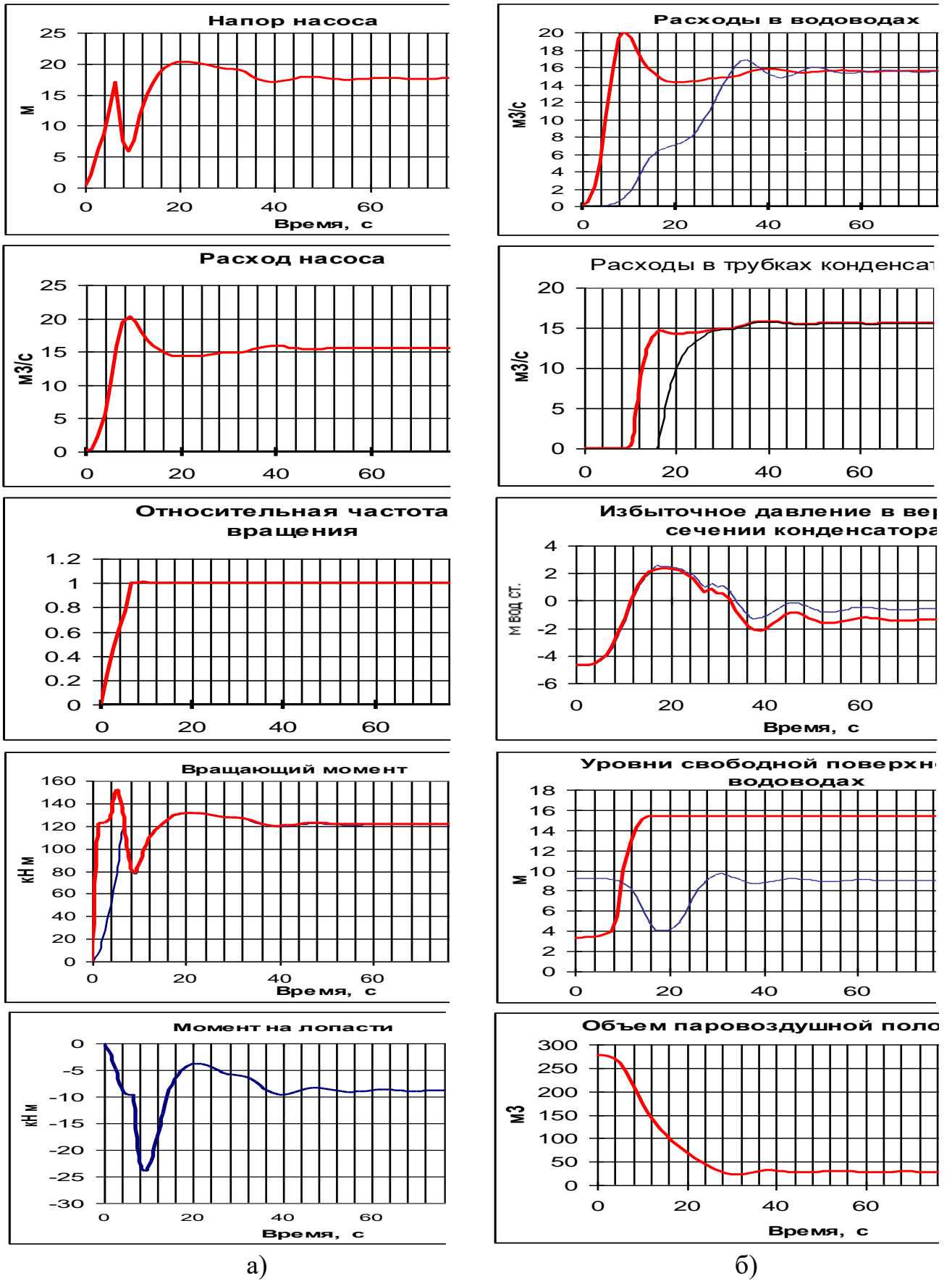


Рисунок 3.2. – Типичный переходный процесс в насосном агрегате (а) и конденсаторе (б)

Варьируемыми параметрами являются:

- тип применяемого насоса; наиболее надежные решения дают насосные агрегаты диагонального типа с жестким креплением лопастей и предротацией, позволяющей регулировать подачу;

- угол установки лопастей на обеспечение наименьших расходов при пуске;

- пуск на заполненную предварительным вакуумом систему;

- холостой сброс части расхода в нижний бьеф.

По каждому ограничению определены условия, которые можно варьировать при проектировании, для обеспечения возможности в него вписаться (таблица системах охлаждения конденсатора применяются, как правило, диагональные насосы. На изменение момента сопротивления насоса при пуске, в условиях отсутствия затвора, влияет угол установки лопастей, время разворота двигателя и отношение постоянных инерции напорного водовода и насосного агрегата T_w/T_a . На рисунке 3.3 показано как момент сопротивления изменяется с ростом частоты вращения при различных углах установки лопастей. Анализ показывает:

- момент сопротивления растет с увеличением угла установки лопастей;

- у диагонального насоса момент сопротивления на рабочем угле больше в 1,1 – 1,3 раза момента сопротивления на пусковом угле, а у насоса с предротацией они практически равны (рисунок 3.4);

- наименьший запас по пусковому моменту достигается при частоте 0,7 – 0,9 от номинальной (рисунки 3.3 и 3.4).

Таблица 3.1).

3.3. Анализ пусковой характеристики электродвигателя и характеристики сопротивления насоса

В системах охлаждения конденсатора применяются, как правило, диагональные насосы. На изменение момента сопротивления насоса при пуске, в условиях отсутствия затвора, влияет угол установки лопастей, время разворота двигателя и отношение постоянных инерции напорного водовода и насосного агрегата T_w/T_a . На рисунке 3.3 показано как момент сопротивления изменяется с ростом частоты вращения при различных углах установки лопастей. Анализ показывает:

- момент сопротивления растет с увеличением угла установки лопастей;
- у диагонального насоса момент сопротивления на рабочем угле больше в 1,1 – 1,3 раза момента сопротивления на пусковом угле, а у насоса с предротацией они практически равны (рисунок 3.4);
- наименьший запас по пусковому моменту достигается при частоте 0,7 – 0,9 от номинальной (рисунки 3.3 и 3.4).

Таблица 3.1. – Ограничения, действующие при пусках и мероприятия по их обеспечению при блочной компоновке с сифонными колодцами в верхнем бьефе

Действующие ограничения при пусках	Негативные условия	Конструктивные и режимные решения для удовлетворения ограничению
Длительность выхода на номинальную частоту вращения.	Перегрев электродвигателя при длительном, более 10 с, процессе.	- Подбор типа электродвигателя и его пусковой характеристики для обеспечения 20% запаса по вращающему моменту с учетом понижения напряжения при пуске до 80% от номинального
Работа насоса на пониженных напорах (0,15 - 0,3) $N_{ном}$ при заполнении подводящего к конденсатору трубопровода водой в процессе пуска.	Повышенные пульсации и вибрации агрегата в режимах низких напоров.	- Полное или частичное заполнение подводящего к конденсатору трубопровода водой за счет создания предварительного вакуума перед пуском
Отжатие уровня в отводящем трубопроводе	Проскок воздушного пузыря по отводящему	- Подбор размеров клапанов выпуска воздуха;

при повышении давления воздуха.	водоводу, сопровождающийся повышенными пульсациями давления.	- Уменьшение пускового расхода за счет: разворота угла лопастей насоса, сброса части расхода в нижний бьеф.
Работа насоса с повышенными напорами при пуске.	Попадание насоса в область помпажных режимов с повышенными автоколебаниями напора и расхода.	- Подбор насоса с повышенным напором перехода в помпажные режимы; - Подбор размеров клапанов выпуска воздуха; - Коррекция высотного положения конденсатора.
Максимальная амплитуда колебаний уровня в сливной камере конденсатора.	Замыкание уровня при колебаниях на крышку сливной камеры конденсатора.	- Подбор размеров клапанов выпуска воздуха; - Коррекция уровня НБ.

Момент сопротивления при пуске на заполненный водовод без затвора зависит от действующего напора с учетом гидроудара. Гидроудар и действующий напор растут с увеличением постоянной инерции напорного водовода и с уменьшением времени выхода насоса на номинальную частоту вращения. Расчеты показали, что время выхода на номинальную частоту вращения практически не зависит от соотношения T_w/T_a и в основном определяется моментной характеристикой насоса и пусковой характеристикой электродвигателя.

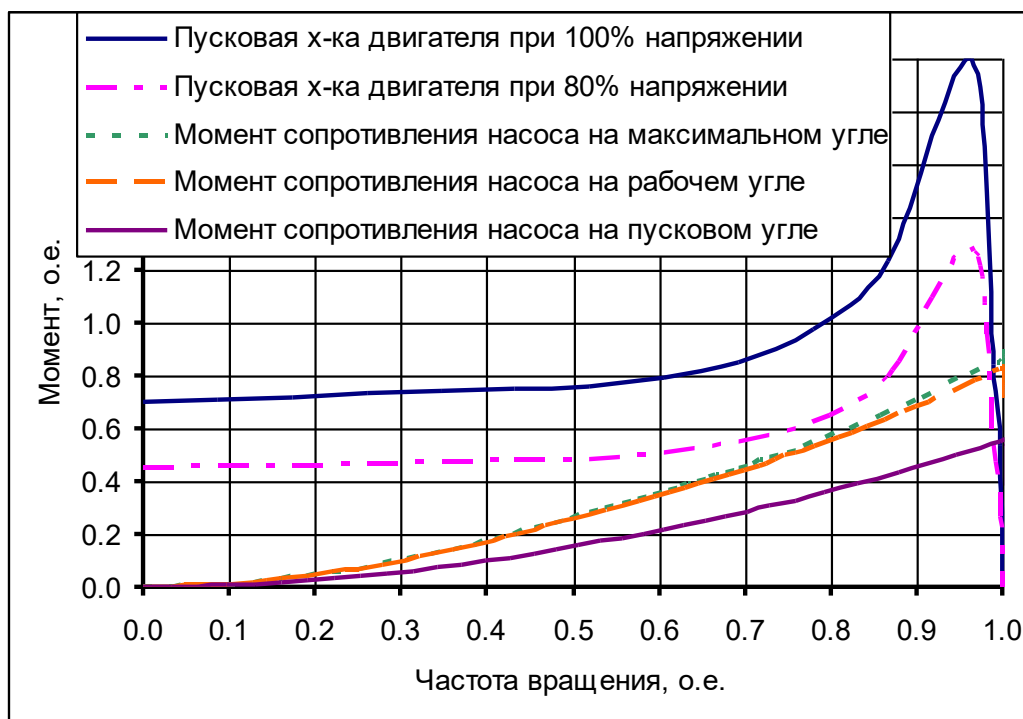


Рисунок 3.3. – Пусковые характеристики диагонального ПЛ насоса и пусковые характеристики электродвигателя (пусковые характеристики электродвигателя предоставлены Нижегородским филиалом АО "Атомэнергопроект")

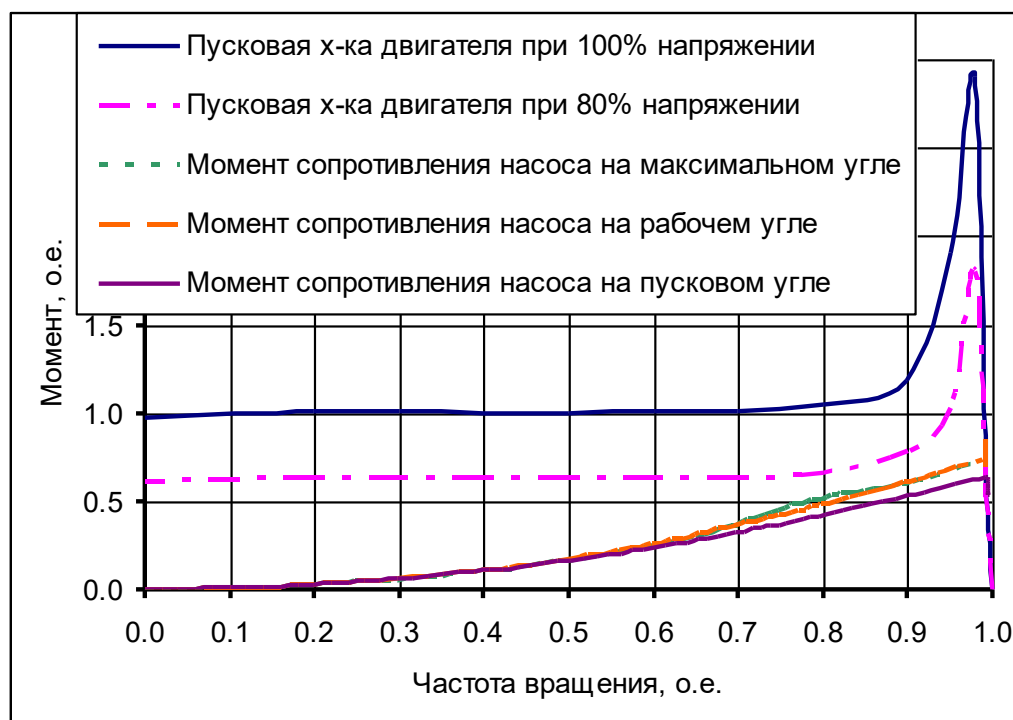


Рисунок 3.4. – Пусковые характеристики диагонального насоса с преротацией и пусковые характеристики электродвигателя (пусковые характеристики электродвигателя предоставлены Нижегородским филиалом АО "Атомэнергопроект")

На рисунке 3.5 представлены обобщенные данные по максимальному моменту сопротивления насоса в зависимости от T_w и T_a . Анализ показывает:

- при T_w/T_a менее 1,75 режимная точка выходит на рабочую ветвь характеристики;
- при T_w/T_a более 1,75 режимная точка выходит на неустойчивую ветвь характеристики;
- проход неустойчивой ветви характеристики происходит быстро и не приводит к повышенной динамике;
- при уменьшении T_w/T_a растет время выхода на номинальную частоту вращения.

Анализ показывает, что с ростом отношения T_w/T_a максимальный момент при пуске увеличивается поскольку насос выходит на номинальную частоту вращения в различных точках напорно-расходной характеристики (рисунок 3.5).

Вопрос влияния соотношения T_w/T_a на параметры пуска рассмотрен также в главах 4 и 5.

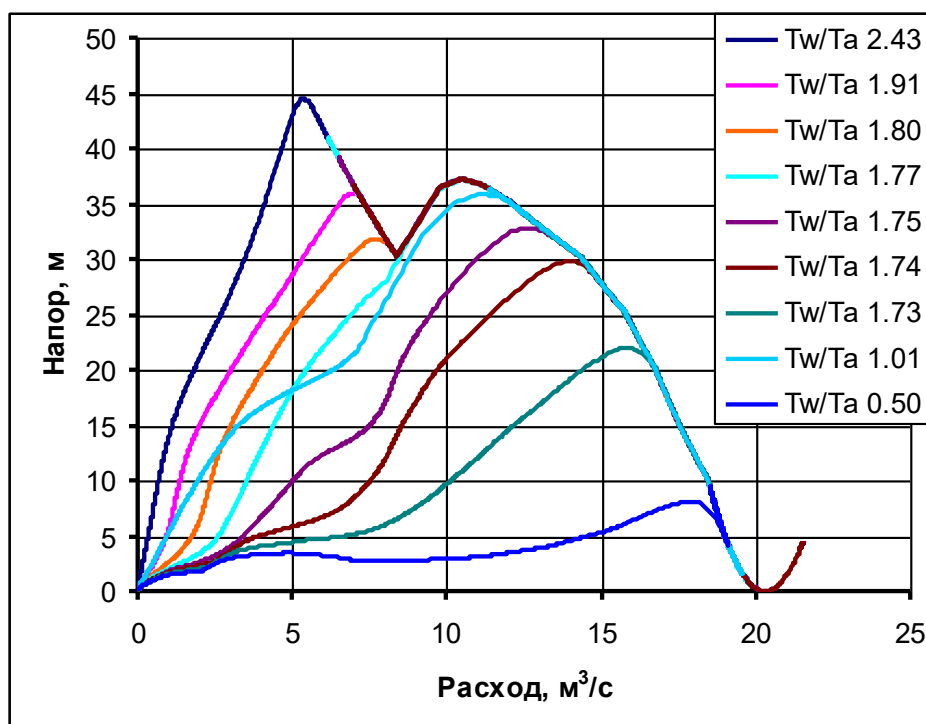


Рисунок 3.5. – Траектории режимных точек выхода на номинальную частоту вращения диагонального насоса в зависимости от отношения T_w/T_a

3.4. Анализ влияния начального вакуума

За счет создания предварительного вакуума можно существенно повлиять на условия протекания пусков.

Одна из проблем при пуске насосного агрегата связана с длительным временем работы насоса с пониженными напорами при номинальной частоте вращения. Эти режимы сопровождаются повышенными пульсациями, вибрациями и нагрузками на лопастную систему насоса [37]. Пониженные напоры насоса возникают в процессе заполнения подводящего трубопровода. Для исключения подобных режимов можно повысить напор насоса до необходимого значения за счет динамического волнового напора в процессе вовлечения в движение находящейся в трубопроводе воды при частичном его заполнении (рисунок 2.14). Заполнение водой большей части подводящего трубопровода перед пуском также достигается предварительным вакуумом. Величина предварительного вакуума, определяющая степень заполнения трубопровода и верхнюю воздушную прослойку, подбирается по требуемой величине динамического волнового напора H_B [15; 69]. Такой способ пуска насосов реализован на НС блоков 1 и 2 АЭС Куданкулам. Получен дополнительный динамический напор, позволивший поднять минимальный напор насоса при пуске с 5 до 10 м.

Предельным случаем является полное вытеснение воздуха из водоводов и конденсатора. Тогда максимум давления в системе наблюдается в процессе разворота насоса. При этом существенно сокращается время пуска, исключаются режимы, приводящие к:

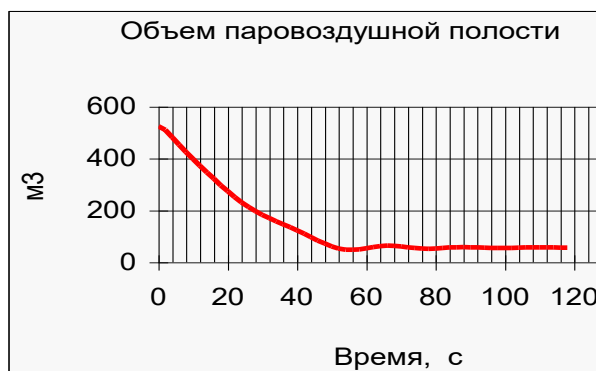
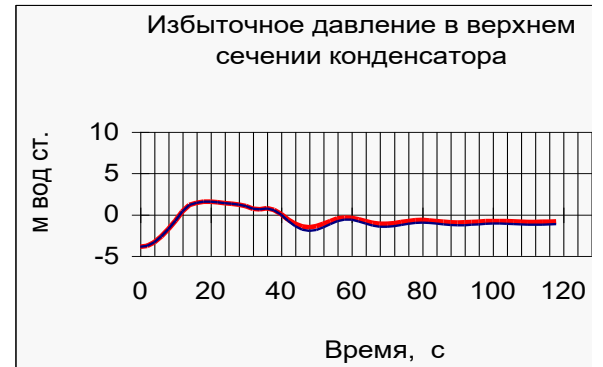
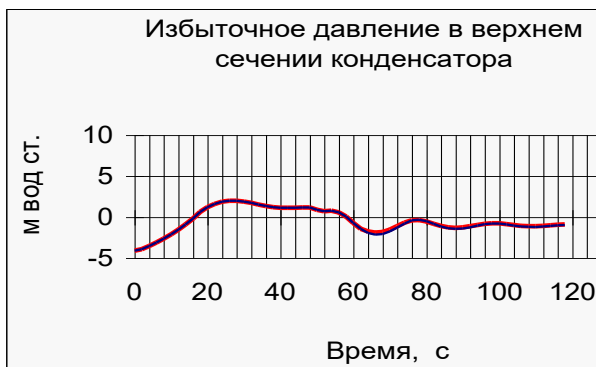
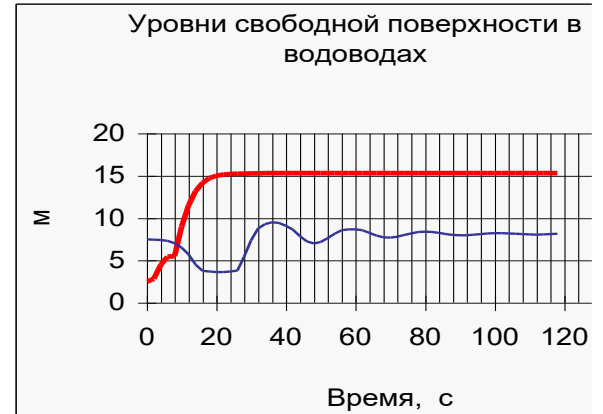
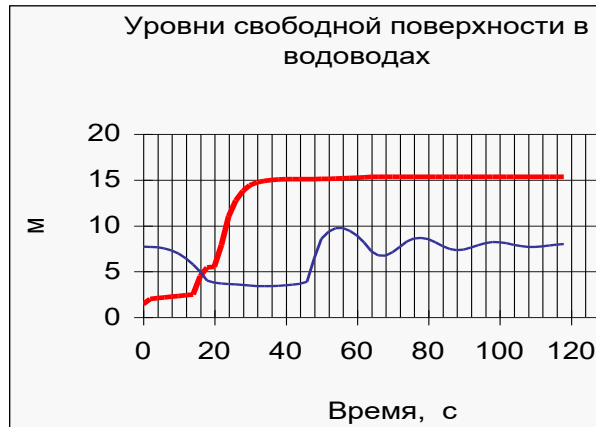
- работе насоса с пониженными напорами;
- колебаниям давления после перехода конденсатора в напорный режим работы;
- проскоку воздуха в сливной трубопровод.

На рисунке 3.6,а приведены графики пуска насосного агрегата во времени на частично заполненный водовод. На рисунке 3.6,б приведены графики пуска насосного агрегата во времени на полностью заполненный предварительным вакуумом подводящий водовод и опорожненный конденсатор. На рисунке **Error! Reference source not found.** показаны эпюры максимального давления по длине для этих случаев. Из рисунка 3.7 следует, что полностью заполненный подводящий водовод дает большее на 20 % повышение давления за счет большей инерционности водовода и положительного гидроудара в момент прохода агрегата через опрокидывающий момент.

3.5. Анализ влияния параметров клапанов выпуска воздуха

Выпуск воздуха играет важную роль в снижении динамических нагрузок на конденсатор и водоводы при пусках на частично заполненные водой напорную систему и конденсатор. Выпуск воздуха из верхней части камер конденсатора через клапаны, позволяет предотвратить выдавливание воздуха пузырями через сливной трубопровод в сливной колодец или градирню, сопровождаемое высокими низкочастотными пульсациями давления [69].

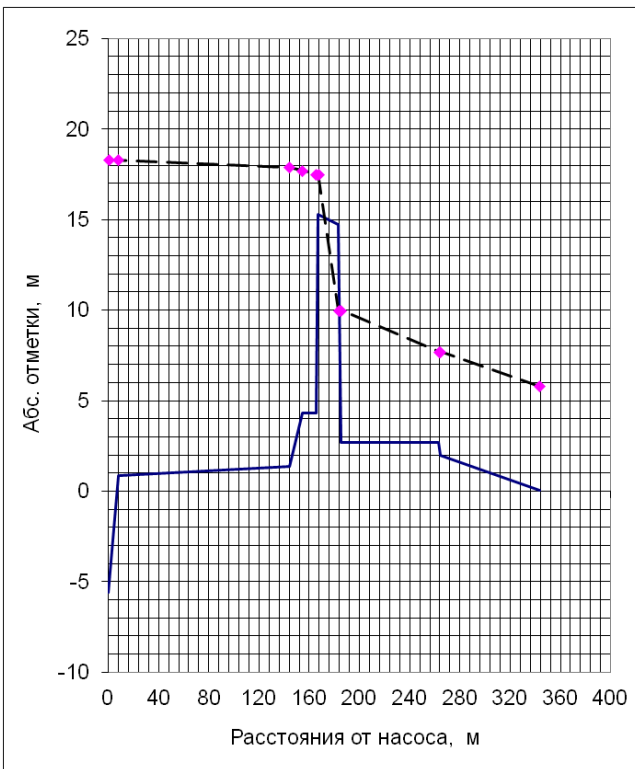
Применяются комбинированные воздушные клапаны, оборудованные вантузами, обеспечивающими герметическое закрытие при заполнении полости клапана водой. На рисунке 3.8 представлены расходные характеристики типовых клапанов, применяемых в системах охлаждения основных потребителей [99].



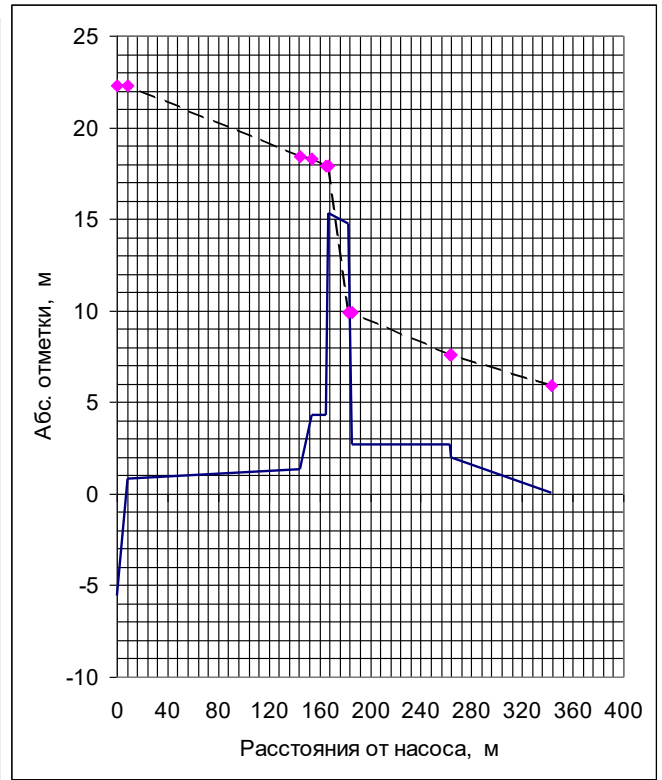
а)

б)

Рисунок 3.6. – Пуск насоса на частично заполненный подводящий водовод (а) и полностью заполненный подводящий водовод (б). Процесс в водоводах и конденсаторе



а)



б)

Рисунок 3.7. – Эпюры максимального давления по длине при пуске насоса на частично заполненный подводящий водовод (а) и полностью заполненный подводящий водовод (б)

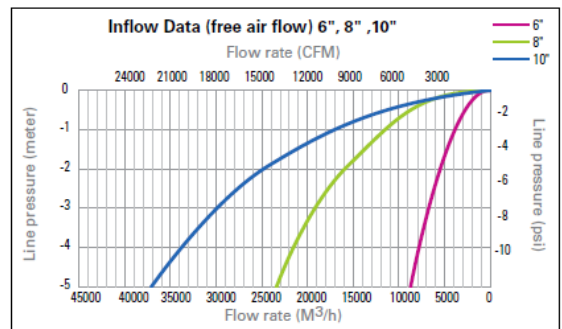
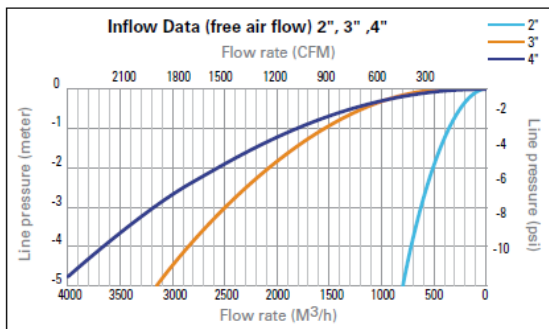
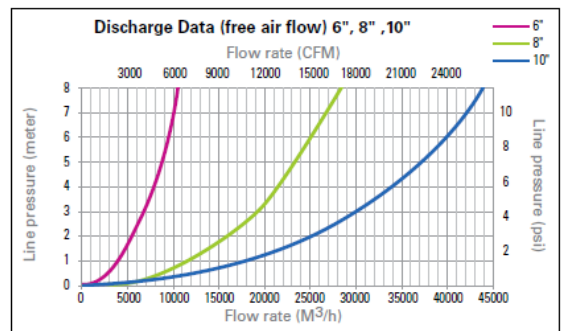
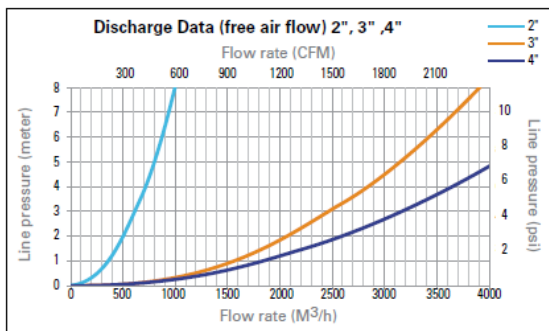


Рисунок 3.8. – Расходные характеристики комбинированных клапанов впуска-выпуска воздуха [99]

Методика подбора параметров клапана отличается в зависимости от схемы охлаждения.

Для схем с водосливами в верхнем бьефе, в которых сливная камера конденсатора работает после пуска под вакуумом, размеры и количество клапанов определяются из условия допустимого избыточного давления воздуха, чтобы предотвратить проскок воздушного пузыря в сливной трубопровод.

