

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

Уральский энергетический институт
Кафедра «Атомные станции и возобновляемые источники энергии»

На правах рукописи

Аль-Джанаби Акрам Хамзах Абед

**ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ АЭС С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
ВОДОВОЗДУШНОГО АЭРОЗОЛЯ**

05.14.03 – Ядерные энергетические установки, включая проектирование, эксплуатацию и вывод из эксплуатации

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор,
Щеклеин Сергей Евгеньевич

Екатеринбург – 2020

Acknowledgment

Thanks go first to Allah (SWT), who gave me the support and patience to finish this work.

*The author likes to pay his respect and gratitude to his dissertation supervisor **Prof. Dr. Shcheklein Sergey Evgenievich**, and dissertation advisor **Prof. Dr. Pakhaluev Valery Maksimovich** for their active guidance, constant inspiration and encouragement, invaluable suggestions and constructive criticism throughout the research that helped it to come up to the present state.*

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	8
ГЛАВА 1. СИСТЕМА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ АЭС	16
1.1. Система пассивного отвода тепла АЭС.....	16
1.1.1. Технические характеристики, описание конструкции, принцип работы СПОТ в АЭС с ВВЭР.....	17
1.1.2. Интенсификации теплообмена и влияния природных факторов на условия эксплуатации СПОТ.....	19
1.2. Сухие градирни СГ и воздушно-конденсационные установки ВКУв АЭС	25
1.3. Охлаждение водовоздушным аэрозольным потоком.....	29
1.3.1. Размер капель воды.....	30
1.3.2. Интенсивность орошения.....	31
1.3.3. Генерация и перенос аэрозоля.....	32
1.4. Выводы, цель и основные задачи исследований	38
ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ	40
2.1. Требования к экспериментальным установкам и методам измерения..	40
2.2. Экспериментальные установки для исследования процессов теплообмена при вынужденной и свободной конвекции нагреваемых элементов в каналах.	41
2.2.1. Установка с одиночным шаровым элементом.....	41
2.2.2. Установка с нестационарным нагревом одиночного шарового элемента.	45
2.2.3. Установка с водовоздушным охлаждением шара в условиях свободной конвекции.....	46
2.2.4. Установка с водовоздушным охлаждением рядов из шаровых элементов.	47

2.3. Элементы и узлы экспериментальных установок	48
2.3.1. Модель шара-калориметра.....	48
2.3.2. Система генерации водяного аэрозоля	49
2.3.3. Смесительная камера.....	51
2.3.4. Высокочастотный индукционный нагреватель	52
2.4. Установка для исследования теплообмена цилиндрических элементов (трубного пучка) с водовоздушным потоком	53
2.5. Установка с цилиндрическими элементами для исследования теплообмена в условиях свободной конвекции	55
2.6. Методика проведения измерений.....	55
2.6.1 Измерение температуры.....	56
2.6.2 Измерение расхода воздуха	56
2.6.3. Расход воды на обрзование аэрозоля.....	57
2.6.4. Измерение мощности электронагревателей.....	57
2.6.5. Дистанционный метод измерения полей температуры	57
2.6.6. Измерение гидравлических сопротивлений.....	59
2.6.7. Система сбора данных.....	59
2.7. Методика обработки результатов экспериментов.....	60
2.8. Оценка погрешностей измерений	64
2.9. Выводы по главе 2.....	65
ГЛАВА 3. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ ПРИ ОБТЕКАНИИ ПОТОКОМ ВОЗДУХА ШАРОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ	66
3.1. Физическая модель и CFD моделирование для трёх нагретых шаров с тандемным расположением в канале.	66
3.1.1. Основные уравнения для моделирования CFD	67
3.1.2. Результаты численного исследования	70
3.2. Физическая модель и CFD моделирование нагретого шара в режиме свободной конвекции.....	77
3.2.1. Результаты численного моделирования в задаче с естественной конвекцией.....	78

3.3. Выводы по главе 3.....	81
ГЛАВА 4 . ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА С	
ШАРОВЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ КАНАЛЕ	83
4.1. Анализ методики экспериментальных исследований.....	83
4.2. Исследования теплообмена одиночного шарового элемента с водовоздушным потоком	84
4.3. Результаты исследования теплообмена с нестационарным охлаждением одиночного шарового элемента.....	90
4.4. Результаты исследования теплообмена с одиночным шаровым элементом в условиях свободной конвекции.....	96
4.5. Результаты исследования теплообмена рядов из шаровых элементов. 98	
4.6.Особенность охлаждения шаровых элементов водовоздушным аэрозольным потоком.....	103
4.7. Физическая модель механизма теплообмена шара в водовоздушном аэрозольном потоке.....	106
4.8. Обобщение результатов исследования теплообмена.	111
4.8.1. Обработка результатов исследования теплообмена шара с потоком сухого воздуха.....	111
4.8.2.Обработка результатов исследования теплообмена для условия водовоздушного аэрозольного потока.....	113
4.9. Исследование и анализ гидравлического сопротивления водовоздушного потокаа в канале с шаровыми элементами.....	116
4.10. Выводы по главе 4.....	118
ГЛАВА 5. ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА	
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ (ТРУБНОГО ПУЧКА) С	
ВОДОВОЗДУШНЫМ АЭРОЗОЛЬНЫМ ПОТОКОМ.....	120
5.1. Теплообмен цилиндрических элементов (трубного пучка) с водовоздушным потоком.....	120
5.2.Теплообмен цилиндрических элементов (трубного пучка) в условиях свободной конвекции.....	130
5.3. Закономерности течения и осаждения аэрозольных капель на поверхность цилиндрических элементов	133

5.4. Анализ гидродинамического сопротивления аэрозольного потока	136
5.5. Оценка эффективности применения водовоздушного охлаждения пучка цилиндрических элементов в канале.	137
5.6. Выводы по главе 5.....	139
ГЛАВА 6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВОДОВОЗДУШНОГО АЭРОЗОЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ В АТОМНОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ.....	140
6.1. Повышение эффективности системы аварийного расхолаживания САРХ-ВТО на примере реактора БН	141
6.2. Повышение эффективности системы охлаждения оборотной воды на примере модели сухих градирен АЭС	147
6.3. Интенсификации охлаждения отработанного ядерного топлива при его переработке и хранении.....	152
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	157
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ.....	160
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	162
Приложение 1. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена с одиночным шаровым элементом.	178
Приложение 2. Внешний вид экспериментальной установки для исследования нестационарного конвективного теплообмена с одиночным шаровым элементом.	179
Приложение 3. Схема экспериментальной установки с водовоздушным охлаждением шара в условиях свободной конвекции.	180
Приложение 4. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена рядов из шаровых элементов.	181
Приложение 5. Внешний вид экспериментальной установки для исследования теплообмена рядов из шаровых элементов	182
Приложение 6. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена теплообменники с шахматным расположением трубок.	183

Приложение 7. Внешний вид элементов экспериментальной установки для исследования теплообмена теплообменники с шахматным расположением трубок.	184
Приложение 8. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена цилиндрических элементов (трубного пучка) при свободной конвекции	185
Приложение 9. Результаты калибровки термопар.....	186
Приложение 10. Certificate III International Scientific and Technical Conference Energy System (ICES-2018).....	187
Приложение 11. Диплом международная научно-практическая конференция «Энерго- и ресурсосбережение»	188

Введение

Актуальность темы исследования и степень ее разработанности. В настоящее время проблема охлаждения поверхностей теплообменных аппаратов воздушными потоками относится к одному из приоритетных направлений в энергетике, металлургии, химической технологии. Последнее время на АЭС и ТЭС стали находить все более широкое применение «сухие градирни», где тепло рассеивается путем конвективной теплопередачи через поверхность теплообмена без испарения жидкости в атмосферу. Это создает преимущества в сохранении водных ресурсов и особенно важно в маловодных регионах. Таким образом, сухая градирня становится привлекательной для использования в структуре АЭС и ТЭС вследствие отсутствия потребности в значительных водных ресурсах и, связанного с переносом влаги в атмосферу, «парникового эффекта»

Аналогичный принцип отвода теплоты используется на современных атомных электростанциях путем оснащения пассивными системами аварийного отвода тепла от оборудования (СПОТ) при возникновении аварийных ситуаций к конечному поглотителю (воздуху окружающей среды). При этом интенсивность отвода тепла к воздуху с наружной поверхности теплообменников, обеспечиваемая естественной конвекцией, чрезвычайно мала, что требует создания больших поверхностей теплообмена, применения различного рода интенсификаторов (рифление и оребрение поверхности, высотное размещение и пр.). Интенсивность отвода тепла в этих условиях в значительной степени зависит от температуры окружающего воздуха (располагаемого температурного напора). Высокая температура окружающей среды особенно в летние дни приводит к снижению мощности для электростанций, использующих системы сухого охлаждения до 20-30%. Поэтому в странах с высокими температурами окружающей среды (Иран, Бангладеш, Египет, Саудовская Аравия и пр.) предъявляют дополнительные требования к увеличению отвода теплоты в системах охлаждения.