На рисунке 3.9 представлены обобщенные данные экстремумов процесса пуска для вариантов с клапанами диаметром 0,3 м, 0,4 м и 0,5 м. Анализ показывает, что размеры клапанов существенно влияют на расход выпускаемого воздуха, а также колебания уровня в сливном водоводе и сливной камере конденсатора. С увеличением диаметра клапана:

- уменьшается наибольший напор насоса (положительный фактор);
- снижается отжатие уровня в сливном трубопроводе (положительный фактор);
- увеличивается амплитуда колебаний в сливной камере (отрицательный фактор).

Ограничениями к увеличению диаметра воздушного клапана являются:

- замыкание уровня в сливной камере при колебаниях на крышку конденсатора;
- периодическое открытие-закрытие клапана при завышенных его размерах, что должно быть исключено.

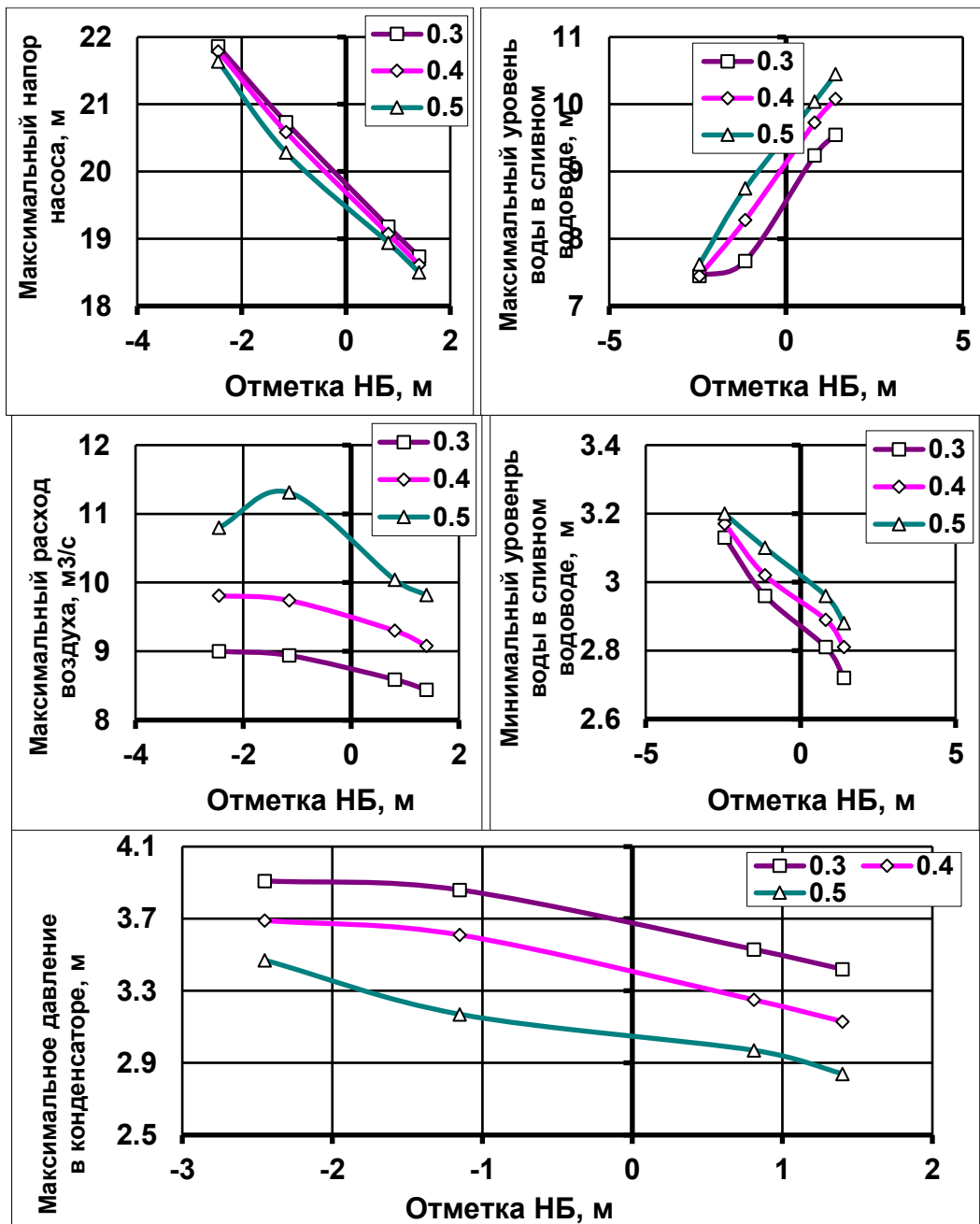


Рисунок 3.9. – Обобщенные данные по экстремумам пусков в схеме охлаждения с сифонным колодцем. Влияние параметров воздушных клапанов и уровня НБ

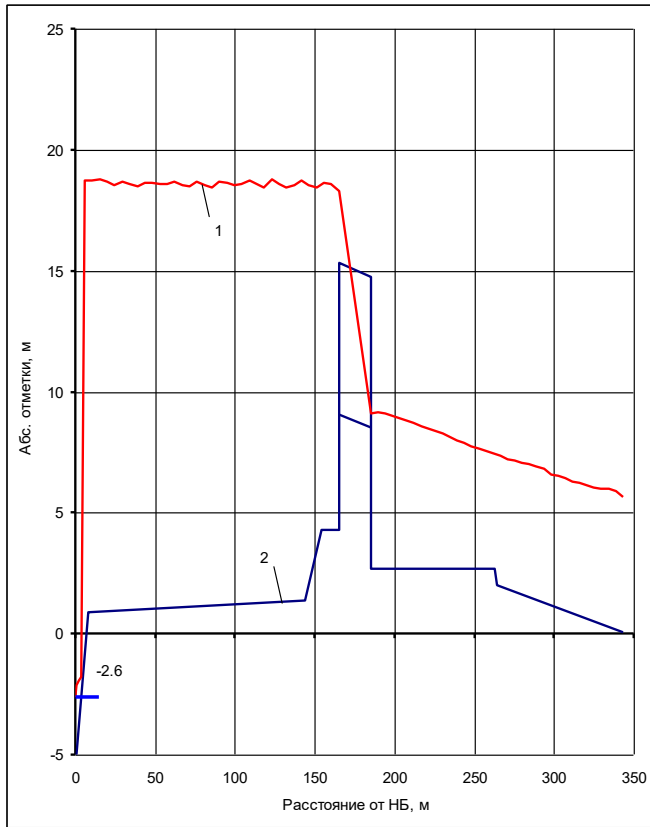
3.6. Анализ влияния уровня нижнего бьефа на экстремумы пусков

Часто в системах охлаждения наблюдаются высокие колебания уровня нижнего бьефа, которые могут достигать 20 % от максимального напора насоса. В этих условиях важно определить, при каком уровне НБ получается наибольшее

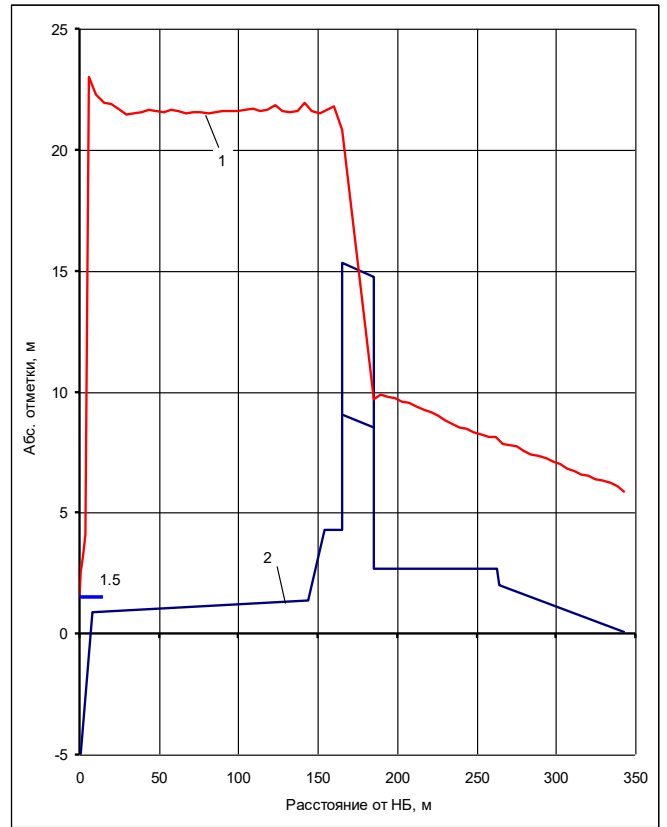
давление на конденсатор и облицовку водоводов и как уровень НБ повлияет на другие экстремумы процесса пуска. В таблице 3.2 приведены основные характеристики режимов пуска при минимальном и максимальном уровне нижнего бьефа, на рисунке 3.10 показано положение пьезометрической линии, а на рисунке 3.11 – переходный процесс во времени.

Таблица 3.2 – Основные характеристики режимов пусков насоса системы охлаждения основных потребителей

Уровень в поперечном канале НС, м	минус 2,6		1,5	
Величина предварительного вакуума, м	4,0		нет	
Потери на фильтрах	мин.	макс.	мин.	макс.
Время выхода двигателя на номинальную частоту вращения, с	3,8	3,8	3,8	3,8
Минимальный уровень в сливном трубопроводе, м	3,21	3,17	2,72	2,7
Время отжатия воздуха в сливной трубопровод, с	39	41	37	38
Максимальное давление в напорном патрубке насоса, м	23,5	23,5	27,6	27,6
Максимальное давление в нижнем сечении приемной камеры конденсатора, м	7,92	8,71	9,26	11,43
Максимальное избыточное давление воздуха при его выпуске, МПа	0,0267	0,0267	0,0339	0,0339
Максимальный объемный расход воздуха через 1 клапан, м ³ /с	8,5	8,4	9,7	9,7
Время пуска до выхода на установившийся режим, с	120	120	120	120

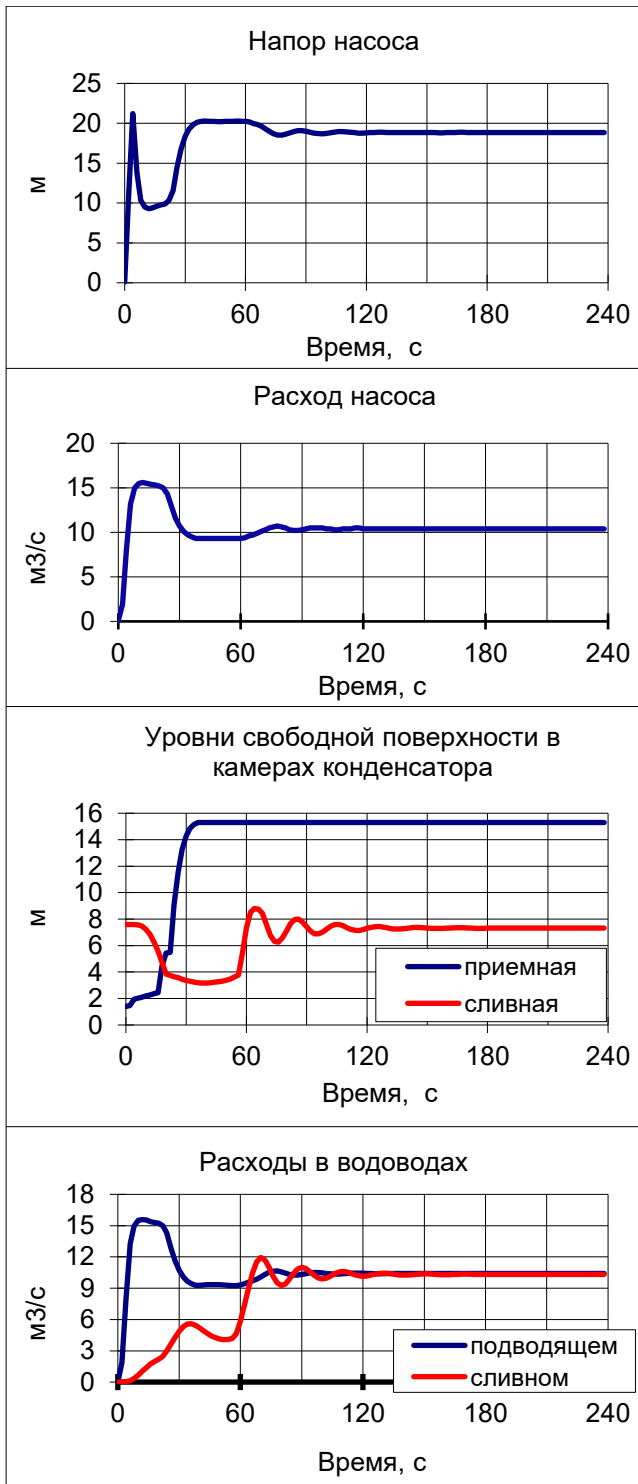


а)

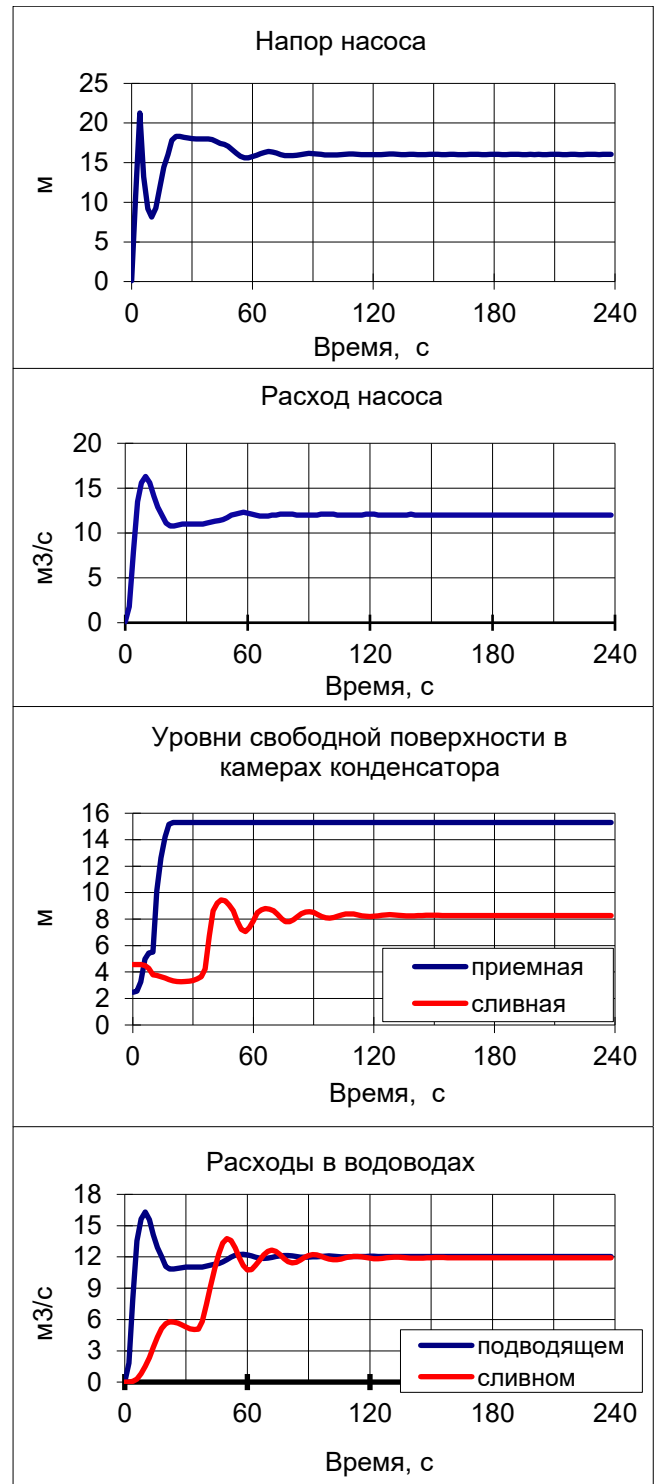


б)

Рисунок 3.10. – Пуск насосного агрегата при отметке в поперечном водоприемном канале НБ = -2,6 м (а) и НБ = 1,5 м (б); 1 – максимальное положение пьезометрической линии, 2 – трасса трубопроводов



а)



б)

Рисунок 3.11. – *Начало*. Переходный процесс пуска во времени при отметке в поперечном водоприемном канале $NБ = -2,6$ м (а) и $NБ = 1,5$ м (б)

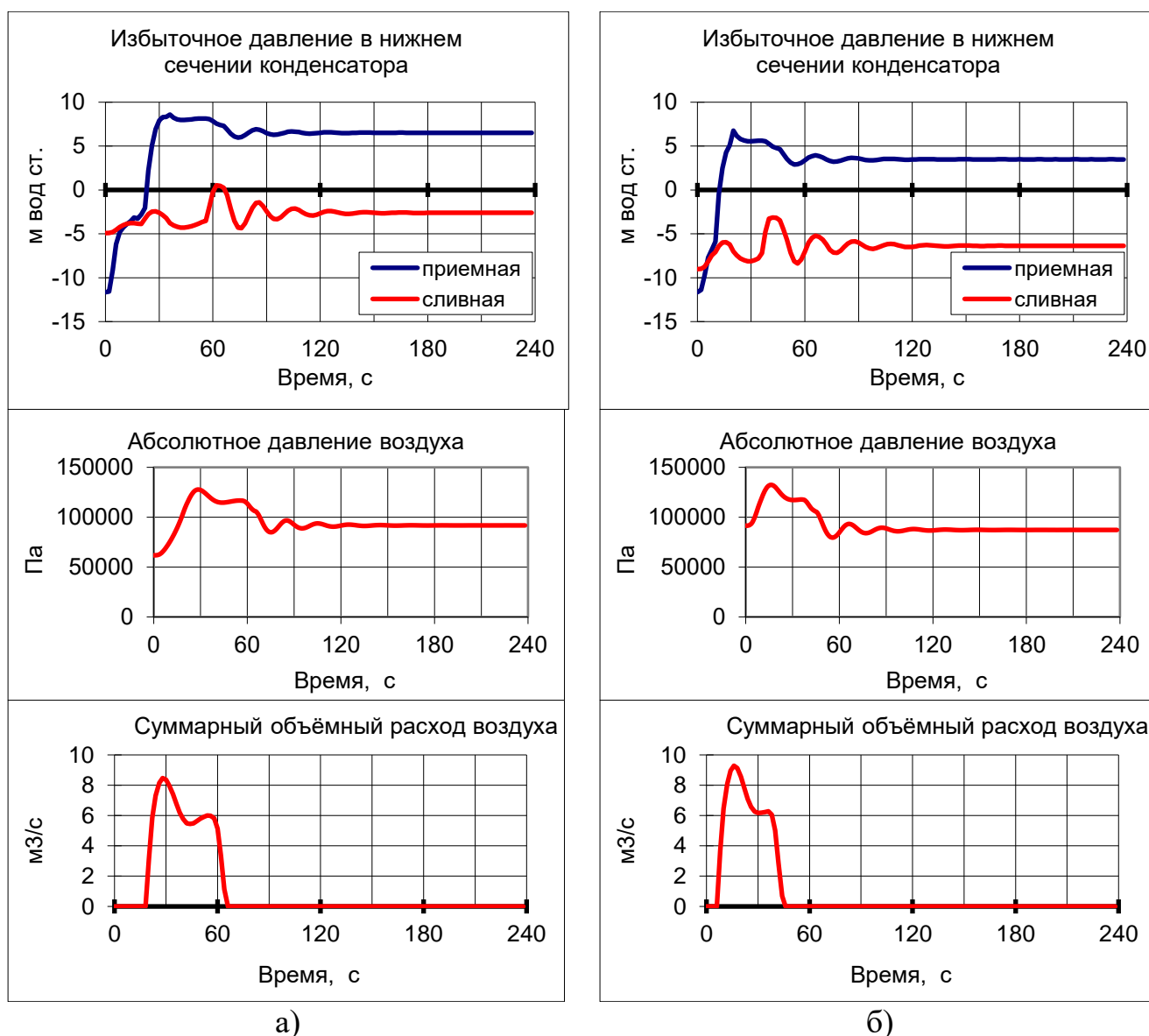


Рисунок 3.11. – Окончание

Анализ результатов расчетов показал, с ростом уровня НБ на 33 % от статического напора:

- максимальное давление по трассе и в конденсаторе увеличивается на 28 % за счет того, что при высоком НБ насос работает с большими расходами и более высокой динамикой переходного процесса при пуске;
- повышается минимальный уровень в сливном трубопроводе;
- колебания в сливной камере происходят при более высоком среднем уровне, что уменьшает запас на замыкание уровня при колебаниях на крышку конденсатора, которое не должно допускаться;
- сокращается время переходного процесса.

3.7. Выводы по главе 3

1. В главе показана специфика протекания переходных процессов в системах охлаждения с водосливом в верхнем бьефе. Особенностью этих систем является высокое расположения конденсатора относительно других элементов гидравлической системы, необходимость для выхода на расчетный режим создания дополнительно высокого вакуума в сливной камере конденсатора.

2. Переходные процессы пуска в подобных системах имеют следующие отличительные особенности:

- выпуск через клапаны большого объема воздуха (до 300 м³);
- длительная (15 - 20 с) работа насоса на низких напорах 5 - 10 м до начала заполнения конденсатора;
- длительная (20 - 30 с) работа насоса с повышенными напорами после заполнения конденсатора водой, опасность попадания в режим помпажа насосов диагонального и осевого типов;
- отжатие уровня в вертикальном участке сливного трубопровода при увеличении давления воздуха;
- колебания свободной поверхности в сливной камере конденсатора, которые должны быть ограничены по амплитуде;
- большая длительность процесса пуска (200 - 400 с).

3. Исследования переходных процессов позволили сформулировать состав ограничений для процесса пуска в системах охлаждения, среди которых выделяются:

- длительность выхода агрегата на номинальную частоту вращения;
- работа насоса на пониженных и повышенных напорах;
- отжатие уровня в отводящем трубопроводе по мере сжатия воздуха;
- высокая амплитуда колебаний момента на лопастях.

4. По каждому ограничению определены условия, которые можно варьировать при проектировании, для обеспечения возможности в него вписаться

(таблица системах охлаждения конденсатора применяются, как правило, диагональные насосы. На изменение момента сопротивления насоса при пуске, в условиях отсутствия затвора, влияет угол установки лопастей, время разворота двигателя и отношение постоянных инерции напорного водовода и насосного агрегата T_w/T_a . На рисунке 3.3 показано как момент сопротивления изменяется с ростом частоты вращения при различных углах установки лопастей. Анализ показывает:

- момент сопротивления растет с увеличением угла установки лопастей;
- у диагонального насоса момент сопротивления на рабочем угле больше в 1,1 – 1,3 раза момента сопротивления на пусковом угле, а у насоса с предротацией они практически равны (рисунок 3.4);
- наименьший запас по пусковому моменту достигается при частоте 0,7 – 0,9 от номинальной (рисунки 3.3 и 3.4).

Таблица 3.1), это:

- тип применяемого насоса (наиболее надежные решения дают насосные агрегаты диагонального типа с жестким креплением лопастей и предротацией, позволяющей регулировать подачу;
- угол установки лопастей, настраиваемый на обеспечение наименьших расходов при пуске;
- пуск на заполненную предварительным вакуумом систему водоводов;
- холостой сброс части расхода в нижний бьеф.

5. Анализ влияния на условия пусков соотношения постоянных инерции водоводов и насосного агрегата показал, что при значениях T_w/T_a более 1,75 режимная точка выходит на неустойчивую ветвь характеристики диагонального насоса; при этом в процессе пуска наблюдается кратковременный проход неустойчивой ветви характеристики насоса.

6. При технической возможности возможно полное заполнение подводящего водовода перед пуском путем создания вакуума. В этом случае

процесс пуска происходит при большем на 20 % максимальном давлении в водоводе, чем при пуске с волной.

7. Анализ влияния размеров клапана выпуска воздуха показал, что с увеличением диаметра клапана:

- уменьшается наибольший напор насоса (положительный фактор);
- снижается отжатие уровня в сливном трубопроводе (положительный фактор);
- увеличивается амплитуда колебаний в сливной камере (отрицательный фактор).

Ограничениями к увеличению диаметра воздушного клапана являются:

- замыкание уровня в сливной камере при колебаниях на крышку конденсатора;
- периодическое открытие-закрытие клапана при завышенных его размерах, что должно быть исключено.

8. Анализ влияния уровня нижнего бьефа показал, что максимальные давления по трассе достигаются при максимальной его отметке.

ГЛАВА 4. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ПУСКОВ В БЛОЧНЫХ СИСТЕМАХ С ГРАДИРНЕЙ

4.1. Особенности процессов пусков в блочных системах охлаждения с градирней

Блочные системы охлаждения с градирнями и без затворов на напорном патрубке насоса характеризуются статическими напорами 15 – 20 м. При этом все камеры конденсатора при эксплуатации работают под избыточным давлением. Типичный переходный процесс показан на рисунках 4.1 и 4.2. Он имеет следующие особенности:

- выпуск большого количества воздуха в процессе пуска (600 – 800 м³);
- длительная работа насоса на низких напорах 5 – 10 м до начала заполнения конденсатора;
- отжатие уровня в вертикальном участке сливного трубопровода при увеличении давления воздуха;
- при пуске происходит переход всех камер в напорный режим после выхода из них воздуха;
- большая длительность процесса пуска (200 – 400 с).

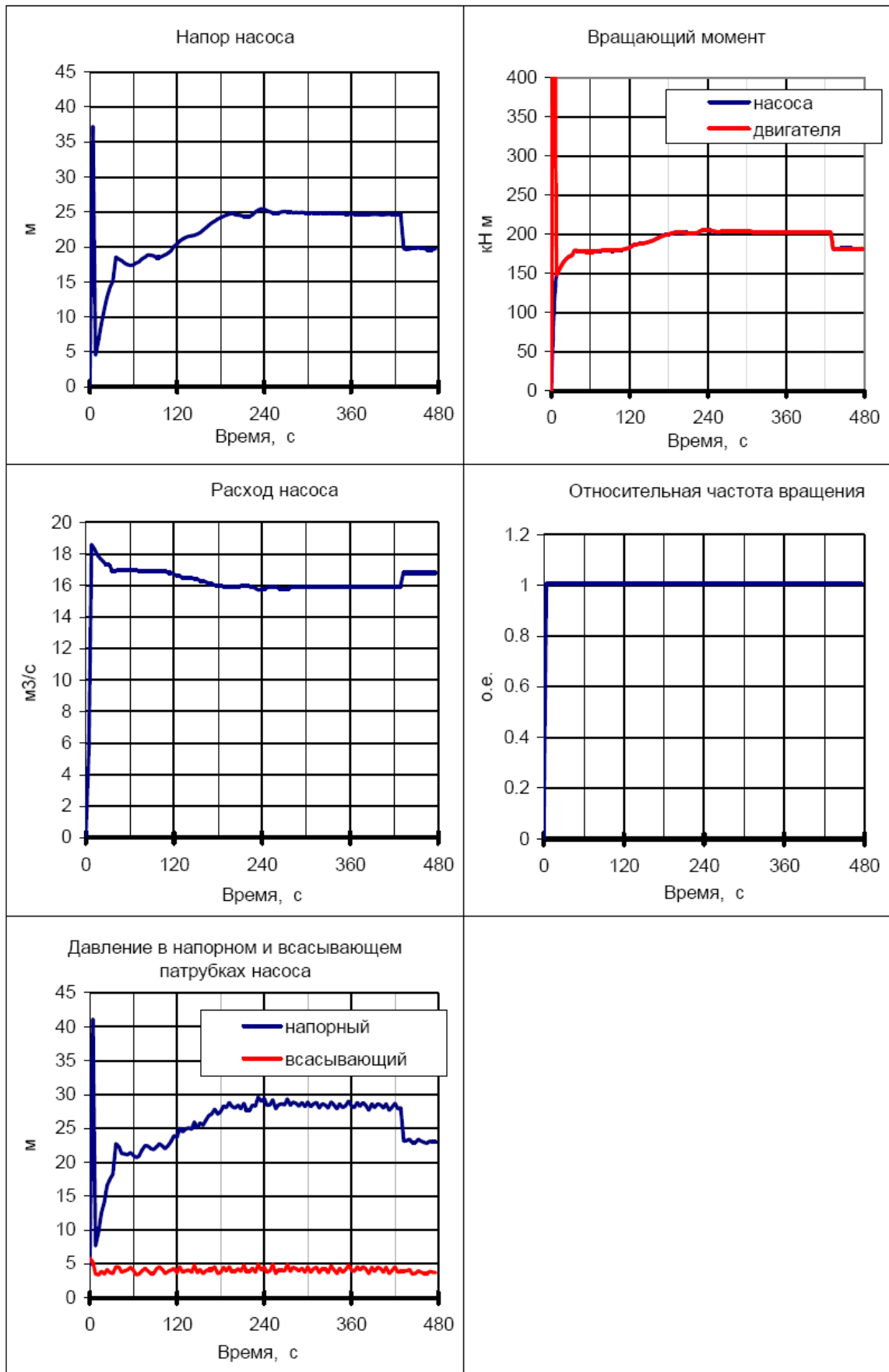


Рисунок 4.1. – Пуск насоса на частично заполненную систему водоводов.