Не менее важной является проблема теплообмена отработанных шаровых ТВЭЛ газоохлаждаемых реакторов (ВТГР). Однако исследование процессов теплообмена ТВЭЛ, особенно при возникновении общесистемных аварий и потере энергоактивных систем охлаждения практически не изучено. К современным и перспективным АЭС предъявляется требование наличия систем пассивного отвода тепла к конечному поглотителю (атмосферному воздуху), не только от активных зон реакторов, но и от хранилищ отработанного ядерного топлива

В этой связи разработка новых технологий охлаждения, более компактных и эффективных, способных работать при высокой температуре окружающего воздуха, является **актуальной** задачей для создания новых образцов техники, отвечает приоритетному направлению развития науки, технологий и техники РФ: п. 8 «Энергоэффективность, энергосбережение и ядерная энергетика».

Применение гибридного подхода к охлаждению теплообменных поверхностей с использованием принципа увлажнения воздуха микрокапельным орошением (водяным туманом) значительно повышает эффективность воздушного теплообмена при минимальном количестве расходуемой воды.

Целесообразность использования водовоздушного аэрозольного охлаждения элементов современного энергетического оборудования можно объяснить тем, что данная технология обладает повышенной интенсивностью протекающих процессов теплообмена. Определяющими в данном случае процессами являются совместное воздействие конвективного теплообмена и тепломассообмена на охлаждаемой поверхности, вызванный испарением осаждающихся из водовоздушного потока капель воды

Важным и вместе с тем малоизученным является вопрос о влиянии испарения капель в потоке и на нагретой поверхности на интенсивность процессов теплообмена в широком диапазоне плотностей орошения.

Отсутствие надежных экспериментальных данных по охлаждению элементов теплообменных устройств различной конфигурации в каналах с водовоздушным потоком затрудняет понимание происходящих процессов и не позволяет

сформулировать надежные инженерные рекомендации для расчетов и проектирования подобных систем.

Объектом исследования являются система пассивного отвода тепла, СПОТ и сухих градирнях СГ на базе АЭС.

Предмет исследования – повышение безопасности и эффективности системы пассивного отвода тепла (СПОТ), и сухих градирнях (СГ) на базе атомные электростанции АЭС.

Цель работы – исследование теплообменных и гидродинамических характеристик водовоздушного аэрозольного потока при взаимодействии с охлаждаемой поверхностью теплообменных установок в условиях вынужденного течения и естественной конвекции; получение критериальных зависимостей, содержащих основные теплофизические и режимные параметры, для проведения инженерных расчетов теплообменных установок с водовоздушными аэрозольными потоками; разработка методов расчета технологических процессов в объектах ядерной техники с целью оптимизации их характеристик, повышения надежности оборудования и систем.

Задачи исследования:

1. Проведение экспериментальных исследований по гидродинамике и теплообмену перспективных энергетических аппаратов на примере взаимодействия с водовоздушным потоком отдельного и рядов из шаровых элементов, а также цилиндрических элементов в каналах различной конфигурации.
2. Разработка и создание экспериментального стенда для исследования вынужденного/свободного конвективного теплообмена и гидравлического сопротивления одиночного шарового элемента и рядов из шаровых элементов в среде водовоздушного аэрозольного потока.
3. Разработка и создание экспериментального стенда для исследования вынужденного нестационарного конвективного теплообмена между водовоздушным аэрозольным потоком и одиночным шаровым элементом.

4. Разработка экспериментального стенда для исследования вынужденного/свободного конвективного теплообмена и гидравлического сопротивления цилиндрических элементов (трубного пучка) с водовоздушным потоком.
5. Проведение численного анализа модели теплообмена и структуры течения при обтекании потоком воздуха в условиях вынужденной и естественной конвекции рядов из шаровых элементов, расположенных в цилиндрическом канале с помощью программного комплекса ANSYS – FLUENT.
6. Построение и анализ физической модели взаимодействия капель водовоздушного аэрозольного потока с нагретой шаровой и цилиндрической поверхностями в каналах.
7. Получение критериальных зависимостей, содержащих основные теплофизические и режимные параметры, для проведения инженерных расчетов теплообменных установок с водовоздушными аэрозольными потоками.

Научная новизна исследования:

1. Предложен и экспериментально исследован процесс теплоотдачи шаровых и цилиндрических элементов к водовоздушному аэрозольному потоку для различных значений интенсивности орошения, при которых достигается максимальный эффект интенсификации теплообмена.
2. Впервые разработана и научно обоснована физическая модель течения и осаждения капель воды на шаровую и цилиндрическую поверхность, которая позволяет оценить условия образования на ней пленки воды с тепломассообменной составляющей общего режима теплообмена с водовоздушным потоком.
3. Впервые установлено совместное влияние скорости набегающего водовоздушного потока и содержания капельной влаги в потоке на интенсивность теплообмена, как с шаровыми, так и цилиндрическими элементами в каналах.

4. Предложены новые эмпирические корреляции, обобщающие зависимости между критериями число Нуссельта и режимными параметрами (число Рейнольдса, Вебера и параметром фазового перехода воды в пар), определяющими процесс теплообмена в энергетических установках охлаждения с водовоздушным аэрозольным потоком.

Теоретическая и практическая значимость работы заключается в повышении эффективности процесса передачи теплоты в энергетических установках систем охлаждения АЭС за счет использования водовоздушного аэрозольного потока, образуемого путем подачи на охлаждающую поверхность влажного воздуха и мелких капель воды, что имеет существенное значение в области совершенствования энергоэффективности, энергосбережения и безопасности ядерной энергетики. Разработана новая физическая модель теплообмена элементов системы охлаждения установок к водовоздушному аэрозольному потоку, позволяющая оценить отдельные стадии процессов испарения капель и образования пленки воды на нагретой поверхности. Получены новые критериальные зависимости, содержащие основные теплофизические и режимные параметры, позволяющие проводить инженерные расчеты теплообменных установок с водовоздушными аэрозольными потоками.

Методология и методы диссертационного исследования.

Для достижения цели и решения поставленных задач исследования использовались основные теоретические положения конвективного теплообмена, тепломассообмена и теории теплового пограничного слоя. При проведении экспериментальных исследований привлекались методы стационарного и нестационарного теплообмена. Численное моделирование процессов теплообмена выполнено с помощью коммерческого программного обеспечения ANSYS FLUENT v.17. Результаты экспериментальных и расчетных исследований сравнивались с результатами, полученными другими авторами. Экспериментальные данные обрабатывались методом наименьших квадратов и представлялись в виде критериальных уравнений.

Личный вклад автора

Работа выполнена под научным руководством д.т.н. Щеклеина С.Е. Д.т.н. Пахалуев В. М. являлся научным консультантом по данной работе. Большая часть работы выполнена автором самостоятельно. Им проведен комплекс экспериментальных исследований, их обработка и анализ, разработана физическая модель теплообмена и его верификации, а также подготовка материалов к публикации. Все основные результаты, обладающие научной новизной и выносимые на защиту, получены автором лично.

На защиту выносятся следующие положения:

1. Результаты экспериментальных исследований по гидродинамике и теплообмену при вынужденной и естественной конвекции шаровых элементов в цилиндрическом канале с водовоздушным потоком в условиях стационарного и нестационарного теплообмена.
2. Результаты экспериментального исследования гидродинамики и теплоотдачи цилиндрических элементов (трубного пучка) с водовоздушным потоком при вынужденной и естественной конвекции.
3. Критериальные зависимости по определению коэффициентов интенсификации теплоотдачи к шаровым и цилиндрическим элементам в каналах с водовоздушными потоками в условиях вынужденной и естественной конвекции.
4. Физическая модель взаимодействия водовоздушного потока с нагретыми шаровыми и цилиндрическими поверхностями, а также условия оседания и испарения капель на их поверхности
5. Результаты численного моделирования теплообмена и структуры течения при обтекании потоком воздуха рядов из шаровых элементов, расположенных в цилиндрическом канале.

Достоверность результатов работы обеспечивается использованием известных, зарекомендовавших себя методов расчета, проверенного программного обеспечения, а также сравнением полученных данных с экспериментальными данными других авторов.

Апробация результатов работы. Основные положения работы докладывались и обсуждались на 9-ти конференциях, в том числе:

1. Международной научно-практической конференции «Энерго- и ресурсосбережение», г. Екатеринбург, 2017.
2. Международной научно-технической конференции «Энергетические системы, г. Белгород, 2018.
3. The International Conference «Information technologies in business and industry», Tomsk, 2018.
4. IV Международной конференции «Проблемы безопасности строительных критичных инфраструктур», г. Екатеринбург, 2018.
5. Международной научно-практической конференции «Энерго- и ресурсосбережение», г. Екатеринбург, 2018.
6. Международной научно-технической конференции «Энергетические системы, г. Белгород, 2019.
7. XXXV сибирском теплофизическом семинаре, посвящённом 75-летию профессора Виктора Ивановича Терехова, Новосибирск, 2019.
8. The International Conference «Information Technologies in Business and Industry», Tomsk, 2019.
9. The 4th International Symposium on Fluid Mechanics and Thermal Sciences, Malaysia, 2019.

Также они рассматривались на научных семинарах кафедры атомных станций и возобновляемых источников энергии» Уральского энергетического института УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, в период с 2019 по 2020 гг.

Публикации. Основные результаты представлены в 20-ти публикациях, из них 8 статей опубликованы в зарубежных изданиях, входящих в международные базы цитирования Scopus и Web of Science; 3 статьи опубликованы в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК и Аттестационным советом УрФУ; 9 тезисов в сборниках международных и российских научных конференций.

Диссертация была выполнена на кафедре атомных станций и возобновляемых источников энергии Уральского энергетического института ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина».

Объем и структура работы

Диссертационная работа состоит из введения, 6 глав, заключения, основные выводы, списка сокращений/обозначений и списка цитируемой литературы. Диссертация изложена на 188 страницах, включая 122 рисунков, 5 таблиц. Список цитируемой литературы содержит 154 наименования.

ГЛАВА 1. СИСТЕМА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ АЭС

1.1. Система пассивного отвода тепла АЭС

Безопасность атомных электростанций АЭС достигается путем использования в их составе специальных систем, направленных на предотвращение аварий, а так же последствий в случае их возникновения [1-3].

Надёжность мероприятий по обеспечению безопасности определяется длительностью послеаварийного периода, в течение которого их необходимо применять для возвращения блока в стабильное рабочее состояние. Отличительной особенностью принимаемых на сегодняшний день проектов является то, что системы, отводящие тепло от активной зоны (рисунок 1.1), могут работать в течении длительного времени при помощи системы пассивного отвода тепла (СПОТ) [4-7].

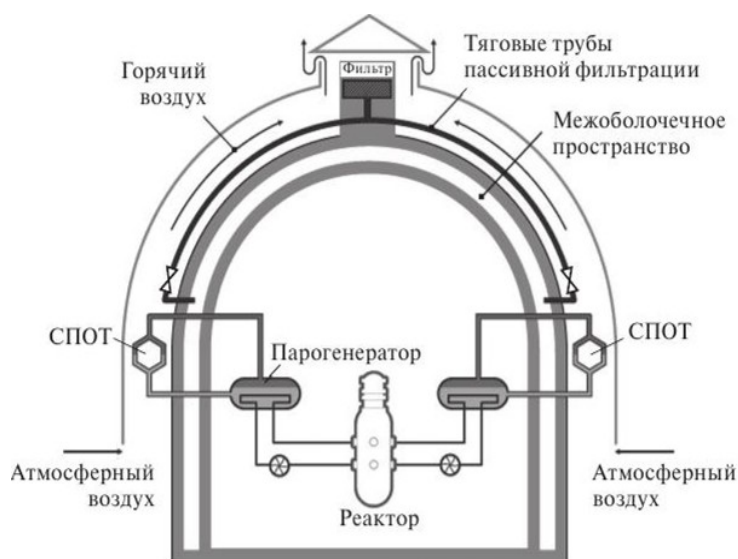


Рисунок 1.1. Система пассивного отвода тепла АЭС через парогенераторы.

Система пассивного отвода тепла (СПОТ) – это пассивная система безопасности, обеспечивающая отвод остаточных тепловыделений активной зоны реакторной установки (РУ) при помощи второго контура в случае одновременного отключения всех источников переменного тока на АЭС и отказа

системы аварийного расхолаживания парогенераторов (САР). Впервые на российских АЭС СПОТ была использована в составе технических проектов АЭС-92, после чего была введена во все последующие проекты, в том числе АЭС-2006, ВВЭР-1200, ВВЭР-ТОИ [8-14].

1.1.1. Технические характеристики, описание конструкции, принцип работы СПОТ в АЭС с ВВЭР

СПОТ обеспечивает безопасность АЭС за счёт длительного отвода остаточного тепловыделения, вплоть до 2% от номинальной мощности реактора, в том числе и при запроектной аварии – отключении всех источников электропитания при ненарушенной герметичности I и II контуров [15].

Во время возникновения гипотетической аварии, при которой происходит утечка теплоносителя и отказ всех источников электроснабжения, СПОТ обеспечивает необходимый запас теплоносителя, так как образующийся в реакторе пар конденсируется в трубах ПГ и возвращается в первый контур. Благодаря этому требуется меньшее количество борированной воды для ёмкостей САОЗ, требуемой для обеспечения необходимого при подобных авариях охлаждения активной зоны в течении не менее 24 ч. Система СПОТ состоит из четырёх независимых контуров с естественной циркуляцией, которые присоединены через второй контур к каждому из четырёх парогенераторов. Каждый контур (рисунок 1.2), состоит из теплообменных модулей, трубопроводов пароконденсатного тракта, связывающих теплообменные модули с ПГ, воздухопроводов, подающих воздух из окружающей среды и выводящих нагретый воздух от теплообменных модулей, автономные устройства, напрямую регулирующие расход воздуха [16-19].

Система пассивного отвода тепла функционирует как отдельно, так и вместе с другими системами нормальной эксплуатации и системами безопасности при

любом режиме эксплуатации АЭС. Конденсация пара в теплообменных модулях обеспечивается охлаждающим его воздухом, подводимым из окружающей среды.

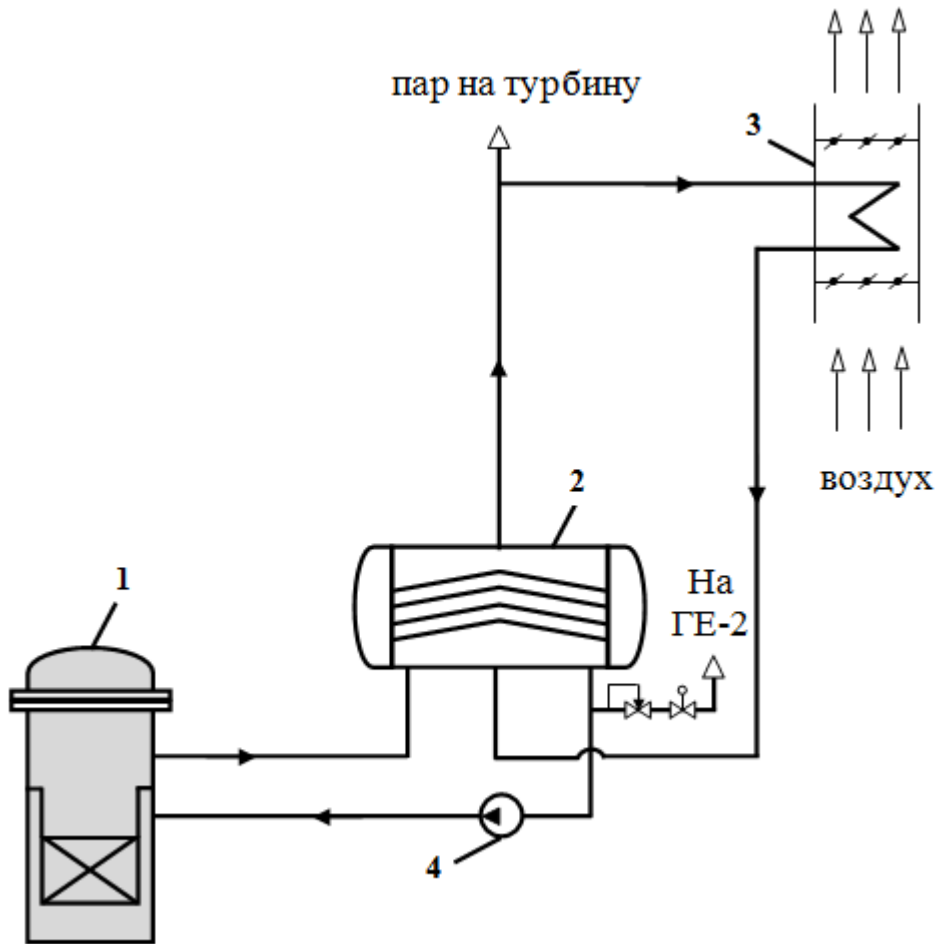


Рисунок 1.2 Система пассивного отвода тепла АЭС - 2006 (РУ В-392М): 1- реактор, 2- парогенератор, 3- теплообменник СПОТ, 4 - ГЦН.

В ходе естественной конвекции воздух поступает через защитные сетки и входит в кольцевой коллектор, размещённый вокруг гермооболочки реактора. После этого по индивидуальным воздуховодам он поступает в теплообменные модули. В них при контакте с охлаждающим воздухом происходит конденсация пара, после чего отработавший воздух отводится через тяговые шахты, сходящиеся в коллектор, оборудованный дефлектором. Обеспечение безопасности в проекте АЭС в пассивном режиме при помощи СПОТ реализуется следующим образом. Теплообменные модули СПОТ соединяются с парогенератором по трубопроводам паро-конденсатного тракта. Воздушные шиберы-затворы во время нормального режима эксплуатации АЭС находятся в закрытом состоянии (режим - ожидания). Перевод теплообменных модулей в

работу (режим - работы) происходит посредством открытия шиберов-затворов с помощью пассивного сильфонно-пружинного блока в зависимости от изменения давления пара в парогенераторной реакторной установке [1;14-24].