Процесс в насосном агрегате

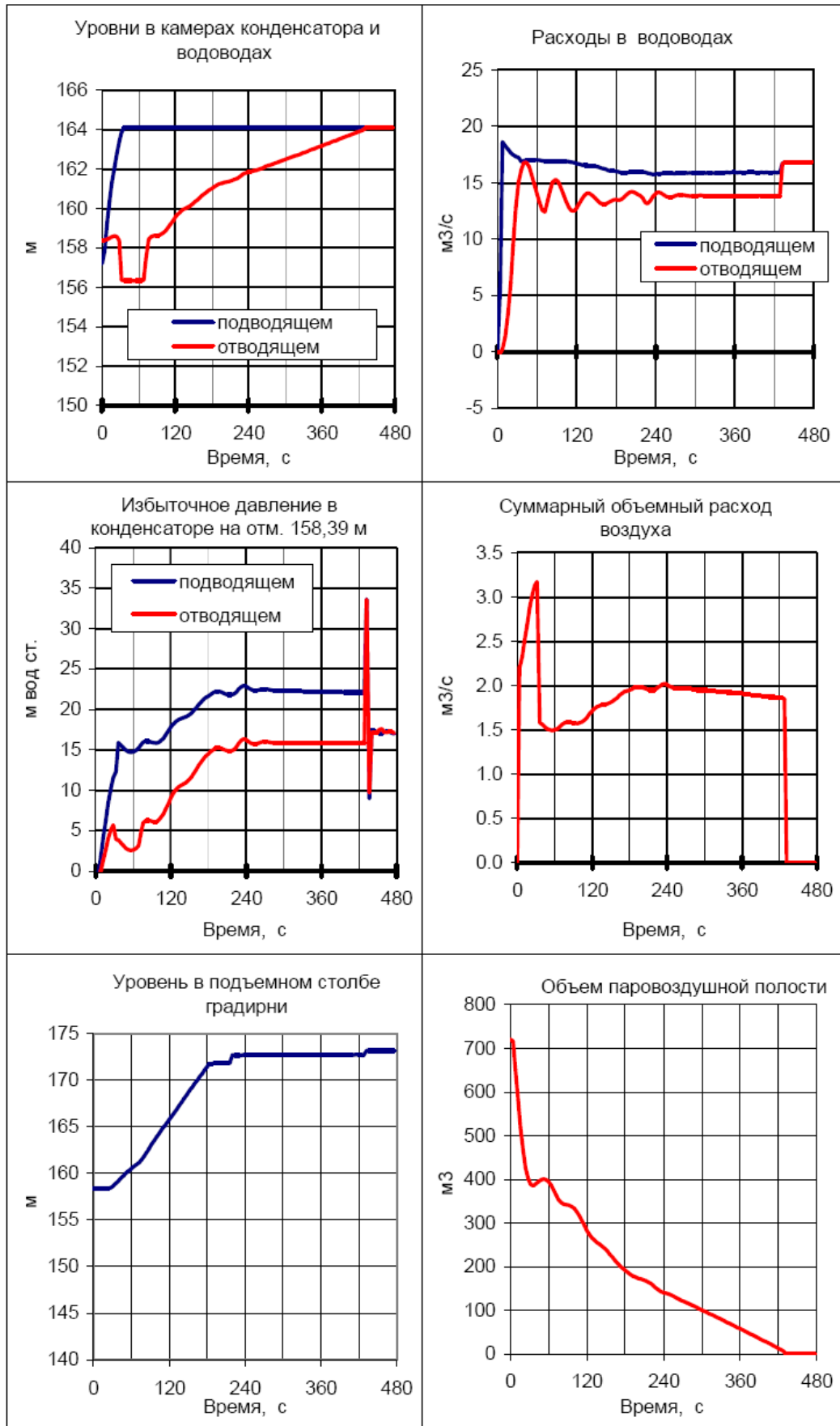


Рисунок 4.2. – Пуск насоса на частично заполненную систему водоводов.

Процесс в конденсаторе и водоводах

4.2. Классификация действующих ограничений по условиям протекания переходного процесса

На основании анализа условий протекания переходных процессов пуска насосных агрегатов в системах охлаждения систематизирована система ограничений по параметрам процесса, которая обеспечивает эффективное и безопасное их осуществление.

Среди основных ограничений можно выделить:

- длительность выхода агрегата на номинальную частоту вращения;
- работа насоса на пониженных и повышенных напорах;
- отжатие уровня в отводящем трубопроводе;
- увеличение давления при переходе конденсатора в напорный режим работы.

Варьируемыми параметрами являются:

- тип применяемого насоса. Наиболее надежные решения дают насосные агрегаты диагонального типа с жестким креплением лопастей и предротацией, позволяющей регулировать подачу;
- угол установки лопастей на обеспечение наименьших расходов при пуске;
- пуск на заполненную предварительным вакуумом систему;
- холостой сброс части расхода в нижний бьеф;
- заполнение отводящего трубопровода через байпас в обход конденсатора.

По каждому ограничению определены условия, которые можно варьировать при проектировании, для обеспечения возможности в него вписаться.

В таблице 4.1. представлены ограничения режимов пусков и представлены конструктивные и режимные мероприятия по их устранению.

В следующих разделах главы 4 представлены исследования по влиянию каждого из указанных параметров и выработаны рекомендации по количественным параметрам.

Таблица 4.1. – Ограничения, действующие при пусках и мероприятия по их обеспечению в блочных системах охлаждения с градирнями и без затворов

Действующие ограничения при пусках	Негативные условия	Конструктивные и режимные решения для удовлетворения ограничений
Длительность выхода на номинальную частоту вращения.	Перегрев электродвигателя при длительном, более 10 с, процессе.	- Подбор типа электродвигателя и его пусковой характеристики для обеспечения 20% запаса по вращающему моменту с учетом понижения напряжения при пуске до 80% от номинального.
Работа насоса на пониженных напорах (0,15 - 0,3) $N_{ном}$ при заполнении подводящего к конденсатору трубопровода водой в процессе пуска.	Повышенные пульсации и вибрации агрегата в режимах низких напоров.	- Полное или частичное заполнение подводящего к конденсатору трубопровода водой за счет создания предварительного вакуума перед пуском.
Отжатие уровня в отводящем трубопроводе при повышении давления воздуха.	Проскок воздушного пузыря по отводящему водоводу, сопровождающийся повышенными пульсациями давления.	- Увеличение размеров клапанов выпуска воздуха; - Уменьшение пускового расхода за счет: разворота угла лопастей насоса, сброса части расхода в нижний бьеф; - Заполнение отводящего трубопровода при пуске через байпасную линию в обход конденсатора.
Работа насоса с повышенными напорами при пуске.	Попадание насоса в область помпажных режимов с повышенными автоколебаниями напора и расхода.	- Подбор насоса с повышенным напором перехода в помпажные режимы; - Увеличение размеров клапанов выпуска воздуха.
Занaporивание камеры конденсатора после выхода воздуха.	Резкое повышение давления при выравнивании расхода на входе и выходе из камеры конденсатора.	- уменьшение размеров клапанов выпуска воздуха и демпфирование выпуска воздуха при высоком давлении.

4.3. Анализ влияния параметров клапанов выпуска воздуха

Для схем с градирнями, в которых конденсатор работает после пуска под избыточным давлением, размеры и количество клапанов также определяются по условиям допустимого избыточного давления воздуха при пуске.

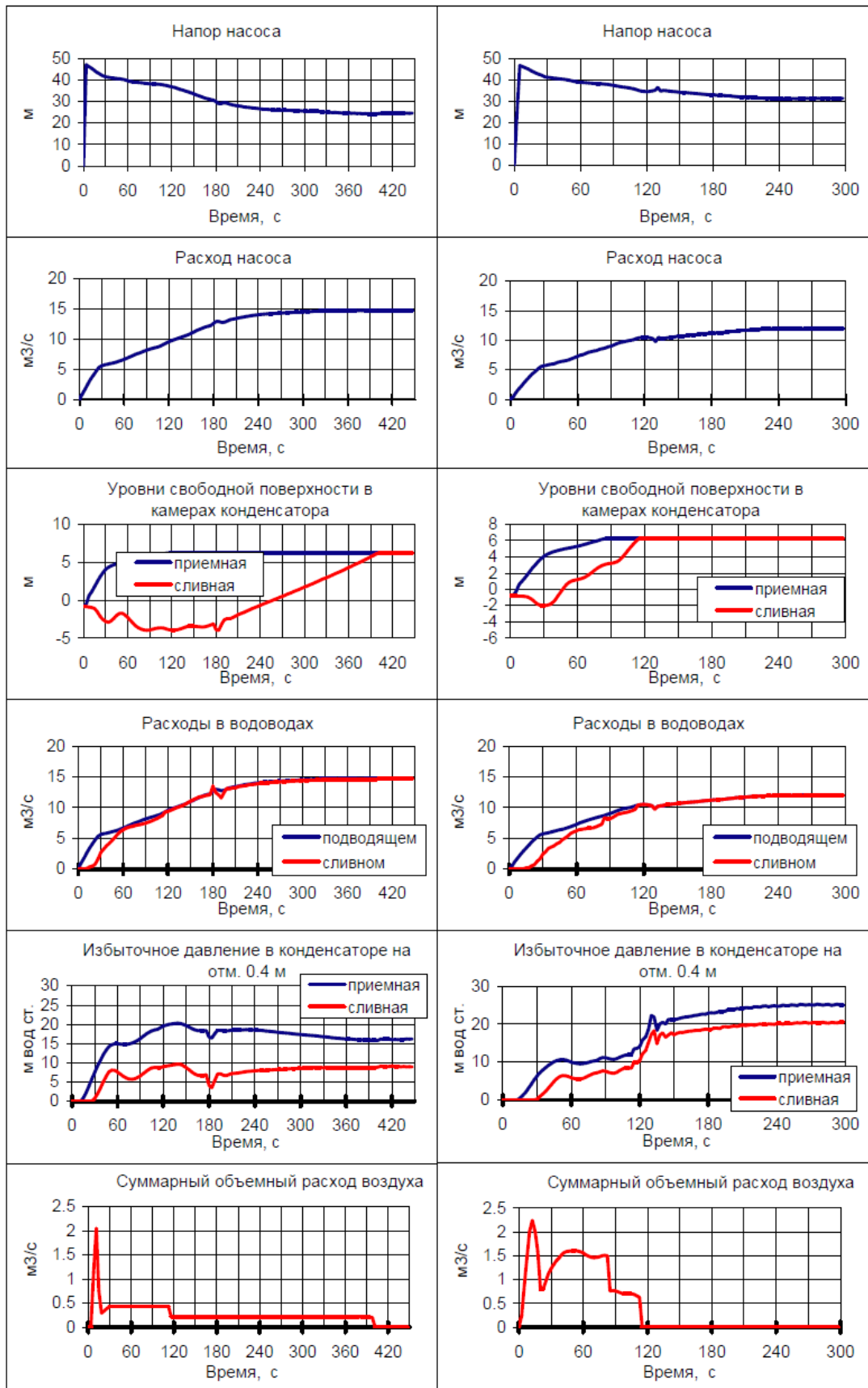
Дополнительным условием, ограничивающим размеры воздушного клапана сверху, является ограничение амплитуды колебаний давления при занеапоривании конденсатора после выхода всего воздуха из камеры. При интенсивном выпуске воздуха занеапоривание происходит, когда режим течения еще не установился. Это проявляется в том, что расход, поступающий в конденсатор и выходящий из него в сливной трубопровод не равны. Чем больше разница расходов, тем больше положительный гидроудар при переходе конденсатора в напорный режим после их выравнивания. На рисунке 4.3 представлены два варианта пуска. Первый (а) – при установке на конденсаторе 3-х клапанов DN150, второй (б) – при установке 3-х клапанов DN200. Переход конденсатора в напорный режим происходит:

- в первом случае на 400 с, при разности расходов на входе и выходе конденсатора $0,3 \text{ м}^3/\text{с}$ и повышении давления на $0,2 \text{ м}$,

- во втором случае на 110 с, при разности расходов на входе и выходе конденсатора $1,2 \text{ м}^3/\text{с}$ и повышении давления на $4,6 \text{ м}$.

В качестве смягчающего фактора выступает то, что конструкция камер конденсатора и расположение на камерах патрубков для выпуска воздуха обеспечивают выпуск не всего воздуха в процессе пуска. Оставшийся объем, составляющий по экспертным оценкам около 1 м^3 на камеру, обеспечивает демпфирование колебаний и уменьшение амплитуды колебаний давления.

Натурные осциллограммы (рисунок 4.4) подтверждают отсутствие высоких колебаний давления при штатных пусках.



а)

б)

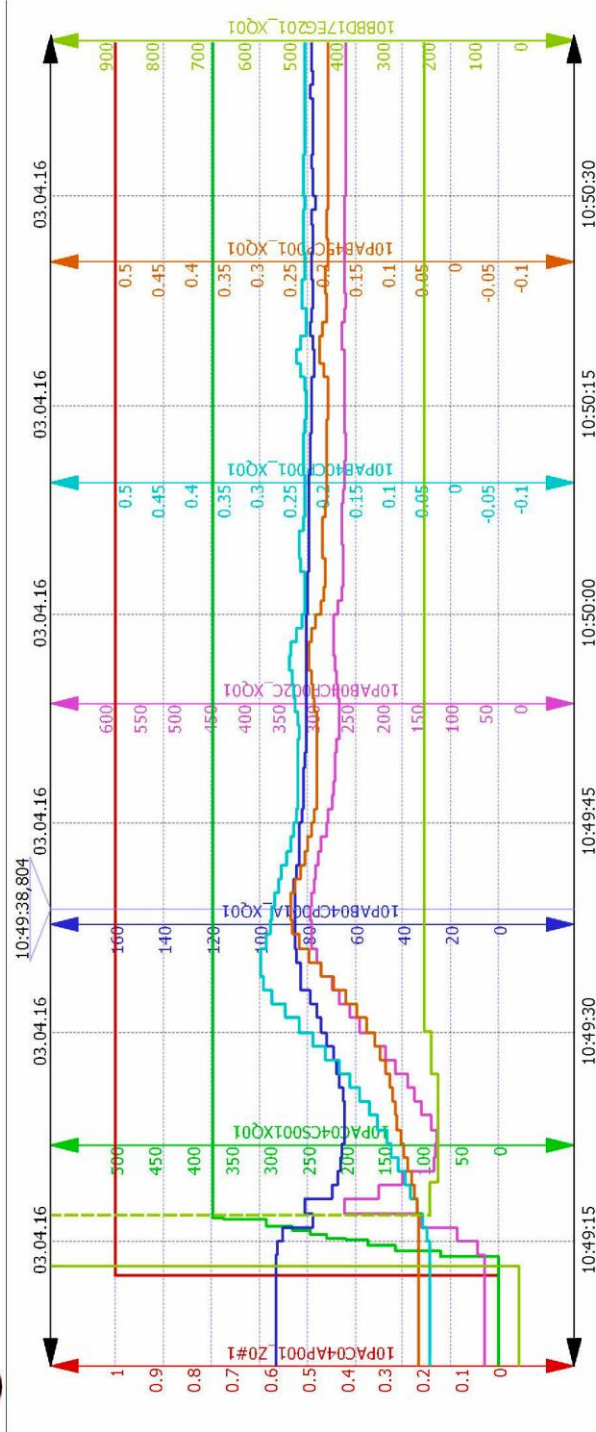
Рисунок 4.3. – Процессы пуска на частично заполненную водой систему при установке трех клапанов выпуска воздуха DN150 (а) и DN200 (б)



АРМ администратора СВБУ (10СWE40)

Оператор: PLS

Выборка: 03.04.16 10:49:05 - 03.04.16 10:50:40 @10СКМ30



Сигнал	Описание	Ед	Изм	Минимум	Максимум	Курсор
10РАС04АР001_Z0#1	Исполнительный механизм ВКЛЮЧЕН/ПОДАЧА В КОНДУКТУРВЫНЫ			-0.0878765	1.06456	ДА
10РАС04С001Х001	Частота вращения ротора эл. двигателя ЦНЧ	об/мин		-43.9382	532.28	373
10РАВ04СР001А_Х001	Р.10РАС04АР001.КР01 0-160 КПА	кПа		-14.0602	170.329	85.0
10РАВ04СР002С_Х001	Р.10РАС04АР001.КР01 0-600 КПА	кПа		-17.991	618.891	302
10РАВ40СР001_Х001	Р.ВХ В КОНД-3 -0.1-0.53 МПА	МПа		-0.118891	0.549835	0.276
10РАВ45СР001_Х001	Р.ВЫХ ИЗ КОНД-4 -0.1-0.53 МПА	МПа		-0.118891	0.549835	0.247
10ВВД17ЕГ201_Х001	Ток ф. А. 10РАС04АР001	А		-26.9865	928.336	206

Рисунок 4.4. – Натурная осциллограмма пуска насосного агрегата в системе охлаждения с градирней (материал предоставлен Нижегородским филиалом АО "Атомэнергопроект")

4.4. Анализ условий прохода области неустойчивых режимов при пусках

Помпажный режим сопровождается прохождением насосом области неустойчивых режимов, характеризуются повышенными пульсациями, а также колебаниями расхода и напора. Длительное нахождение в режиме помпажа недопустимо.

Область неустойчивых режимов присутствует на характеристиках осевых и диагональных насосов [43]. Она характеризуется положительным значением производной dH/dQ . Режимная точка может перемещаться по этой области, но не может на ней остаться с установившимся значениям напора и расхода.

При пусках проход области неустойчивых режимов происходит в трех случаях:

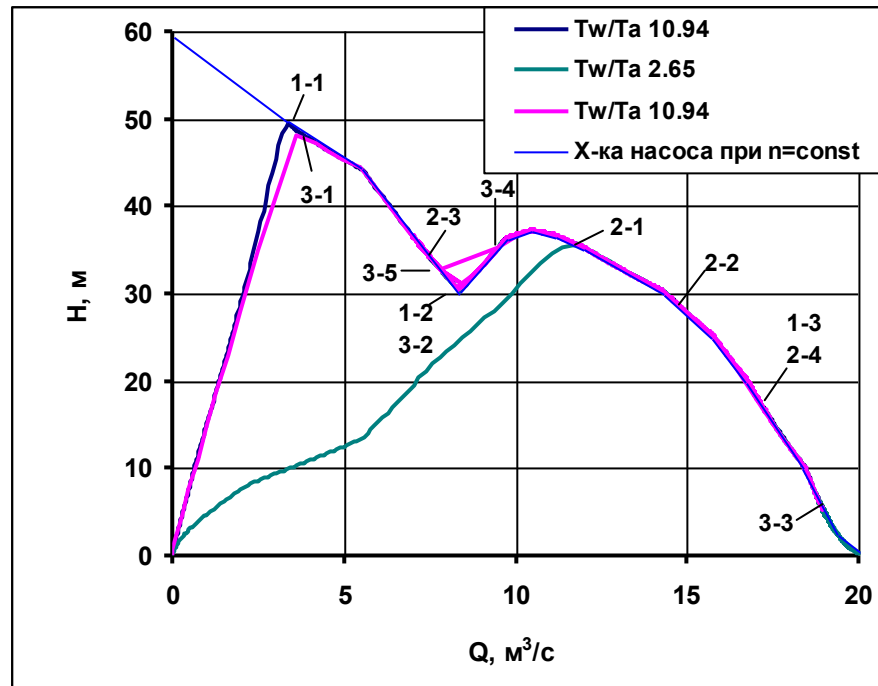
- первый случай соответствует скачку напора при проходе опрокидывающего момента электродвигателя в процессе раскрутки насосного агрегата;

- второй случай соответствует выходу насоса на режим малой подачи вследствие высокой инерционности напорного водовода и малого времени достижения номинальной частоты вращения, когда проход области неустойчивости происходит по мере увеличения расхода (этот эффект может так же иметь место при пуске насоса на закрытый обратный клапан);

- третий случай соответствует постепенному нарастанию напора насоса при пуске в результате повышения уровня свободной поверхности или давления воздуха.

На рисунке 4.5 траектории процессов для указанных режимов прохода области неустойчивых режимов показаны в поле напорно-расходной и расходно-мощностной характеристик насоса.

а)



б)

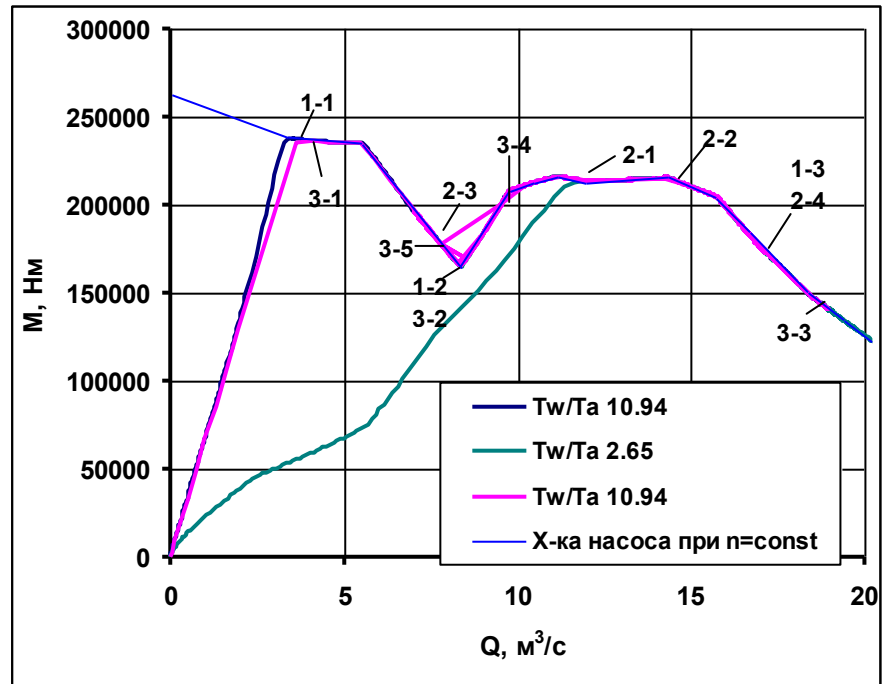


Рисунок 4.5. – Траектории процесса прохода области помпажных режимов в поле напорно-расходной (а) и расходно-мощностной (б) характеристик насоса;

траектория движения режимной точки:

Случай 1 – 0 – 1-1 – 1-2 – 1-3;

Случай 2 – 0 – 2-1 – 2-2 – 2-3 – 2-4;

Случай 3 – 0 – 3-1 – 3-2 – 3-3 – 3-4 – 3-5 – 3-4 – 3-5 – 3-4 ...

В первом случае процесс прохода области неустойчивых режимов происходит быстро, поскольку режим роста и последующего снижения напора определяется изменением вращающего момента двигателя. Пример такого переходного процесса показан на рисунке 4.6.

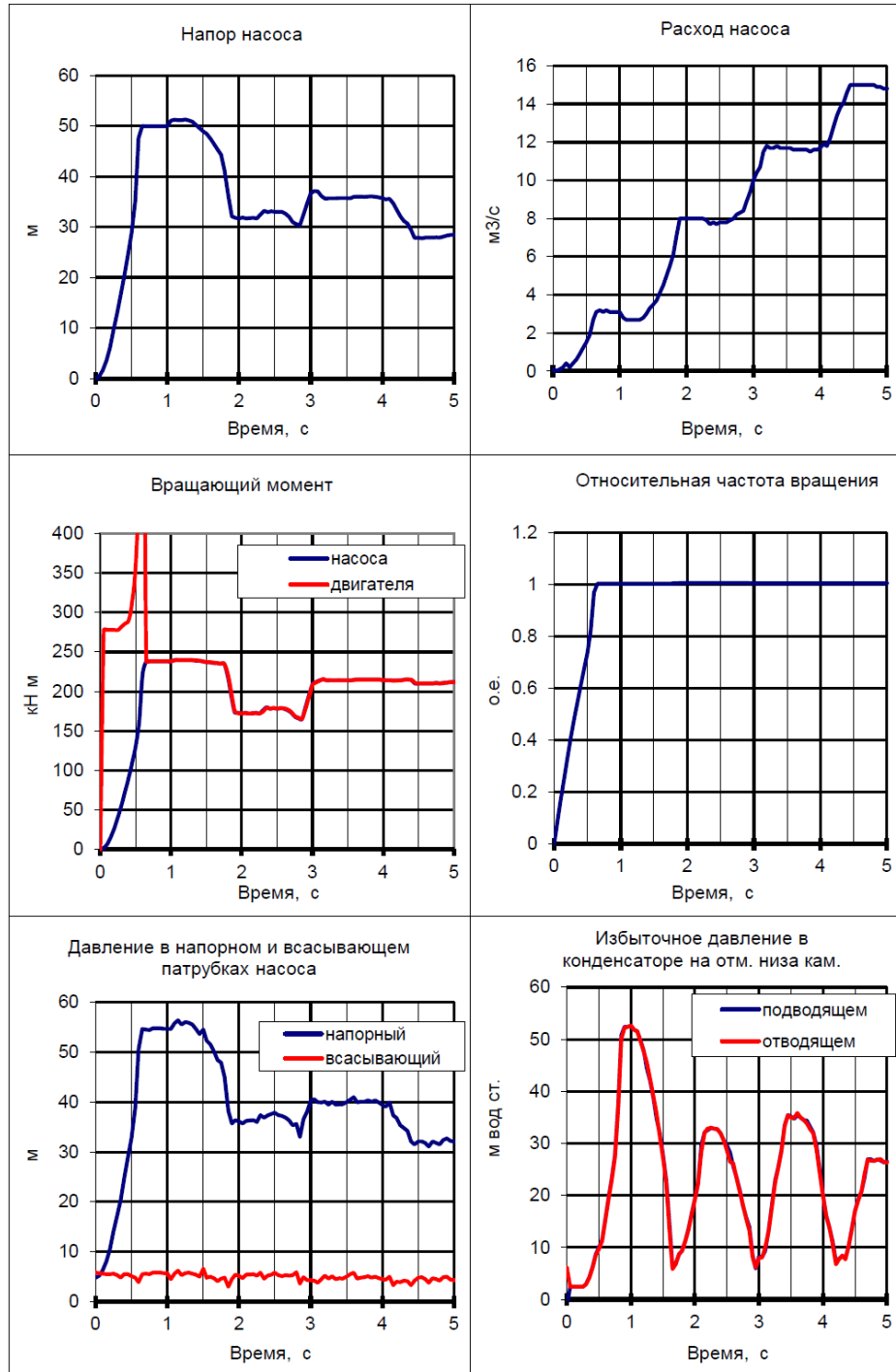


Рисунок 4.6. – Пример начального периода переходного процесса пуска с попаданием насоса в область неустойчивых режимов при проходе через опрокидывающий момент электродвигателя

Во втором случае насос попадает в область неустойчивых режимов по мере роста расхода с колебаниями за время 0,5 – 1,5 с, пример такого процесса показан на рисунке 4.7. Нами отмечено, что в зависимости от соотношения между постоянной инерции T_w и временем разворота электродвигателя до номинальной частоты вращения T_n насос может к концу разворота двигателя попадать или не попадать в область неустойчивых режимов. На рисунке 4.8 представлены траектории начального этапа процесса пуска в зависимости от времени разворота насосного агрегата и в зависимости от постоянной инерции напорного водовода (4.1) [66]

$$T_w = \frac{Q}{gH} \sum \frac{L_i}{F_i} \quad (4.1)$$

где L – длина заполненной части водовода, Q и H – соответственно расход и напор насоса после выхода на номинальную частоту вращения, F – площадь сечения водовода.

Режимная точка попадает на область неустойчивых режимов при значениях $T_w > 1,5$ с (рисунок 4.8) и при времени раскрутки агрегата меньше 5 с, то есть в подавляющем большинстве реальных проектов систем охлаждения.

Третий случай – самый неприятный, поскольку насос попадает сначала на ветвь неустойчивых режимов, по инерции заходит на устойчивую ветвь высоких напоров и малых расходов, затем опять возвращается на неустойчивую. В результате начинаются длительные низкочастотные колебания, сопровождаемые высокими пульсациями давления и вибрациями насосного агрегата. Пример такого процесса показан на рисунке 4.9. Выход из режима помпажа в этом случае осуществляется отключением насосного агрегата от сети, после чего идет переходный процесс потери привода.