Пучок теплообменных труб представляет собой U-образные плоские змеевики, симметрично разделённые на две части относительно коллекторов. Для интенсификации теплоотдачи применяются трубы с наружными поперечными рёбрами. Оребрение реализуется при помощи однозаходной навивки на трубу ленты с прямоугольным поперечным сечением. Теплообменные трубы расположены в шахматном порядке. Поперечный и продольный шаги шахматного пучка труб равны 76 и 45 мм соответственно. Змеевики с внутренней стороны коллекторов закрепляются при помощи механической вальцовки и сварки. Технические характеристики теплообменника перечислены в Таблице 1.1.

Таблица 1.1. Основные технические характеристики теплообменника СПОТ.

Наименование	Значение
Тепловая мощность теплообменника, МВт	8
Рабочая среда	пар, конденсат
Охлаждающая среда	атмосферный
Давление пара в теплообменнике, МПа, абсолютное	6
Давление воздуха, МПа, абсолютное	0,098
Температура пара, °С	274
Время возможной работы системы	неограниченно
Высота установки теплообмена, м	50

1.1.2. Интенсификации теплообмена и влияния природных факторов на условия эксплуатации СПОТ

В современных проектах АЭС с реакторной установкой ВВЭР для аварийного охлаждения активной зоны применяется комплекс пассивных систем

безопасности, в том числе гидроёмкости второй ступени и система пассивного отвода тепла (СПОТ) с теплообменниками, охлаждаемыми воздухом. Вместе эти системы обеспечивают охлаждение активной зоны в течении 24 часа после возникновения аварии [25]. Во время работы СПОТ теплоноситель (пар и конденсат) в теплообменном модуле движется за счет естественной циркуляции по замкнутому контуру, состоящему из парогенератора, трубопровода отвода пара к теплообменнику, теплообменника и трубопровода отвода конденсата от теплообменника к парогенератору (рисунок 1.2). Естественная циркуляция обеспечивается взаимным высотным расположением парогенератора и теплообменника. Движение воздуха по воздушному тракту через пучок труб теплообменника осуществляется естественной тягой, возникающей из-за разности высотного расположения между теплообменником и дефлектором, расположенным в воздуховоде на выходе воздуха в атмосферу [26-29].

Интенсивность теплоотдачи может быть увеличена путём увеличения площади поверхности теплообмена за счет применения различных методов интенсификация передачи тепла (канавки, оребрение и т.д.) [30-34]. Теплопроводность материала рёбер может оказывать значительный эффект на распределение температуры в рёбрах, и, следовательно, влияет на степень интенсификации теплообмена. Желательно, чтобы материал ребра имел высокую теплопроводность для минимизации разницы температур у его основания и кромки.

Если пренебречь термическим сопротивлением контакта внутренней и внешней поверхностей теплообменных труб, общий коэффициент теплопередачи может быть рассчитан по формуле [35]:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\alpha_v A_v} + \frac{\ln(d_n/d_v)}{2\pi\lambda H N^*} + \frac{1}{(\alpha_n + \alpha_{II}) A_n} \quad (1-1)$$

где α и λ – это коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности материала теплообменной трубки соответственно. Индексы v и n обозначают внутреннюю и внешнюю поверхность теплообменной трубки. α_n – коэффициент теплоотдачи излучением. Излучением нельзя пренебречь из-за высокой рабочей температуры

теплообменной трубки. В Уравнении (1-1) $\alpha_n A_n$ относится к внешнему теплообмену конвекцией. В случае оребрённой поверхности внешний коэффициент теплоотдачи рассчитывается с использованием эффективной площади оребрённой внешней поверхности теплообменных трубок, $A_{нор}$. Без учета теплообмена от кромки ребра, внешний коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан как [36]:

$$\frac{1}{\alpha_n A_{нор}} = \frac{1}{\alpha_n A_{общ}} \left[1 - \frac{N_{op} A_{op}}{A_{общ}} (1 - \eta_{op}) \right]^{-1} \quad (1-2)$$

где N_f , A_f и A_t – это количество рёбер, площадь поверхности ребра и общая площадь оребрённой поверхности соответственно.

Теплоотдача от трубы к воздуху в режиме расхолаживания определяется критерием Нуссельта, который вычисляется по формулам [37] с учетом экспериментальной поправки:

$$Nu = 1,13 \cdot C_z \cdot C_q \cdot Re^m \cdot Pr^{0,33} \cdot C_{он}, \quad (1-3)$$

где C_z — поправка на число поперечных рядов Z

$$C_z = 3,5 \cdot Z^{0,03} - 2,72 \quad \text{при } 2 \leq Z < 8,$$

$$C_z = 1 \quad \text{при } Z \geq 8;$$

C_q - коэффициент, зависящий от коэффициента оребрения и параметра формы X трубного пучка

Авторы работы [39] исследовали влияние оребрения на работоспособность теплообменника СПОТ. В качестве расчетных параметров принимались: толщина ребра, высота ребра и количество рёбер. Перечисленные параметры влияют на производительность теплообменника (рисунок 1.3). В ходе исследований [25; 35-44] было установлено, что увеличение высоты ребра ведёт к незначительному повышению коэффициента теплоотдачи, увеличению удельного теплосъёма и значительному росту аэродинамического сопротивления пучка. Изменение высоты ребра различным образом влияет на конвективный теплообмен и сопротивление трубного пучка. Для оценки совокупного влияния

теплоаэродинамических характеристик $Nu_k = f(Re)$ и $Eu = f(Re)$ на теплофизическую эффективность пучка труб используют коэффициент [45]

$$\eta = \frac{(Nu\varphi)_i - (Nu\varphi)_I}{Eu_i / Eu_I} \quad (1-4)$$

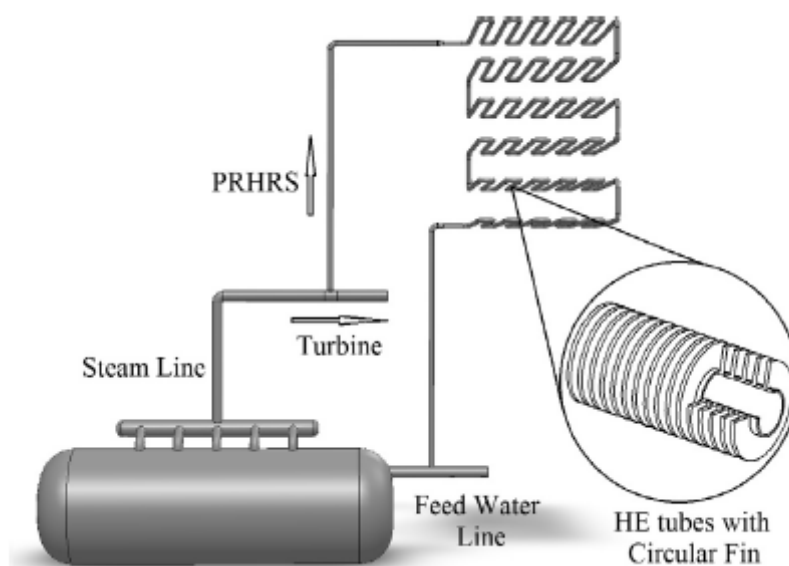


Рисунок 1.3. Модуль теплообменника системы пассивного отвода остаточного тепла, соединённый со вторым контурпаром парогенератора АЭС.

Интенсивность отвода тепла от теплообменного модуля СПОТ, влияющая на эксплуатационные характеристики АЭС, может изменяться под влиянием различных климатических параметров атмосферы – таких, как боковой ветер, температура воздуха окружающей среды, солнечная активность и осадки. Повышение температуры окружающей среды приводит к значительному снижению эффективности теплоотвода. Высокая температура атмосферного воздуха в жаркие дни ведет к уменьшению полезной мощности пассивных теплоотводящих систем с воздушным охлаждением (до 50%) [46].

Строительство АЭС в странах с высокой температурой (до 55°C), таких как Иран, Бангладеш, Египет, Саудовская Аравия и т.д. (рисунок 1.4), создаёт дополнительную проблему при проектировании модулей теплообменников СПОТ [47].

Смирновым [6] были проведены исследования изменения параметров работы СПОТ при различных условиях окружающей среды. Было замечено, что

количество отводимого от теплообменного модуля СПОТ тепла постепенно уменьшается с увеличением температуры окружающего воздуха.

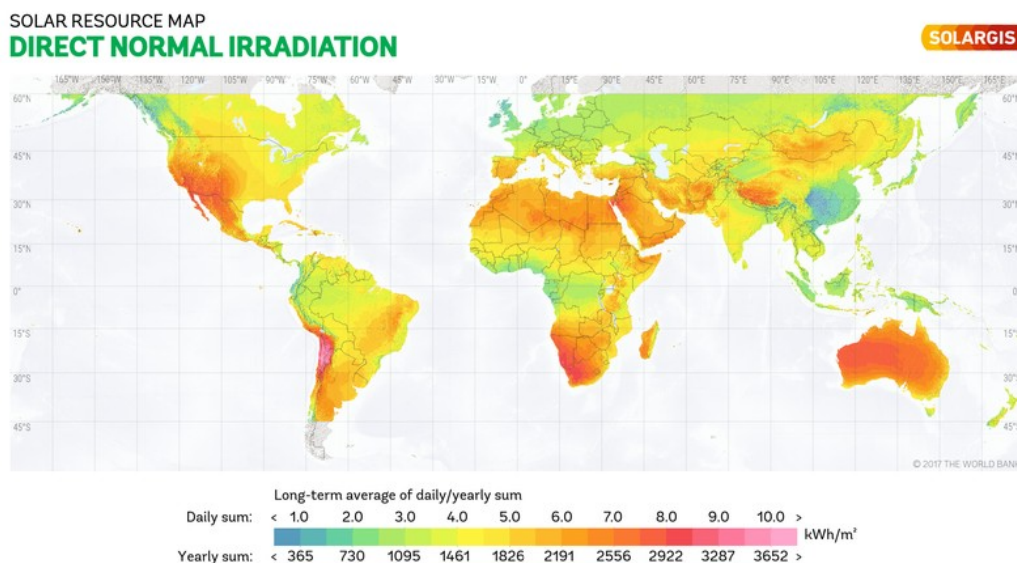


Рисунок 1.4. Глобальное распределение прямого нормального солнечного излучения.

На рисунке 1.5 показано влияние температуры окружающей среды на количество отводимого тепла. Повышения температуры атмосферного воздуха на 20 °C (от 18°C до 38°C) ведёт к снижению полезной мощности системы юхлаждения почти на 40%.

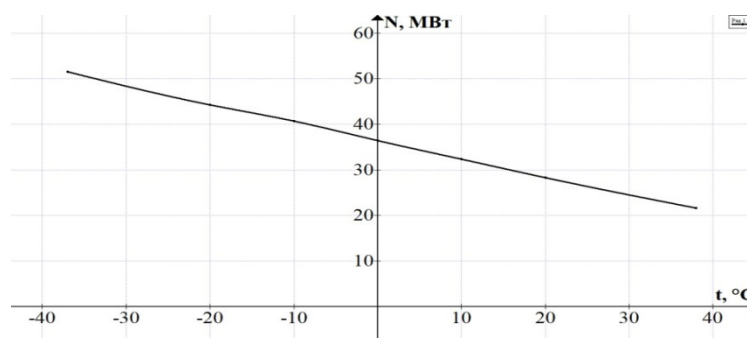


Рисунок 1.5. Влияние температуры окружающего воздуха на изменение мощности теплообменников СПОТ ПГ НВАЭС-2

Другим рабочим параметром, влияющим на количество отводимого тепла, является давление в парогенераторе. Давление второго контура в парогенераторе может изменяться в ходе аварии, в зависимости от её типа [48]. На рисунке 1.6 представлены результаты расчёта зависимости мощности канала СПОТ в ВВЭР-

1000 от давления пара в парогенераторе и температуры атмосферного воздуха. Для диапазона давлений от 0,1 до 9,0 МПа получены формулы для расчёта мощности одного канала СПОТ в зависимости от температуры атмосферного воздуха и давления в парогенераторе:

$$\text{При } 50^{\circ}\text{C} \geq t_{\text{B}} \geq 0^{\circ}\text{C} \quad N = 20,7P^{0,2} - 3,85P^{-0,35} - t_{\text{B}}(0,168P^{0,04} - 0,0284P^{-0,6}) \quad (1-5)$$

$$\text{При } 0^{\circ}\text{C} \geq t_{\text{B}} \geq -50^{\circ}\text{C} \quad N = 20,7P^{0,2} - 3,85P^{-0,35} - t_{\text{B}}(0,2P^{0,04} - 0,06P^{-0,6}) \quad (1-6)$$

В выражениях (1-9, 1-10) N - мощность одного канала СПОТ в МВт, P - давление в парогенератор в МПа, t_{B} - температура атмосферного воздуха в $^{\circ}\text{C}$.

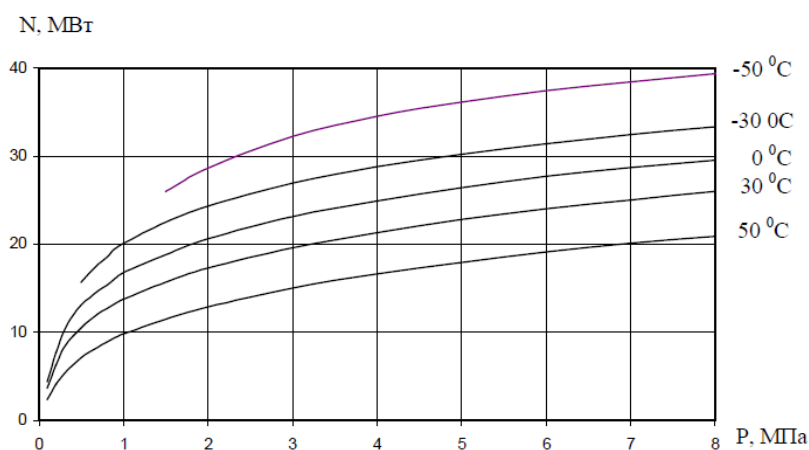


Рисунок 1.6. Зависимость мощности одного канала СПОТ ВВЭР-1000 от давления в парогенераторе и температуры атмосферного воздуха

Проведённый анализ работ [46, 49-52] показал, что для АЭС большой мощности необходимо размещать теплообменные поверхности выше реакторной установки из-за малой эффективности теплоотдачи. Несмотря на неотъемлемые преимущества воздушного конвекционного охлаждения, нельзя игнорировать его соответствующий недостаток, заключающийся в том, что системы воздушного охлаждения оказываются менее эффективными по сравнению с другими. Это становится заметно в регионах с жарким засушливым, либо субтропическим климатом, особенно в жаркие дни. Поэтому, создание новых технологий систем охлаждения, более компактных и эффективных, способных работать при высокой температуре окружающего воздуха, является важной задачей.

1.2. Сухие градирни СГ и воздушно-конденсационные установки ВКУВ АЭС

В последнее время, как в России, так и во всём мире в ходе проектирования новых АЭС предпочтение отдаётся системам, применяющим сухие градирни СГ и воздушно-конденсационные установки ВКУ. Данные технологии являются одними из самых перспективных энергетических направлений для тех районов, в которых водные ресурсы крайне ограничены [53,54]. Градирня – один из важнейших компонентов АЭС и ТЭС, через которую сбрасывается огромное количество теплоты, что необходимо для поддержания эффективности термодинамического цикла. Сухие градирни можно использовать для отвода тепла в атмосферу, так как для этого требуется небольшая разница температур

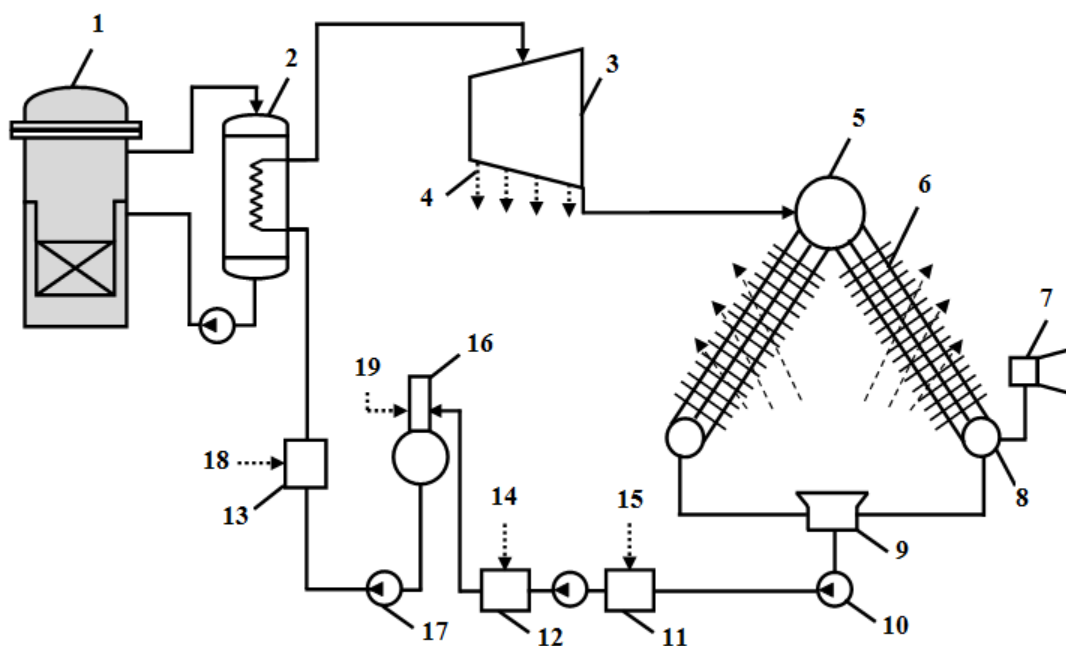


Рисунок 1.7. Схемы конденсационных установок АЭС с воздушным конденсатором . 1 - реактор; 2 - парогенератор; 3 - паровая турбина; 4 - пар от отборов; 5 - коллектор входной; 6 - поверхность теплообмена; 7 - воздухоудаляющее устройство; 8 - коллектор выходной; 9 - конденсатосборник; 10 - конденсатный насос; 11, 12, 13 - регенеративные подогреватели низкого и высокого; 14, 15, 18 - пар на регенеративный подогреватель; 16 - деаэратор; 17- питательный насос; 19 - пар на деаэратор.