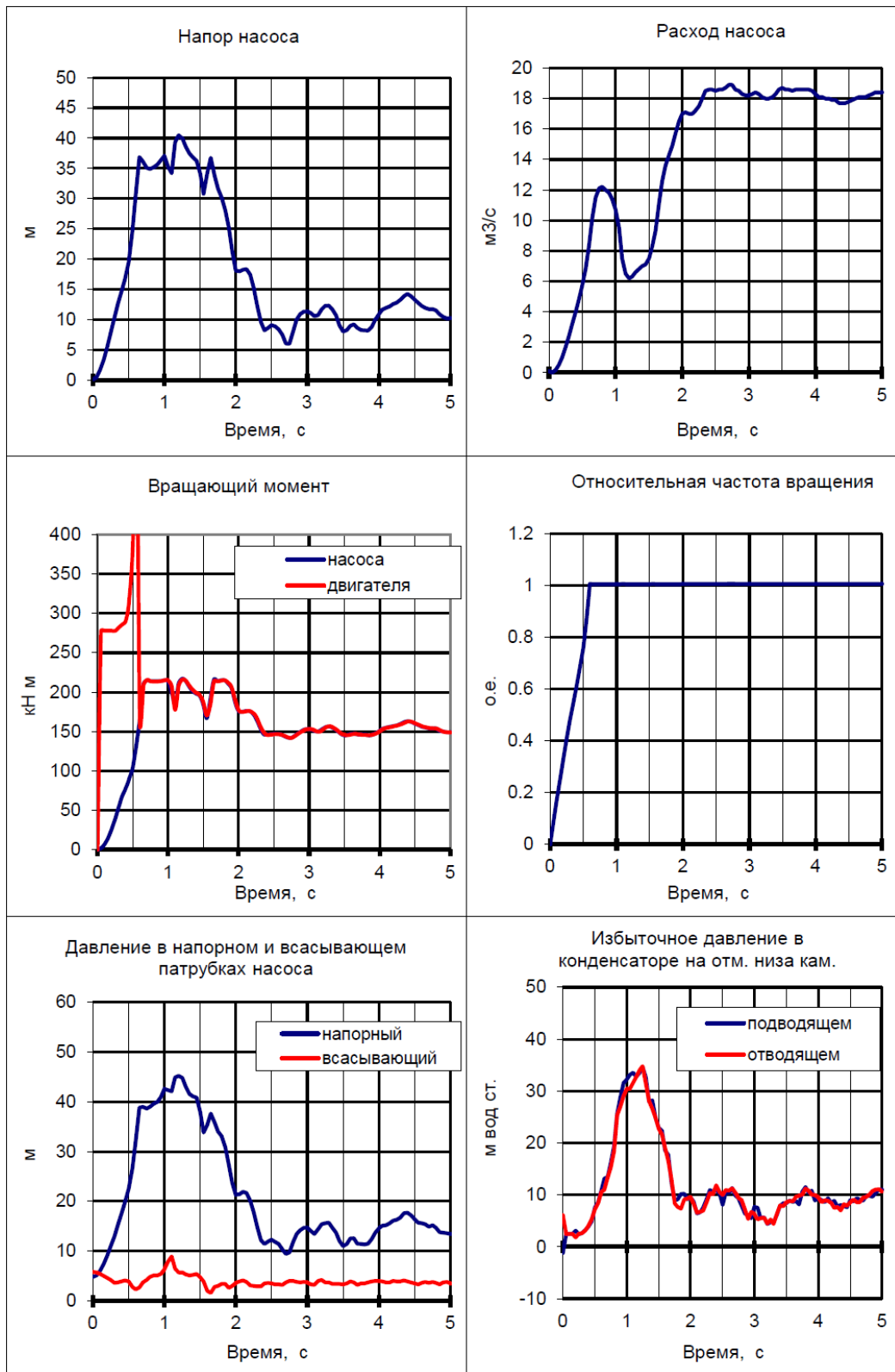
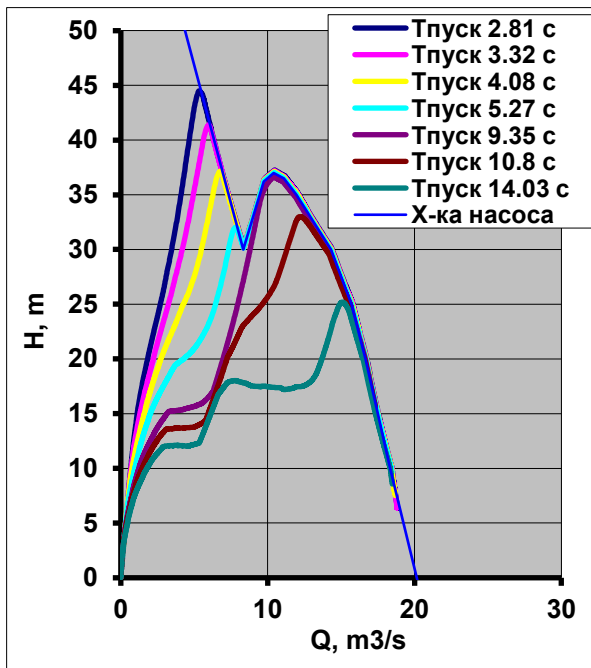
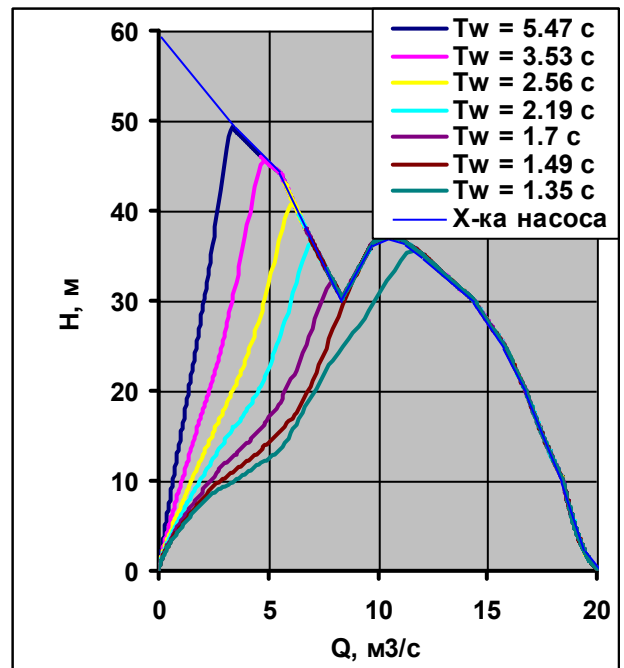


Рисунок 4.7. – Пример переходного процесса пуска с проходом области неустойчивых режимов после выхода на номинальную частоту вращения

Резюмируя выполненные исследования, можно констатировать, что при пусках опасным является попадание на ветвь неустойчивых режимов после выхода на номинальную частоту вращения и недопустимом постепенном росте напора в процессе подъема уровня и роста давления воздуха. Для предотвращения помпажа требуется, чтобы напор в этих режимах был не выше точки экстремума характеристики насоса на данном угле установки лопастей. На рисунке 4.10 эти точки отмечены красным цветом.



а)



б)

Рисунок 4.8. – Траектории начального этапа пуска насосного агрегата в зависимости от времени раскрутки до номинальной частоты вращения (а), в зависимости от постоянной времени водовода (б)

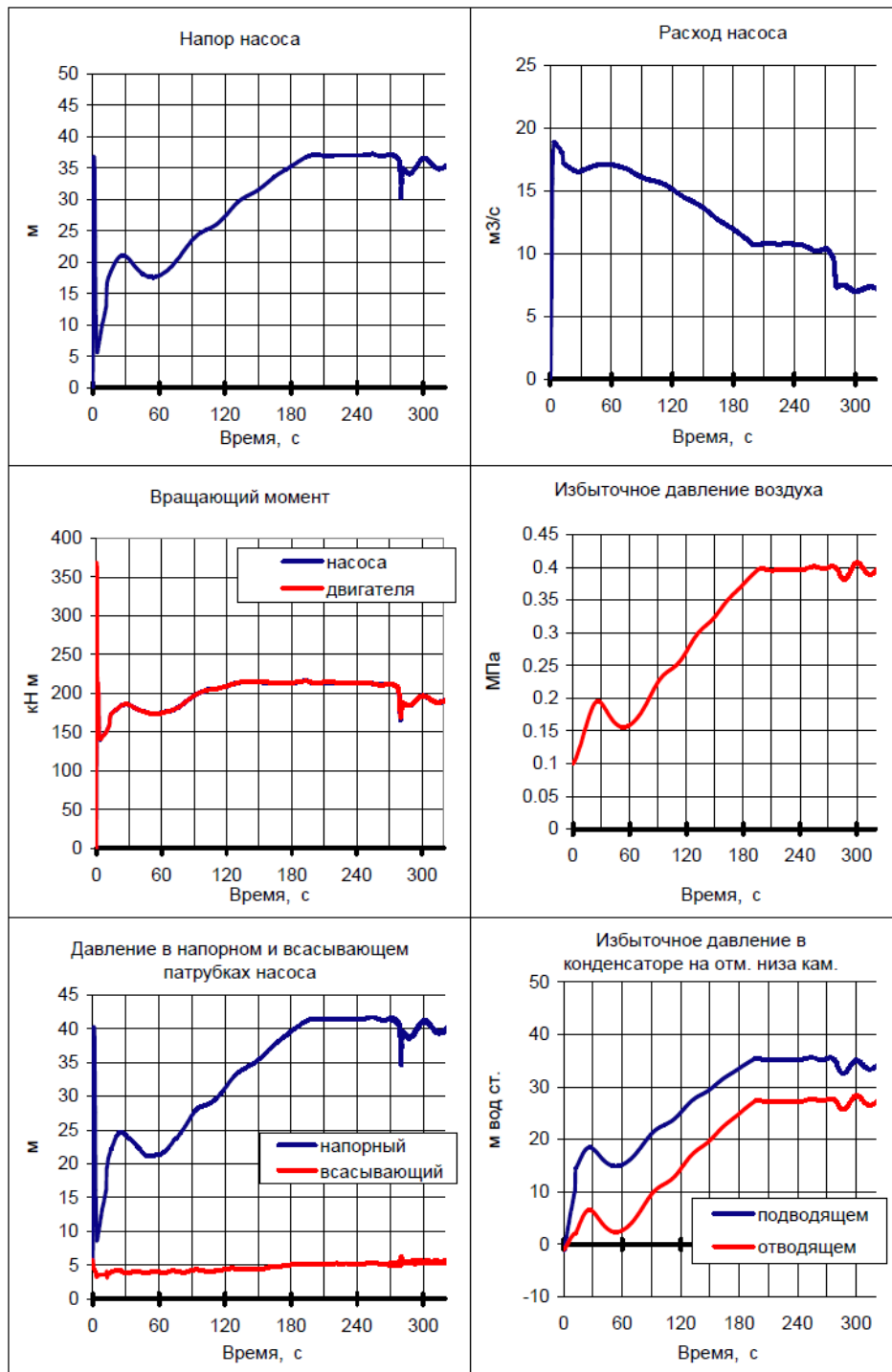


Рисунок 4.9. – Пример переходного процесса прохода области неустойчивых режимов, сопровождаемый помпажем

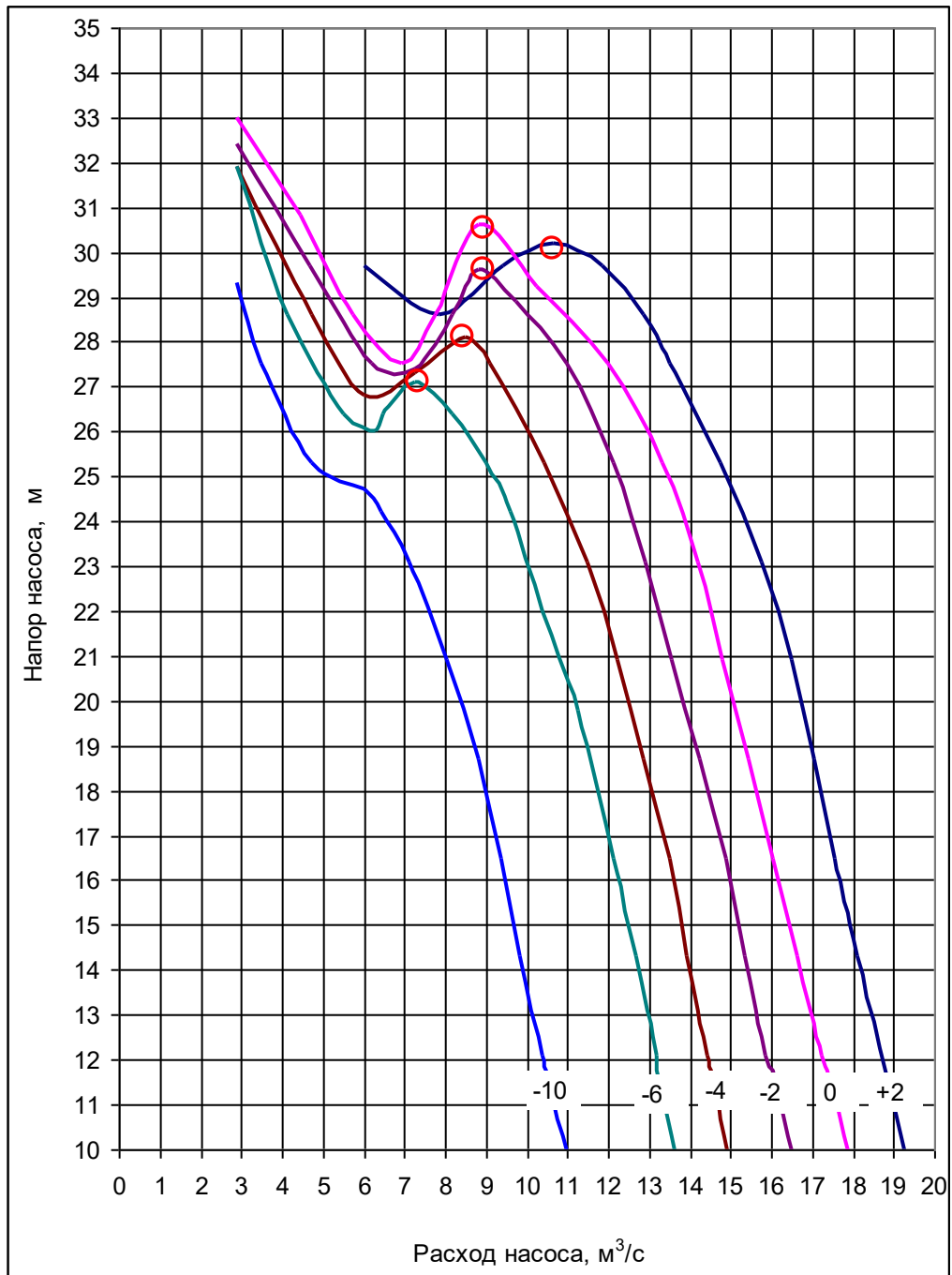


Рисунок 4.10. – Точки экстремума характеристики насоса на различных углах установки лопастей

4.5. Анализ влияния начального вакуума

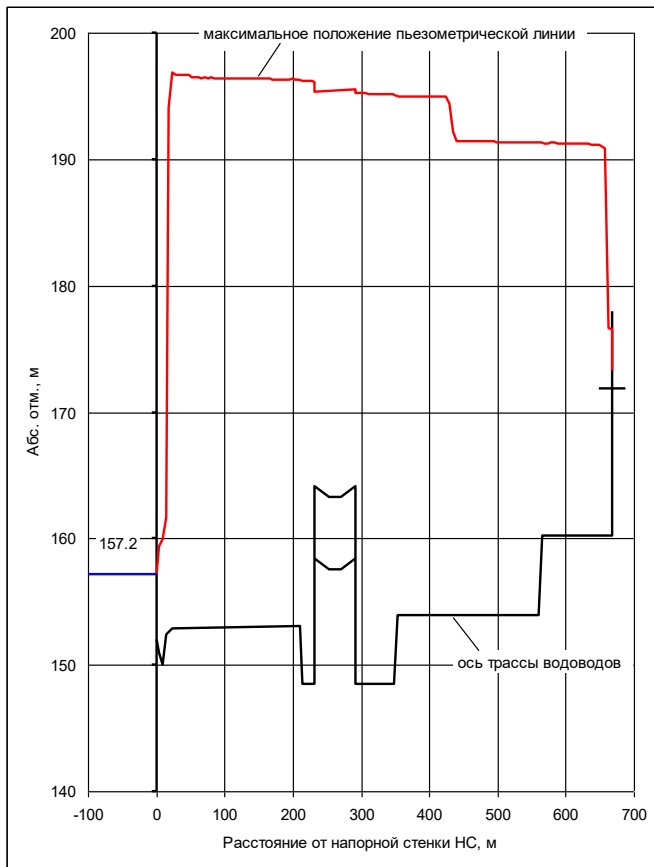
За счет создания предварительного вакуума можно существенно повлиять на условия протекания пусков.

В таблице 4.2 показаны результаты сравнения процессов пуска на частично заполненный и полностью заполненный предварительным вакуумом водовод, на рисунке 4.11 показаны эпюры максимального давления по длине. На рисунке 4.12 приведены графики пуска насосного агрегата во времени на частично заполненный водовод. На рисунке 4.13 приведены графики пуска насосного агрегата во времени на полностью заполненный предварительным вакуумом водовод.

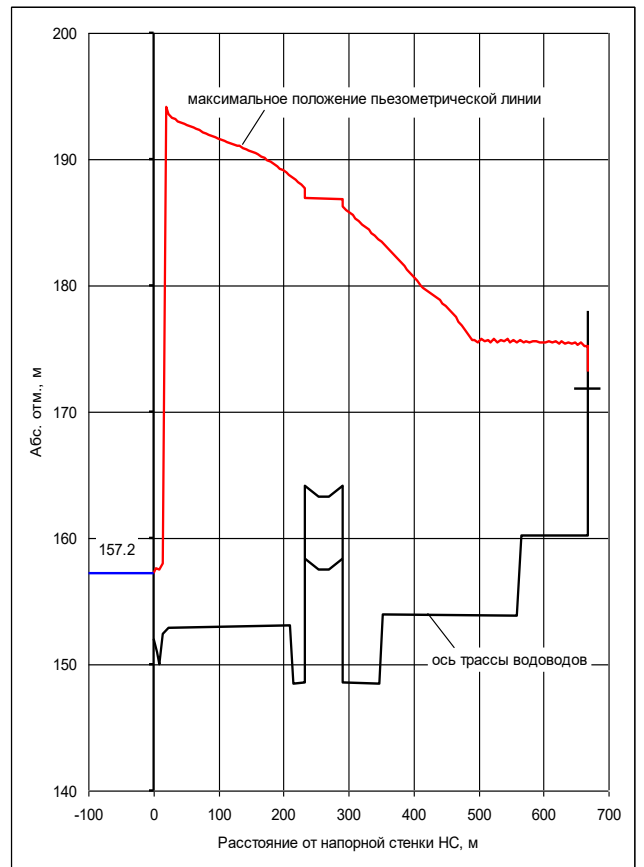
В целом можно рекомендовать режим полного заполнения как обеспечивающий наименьшее время пуска и допустимые показатели переходного процесса. Однако, следует иметь в виду, что не во всех схемах высотное расположение конденсатора позволяет полностью заполнить его водой с учетом максимально достижимого в реальных условиях вакуума 8 – 9 м.

Таблица 4.2 – Характеристики режимов пуска насосного агрегата в системе охлаждения основных потребителей

Параметр	На частично заполненную систему	На полностью заполненную систему
Время выхода двигателя на номинальную частоту вращения $n = 288 \text{ мин}^{-1}$ не более, с	2,7	2,8
Максимальное давление в напорном патрубке насоса, м	41,0	48,9
Максимальное давление в нижнем сечении приемной камеры конденсатора, м	32,8	32,4
Максимальное давление на оси подводящего трубопровода, м	47,5	48,7
Максимальное давление на оси отводящего трубопровода, м	45,9	42,2
Время пуска до выхода на промежуточный установившийся режим, с	440	175

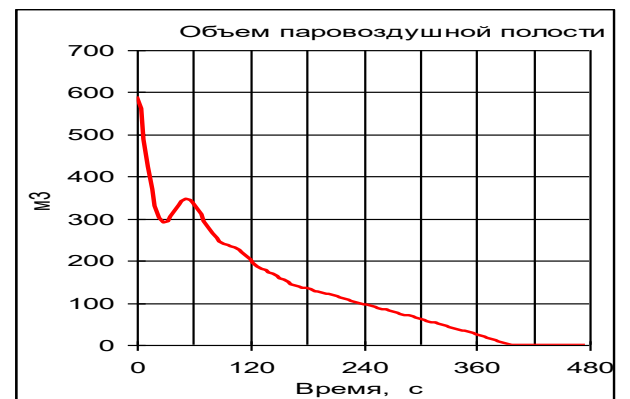
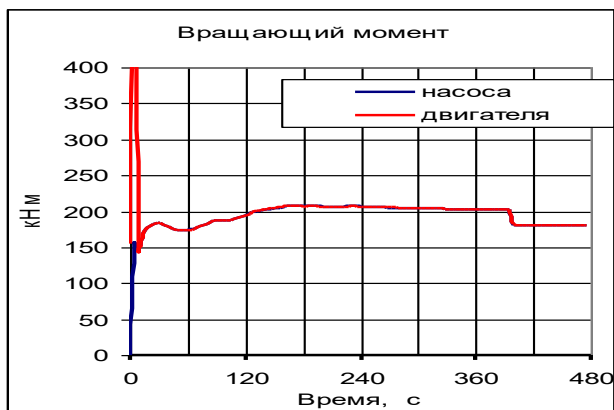
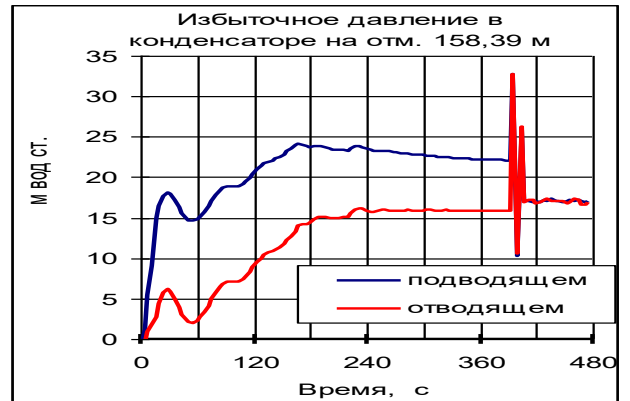
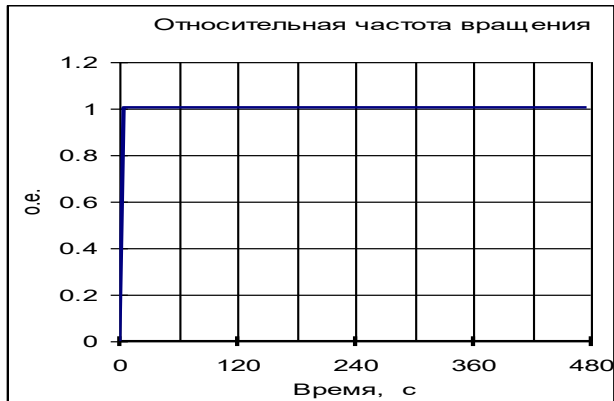
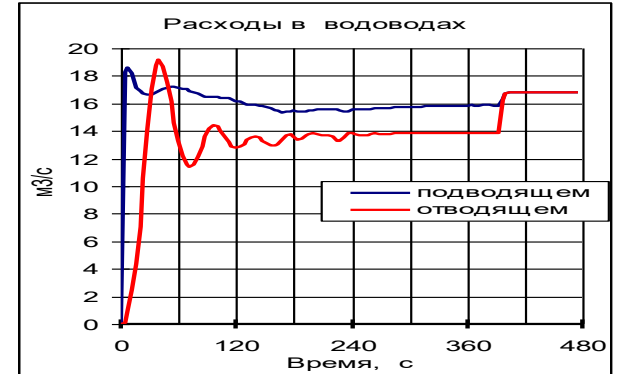
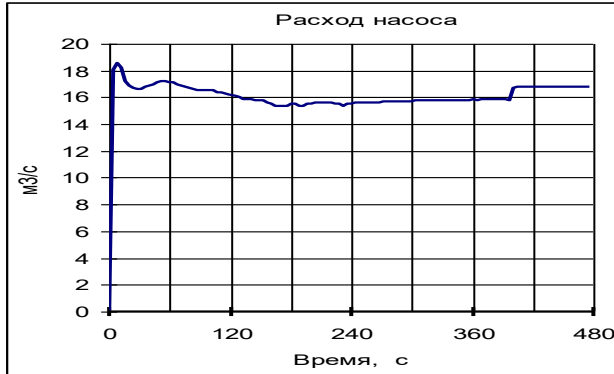
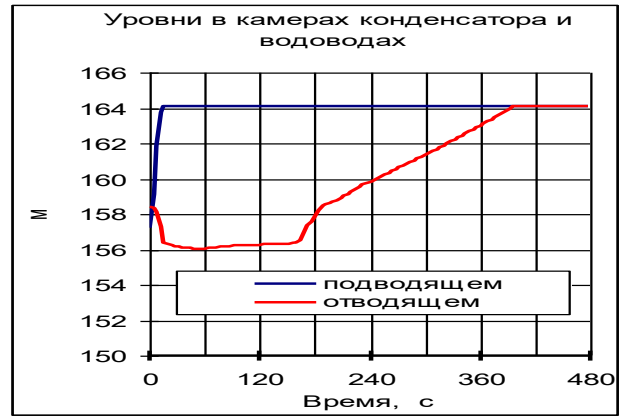
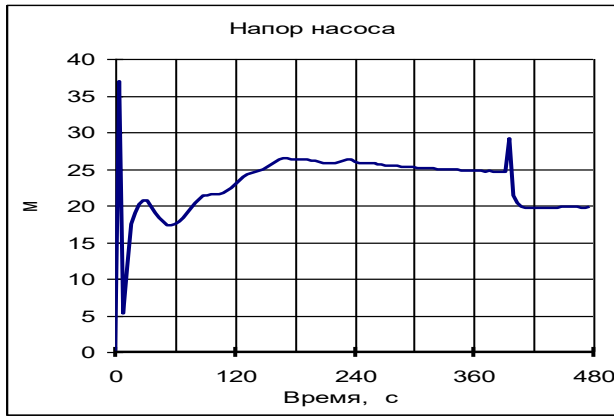


а)



б)

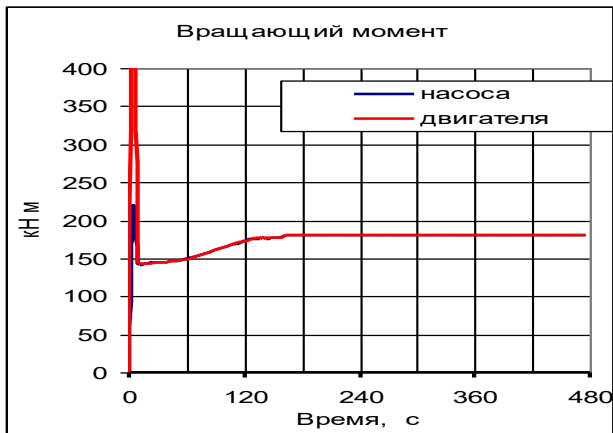
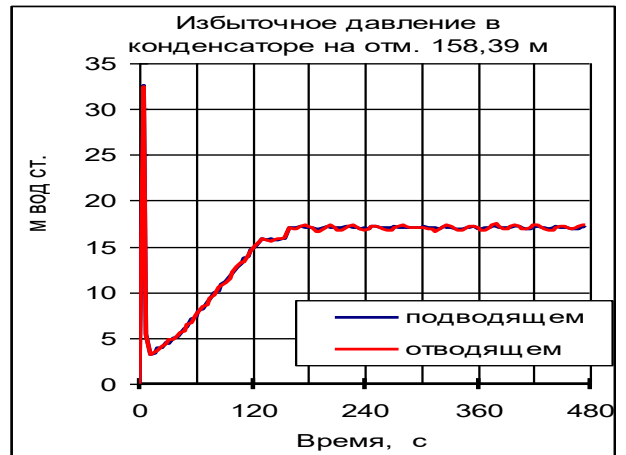
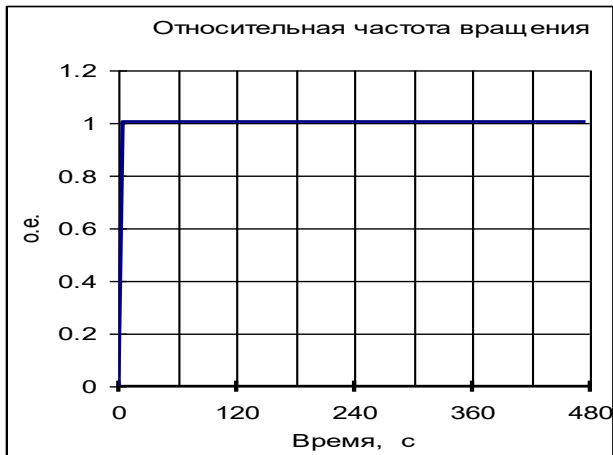
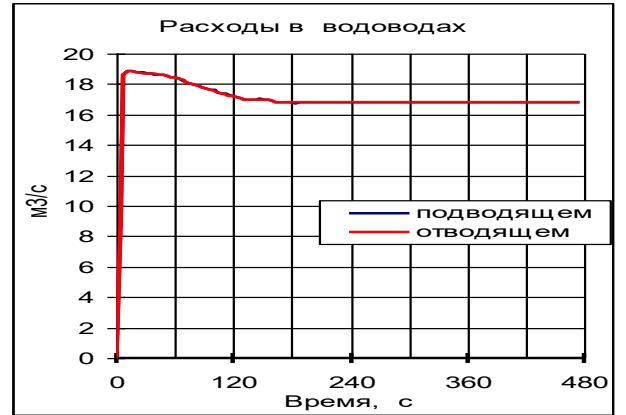
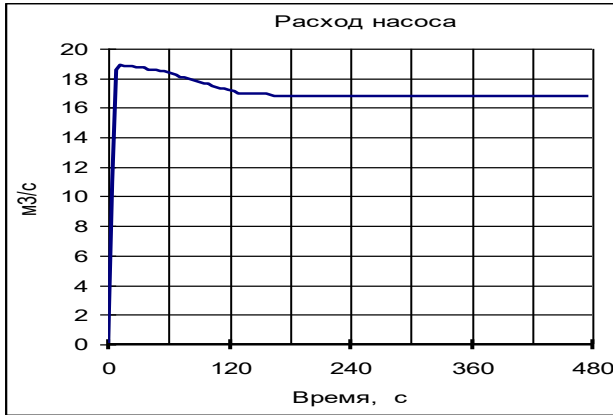
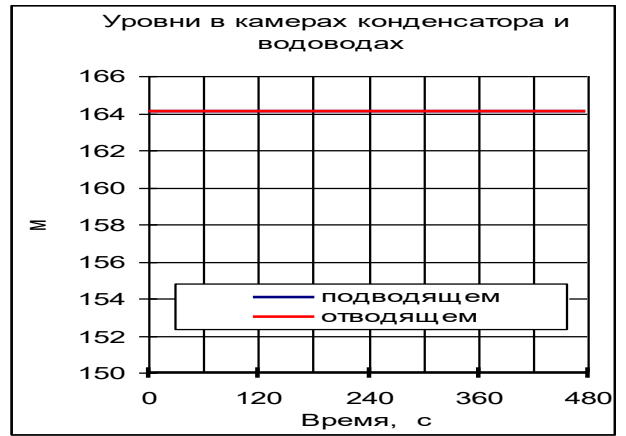
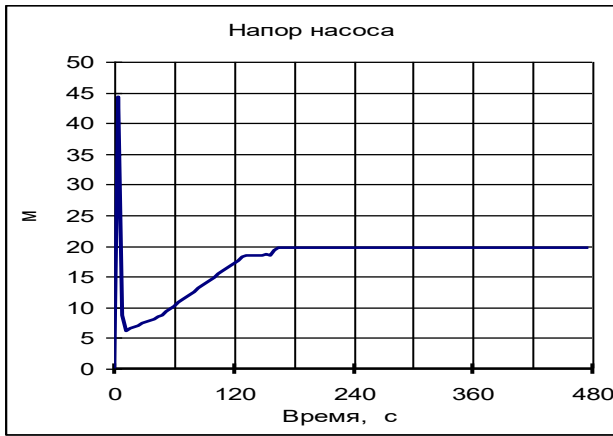
Рисунок 4.11. – Эпюры максимального давления по трассе при пуске на частично заполненную систему (а), на полностью заполненную систему (б)



а)

б)

Рисунок 4.12. – Пуск насоса на частично заполненную водой систему; а – процесс в насосном агрегате, б – процесс в конденсаторе



а)

б)

Рисунок 4.13. – Пуск насоса на полностью заполненную водой систему; а – процесс в насосном агрегате, б – процесс в конденсаторе

4.6. Выводы по главе 4

1. В главе показана специфика протекания переходных процессов в системах охлаждения с градирней в верхнем бьефе и без затвора на напорном патрубке насоса. Особенностью этих систем является более высокое расположения распылителей градирни по отношению к конденсатору и работа камер конденсатора под избыточным давлением и их занaporивание в процессе пуска, что накладывает ограничение на расход выпускаемого воздуха.