между отработавшим паром и атмосферным воздухом. [55-58].

На практике на АЭС используются три типа схем ВКУ. Первый тип (рисунок 1.7) заключается в конденсации отработавшего пара внутри охлаждаемых окружающим воздухом труб с наружными рёбрами. Охлаждающий воздух обтекает оребрённую поверхность и отводит тепло конденсирующегося пара в окружающую среду. Конденсат подаётся в нижний коллектор и поступает в конденсатосборник, после чего при помощи конденсатного насоса перекачивается в схему ПТУ. Неконденсирующиеся газы удаляются при помощи диаэратора [59-66].

Второй вариант схемы ВКУ (рисунок 1.8) заключается в использовании смешивающих конденсаторов и охлаждении воды окружающим воздухом в оребрённых поверхностях теплообмена. При использовании такой схемы отработавший пар конденсируется не внутри теплообменных труб, а на струях воды в смесительном конденсаторе.

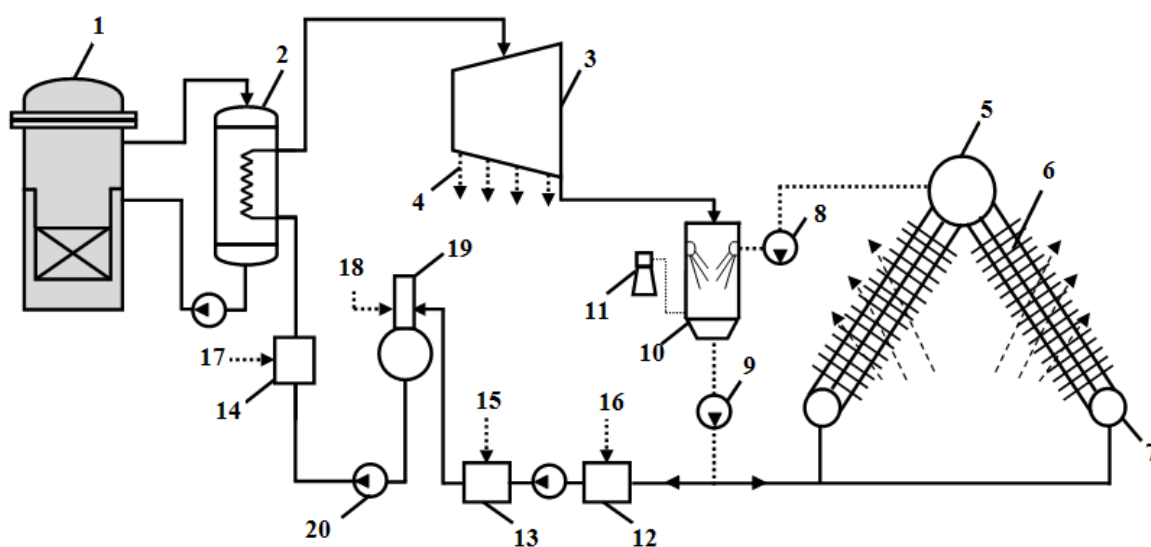


Рисунок 1.8. Схемы конденсационных установок АЭС со смешительным конденсатором. 1 - реактор; 2 - парогенератор; 3 - паровая турбина; 4 - пар от отборов; 5 - коллектор входной; 6 - поверхность теплообмена; 7 - коллектор выходной; 8 - гидротурбина, дроссель; 9 - конденсатный насос; 10 - смешительный конденсатор; 11- воздухоудаляющее устройство; 12, 13, 14 - регенеративные подогреватели низкого и высокого; 15, 16, 17- пар на регенеративный подогреватель; 18- пар на деаэратор; 19- деаэратор; 20- питательный насос;

Часть конденсата подаётся конденсатным насосом в схему ПТУ, а оставшийся конденсат – в узел воздушного охлаждения, где охлаждается при помощи теплоотдачи к воздуху. Охлаждённый конденсат поступает в смесительный конденсатор при помощи гидротурбины (схема Геллера) или дросселей, обеспечивающих повышение давления во всей теплообменной схеме, за исключением смесительного конденсатора. Гидротурбина уменьшает энергозатраты для перекачки конденсата, неконденсирующиеся газы удаляются в деаэраторе [60].

В третьей схеме ВКУ (рисунок 1.9) используются обычные поверхностные конденсаторы, охлаждающая вода для которых подаётся из охлаждаемого воздухом теплообменника. Отработавший пар подаётся в поверхностный конденсатор, в котором конденсируется на охлаждаемой водой поверхности, тепло от которой отводится в узле воздушного охлаждения.

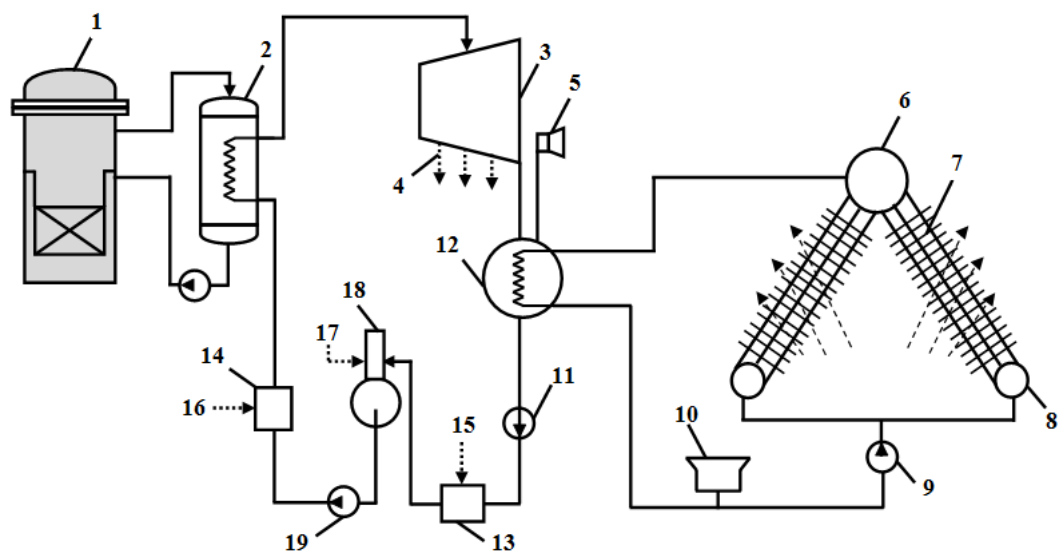


Рисунок 1.9. Схемы конденсационных установок АЭС с поверхностным водоохлаждаемым конденсатором. 1 - реактор; 2 - парогенератор; 3 - паровая турбина; 4 - пар от отборов; 5 - воздухоудаляющее устройство; 6 - коллектор входной; 7 - поверхность теплообмена; 8 - коллектор выходной; 9 - конденсатный насос; 10 - расширительный бак; 11 - циркуляционный насос; 12 - конденсатор; 13, 14 - регенеративные подогреватели низкого и высокого; 15, 16 - пар на регенеративный подогреватель; 17 - пар на регенеративный подогреватель; 18 - деаэратор; 19 - питательный насос.

Охлаждающая вода циркулируется при помощи насоса, а избыток воды поступает в расширительный бак. Конденсатор оборудован конденсатным насосом и деаэратором [60]. ВКУ также разделяются по способу подачи охлаждающего воздуха: принудительная (рисунок 1.10 а, б) и естественная циркуляция (рисунок 1.10, в).

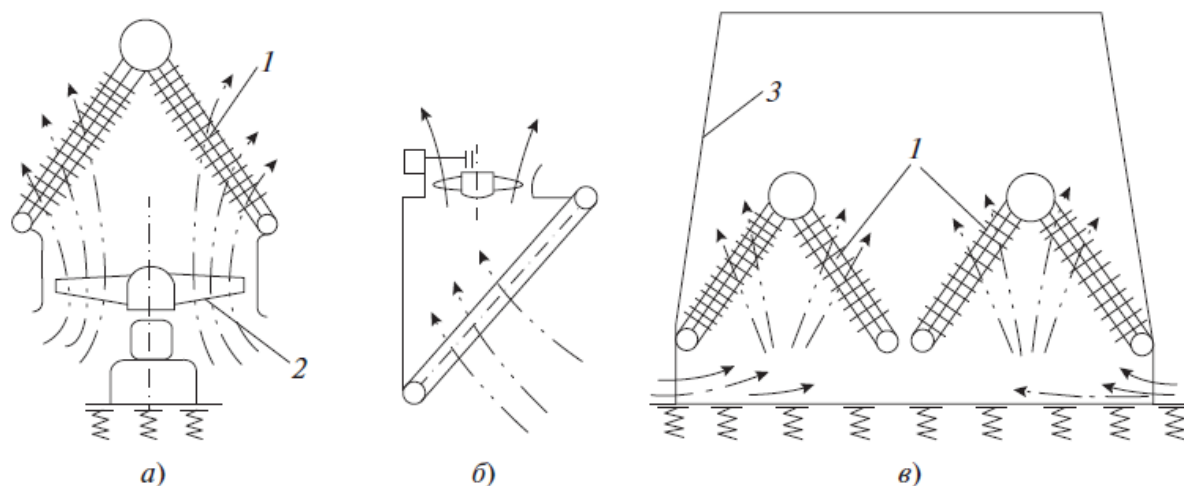


Рисунок 1.10. Схемы подвода охлаждающего воздуха. а – принудительная циркуляция под наддувом; б – принудительная циркуляция под разрежением; в – естественная циркуляция; - - - охлаждающий воздух; 1 – поверхность теплообмена; 2 – вентилятор; 3 – башня

Несмотря на все преимущества сухих градирен, нельзя игнорировать явный недостаток, заключающийся в том, что система сухого охлаждения менее эффективна, чем мокрые градирни. Особенно явно это проявляется в жаркие дни. Повышенная температура окружающей среды приводит к значительному снижению эффективности теплоотвода [67-69]. и снижению мощности до 20% для электростанций с системой сухого охлаждения [70]. Некоторые электростанции с низким температурным ресурсом (такие как маломощные солнечные тепловые электростанции и геотермальные станции) могут претерпевать снижение мощности до 50% при высокой температуре воздуха [71, 72]. Причиной снижения эффективности в жаркие дни является повышение давления в конденсаторе и противодействия турбины. Ashwood [73] утверждает,

что давление в конденсаторе постепенно увеличивается с повышением температуры окружающего воздуха.