2. Переходные процессы пуска в подобных системах имеют следующие отличительные особенности:

- выпуск большого количества воздуха в процессе пуска (600 - 800 м³);
- длительная работа насоса на низких напорах 5 - 10 м до начала заполнения конденсатора;
- отжатие уровня в вертикальном участке сливного трубопровода при увеличении давления воздуха;
- при пуске происходит переход всех камер в напорный режим после выхода из них воздуха;
- большая длительность процесса пуска (200 – 400 с).

3. Исследования переходных процессов позволили сформулировать состав ограничений для процесса пуска в системах охлаждения, среди которых выделяются:

- длительность выхода агрегата на номинальную частоту вращения;
- работа насоса на пониженных и повышенных напорах;
- отжатие уровня в отводящем трубопроводе при увеличении давления воздуха;
- колебания давления при переходе конденсатора в напорный режим работы.

4. По каждому ограничению определены условия, которые можно варьировать при проектировании, для обеспечения возможности в него вписаться (таблица 4.1), это:

- тип применяемого насоса (наиболее надежные решения дают насосные агрегаты диагонального типа с жестким креплением лопастей и предротацией, позволяющей регулировать подачу);

- угол установки лопастей, настраиваемый на обеспечение наименьших расходов при пуске;

- пуск на заполненную предварительным вакуумом систему;

- холостой сброс части расхода в нижний бьеф;

- заполнение отводящего трубопровода через байпас в обход конденсатора.

5. Анализ влияния на условия пусков параметров клапанов выпуска воздуха показал:

- условием, ограничивающим размеры воздушного клапана сверху, является ограничение амплитуды колебаний давления при занеапоривании конденсатора после выхода всего воздуха из камеры; при интенсивном выпуске воздуха занеапоривание происходит, когда режим течения еще не установился, имеет место разность расходов на входе и выходе конденсатора и сопровождается всплеском давления при их выравнивании.

6. При пусках насос может попадать в область неустойчивых помпажных режимов. Это может происходить в трех случаях:

- первый случай соответствует скачку напора при проходе опрокидывающего момента электродвигателя в процессе раскрутки насосного агрегата;

- второй случай соответствует выходу насоса на режим малой подачи вследствие высокой инерционности напорного водовода и малого времени достижения номинальной частоты вращения, когда проход области неустойчивости происходит по мере увеличения расхода (тот же эффект может иметь место при пуске насоса на закрытый обратный клапан);

- третий случай соответствует постепенному нарастанию напора насоса при пуске в результате повышения уровня свободной поверхности или давления воздуха.

В первом и втором случаях насос быстро выходит из области помпажных режимов, поскольку повышение напора является кратковременным. Третий случай является опасным и не должен допускаться при пусках.

7. В схемах с градирней может быть рекомендован режим полного заполнения водоводов и конденсатора перед пуском созданием вакуума. Такой режим пуска обеспечивает наименьшее время процесса и допустимые показатели. Однако, следует иметь в виду, что не во всех схемах высотное расположение конденсатора позволяет полностью заполнить его водой с учетом максимально достижимого в реальных условиях вакуума 8 – 9 м.

ГЛАВА 5. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ПУСКОВ В СИСТЕМАХ С ГРАДИРНЕЙ И ЗАТВОРАМИ

5.1. Особенности процессов пусков в центральных системах охлаждения

Рассматриваемые системы охлаждения с градирнями и насосами, оборудованными регулирующими затворами характеризуются статическими напорами 15 – 20 м. Камеры работают под избыточным давлением. Типичный переходный процесс показан на рисунках 5.1 и 5.2. Он имеет следующие особенности:

- залив системы, выпуск всего воздуха и занaporивание конденсатора происходит перед пуском;
- пуск насоса и выход на номинальную частоту вращения при нулевом расходе и максимальном напоре;
- большие нагрузки на систему привода затвора на напорном патрубке (если обратный клапан, то этого нет);
- быстрый (за 30 - 40 с) выход на установившийся режим.

Системы охлаждения с градирнями и насосами, могут оборудоваться оперативными затворами, которые обеспечивают регулирование расхода при переходных процессах. Затвор может быть установлен на напорном патрубке насоса или на сливном трубопроводе между конденсатором и градирней.

Варианты установки затворов в системах охлаждения представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1. – Варианты установки затворов

Вариант установки затвора	Реализация в системах охлаждения	Диаметр затвора, м
На напорном патрубке насоса	- Курская-2	2,8
	- Белорусская	2,0
	- Ростовская (на градирню)	2,2
На сливном трубопроводе	- Нововоронежская-2	2,2

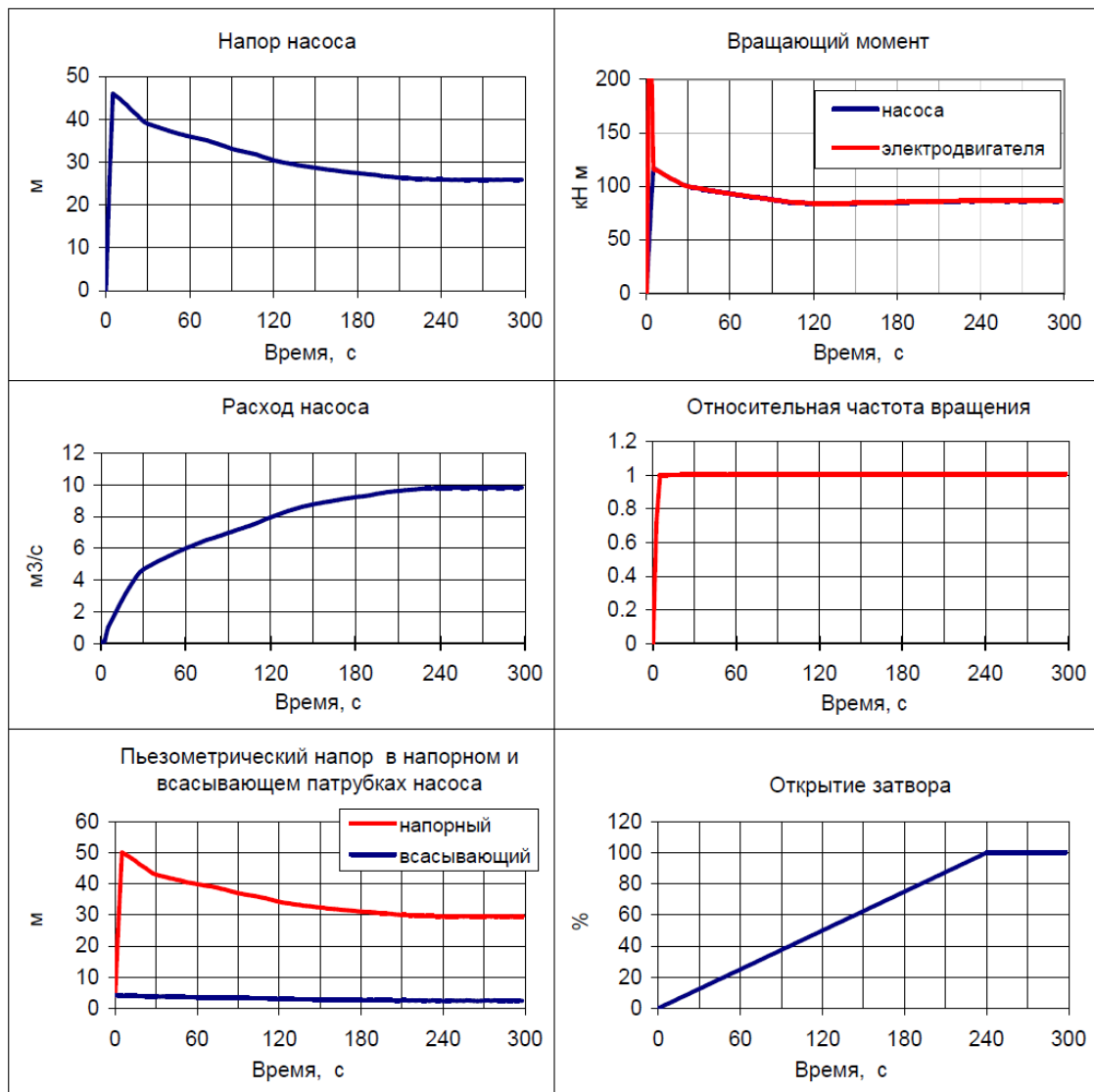


Рисунок 5.1. – Пуск на полностью заполненный водой конденсатор и работающую градирню; процесс в насосном агрегате

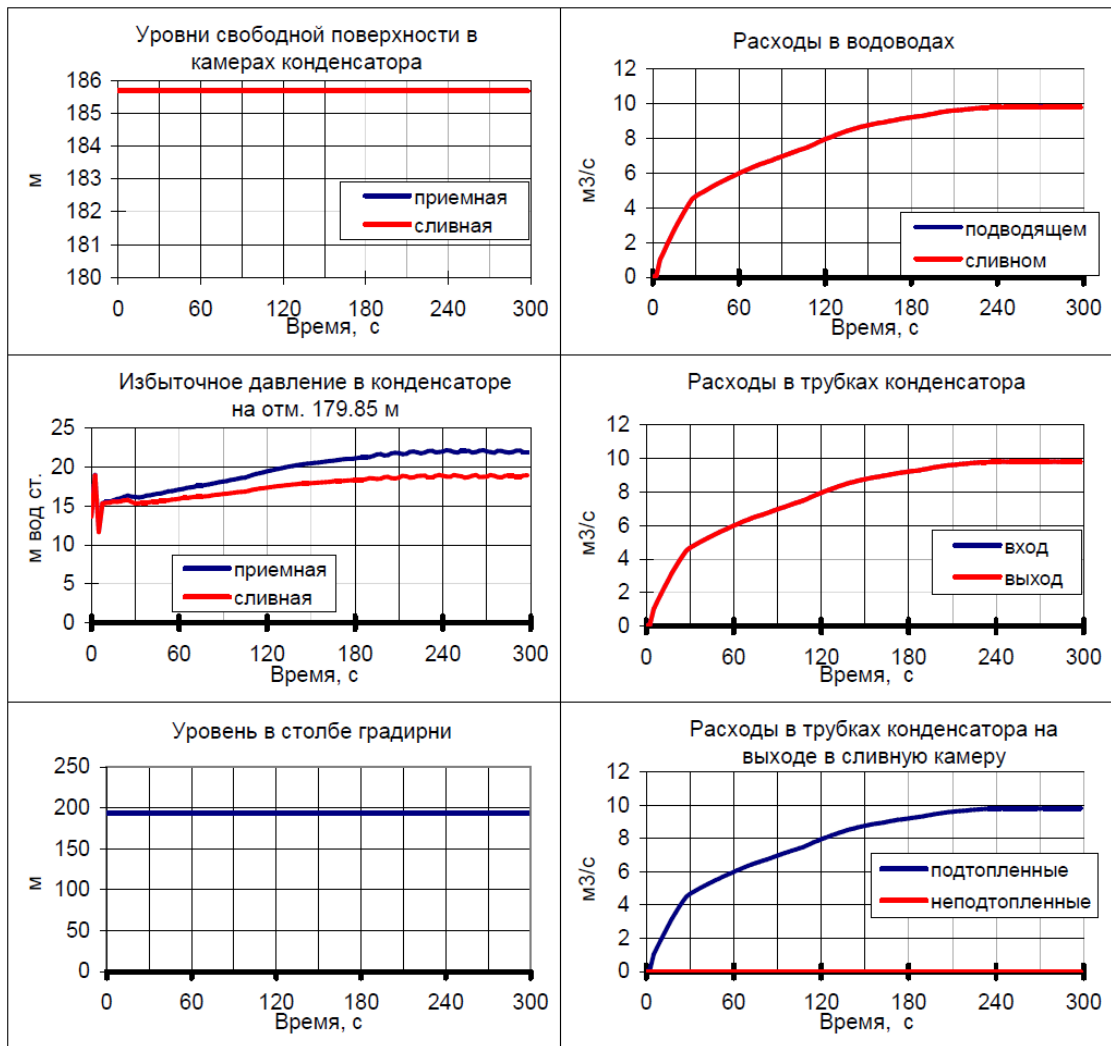


Рисунок 5.2. – Пуск на полностью заполненный водой конденсатор и работающую градирню; процесс в конденсаторе и водоводах

Для обеспечения регулирования расхода при переходных процессах применяются дисковые затворы с гидравлическим или электрическим приводом и гидравлическим демпфированием при закрытии.

Место установки затвора существенным образом влияет на условия протекания переходных процессов пуска.

При установке затвора на напорном патрубке насоса пуск может обеспечиваться на полностью заполненные водой конденсатор и водоводы. При этом следует учитывать, что применяемые насосы диагонального типа при нулевой подаче дают максимальный напор и максимальное значение момента

сопротивления, что накладывает дополнительные требования как к мощности электродвигателя насоса, так и к мощности привода затвора.

При предварительном заливе системы необходимо обеспечить выход всего воздуха из конденсатора и заполнение градирни на неполную высоту. Экстремальные параметры пуска существенным образом зависят от скорости открытия затвора на напорном патрубке.

При установке затвора на сливном водоводе пуск происходит на частично заполненные водоводы и конденсатор и заполненную водой градирню. В процессе пуска происходит выдавливание воздуха из системы и переход ее в напорный режим течения, сопровождающийся всплеском давления. Режим открытия затвора должен обеспечивать условия пуска с отсутствием обратного тока в сливном трубопроводе.

Типичный переходный процесс в насосном агрегате и конденсаторе показан на рисунке 5.3. Он имеет следующие особенности:

- пуск насоса и выход на номинальную частоту вращения при нулевом расходе и максимальном напоре;
- увеличение расхода в напорной системе и конденсаторе полностью заполненные водой;
- быстрый (за 20 - 40 с) выход на номинальный установившийся режим работы.

Центральная система охлаждения с объединением водоводов от отдельных насосов перед градирней, характеризуется наличием регулирующих затворов между конденсатором и градирней. Регулирующие затворы открываются в процессе пуска насоса. Подобная схема применена в системе охлаждения конденсаторов Нововоронежской АЭС-2.

Типичный переходный процесс в насосном агрегате и конденсаторе показан на рисунке 5.4. Он имеет следующие особенности:

- возможность залива системы трубопроводов и нижних трубок конденсатора перед пуском очередного насоса;

- существенное влияние режима открытия затвора на экстремумы процесса пуска;

- высокие знакопеременные нагрузки от гидравлического момента на лопастях при пусках (рисунок 5.5). Учет которых особенно важен для диагональных поворотных-лопастных насосов, по которым имели место поломки механизма разворота и трещины на лопастях.

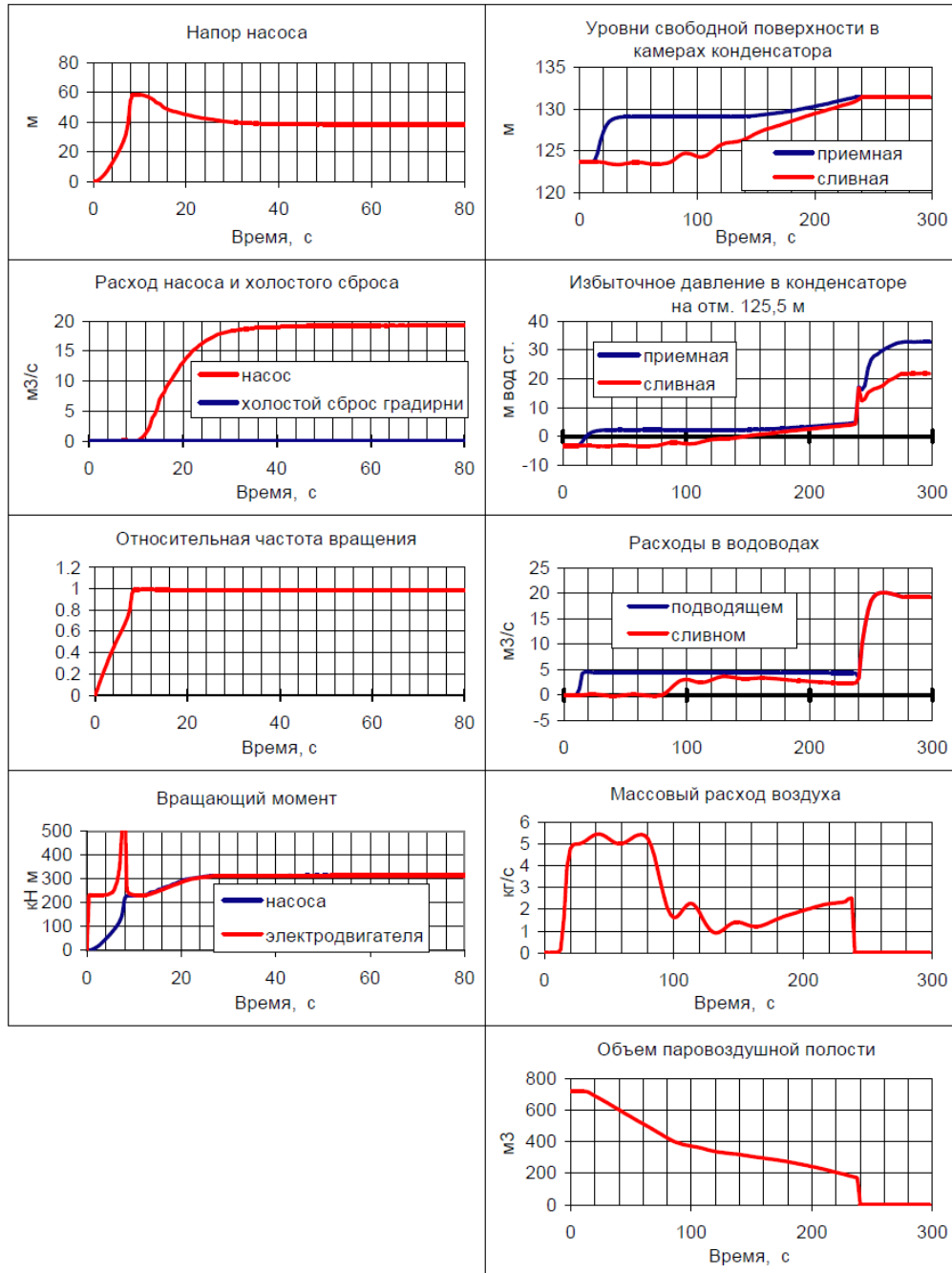


Рисунок 5.3. – Типичный переходный процесс в насосном агрегате (слева) и конденсаторе (справа) при пуске на закрытый затвор на напорном патрубке

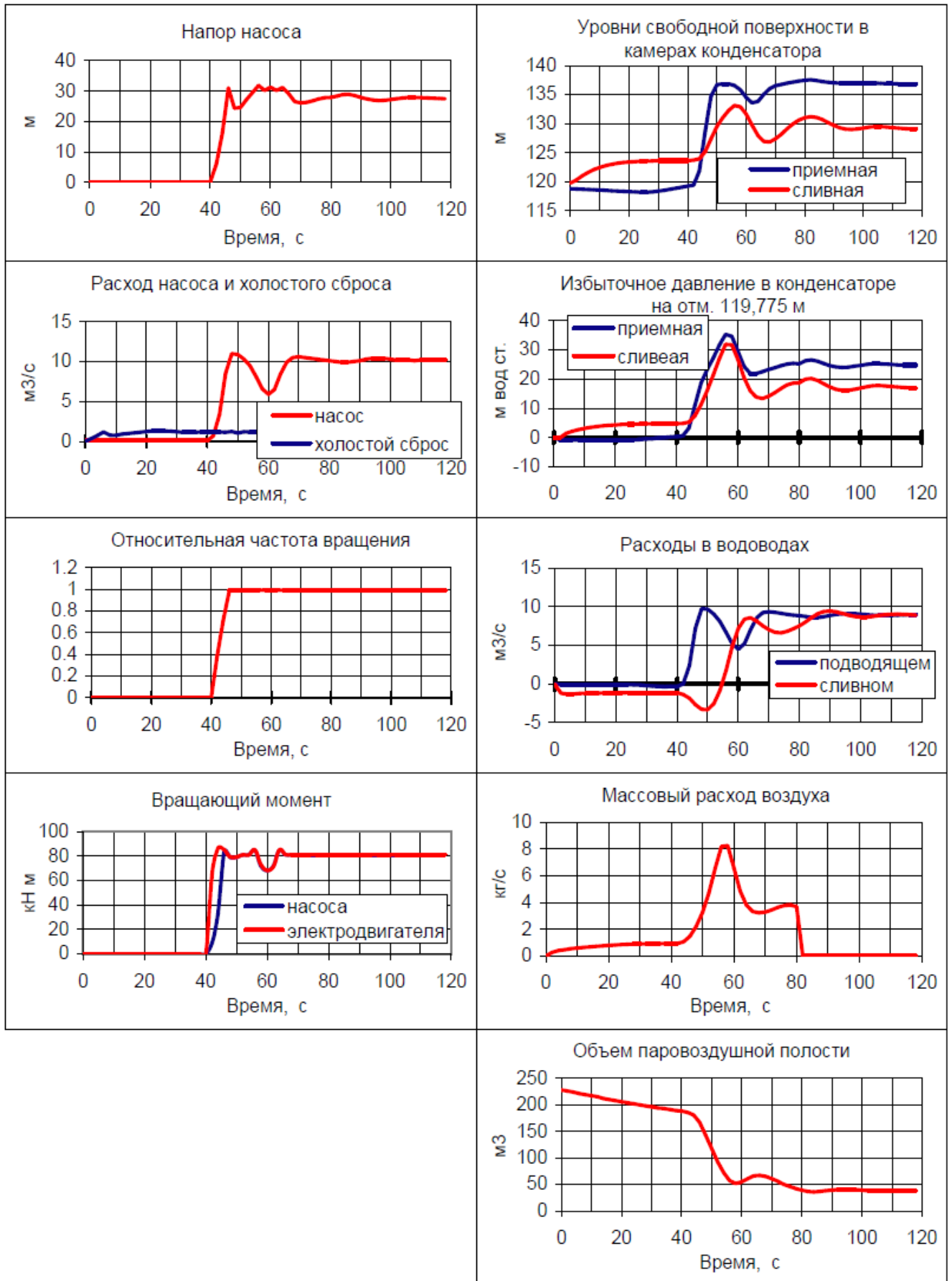


Рисунок 5.4. – Типичный переходный процесс в насосном агрегате (слева) и конденсаторе (справа) при пуске на затвор на сливном водоводе

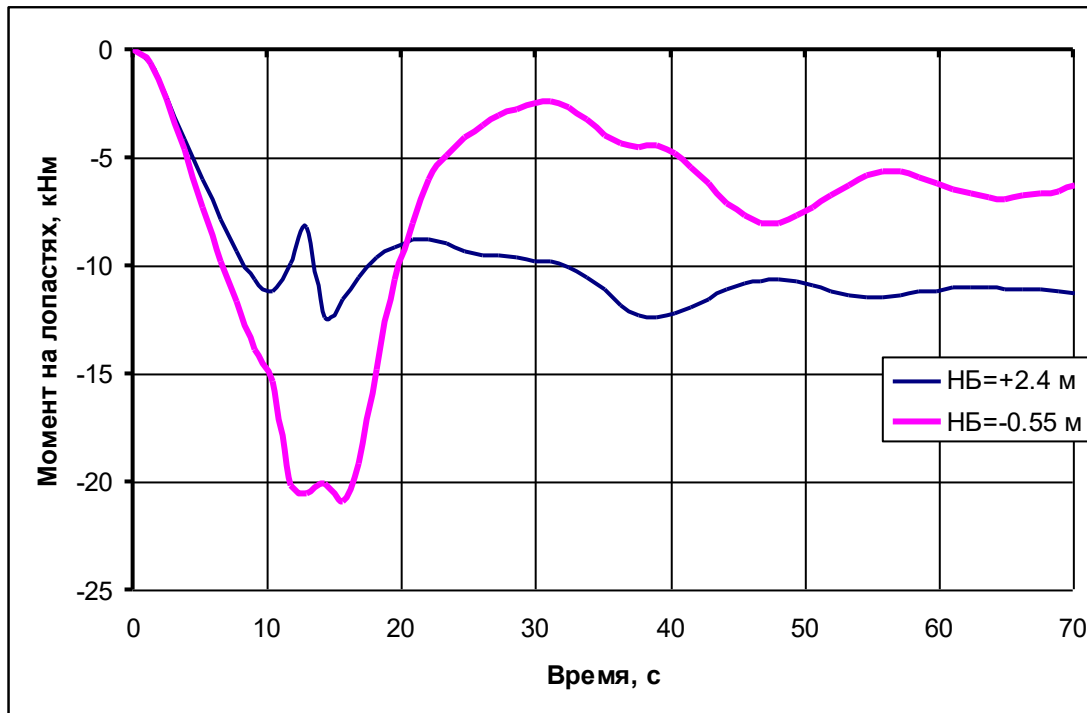


Рисунок 5.5. – Изменение момента действующего на лопасти насоса 220ДПВ в процессе пуска при различных статических напорах

5.2. Классификация действующих ограничений в схемах с затвором на напорном патрубке

На основании анализа условий протекания переходных процессов пуска насосных агрегатов в системах охлаждения систематизирована система ограничений по параметрам процесса, которая обеспечивает эффективное и безопасное их осуществление.

Среди основных ограничений можно выделить:

- длительность выхода агрегата на номинальную частоту вращения;
- максимальное давление по трассе с учетом режима открытия затвора.

Варьируемыми параметрами являются:

- тип применяемого насоса. Наиболее надежные решения дают насосные агрегаты диагонального типа с жестким закреплением лопастей и предротацией, позволяющей регулировать подачу;

- угол установки лопастей на обеспечение наименьших расходов при пуске;
- время открытия затвора.

В следующих разделах главы 5 представлены исследования по влиянию каждого из указанных параметров и выработаны рекомендации по количественным параметрам.

5.3. Классификация действующих ограничений в схемах с затвором на сливном водоводе

На основании анализа условий протекания переходных процессов пуска насосных агрегатов в системах охлаждения систематизирована система ограничений по параметрам процесса, которая обеспечивает эффективное и безопасное их осуществление.

Среди основных ограничений можно выделить:

- длительность выхода агрегата на номинальную частоту вращения;
- работа насоса на пониженных и повышенных напорах;
- максимальное давление по трассе с учетом режима открытия затвора;
- увеличение давления при переходе конденсатора в напорный режим работы.

Варьируемыми параметрами являются:

- тип применяемого насоса;
- угол установки лопастей на обеспечение наименьших расходов при пуске;
- пуск на заполненную предварительным вакуумом систему;
- холостой сброс части расхода в нижний бьеф;
- начало открытия и время открытия затвора.

В следующих разделах главы 5 представлены исследования по влиянию каждого из указанных параметров и выработаны рекомендации по количественным параметрам.

5.4. Анализ влияния параметров на условия протекания процессов в схемах с затвором на сливном водоводе

5.4.1. Влияние угла установки лопастей на экстремумы процесса

В системах охлаждения находят применение следующие типы насосов:

- осевые поворотнo-лопастные;
- диагональные поворотнo-лопастные;
- диагональные пропеллерные;
- диагональные пропеллерные с предротацией.

Изменением угла установки лопастей или угла установки лопаток предротации обеспечивается регулирование расхода насоса. В первом случае диапазон изменения расхода составляет 50 – 100%, во втором – 70 – 100%.

Снижения динамики процессов пуска добиваются за счет снижения расхода насоса. Для диагональных и осевых насосов переходом на минимальный угол установки лопастей, для насосов с предротацией – максимальный положительный угол установки лопаток предротации.

Исследования влияния угла установки лопастей выполнены для компоновки систем охлаждения с градирней. Насосная станция оборудована диагональными насосами (рисунок 5.6). Пуск производится на конденсатор, заполненный воздухом. Переходные процессы рассчитаны для минимального угла установки лопастей минус 14 град. и для двух рабочих – минус 8 и минус 5 град. Углы расположены в порядке возрастания расходов.

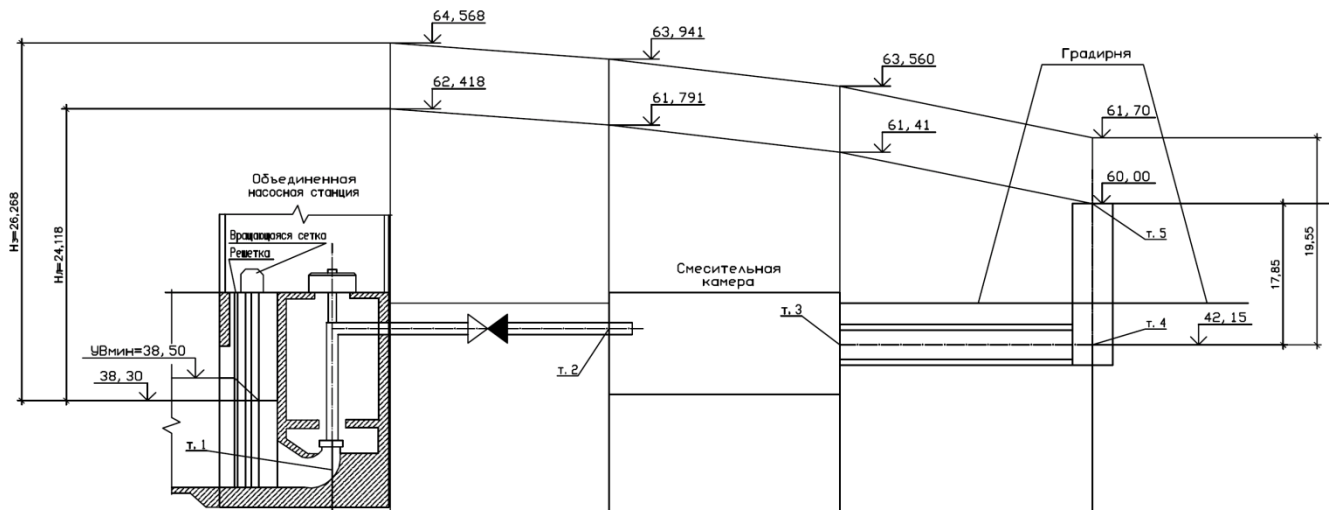


Рисунок 5.6. – Насосная станция системы охлаждения с диагональными насосами

Результаты расчетов показали, что с изменением угла лопастей от минус 14 до минус 5 град., происходит увеличение экстремумов процесса (таблица 5.2, рисунки 5.7 и 5.8):

- пусковой расход увеличивается в 1,7 раза;
- максимальный напор насоса увеличивается в 1,4 раза;
- максимальное давление в конденсаторе увеличивается в 1,4 раза;
- максимальное давление воздуха увеличивается в 2 раза;
- максимальный массовый расход воздуха увеличивается в 1,05 раза;
- амплитуда колебаний гидравлического момент на лопастях уменьшается в 1,4 раза.

Из приведенных экстремумов два являются определяющими – это максимальное давление в конденсаторе.

Обычно максимальное давление для конденсатора в схемах с градирней принимается равным 0,4 МПа, а полученное увеличение давления составляет 0,05 МПа или около 5 м вод столба, что существенно при выборе параметров насосного оборудования.

Выполненный анализ показывает, что переход на сниженные пусковые расходы при использовании ПЛ насосов или насосов с предротацией позволяет существенно снизить экстремумы переходного процесса пуска по максимальному давлению в водоводах.

Таблица 5.2 – Экстремальные параметры переходного процесса пуска насоса при различных углах установки лопастей

Угол лопастей, град.	-14	-8	-5
Время выхода двигателя на номинальную частоту вращения $n = 375 \text{ мин}^{-1}$ – не более, с	5	6	6
Наибольший напор насоса во время разворота двигателя, м	20,5	22,3	28,1
Напор насоса в конце процесса пуска, м	20,7	25,5	28,1
Расход насоса в конце процесса пуска, м ³ /с	6	8	10
Максимальное давление в нижнем сечении приемной камеры конденсатора (на отметке 119,775 м), м	18,5	22,8	25,5
Максимальное избыточное давление воздуха при его выпуске, МПа	0,09	0,16	0,18
Максимальный массовый расход воздуха через 4 клапана, кг/с	5,7	5,7	6,0
Время пуска до выхода на установившийся режим, с	300	300	300

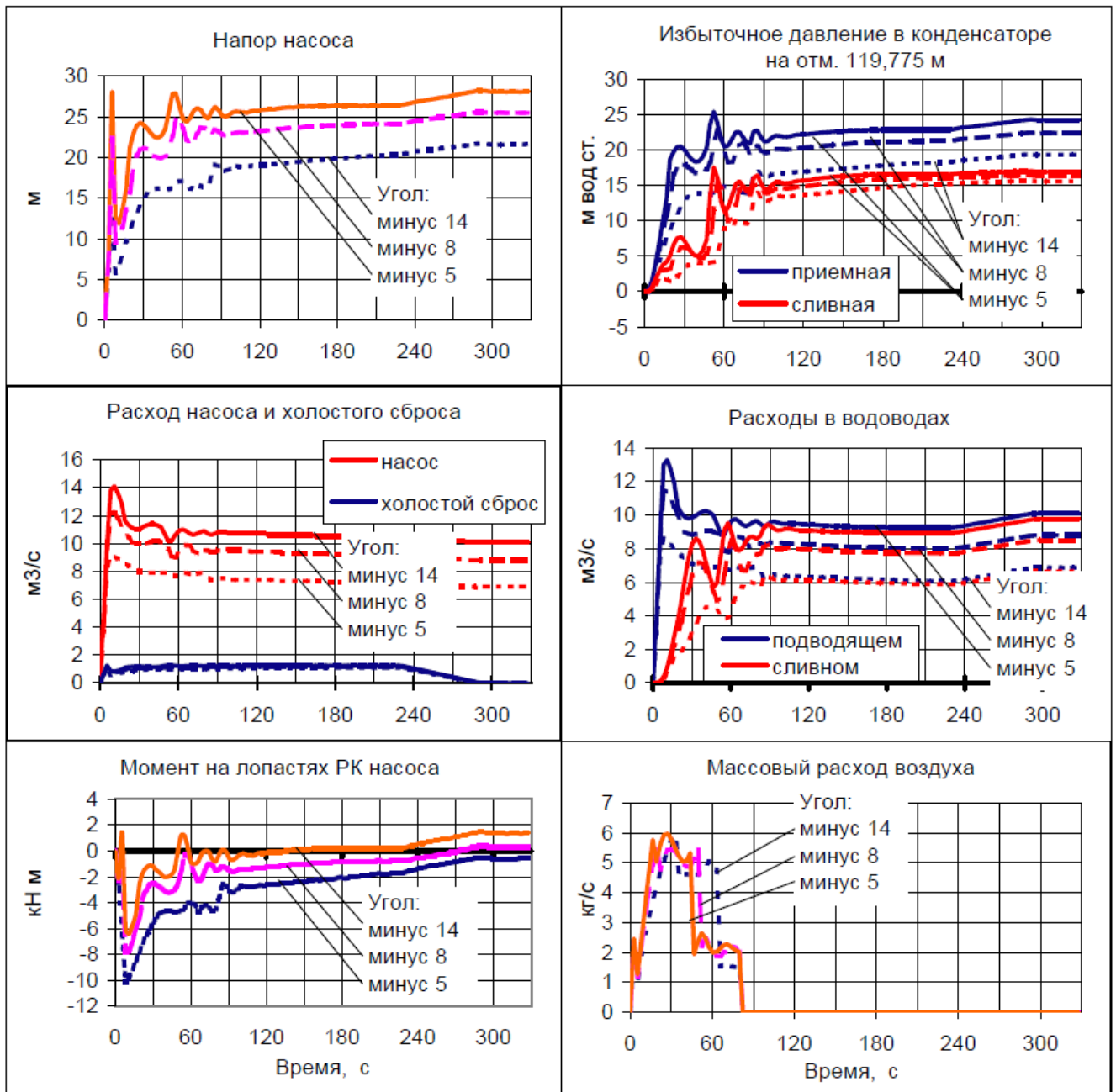
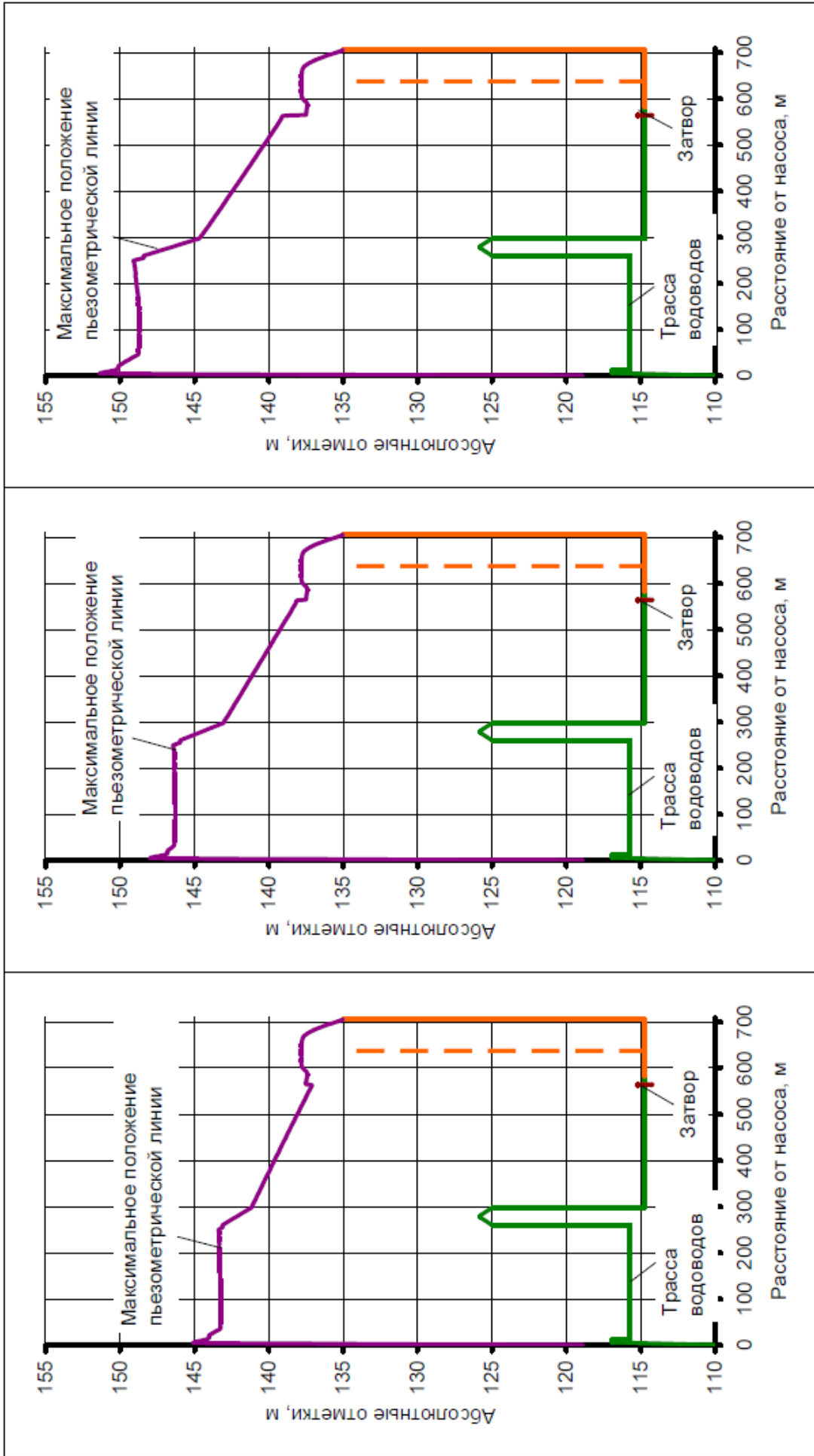


Рисунок 5.7. – Экстремальные параметры переходного процесса пуска насоса при различных углах установки лопастей



а)

б)

в)

Рисунок 5.8. – Максимальные положения пьезометрической линии при пусках на различных углах установки лопастей: минус 14 град. (а), минус 8 град. (б) и минус 5 град. (в)

5.4.2. Влияние условий выпуска воздуха на экстремумы процесса

Клапаны выпуска воздуха устанавливаются на камерах конденсатора. В последних проектах систем охлаждения Нововоронежской-2, Курской-2 и Белорусской станций используется одноходовой двухпоточный конденсатор, состоящий из четырех корпусов (рисунок 5.9). Каждый корпус разделен на две секции. Насосы прокачивает воду сначала через секции корпусов низкого давления пара, затем через секции корпусов высокого давления пара.

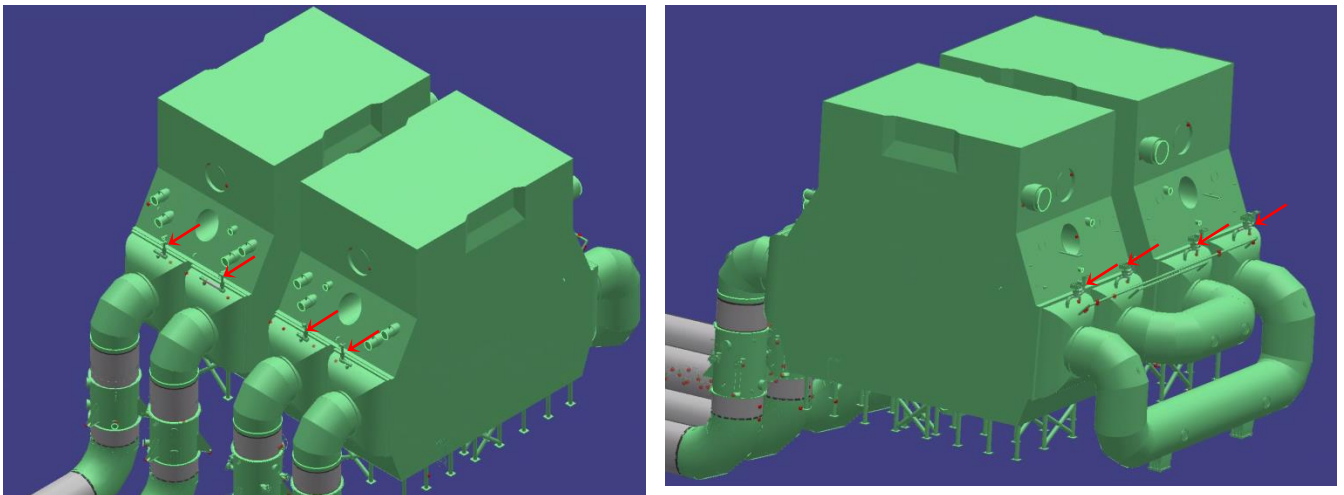


Рисунок 5.9. – Группа конденсаторная 1200КП-96000-2 (материал предоставлен Нижегородским филиалом АО "Атомэнергопроект"); красные стрелки показывают на воздушные патрубки

Воздушные клапаны выведены из верхней части каждой камеры конденсатора. На две последовательные секции конденсатора, питаемые одним насосом, приходится 4 воздушных патрубка (рисунок 5.9).

Диаметр клапана и его расходная характеристика подбираются по результатам расчетов процесса пуска. Ограничениями являются:

- максимальное давление воздуха (не более 0,2 МПа);
- максимальный всплеск давления при переходе конденсатора в напорный режим работы после выхода всего воздуха и закрытия клапана встроенным вантузом.

В переходном процессе клапаны, установленные на камерах, закрываются последовательно – сначала ближайший к насосу, последний – ближайший к градирне.

При недостаточной пропускной способности клапанов воздух между камерами продавливается пузырями, что приводит к нежелательной динамике. Диаметр последнего клапана принимается меньше, чем другие. Пример переходного процесса показан на рисунке 5.10.

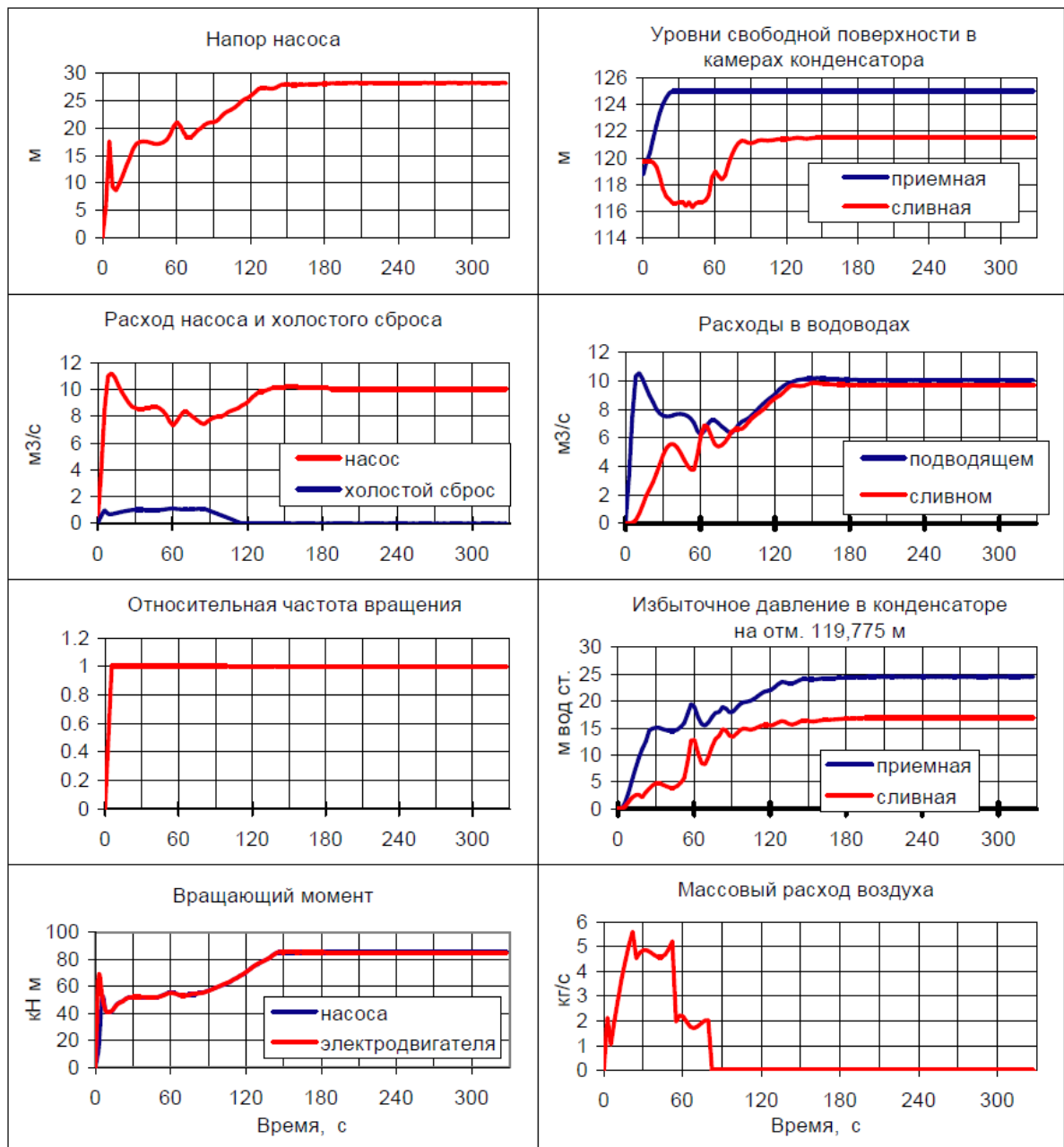


Рисунок 5.10. – Пример переходного процесса пуска с последовательным заполнением камер конденсатора

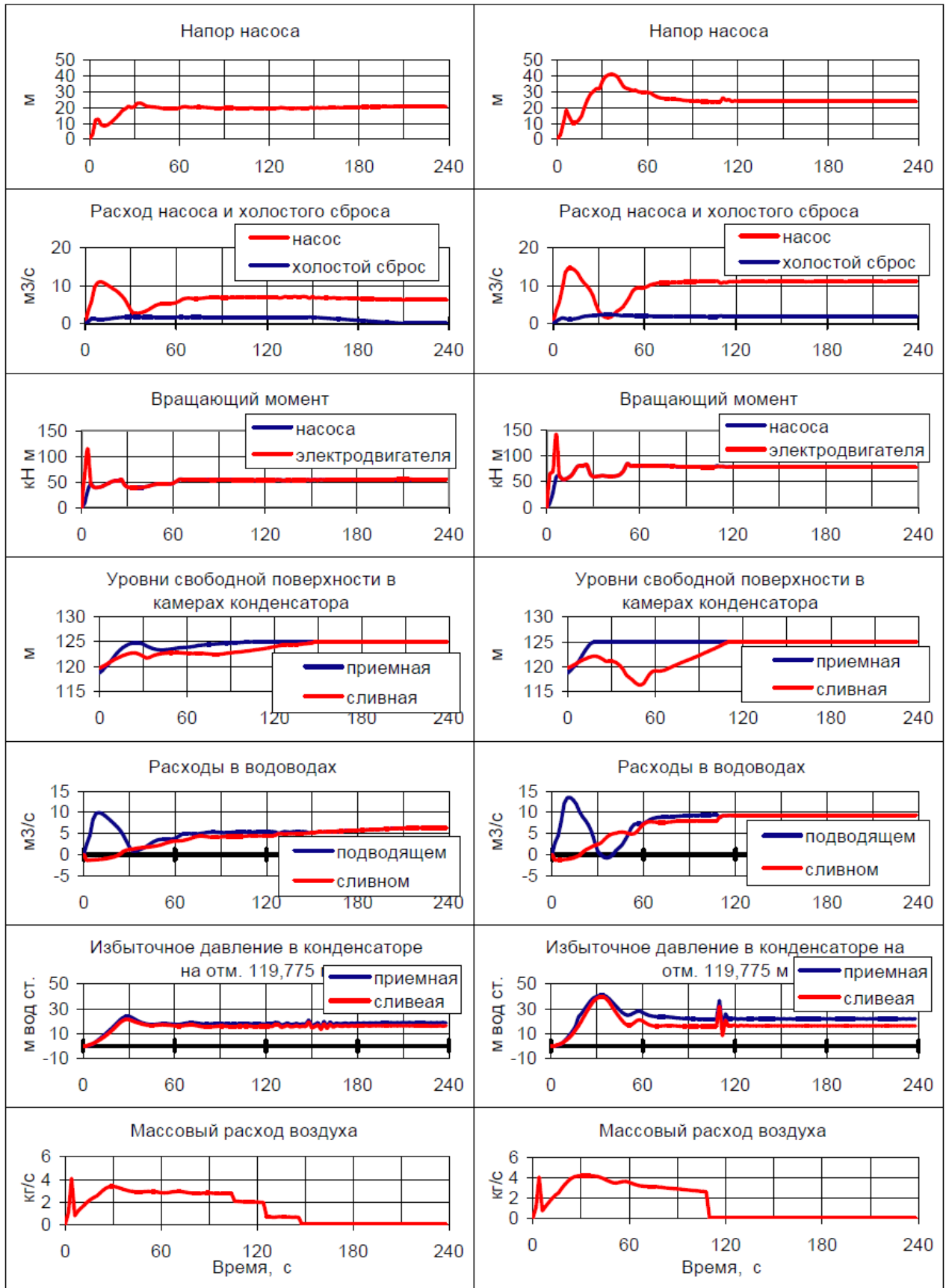
5.4.3. Влияние начала открытия и режима открытия затвора на экстремумы процесса

Перед пуском затвор на сливном трубопроводе закрыт. Градирня частично заполнена водой. Анализ условий протекания пуска показал, что с наименьшей динамикой он происходит, когда начало открытия затвора соответствует выравниванию давления на нем. Время открытия определяется конструкцией затвора от 20 до 120 с.

Если затвор не открывать, то насос, работая на заполненную водой систему, выходит в режим нулевой подачи, максимального напора и максимального вращающего момента, проходя при этом область помпажных режимов, что не рекомендуется.

На рисунке 5.11 показаны процессы при оптимальном времени открытия затвора и при запаздывании открытия затвора. Запаздывание открытия затвора приводит к повышению давления в системе в 1,5 раза. Эпюры максимумов показаны на рисунке 5.12. При нормальном пуске максимум достигается в момент закрытия последнего воздушного клапана, а при неудачном – когда насос переходит в режим нулевой подачи.

На рисунках 5.13 и 5.14 приведены натурные данные при оптимальном времени начала открытия затвора и при запаздывании начала открытия соответственно.



а)

б)

Рисунок 5.11. – Процессы пуска с различным временем начала открытия затвора:
 а – оптимальный момент времени, б – с запаздыванием

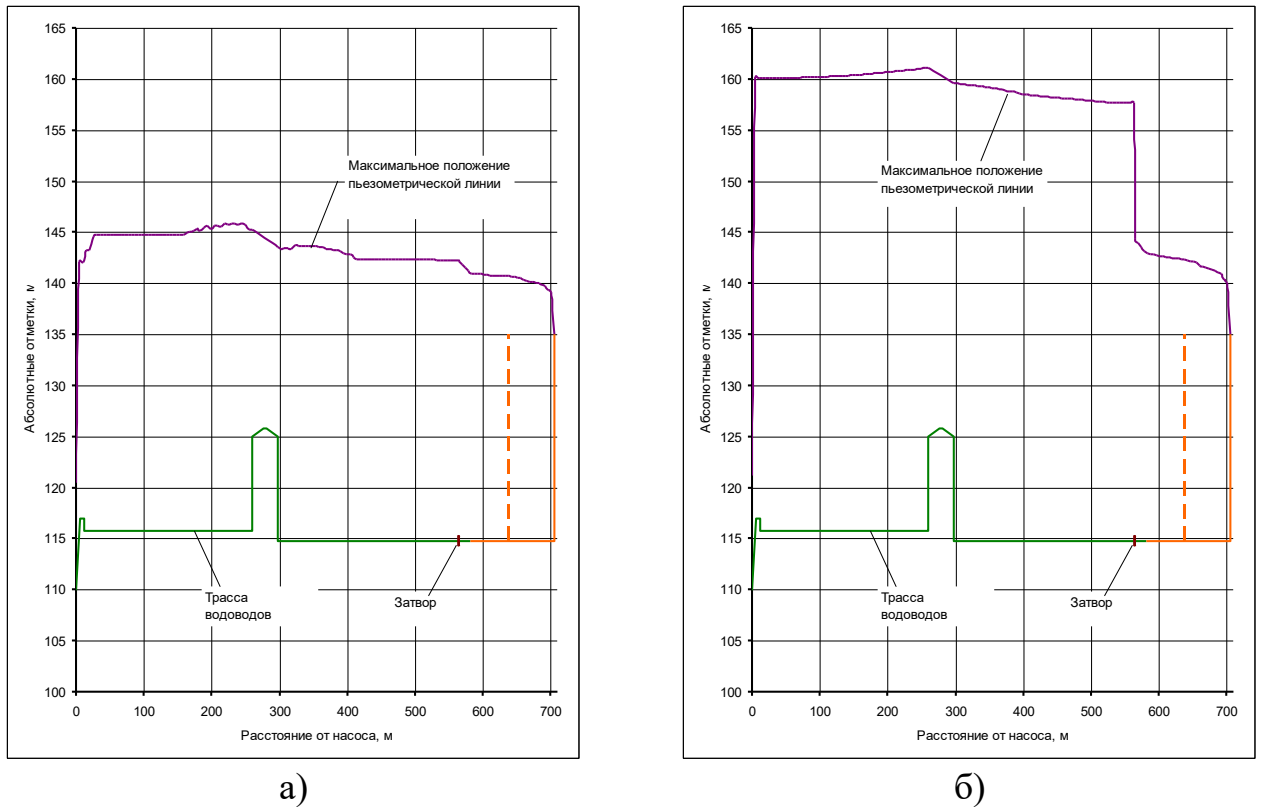


Рисунок 5.12. – Процессы пуска с различным временем начала открытия затвора. максимальное положение пьезометрической линии: а – оптимальный момент времени, б – с запаздыванием