На рисунке 1.11 представлены результаты расчёта выходной мощности электростанции с воздушным охлаждением при различных температурах воздуха. Ясно видна взаимосвязь между мощностью электростанции, противодавлением турбины и окружающим воздухом. Мощность электростанции уменьшается почти на 50% при увеличении температуры воздуха с 1°C до 39°C.

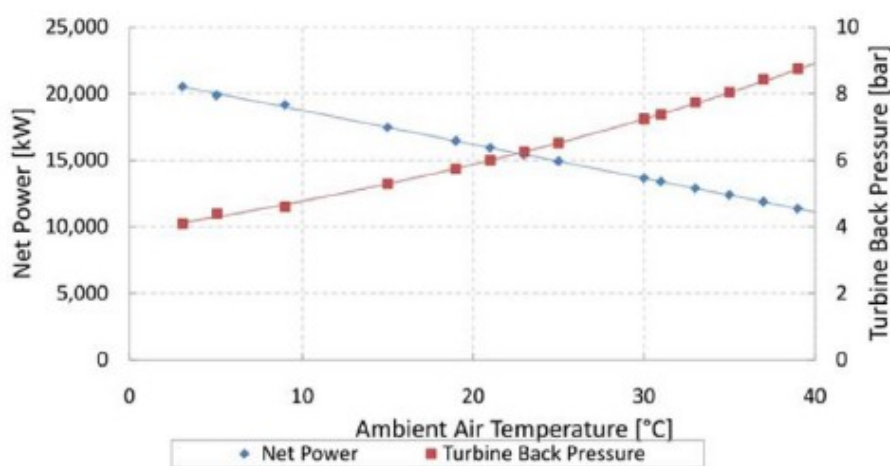


Рисунок 1.11 Зависимость между выходной мощностью электростанции с воздушным охлаждением мощностью 20 МВт и давлением в конденсаторе турбины от температуры окружающего воздуха

1.3. Охлаждение водовоздушным аэрозольным потоком

Целесообразность использования водовоздушного аэрозольного охлаждения элементов современного энергетического оборудования объясняется тем, что данная технология обладает повышенной интенсивностью протекающих процессов теплообмена. Основными особенностями водовоздушного аэрозольного потока, по сравнению с однофазным воздушным потоком, являются: поглощение большого количества тепла вследствие испарения микрокапель воды, увеличение теплоемкости воздуховоздушной смеси, увеличение турбулентности несущего потока воздуха [74-79Wang]. Основной составляющей в концепции

охлаждения водовоздушным аэрозольным потоком является использование большой удельной теплоты парообразования воды в процессе испарения капель на поверхности теплообмена. Данная схема охлаждения является высокопотенциальным подходом к теплоотводу от нагреваемой поверхности по следующим причинам:

- Водовоздушный аэрозольный поток может обеспечить более высокую эффективность охлаждения нагретой поверхности из-за большой удельной теплоты парообразования, капли воды служат многочисленными центрами рассеивания тепла на нагретой поверхности. Средняя температура водовоздушного аэрозольного потока будет ниже, чем у соответствующего однофазного потока воздуха вследствие испарения капель в потоке, что обеспечивает лучшую эффективность охлаждения нагреваемой поверхности.
- Благодаря образованию водяной пленки на нагретой поверхности и более высокой эффективности теплообмена при охлаждении водовоздушным аэрозольным потоком, конструкция энергетического оборудования, использующего данную схему охлаждения, может быть оптимизирована за счет уменьшения размера и веса модуля, а его стоимость может быть значительно снижена.
- Для практической реализации предложенной схемы охлаждения водовоздушным аэрозольным потоком необходимо решить несколько фундаментальных задач, таких как оптимальный размер капель воды, интенсивность орошения, способ генерации водяного аэрозоля и его перенос.

1.3.1. Размер капель воды

Размер капель воды играет важную роль в процессах образования водовоздушного аэрозольного потока и теплообмена. В случае очень больших размеров (более 100 мкм) капли движутся медленнее по сравнению с несущим

воздушным потоком, что затрудняет реализацию однородности водовоздушного аэрозольного потока. Большие капли также имеют тенденцию оседать на поверхности стенки канала и заливать его водой [80]. При низкой температуре поверхности данный режим может привести к образованию значительных размеров мелленно испаряющейся пленки воды на нагретой поверхности.

В случае очень маленького размера капель воды они, как правило, следуют за потоком воздуха с той же скоростью, что позволяет получить гомогенный водовоздушный аэрозольный поток. При условиях высокой температуры поверхности большинство капель воды полностью испаряется, прежде чем они смогут проникнуть через тепловой пограничный слой и достичь нагретой поверхности. Предполагается, что существует оптимальный диапазон размеров капель воды для теплообменных установок водовоздушным аэрозольным потоком. Размеры капель воды должны быть достаточно малы, чтобы уноситься основным потоком воздуха, не блокируя поток в канале, и в то же время достаточно большие, чтобы процесс испарения капель происходил на нагретой поверхности. без образования пленк значительной толщины Требуемый диапазон размеров капель воды зависит от многих факторов, в частности от величины теплового потока на охлаждаемой поверхности, температуры воздуха, скорости воздушного потока, [81, 82].

1.3.2. Интенсивность орошения

Очевидно, что малая концентрация капель в потоке не может оказать существенного влияния на теплообмен. Значительная концентрация капель воды обычно означает лучшую интенсификацию теплообмена [83]. Однако при определенных режимах течения несущего воздушного потока существует ограничение по количеству капель воды, которое может им переноситься. Кроме того, добавление избыточного количества воды в воздушный поток может затопить охлаждающий канал и образовать слабо испаряющую пленку воды на нагретой поверхности.

1.3.3. Генерация и перенос аэрозоля

На размер и распределение капель в потоке влияют несколько факторов. Одним из факторов является система распыления. Различные распылительные системы имеют разные характеристики распыления и, следовательно, разные размеры капель воды. Другим фактором является смесительная камера, в которой смешиваются образовавшиеся капли воды и основной поток воздуха

Одно из первых исследований теплообмена с водовоздушным аэрозольным потоком было выполнено [84-88] для изучения структуры потока и процесса теплообмена внутри вертикального прямоугольного канала. Средние размеры капель были в диапазоне 50-150 мкм. Обнаружено, что процесс теплоотдачи к водовоздушному аэрозольному потоку может быть классифицирован по двум признакам: влажный режим и сухой режим. Первый режим соответствовал более низкой температуре поверхности, когда коэффициент теплоотдачи увеличивался с ростом теплового потока или температуры поверхности [89]. В сухом режиме коэффициент теплоотдачи уменьшался с увеличением значений теплового потока или температуры поверхности. Коэффициент теплоотдачи находился из следующего уравнения:

$$\alpha = \alpha_0 + M \left[r + C_{\text{вода}} (T_v - T_{\text{ex}}) \right] / (T_{\text{П}} - T_{\text{ex}}) \quad (1-7)$$

где α и α_0 - коэффициенты теплоотдачи для водовоздушного аэрозольного потока и для потока воздуха. $T_{\text{вх}}$, $T_{\text{П}}$ и T_v - температура потока на входе в экспериментальный участок, температура стенки и температура испарения соответственно. M - количество осаждающихся капель, r - теплота парообразования, а $C_{\text{вода}}$ - удельная теплоемкость воды.

В работе [90] проводилось исследование стационарного охлаждения водовоздушным аэрозольным потоком вертикальных каналов с образованием пленки воды на охлаждаемой поверхности. Актуальность этого исследования основано на необходимости создания высокоэффективного механизма охлаждения в мощных лазерах, применяющихся в инерционных термоядерных

реакторах. Исследования показали, что охлаждение аэрозолем может увеличить коэффициент теплоотдачи более чем на порядок по сравнению с вынужденной конвекцией на основе газа, что позволяет прогнозировать их рабочие характеристики в широком диапазоне конструктивных и эксплуатационных параметров.