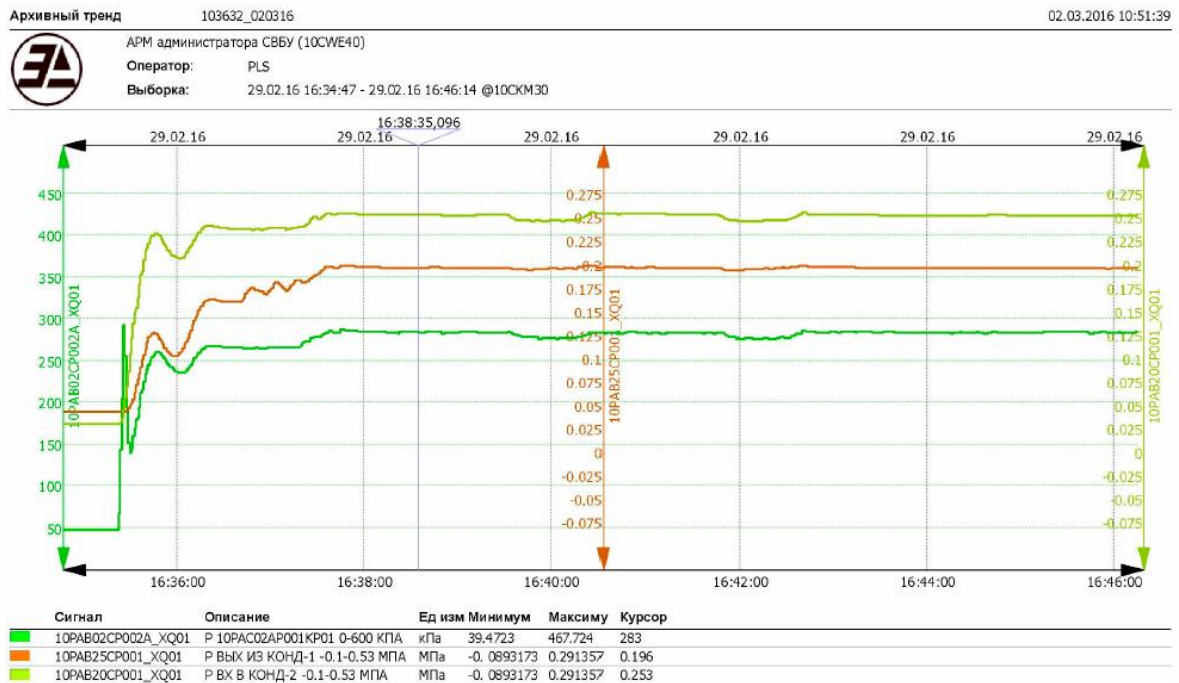


Рисунок 5.13. – Натурная осциллограмма пуска насоса Нововоронежской АЭС-2 при оптимальном моменте начала открытия затвора (материал предоставлен Нижегородским филиалом АО "Атомэнергопроект")

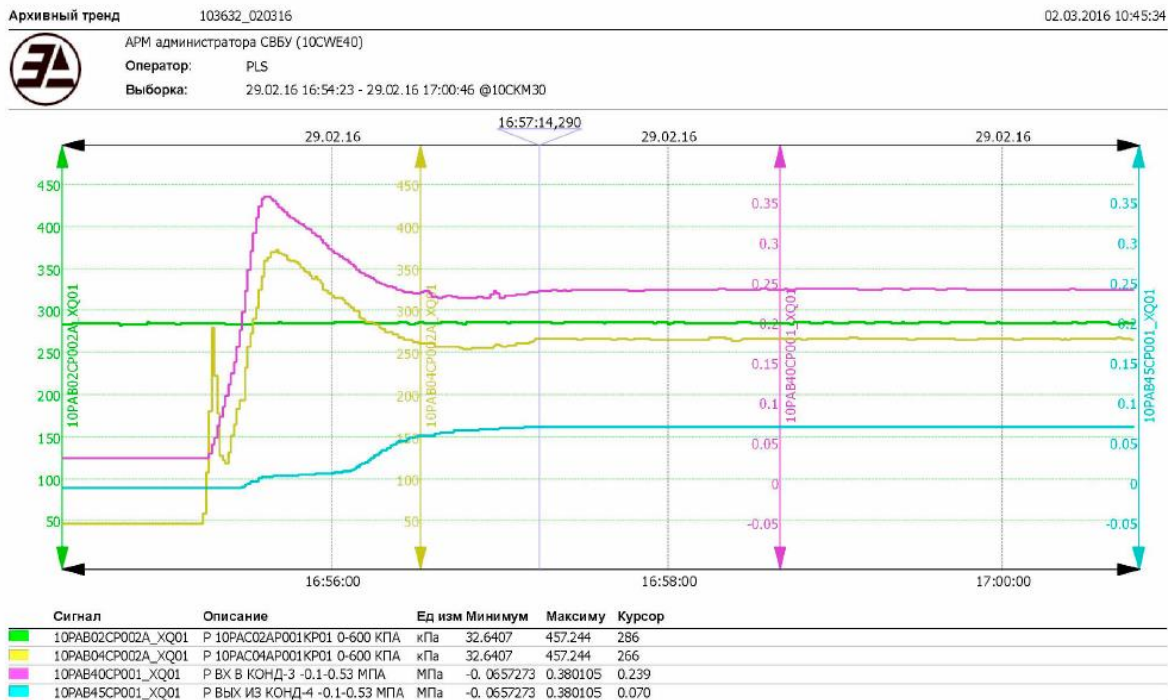


Рисунок 5.14. – Натурная осциллограмма пуска насоса Нововоронежской АЭС-2 при запаздывании начала открытия затвора (материал предоставлен Нижегородским филиалом АО "Атомэнергопроект")

5.5. Анализ влияния параметров на условия протекания процессов в схемах с затвором на напорном патрубке насоса

5.5.1. Влияние характеристики насоса и режима открытия затвора

В схемах охлаждения с затвором на напорном патрубке насоса с наименьшей динамикой протекают процессы пуска при полностью заполненной водой системе. Весь воздух из водоводов и конденсатора выпускается на предварительном этапе перед пуском. Однако следует учитывать особенности характеристик используемых насосов и уровень начальной заливки системы.

Сам процесс пуска можно разделить на две фазы. Фаза 1 – повышение частоты вращения насосного агрегата при закрытом затворе и фаза 2 – разгон воды в водоводах в процессе открытия затвора.

Особенностью фазы 1 является выход на наибольший напор и момент сопротивления насоса после достижения номинальной частоты вращения. Это свойство характеристики диагональных насосов следует учитывать при выборе двигателя с точки зрения соответствия его пусковой характеристики характеристике сопротивления насоса при развороте. На рисунке 5.15 показаны два варианта пуска диагонального насоса с выходом на номинальную частоту вращения при закрытом и при открытом затворе. Из графиков видно, что момент сопротивления насоса при пуске на закрытый затвор в 1,2 раза выше, чем при пуске на открытый затвор.

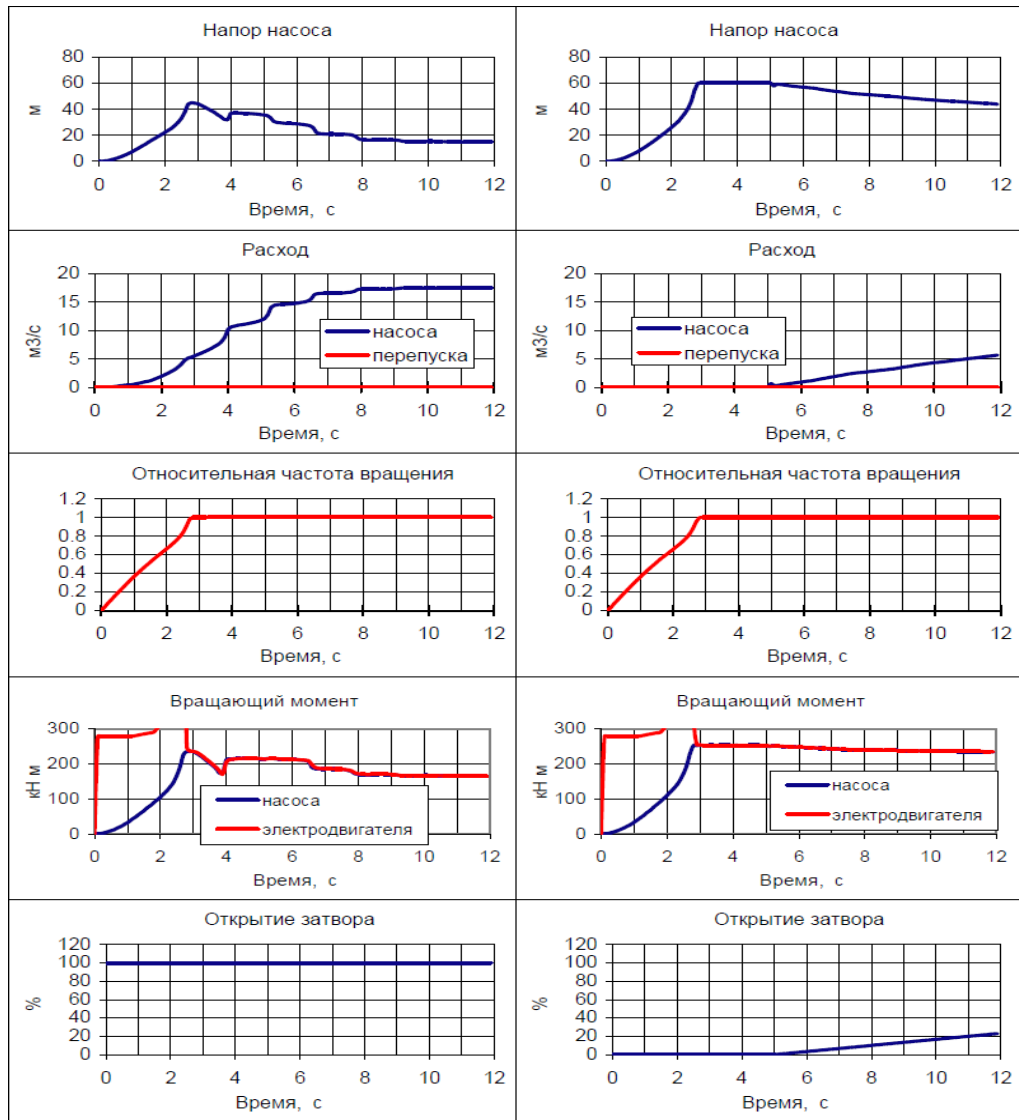
Особенностью фазы 2 является быстрый, в течение 20 – 30 с, выход на конечный установившийся режим. Процесс сопровождается положительным гидроударом, величина которого зависит от времени открытия затвора и от инерционного показателя напорной системы T_w . Пример процесса показан на рисунке 5.16.

В системах охлаждения с градирней [71; 72] применяются, как правило, диагональные насосы. У них напор и мощность в режиме нулевого расхода выше, чем у центробежных, хорошо приспособленных к пускам на закрытый затвор.

Принципиально фирмы изготовители диагональных насосов допускают пуск на закрытый затвор. При этом система привода затвора должна быть рассчитана на разворот диска при повышенном напоре, который создает насос и который может в 1,5 – 2 раза превышать напор в номинальном режиме работы (рисунок 5.17).

Пусковая характеристика электродвигателя, с учетом 20% снижения напряжения, должна иметь запас над моментом сопротивления насоса. Момент сопротивления насоса существенно зависит:

- от типа насоса;
- от режима пуска (на закрытый затвор или на заполненный трубопровод без затвора);
- инерционности напорной системы в условиях ее частичного или полного заполнения водой.



а)

б)

Рисунок 5.15. – Варианты пуска диагонального насоса с выходом на номинальную частоту вращения при открытом (а) и при закрытом (б) затворе

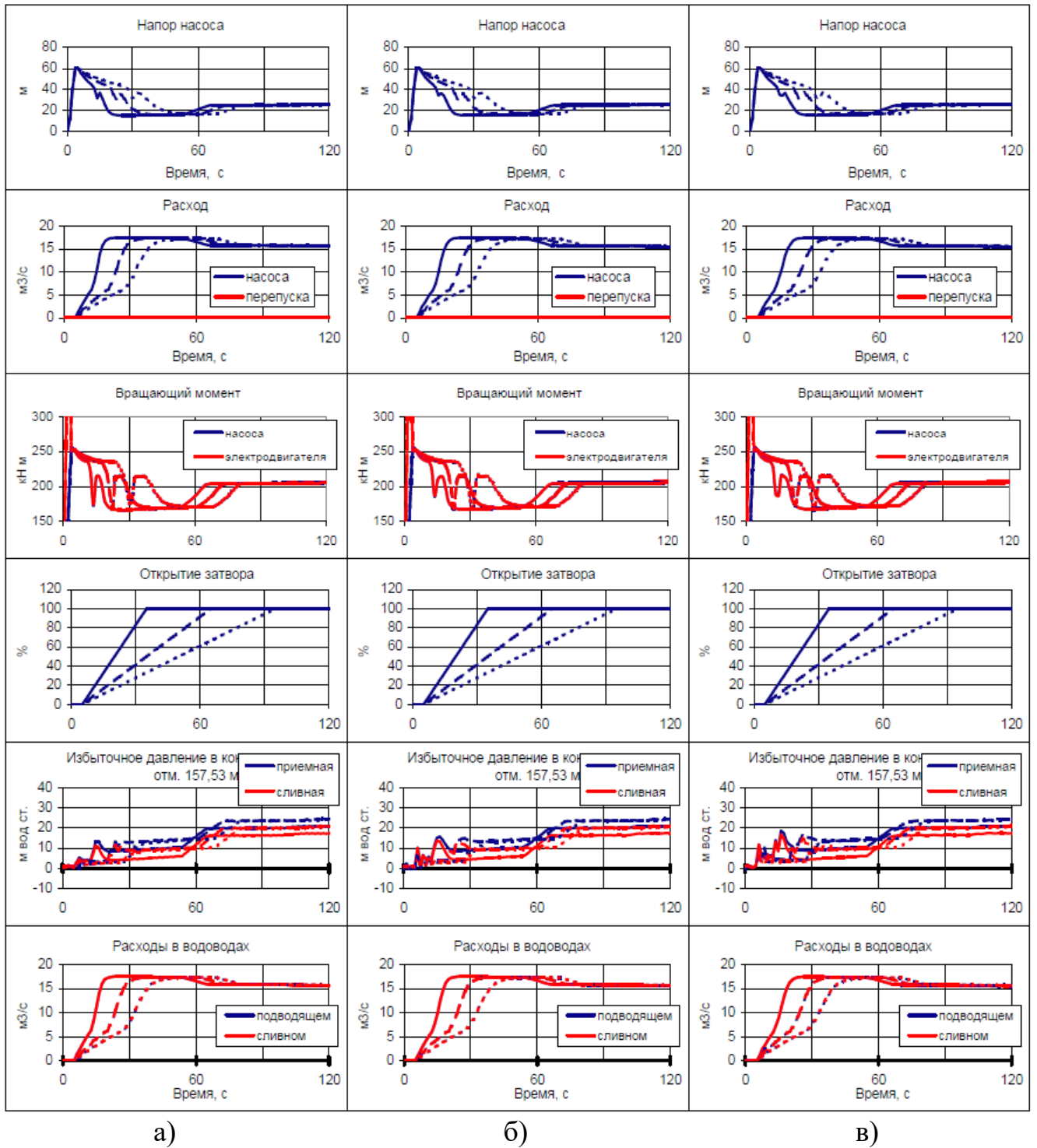


Рисунок 5.16. – Пуск на полностью заполненную водой систему при различных временах открытия затвора (30 с – сплошная линия, 60 с – длинный пунктир, 90 с – короткий пунктир) и при постоянной инерции водоводов T_w равной 4,5 с (а), 6,8 с (б) и 9,0 с (в)

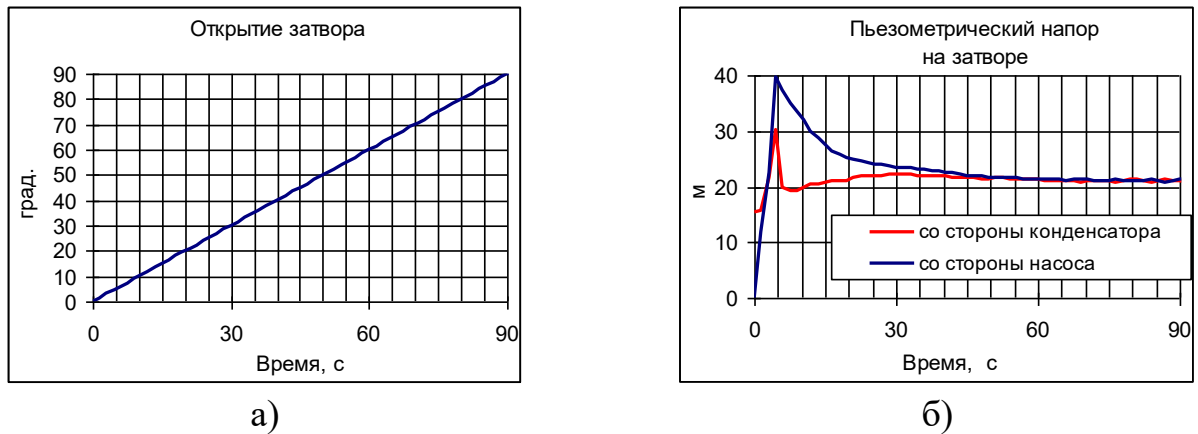


Рисунок 5.17. – Пуск диагонального насоса на закрытый затвор; а – режим открытия затвора, б – пьезометрический напор на затворе

Наибольший момент сопротивления насоса достигается в режиме пуска на закрытый затвор. На рисунке 5.18 показано как момент сопротивления изменяется с ростом частоты вращения при различных углах установки лопастей. Анализ показывает:

- момент сопротивления растет с увеличением угла установки лопастей;
- момент сопротивления на рабочем угле больше в 1,9 раза момента сопротивления на пусковом угле у диагонального насоса и практически не отличается (1,02 раза) у насоса с предротацией;
- наименьший запас по пусковому моменту достигается на частоте 0,7 – 0,8 от номинальной.

Гидроудар и действующий напор растут с увеличением постоянной инерции напорного водовода и уменьшением времени выхода насоса на номинальную частоту вращения. На рисунке 5.19 представлены обобщенные данные по максимальному моменту сопротивления насоса в зависимости от T_w и T_a . Анализ показывает:

- незначительное влияние изменения угла предротации;
- значительное влияние угла установки лопастей рабочего колеса диагонального насоса.

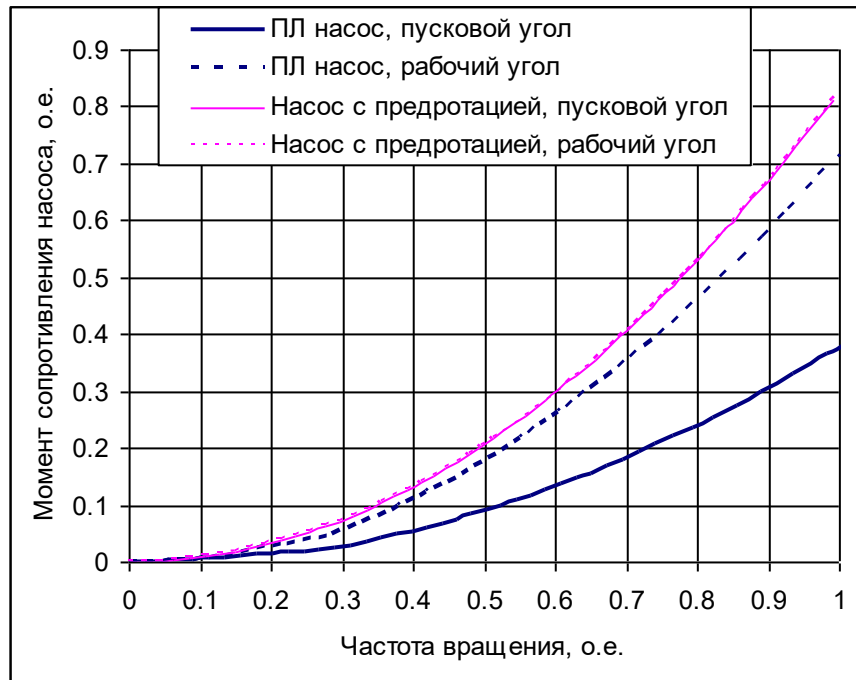


Рисунок 5.18. – Изменение момента сопротивления насоса при увеличении частоты вращения

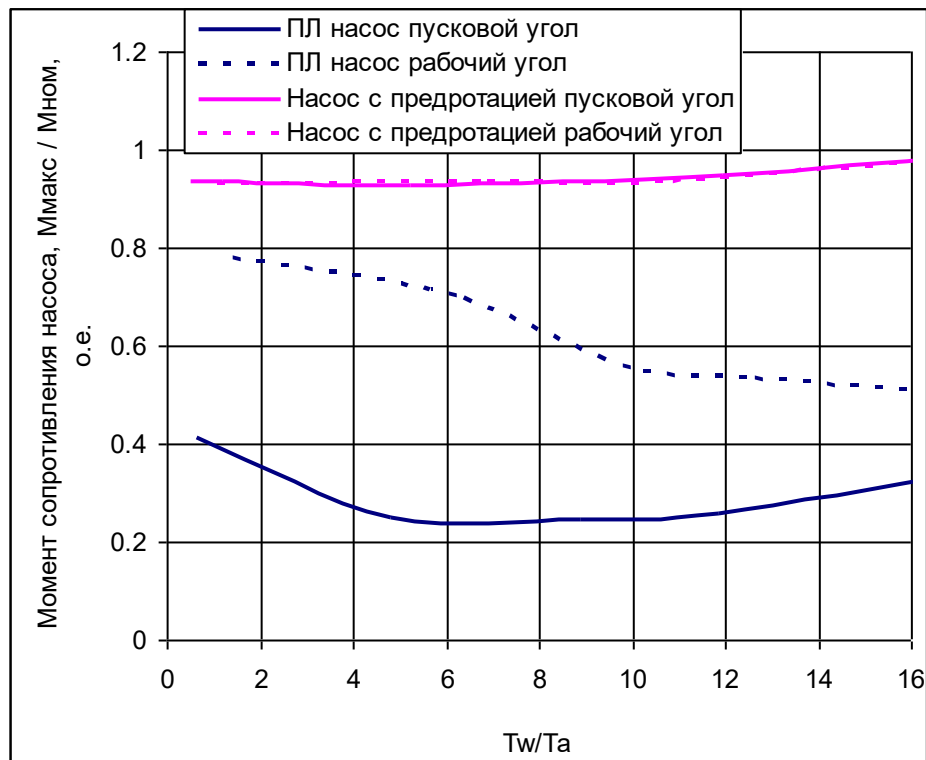


Рисунок 5.19. – Зависимость максимального момента сопротивления насоса при изменении частоты вращения от соотношения T_w/T_a

5.5.2. О необходимости полного выпуска воздуха из конденсатора перед пуском

В системах с затвором обязательным является полный выпуск воздуха из камер конденсатора перед пуском. Наличие большого объема воздуха под давлением и прорыв его при пуске пузырями в камеру с установленным на ней воздушным клапаном большого диаметра, может вызвать повышенный гидроудар при выравнивании расходов. Такой вариант возможен в конструкциях с последовательно расположенными камерами конденсатора и соединенными трубой, подведенной к ним снизу (рисунок 5.20,б). Подобное соединение разделяет воздушные полости внешних секций корпусов конденсатора в процессе предварительного заполнения системы водой. В этом случае абсолютно необходимым является установка воздушных клапанов на всех камерах конденсатора для обеспечения автоматического выпуска всего воздуха в процессе предварительного заполнения системы водой.

Всплеск давления возникает в момент выпуска последней партии воздуха, занaporивания конденсатора и выравнивания расходов в подводящем и отводящем водоводе, примыкающих к конденсатору.

В процессе выпуска воздуха расходы в подводящем и отводящем водоводах имеют разные значения. Расчеты показывают, что расход в подводящем водоводе всегда больше расхода в отводящем водоводе. Эта разница тем больше, чем больше расход выпускаемого воздуха и давление в воздушной полости. После выхода последней партии воздуха расходы выравниваются с уменьшением значения, что приводит в соответствии с формулой Жуковского к всплеску давления.

Результаты выполненных расчетов представлены на рисунке 5.21.

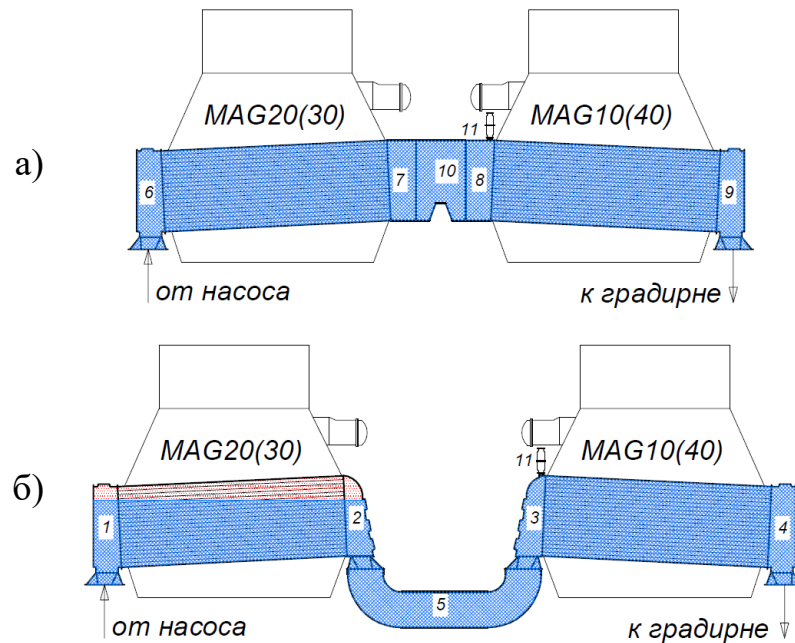


Рисунок 5.20. – Схема заполнения перед пуском внутренних секций (а) и внешних секций (б) корпусов (условно развернуто в линию);

Внешние секции корпусов конденсатора: 1 – приемные камеры; 2 – поворотные сливные камеры; 3 – поворотные приемные камеры; 4 – сливные камеры; 5 – поворотные трубы;

Внутренние секции корпусов конденсатора: 6 – приемные камеры; 7 – поворотные сливные камеры; 8 – поворотные приемные камеры; 9 – сливные камеры; 10 – поворотные корпуса; 11 – комбинированное устройство впуска-выпуска воздуха

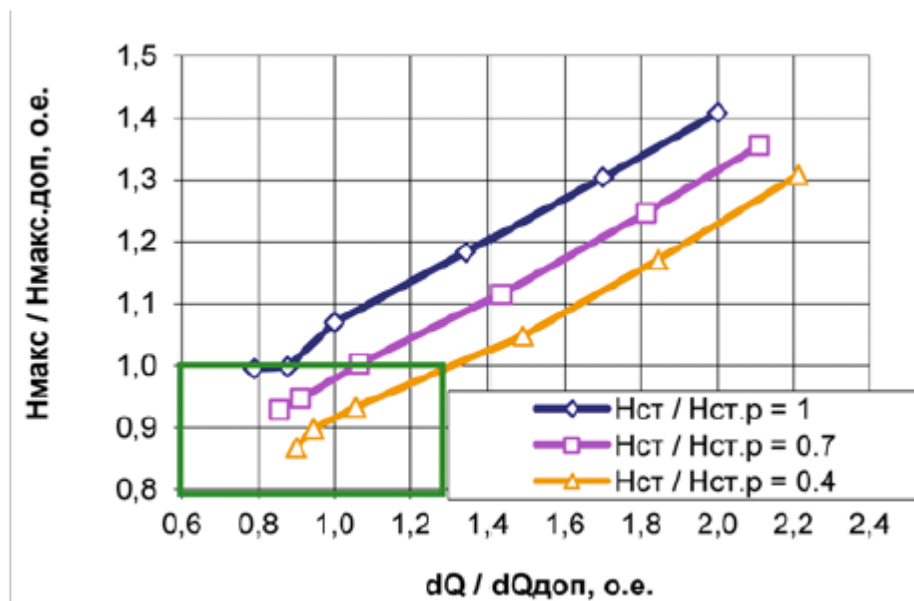


Рисунок 5.21. – Влияние расхода выдавливаемого воздуха и напора насоса на максимальное повышение давления

5.6. Выводы по главе 5

1. В главе показана специфика протекания переходных процессов в системах охлаждения с градирней в верхнем бьефе и с оперативным затвором по трассе, обеспечивающим регулирование расхода в процессе пуска насоса. Наличие затвора оказывает существенное влияние на технологию осуществления пусков и их динамику в зависимости от места его установки.

2. При расположении затвора на сливном трубопроводе переходные процессы пуска по характеру и системе ограничений аналогичны рассмотренным в главе 4. Дополнительным ограничением является начало и режим открытия затвора. Открытие затвора должно начинаться при выравнивании давления со стороны насоса и со стороны градирни. Запаздывание открытия затвора при пуске приводит к существенному росту давления на конденсатор, в пределах – соответствующему напору насоса при нулевой подаче, который, у диагональных насосов, может составлять до 180% от рабочего.

3. Анализ влияния на условия пусков угла установки лопастей показал, что пуск на минимальном угле установки лопастей диагонального насоса снижает на 15 – 17% максимальное давление в конденсаторе по сравнению с пуском на рабочем угле. Однако следует учитывать, что при пуске на минимальном угле лопастей на 30 – 40% увеличивается колебание момента на лопастях рабочего колеса насоса. Указанные данные получены по результатам математического моделирования и подтверждены натурными испытаниями в части максимального давления на конденсатор.

4. При установке затвора на напорном патрубке насоса пуск может обеспечиваться на полностью заполненные водой конденсатор и водоводы. Он имеет следующие особенности:

- пуск насоса и выход на номинальную частоту вращения при нулевом расходе и максимальном возможном напоре насоса;

- увеличение расхода в напорной системе и конденсаторе полностью заполненные водой;
- быстрый (за 20 – 40 с) выход на номинальный установившийся режим работы.

Работа насоса с максимальным напором накладывает дополнительные требования как к мощности электродвигателя насоса, так и к мощности привода затвора.

5. При пусках насоса на закрытый затвор на напорном патрубке важным является выпуск всего воздуха из конденсатора. Наличие большого объема воздуха под давлением (при заполненной градирне) приводит к высокой динамике и высокому гидроудару при его выпуске в переходном процессе. Анализ результатов специальной серии расчетов показал, что на максимально допустимый расход воздуха влияют постоянная инерции напорного отводящего водовода и развиваемый напор насоса. С их ростом максимально допустимый расход выпускаемого воздуха должен снижаться, чтобы не допустить высокого всплеска давления при переходе конденсатора в напорный режим.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Итоги выполненного исследования

1. Насосные станции систем охлаждения крупных энергетических объектов имеют специфическую трассировку, состав сооружений и оборудования, включая конденсаторы тепловых турбин, градирни, сливные колодцы, особые условия пуска насосных агрегатов, сопровождающиеся в частности необходимостью выпуска большого объема воздуха, переходом водовода из безнапорного режима в напорный, работой насосов в режимах повышенных и пониженных напоров, высокой динамикой изменения давления в напорных водоводах. Важным аспектом является формулировка системы ограничений, по параметрам и режимам оборудования, позволяющих обеспечить безопасное протекание этих процессов с учетом применяемых типов и состава сооружений насосных станций.

2. Опыт исследований показал, что математическая модель расчетов переходных процессов в водоводах насосной станции систем охлаждения должна базироваться на использовании модели упругого гидроудара. Специально должно учитываться изменение длины напорного участка водовода и волновой эффект при заполнении участка водовода со свободной поверхностью, сжатие и выпуск воздуха, находящегося в системе перед пуском, эффект заполнения трубок конденсатора, колебания свободной поверхности в камерах.

3. Важную роль играет учет гидравлических потерь напора по длине, местных и на регулирующей арматуре (затворах и обратных клапанах). Выполненный анализ трех альтернативных моделей для описания потерь напора в запорной арматуре, особенно при малых открытиях показал, что модель расчета потерь напора через переменный коэффициент сопротивления и произведение скоростных напоров в предыдущий и текущий моменты времени обеспечивает устойчивость расчетного алгоритма в отличие от расчета потерь напора через коэффициент расхода и произведение скоростных напора в предыдущий момент времени.

4. Универсальной, для представления расходной и моментной характеристик насоса является система полярных координат. Она позволяет однозначно определять положение режимной точки в поле характеристики, в том числе и при попадании насоса в область неустойчивых помпажных режимов.

5. Граничные условия по изменению расхода и вращающего момента с учетом оборотно-расходной и оборотно-моментной характеристик насоса вместе с уравнениями гидроудара на примыкающих к насосу участках напорного водовода приводятся к системе 2-х нелинейных уравнений относительно напора и частоты вращения переменными, уточняемыми на этапах итераций коэффициентами. Наилучшую сходимость алгоритма во всех практических случаях при количестве итераций не более 10-ти обеспечивает метод Ньютона.

6. Анализ влияния на условия пусков угла установки лопастей показал, что пуск на минимальном угле установки лопастей диагонального насоса снижает на 15 – 17% максимальное давление в конденсаторе по сравнению с пуском на рабочем угле. Однако следует учитывать, что при пуске на минимальном угле лопастей на 30 – 40% увеличивается амплитуда колебаний момента на лопастях рабочего колеса насоса.

7. В схемах охлаждения с высоким расположением подводящих трубопроводов, положительного эффекта увеличения минимального напора насоса можно добиться за счет дополнительного волнового напора при занaporивании горизонтального участка подводящего водовода. Выполненный обобщенный анализ расчета дополнительного волнового напора показал, что требуемое увеличение напора насоса на 4 – 6 м обеспечивается при начальном заполнении трубопровода на 70 – 80 % по высоте.

8. По условиям протекания переходных процессов выделены две характерные схемы: с водосливом в верхнем бьефе и с градирней. В свою очередь схема с градирней имеет особенности пусков в зависимости от наличия или отсутствия регулирующего затвора по трассе водоводов.

9. Исследования переходных процессов позволили сформулировать состав ограничений для процесса пуска в системах охлаждения, среди которых выделяются:

- длительность выхода агрегата на номинальную частоту вращения;
- работа насоса на пониженных и повышенных напорах;
- отжатие уровня в отводящем трубопроводе по мере сжатия воздуха;
- амплитуда колебаний уровня в сливной камере;
- высокая амплитуда колебаний момента на лопастях.

10. Анализ влияния на условия пусков соотношения постоянных инерции водоводов и насосного агрегата показал, что при значениях T_w/T_a более 1,75 режимная точка выходит на неустойчивую ветвь характеристики диагонального насоса.

Проход области неустойчивых режимов при пуске вследствие высокой инерционности напорного водовода или при пуске насоса на закрытый обратный клапан происходят быстро с гарантированным выходом на устойчивую ветвь характеристики. Опасным и длительным является случай попадания на неустойчивую ветвь при постепенном нарастании напора в процессе заполнения системы и выпуска воздуха. Такой вариант увеличения напора при пуске должен быть исключен.

11. При технической возможности, в системах с градирней, рекомендуется полное заполнение системы водой перед пуском путем создания вакуума. В этом случае процесс пуска происходит при меньшем максимальном давлении, чем с выпуском воздуха. Анализ влияния уровня нижнего бьефа показал, что максимальные давления по трассе достигаются при максимальной его отметке.

12. При пусках насоса на закрытый затвор на напорном патрубке важным является выпуск всего воздуха из конденсатора. Наличие большого объема воздуха под давлением (при заполненной градирне) приводит к высокой динамике и высокому гидроудару при его выпуске в переходном процессе. Анализ результатов специальной серии расчетов показал, что на максимально допустимый расход воздуха влияют постоянная инерции напорного отводящего

водовода и развиваемый напор насоса. С их ростом максимально допустимый расход выпускаемого воздуха должен снижаться, чтобы не допустить высокого всплеска давления при переходе конденсатора в напорный режим.

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы. Основным направлением для дальнейшей работы является исследование специальных гидромеханических переходных процессов с учетом специфики и структуры гидравлических систем охлаждения крупных энергетических объектов, таких, как системы ответственных и неответственных потребителей, а также системы подпитки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Али, М.С. Особенности расчета переходных процессов в водоводах насосных станций в условиях образования разрывов сплошности потока / М.С. Али, Д.С. Бегляров, Э.Е. Назаркин // Природообустройство. – 2020. – № 4. – Р. 122-128.
2. Алышев, В.М. Методика определения скорости волны гидравлического удара в многофазном потоке / В.М. Алышев. – М. : Сб.: Гидравлика и использование водной энергии МГМИ, 1979. – Р. 52-57.
3. Арефьев, Н.В. Математическое и программное обеспечение задачи выбора параметров сложных напорных водопроводящих трактов ГЭС и ГАЭС. - Автоматизация проектирования гидроэнергетических и водохозяйственных объектов / Н.В. Арефьев // Тезисы докл. всесоюзн. научной конференции. – Л. : ЛПИ, 1981. – Р. 151-157.
4. Арефьев, Н.В. Расчет гидравлического удара явным методом конечных разностей / Н.В. Арефьев, Б.А. Соколов // Труды ЛПИ, № 361. – Л., 1978. – Р. 30-32.
5. Аршеневский, Н.Н. Обратимые гидромашины гидроаккумулирующих электростанций / Н.Н. Аршеневский. – М. : Энергия, 1977.
6. Аршеневский, Н.Н. Переходные гидромеханические процессы в напорных водоводах и агрегатах ГЭС, ГАЭС и насосных станций. Автореферат диссертации на соискание ученой степени докт. техн. наук / Н.Н. Аршеневский. – М. : МИСИ, 1992. – 45 р.
7. Аршеневский, Н.Н. Исследование пуска насосного агрегата на опорожненный трубопровод / Н.Н. Аршеневский, Б.Б. Поспелов // Гидротехническое строительство. – 1979. – № 3.
8. Аршеневский, Н.Н. Переходные процессы крупных насосных станций / Н.Н. Аршеневский, Б.Б. Поспелов. – М. : Энергия, 1981. – 110 р.
9. Атавин, А.А. Численные методы расчета неустановившегося течения

жидкости в сложных гидросистемах / А.А. Атавин, В.В. Тарасевич // Сб.: Автоматизация закрытых оросительных систем. – 1975. – Р. 116-121.

10. Бегляров, Д.С. Научное обоснование методов расчетов переходных процессов в напорных системах водоподдачи с насосными станциями: дис. докт. техн. наук: 05.23.16 / Д.С. Бегляров. – М. : МГУП, 2007. – 311 р.

11. Бегляров, Д.С. Расчетно-теоретические исследования пуска насосного агрегата на заполненный трубопровод / Д.С. Бегляров, М.С. Али // Логистика, транспорт, природообустройство. – 2015. – Р. 83-88.

12. Бегляров, Д.С. Методика расчета переходных процессов с учетом клапанов впуска и заземления воздуха и длины зоны разрыва сплошности потока / Д.С. Бегляров, И.Ю. Сахаров // Природообустройство. – 2013. – № 2. – Р. 76-79.

13. Бержерон, Л. От гидравлического удара в трубах до разряда в электрической сети / Л. Бержерон. – М. : Машгиз, 1962. – 348 р.

14. Берлин, В.В. Некоторые особенности динамических характеристик гидромашин / В.В. Берлин // Сборник трудов МИСИ, № 171. – М. : МИСИ, 1978. – Р. 125-129.

15. Берлин, В.В. Особенности пуска насосных агрегатов систем ТВС ТЭС и АЭС при длинных водоводах и больших колебаниях нижнего бьефа / В.В. Берлин, О.А. Муравьев // Гидротехническое строительство. – 2000. – № 11.

16. Берлин, В.В. Переходные процессы на ГЭС с уравнительными резервуарами / В.В. Берлин, О.А. Муравьев. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 152 р.

17. Берлин, В.В. Пуски насосных агрегатов в системах технического водоснабжения с градирнями на ТЭС и АЭС / В.В. Берлин, О.А. Муравьев, А.В. Голубев // Гидротехническое строительство. – 2016. – № 10. – Р. 27-34.

18. Берлин, В.В. Натурные испытания поворотных лопастных гидротурбин ГЭС-34 Можайского гидроузла / В.В. Берлин, О.А. Муравьев, И.В. Ермаков, А.В. Голубев // Вестник МГСУ. – 2008. – № 1. – Р. 231-242.

19. Виссарионов, В.И. Математическое моделирование гидравлических переходных процессов в крупных насосных станциях и ГАЭС / В.И. Виссарионов // Тезисы докл. научно-техн. совещания, г. Дивногорск. – 1989. – Р. 61.

20. Виссарионов, В.И. Математическое моделирование переходных процессов в насосных установках / В.И. Виссарионов // Сб.: Проблемы и направления развития гидромашиностроения. – М., 1978.
21. Виссарионов, В.И. Численное моделирование гидравлических процессов в подводящих устройствах низконапорных насосных станций / В.И. Виссарионов, В.В. Елистратов // Гидротехника и мелиорация. – 1985. – № 3. – Р. 18-24.
22. Виссарионов, В.И. Исследования переходных процессов в насосных станциях / В.И. Виссарионов, В.В. Елистратов, Р.С. Ишан-Ходжаев // Известия вузов СССР. Энергетика. – 1980. – № 5.
23. Виссарионов, В.И. Гидромеханические переходные процессы обратимых гидроагрегатов / В.И. Виссарионов, Н.И. Матвиенко. – М. : Издательство МЭИ, 1994. – 32 р.
24. Виссарионов, В.И. Математические модели переходных процессов в насосной станции при самозапуске электродвигателя после кратковременного перерыва питания / В.И. Виссарионов, И.С. Трусов // Известия вузов СССР. Энергетика. – Минск, 1986. – Р. 115-119.
25. Вишневский, К.П. Использование ЭВМ для расчета переходных процессов / К.П. Вишневский // Гидротехника и мелиорация. – 1978. – № 9. – Р. 69-70.
26. Вишневский, К.П. Методика расчета переходных процессов в закрытых оросительных системах / К.П. Вишневский // В руководстве по применению гидротехнической арматуры на внутривоз. оросит. сети : Утв. Союзводпроект 26.04.83. – М. : Минводхоз СССР. В/О “Союзводпроект,” 1983. – Р. 48-76.
27. Вишневский, К.П. Переходные процессы в напорных системах водоподачи / К.П. Вишневский. – М. : Агропромиздат, 1986. – 136 р.
28. Вишневский, К.П. Применение ЭВМ для расчета нестационарных процессов движения воды в напорных трубопроводах / К.П. Вишневский // Математика и ЭВМ в мелиорации. – М., 1971. – Р. 100-110.

29. Вишневский, К.П. Расчет нестационарных процессов движения воды в напорных трубопроводах с учетом нерастворенного в воде воздуха. Сб.: Исследование гидротехнических сооружений / К.П. Вишневский // Сб.: Исследование гидротехнических сооружений. – М. : МГМИ, 1982. – Р. 52-57.
30. Гидроэлектрические станции: Учебник для вузов / В.Я. Карелин, Г.И. Кривченко eds. . – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 464 р.
31. Голубев, А.В. Особенности моделирования потерь напора на регулирующих затворах в расчетах переходных процессов насосных станций / А.В. Голубев // Вестник МГСУ. – 2013. – № 12. – Р. 148-155.
32. Голубев, А.В. Особенности пусков насосных агрегатов в системах технического водоснабжения / А.В. Голубев // Гидротехническое строительство. – 2023. – № 3. – Р. 47-53.
33. Дикаревский, В.С. Влияние отпора окружающей среды на скорость распространения ударного импульса в трубопроводах / В.С. Дикаревский // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1966. – № 7. – Р. 122-131.
34. Дикаревский, В.С. Коэффициент гидравлического сопротивления, потери энергии на внутреннее трение в материалах труб, интерференция волн при гидравлических ударах / В.С. Дикаревский // Сб. трудов ЛИИЖТа: Гидравлический удар в трубопроводах, вып. 321. – 1971. – Р. 73-110.
35. Дикаревский, В.С. Скорости распространения волн гидравлического удара в водоводах / В.С. Дикаревский // Водоснабжение и санитарная техника. – 1967. – № 2. – Р. 17-19.
36. Дикаревский, В.С. О величине вакуума при гидравлических ударах / В.С. Дикаревский, А.Е. Татура // Сб. трудов ЛИИЖТа: Гидравлический удар в трубопроводах, вып. 321. – 1971. – Р. 110-124.
37. Дульнев, В.Б. Рекомендации по проектированию и гидравлическим расчетам насосных блоков и водных трактов систем технического водоснабжения ТЭС и АЭС большой мощности / В.Б. Дульнев, О.Ш. Оспанов, Н.Н. Сизов et al. – Л. : ВНИИГ, 1983.
38. Жуковский, Н.Е. О гидравлическом ударе в водонапорных трубах /

- Н.Е. Жуковский. – М. : Изд-во технико-теоретической литературы, 1949. – 103 р.
39. Зуйков, А.Л. Гидравлика. В 2 т. / А.Л. Зуйков. – М. : МГСУ, 2015.
40. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик; М.О. Штейнберг ed. . – 3-е изд. – М. : Машиностроение, 1975. – 672 р.
41. Карелин, В.Я. Надежность работы систем технического водоснабжения ТЭС и АЭС при пусках насосных агрегатов / В.Я. Карелин, В.В. Берлин, О.А. Муравьев, Т.В. Косолапова // Сборник “Строительство в XXI веке. Проблемы и перспективы”. Материалы международной научно-практической конференции. – М. : МГСУ, 2001.
42. Карелин, В.Я. Исследования переходных процессов и явлений нестационарности с целью совершенствования конструктивных решений ГЭС, ГАЭС и насосных станций / В.Я. Карелин, Г.И. Кривченко, Н.Н. Аршеневский, Р.А. Новодережкин // Гидротехническое строительство. – 1983. – № 8.
43. Карелин, В.Я. Насосные станции гидротехнических систем с осевыми и диагональными насосами / В.Я. Карелин, Р.А. Новодережкин. – М. : Энергия, 1980.
44. Карелин, В.Я. Насосные станции с центробежными насосами / В.Я. Карелин, Р.А. Новодережкин. – М. : Стройиздат, 1983.
45. Карелин, В.Я. Вопросы выбора гидроэнергетического оборудования насосных станций систем охлаждения ТЭС и АЭС / В.Я. Карелин, Р.А. Новодережкин, О.Ш. Оспанов // Гидротермические исследования и проектирование охладителей тепловых и атомных электростанций. – Л. : Энергоатомиздат, 1985.
46. Карелин, В.Я. Устройство для снижения гидравлического удара в насосных агрегатах / В.Я. Карелин, И.В. Прозоров, Р.А. Новодережкин. – СССР : Оpubл. бюл. N 18, 1986.
47. Картвелишвили, Л.Н. Гидравлический удар: основные положения и современное состояние теории / Л.Н. Картвелишвили // Гидротехническое строительство. – 1994. – № 9. – Р. 49-54.
48. Картвелишвили, Н.А. Динамика напорных трубопроводов / Н.А.

Картвелишвили. – М. : Энергия, 1979.

49. Картвелишвили, Н.А. Неустановившиеся режимы в силовых узлах ГЭС / Н.А. Картвелишвили. – М.-Л. : Госэнергоиздат, 1951. – 256 р.

50. Кикиш, О.В. Результаты наладки систем технического водоснабжения энергоблоков 1000 МВт и испытаний циркуляционных насосов / О.В. Кикиш, А.М. Добушовский // Электрические станции. – 1988. – № 5. – Р. 38-42.

51. Киселев, П.Г. Справочник по гидравлическим расчетам / П.Г. Киселев, А.Д. Альтшуль, Н.В. Данильченко et al.; П.Г. Киселев ed. . – 4-е изд. – М. : Энергия, 1972. – 312 р.

52. Клингерт, Н.В. Стальные трубопроводы гидроэлектростанций / Н.В. Клингерт, А.Х. Хохарин, А.Р. Фрейншист. – М. : Энергия, 1973.

53. Кривченко, Г.И. Гидравлический удар и рациональные режимы регулирования турбин гидроэлектростанций / Г.И. Кривченко. – М.-Л. : Госэнергоиздат, 1951.

54. Кривченко, Г.И. Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках / Г.И. Кривченко, Н.Н. Аршеневский, Е.В. Квятковская, В.М. Клабуков; Г.И. Кривченко ed. . – М. : Энергия, 1975. – 368 р.

55. Кривченко, Г.И. Результаты комплексных натурных исследований насосных станций канала Иртыш-Караганда / Г.И. Кривченко, В.Я. Карелин, Н.Н. Аршеневский et al. // Тезисы докладов на второй научно- технич. конференции Гидропроекта. – М. : Гидропроект, 1972.

56. Куликов, В.Г. Алгоритмизация многокритериальных процессов проектирования энергетических и гидроэнергетических сооружений / В.Г. Куликов, В.А. Хохлов, Ж.О. Титова, О.Ю. Галонен // Строительство и архитектура. – 2020. – Vol. 8. – № 3. – Р. 51-57.

57. Лямаев, Б.Ф. Влияние “завала” фронта волны на величину максимального давления при гидравлическом ударе, сопровождающемся отрывом столба жидкости от тупика / Б.Ф. Лямаев // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1974. – № 11. – Р. 114-120.

58. Лямаев, Б.Ф. Гидравлические расчеты в переходных процессах / Б.Ф.

Лямаев. – 1980.

59. Лямаев, Б.Ф. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах / Б.Ф. Лямаев, Г.П. Небольсин, В.А. Нелюбов. – Л. : Машиностроение, 1972.

60. Лямаев, Б.Ф. Влияние некоторых параметров математической модели на результаты расчета гидравлического удара с разрывом сплошности потока / Б.Ф. Лямаев, Г.П. Небольсин, Н.И. Рытая // Труды ин-та Ленгипроводхоз, вып. 6. – Л., 1976. – Р. 76-89.

61. Методические указания по определению условий работы насосных агрегатов при пусках и остановках. – М. : Союзгипроводхоз, 1985. – 65 р.

62. Мостков, М.А. Гидравлический удар в гидроэлектрических станциях / М.А. Мостков. – М.-Л. : Госэнергоиздат, 1938. – 325 р.

63. Мостков, М.А. Основы теории гидроэнергетического проектирования / М.А. Мостков. – М.-Л. : Госэнергоиздат, 1948. – 248 р.

64. Мостков, М.А. Расчеты гидравлического удара / М.А. Мостков, А.А. Башкиров. – М.-Л. : Госэнергоиздат, 1952. – 295 р.

65. Мошнин, Л.Ф. Указания по защите водоводов от гидравлических ударов / Л.Ф. Мошнин. – М. : Стройиздат, 1961. – 227 р.

66. Муравьев, О.А. Переходные процессы на гидроэлектростанциях : учебное пособие для обучающихся по направлению подготовки 08.05.01 Строительство уникальных зданий и сооружений / О.А. Муравьев. – М. : МИСИ-МГСУ, ЭБС АСВ, 2020. – 78 р.

67. Новодережкин, Б.Р. Самозапуск насосных агрегатов в системах охлаждения ТЭС и АЭС : дис. канд. техн. наук : 05.14.10 / Б.Р. Новодережкин. – М., 1993. – 242 р.

68. Новодережкин, Р.А. Насосные станции систем технического водоснабжения тепловых и атомных электростанций / Р.А. Новодережкин. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 265 р.

69. Новодережкин, Р.А. Насосные станции систем технического водоснабжения ТЭС и АЭС / Р.А. Новодережкин. – М. : Энергоатомиздат, 1989. –

265 р.

70. Оспанов, О.Ш. Выбор гидроэнергетического оборудования насосных станций систем охлаждения конденсаторов ТЭС и АЭС с учетом переходных процессов: дис. канд. техн. наук: 05.14.10 / О.Ш. Оспанов. – М. : МИСИ, ВНИИПИ “Атомтеплоэлектропроект,” 1984. – 237 р.

71. Пак, П.Н. Насосное оборудование атомных станций / П.Н. Пак, А.Я. Белоусов, С.П. Пак; П.Н. Пак ed. . – М. : Энергоатомиздат, 2003. – 450 р.

72. Пак, П.Н. Насосы АЭС / П.Н. Пак, А.Я. Белоусов, А.И. Тимшин. – Справочное. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 328 р.

73. Полянская, Л.В. Расчет неустановившегося движения жидкости в трубопроводе оборудованном центробежными насосами / Л.В. Полянская // Нефтяное хозяйство. – 1975. – № 10. – Р. 66-70.

74. Поспелов, Б.Б. Переходные процессы крупных установок с осевыми насосами : дис. канд. техн. наук : 05.14.10 / Б.Б. Поспелов. – М. : МИСИ, 1982. – 237 р.

75. Середи, И. Динамика напорных систем гидроэнергетических установок: Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : 05.14.10 / И. Середи. – М., 1980. – 20 р.

76. Смирнов, Д.Н. Гидравлический удар в напорных водоводах / Д.Н. Смирнов, Л.Б. Зубов. – М. : Стройиздат, 1975. – 125 р.

77. Сотников, Г.Г. Анализ особенностей гидромеханических переходных процессов ГАЭС с обратимыми радиально-осевыми гидромашинами : Автореф. дисс. канд.техн.наук : 05.14.10 / Г.Г. Сотников. – М. : Моск. инж.-строит. ин-т им. В.В. Куйбышева, 1981. – 17 р.

78. Стерман, Л.С. Тепловые и атомные электростанции / Л.С. Стерман, С.А. Тавлин, А.Т. Марков. – М. : Энергоатомиздат, 1982.

79. Тимофеева, Е.Т. Выбор средств защиты водоводов от гидравлических ударов / Е.Т. Тимофеева // Труды ин-та ВОДГЕО, вып. 60. – М. : ВНИИ ВОДГЕО, 1976.

80. Тягунов, М.Г. Управление режимами ГЭС / М.Г. Тягунов. – М. : МЭИ,

1984. – 167 p.

81. Хохлов, А.В. Технические средства защиты оборудования насосных станций от гидравлического удара / А.В. Хохлов, В.А. Хохлов // Гидротехническое строительство. – 2018. – № 12. – P. 31-36.

82. Щапов, Н.М. Турбинное оборудование гидростанций / Н.М. Щапов. – 3-е изд. – М.-Л. : Госэнергоиздат, 1961. – 319 p.

83. Allievi, L. Theory of Water-hammer / L. Allievi. – Rome : Typography R. Garroni, 1925. – 119 p.

84. Berlin, V.V. Transient processes and optimization of HPP hydraulic structures / V.V. Berlin, A.K. Fink, A.V. Golubev, O.A. Muraviov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 869. – P. 072052.

85. Berlin, V.V. Startup Of Pumping Units In Process Water Supplies With Cooling Towers At Thermal And Nuclear Power Plants / V.V. Berlin, O.A. Murav'ev, A.V. Golubev // Power Technology and Engineering. – 2017. – Vol. 50. – № 6. – P. 593-599.

86. Berlin, V.V. Low-Frequency Pressure Pulsations in the Penstocks of Hydroelectric Power Plants and Swing of the Generator Rotor / V.V. Berlin, O.A. Murav'ev, A.V. Golubev, D.V. Rybin // Power Technology and Engineering. – 2020. – Vol. 54. – № 4. – P. 462-466. DOI: 10.1007/s10749-020-01232-9.

87. Duishenaliev, T.B. The Relationship between the Maximum and Minimum Principal Stresses as a Strength Criterion of Brittle Materials / T.B. Duishenaliev, V.A. Khokhlov, S.V. Ushanov // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2022. – Vol. 988. – № 5. – P. 052011.

88. Ewing, D.T.F. Allowing for free air in waterhammer analysis / D.T.F. Ewing // Third international Conference of Pressure Surges. – Canterbury, England, 1980. – P. 127-146.

89. Fanelli, M. Numerical prediction of transients in cooling water circuit for thermal power stations / M. Fanelli, S. Fedato, G. Fenini // Joint symposium on design and operation of fluid machinery / F. Collins ed. . – 1978.

90. Fanelli, M. Recent developments of an existing transient-simulation

program for cooling water circuits / M. Fanelli, G. Fenini // *proc. 3rd Int Conf. Pressure Surges* vol. 1. – Canterbury, 1980. – P. 261-278.

91. Fox, J.A. *An Introduction to Engineering Fluid Mechanics* / J.A. Fox. – London : Macmillan, 1974.

92. Fox, J.A. *Hydraulic Analysis of Unsteady Flow in Pipe Networks* / J.A. Fox. – London : The macmillan press Ltd, 1977.

93. Golubev, A. V. Features of the Start-Up of Pumping Units in Service Water Systems / A. V. Golubev // *Power Technology and Engineering*. – 2023. – Vol. 57. – № 3. – P. 377-382. DOI: 10.1007/s10749-023-01671-0.

94. Khokhlov, V.A. Energy saving and safe operating modes of the large irrigative pumping stations / V.A. Khokhlov, A.V. Khokhlov, J.O. Titova // *Handbook of Research on Renewable Energy and Electric Resources for Sustainable Rural Development*. – 2018. – P. 176-203.

95. Khokhlov, V.A. Technical Means of Protecting Pumping Station Equipment from a Water Hammer / V.A. Khokhlov, A.V. Khokhlov, Z.O. Titova // *Power Technology and Engineering*. – 2019. – Vol. 53. – № 1. – P. 56-61. DOI: 10.1007/s10749-019-01035-7.

96. Khokhlov, V.A. Energy consumption of water supply system's utilities in building / V.A. Khokhlov, M. Razakov, R. Razakova // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2020. – Vol. 1515. – № 2. – P. 022027.

97. Lister, M. The numerical solution of hyperbolic partial differential equations by the methods of characteristics / M. Lister, A. Vilf, H.S. Ralston. – In *Mathema*. – New-York : Wiley, 1960.

98. Pearsall, I.F. Velocity at waterhammer / I.F. Pearsall // *proc. Instn. Meeh. Engrs.*, 180, 3E. – 1965. – P. 120-30.

99. Product catalogue. DAV-M Air Release and Vacuum Break Valves. – Mode of access: [https://www.dorot.com/Files/Files/Dorot/EngineersLibrary/Catalogs/Air valves/Metal/Product Catalog/DAV-M-Catalog-Eng.pdf](https://www.dorot.com/Files/Files/Dorot/EngineersLibrary/Catalogs/Air%20valves/Metal/Product%20Catalog/DAV-M-Catalog-Eng.pdf) (date of access: 11.07.2020). – [Electronic resource].

100. Razakov, M. Energy saving in municipal sewage pumping station / M. Razakov, V.A. Khokhlov // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2020. – Vol. 1683. – P. 052003.
101. Streeter, V.L. Transient pressure in centrifugal pump systems / V.L. Streeter // *Chem. Eng. Progr.* – 1970. – Vol. 66. – № 5. – P. 60-64.
102. Streeter, V.L. Unsteady Flow Calculations by Numerical Methods / V.L. Streeter // *Journal of Basic Engineering*. – 1972.
103. Streeter, V.L. Hydraulic Transients / V.L. Streeter, E. Wylie. – New York : Mc.Graw-Hill, 1967. – 317 p.
104. Vries, A.H. De. Hydraulic aspects of cooling water systems for thermal power plants / A.H. De Vries // 7th Symp. IAHR-AIRH, part 1. – Vienna, 1974.
105. Vries, A.H. De. Research on cavitation due to water hammer in the Netherlands / A.H. De Vries // *L'Energia Elettrica*. – 1975. – № 9. – P. 478-485.
106. Wylie, F.B. Free air in liquid Transient flow / F.B. Wylie // 3rd International Conference on Pressure surges. – Canterbury, England, March, 1980. – P. 27-42.
107. Allievi, L. Théorie du coup de bélier / L. Allievi // *Bulletin technique de la romande*. – 1921. – Vol. 39. – № 14. – P. 171-176.
108. Фокс, Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах / Д.А. Фокс Перевод с англ. – М.: Энергоиздат, 1981.