В работе [91] проведены экспериментальные данные по изучению процессов теплоотдачи от охлаждающих поверхностей с помощью импульсного газокапельного потока. Его применение фактически ближе к охлаждению распылением, когда поверхность покрыта плёнкой жидкости. Эксперименты проводились при испарении жидкости, осаждавшейся на поверхности в виде отдельных капель, струек жидкости и непрерывно текущего потока. Было выяснено, что теплообмен может эффективно регулироваться в широком диапазоне в зависимости от временных параметров импульсного распыления. При этом увеличение скорости основного воздушного потока приводит к значительной интенсификации теплообмена между аэрозолем и вертикальным плоским элементом. При исследовании теплообмена в работе [92], было установлено, что при увеличении интенсивности орошения воздуха водой коэффициент теплоотдачи возрастал до определенного значения, а затем уменьшается с ростом расхода аэрозоля. Коэффициент теплоотдачи в лобовой точке для наклонной струи намного ниже, чем при обычном набегании струи водовоздушного аэрозольного потока. С другой стороны, в области поверхности вдали от лобовой точки, локальный коэффициент теплоотдачи для наклонной струи выше, чем для обычной.

Системы теплообменников с аэрозольным охлаждением подразделяются на четыре типа в зависимости от направления воздушного потока, направления впрыскивания капель воды и места расположения теплообменников, как показано на рисунке 1.12 [98].

В работах [93-100] проведены экспериментальные данные по теплоотдаче от одиночного цилиндрического элемента к водовоздушному аэрозольному потоку. Эксперименты по охлаждению аэрозолем проводились для пучка с шахматным

расположением труб с гладкой поверхностью с учетом особенностей расположения труб в пучке. Помимо этого проведен анализ теплоотдачи при аэрозольном охлаждении для произвольной конфигурации труб с целью оптимизации конструкции для теплообменников с охлаждением водовоздушным аэрозольным потоком.

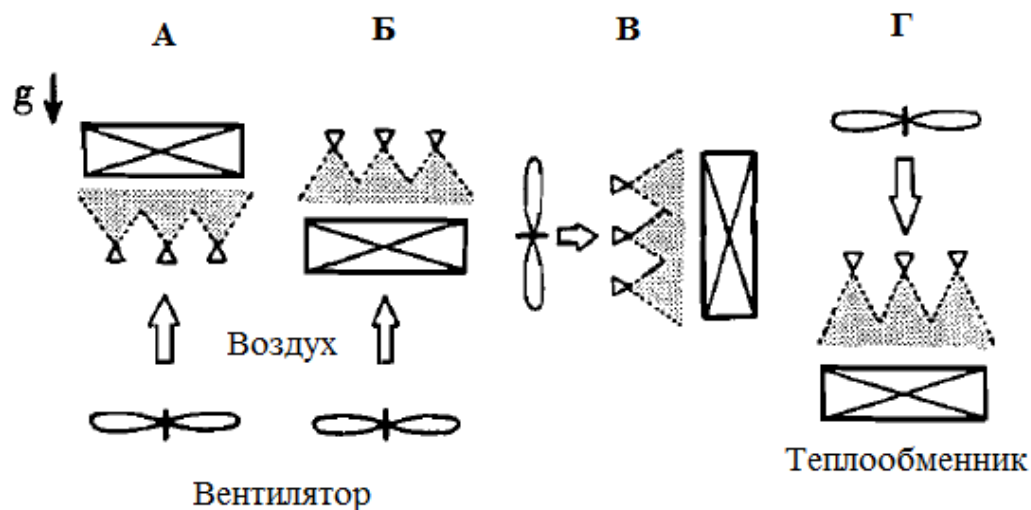


Рисунок 1.12. Схемы теплообменника с аэрозольным охлаждением.

На рисунке 1.13 приведен механизм теплообмена при аэрозольном охлаждении, предложенный авторами [98]. Согласно модели теплосъем при охлаждении поверхности аэрозолем может быть определен как сумма следующих составляющих: конвективной теплоотдачи вследствие испарения капель воды в потоке газа вблизи поверхности, кондуктивный теплообмен за счёт испарения отдельных капель с поверхности и испарение участков пленки воды с нагретой поверхности.

В работе [101] изучалось влияние работающей системы аэрозольного распыления на повышение производительности охлаждающих устройств с воздушным охлаждением при различных условиях эксплуатации в субтропическом климате. Испарение водяного аэрозоля снижало температуру окружающего воздуха, поступающего в конденсатор, до температуры мокрого термометра (WBT). В целом, применение предварительного охлаждения водяным аэрозолем может улучшить коэффициент полезного действия охлаждающего устройства (КПД) при различных условиях на 18.6%.

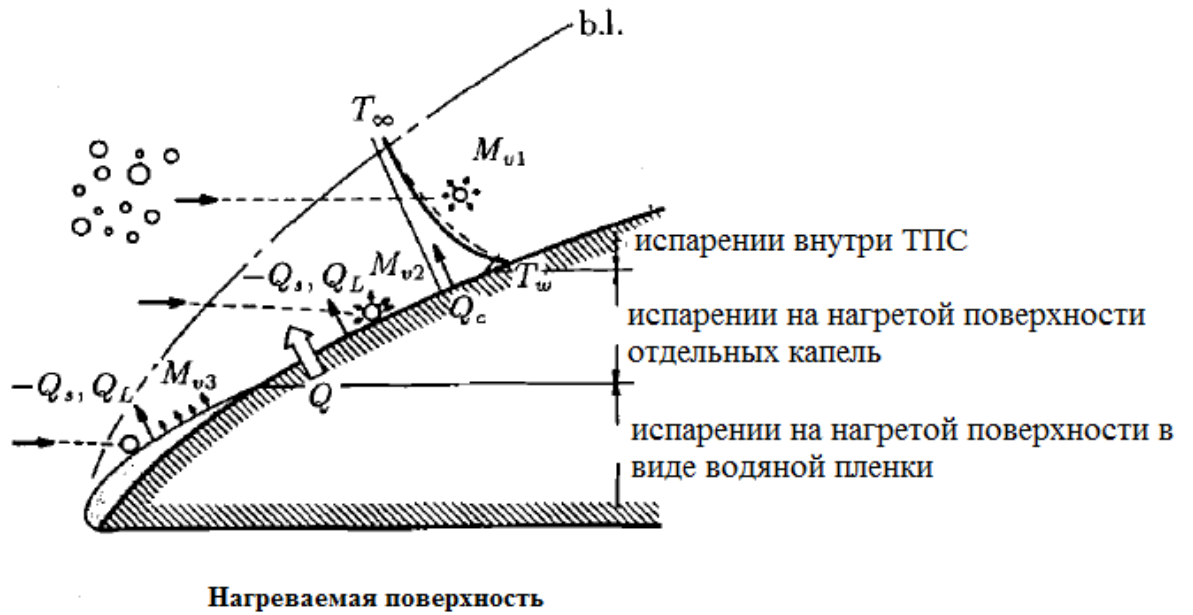


Рисунок 1.13. Механизм теплообмена при аэрозольном охлаждении.

В работе [102] для повышения КПД сухой градирни с естественной тягой предлагаются гибридные методы охлаждения. М.Х. Садафи с помощью ANSYS FLUENT провел численное моделирование распыления воды в сухой градирне с естественной тягой (рисунок 1.14). На базе полученных данных были смоделированы пять различных конфигураций форсунок, состоящих из шести форсунок каждая. Было выяснено, что оптимальное расположение форсунок позволяет повысить эффективность охлаждения на 2.91%.

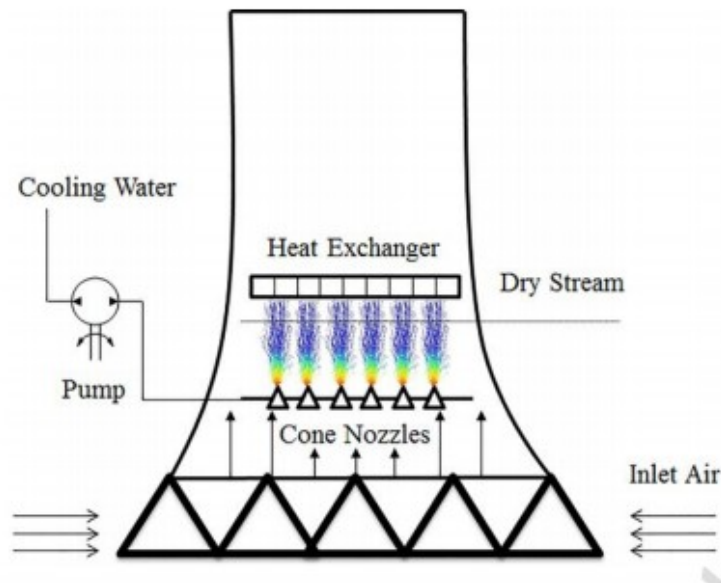


Рисунок 1.14. Использование водяного аэрозоля для охлаждения проходящего воздуха.

В литературе имеются крайне ограниченное количество исследований по численному моделированию, основанных на охлаждении систем аэрозольным потоком. В работе [103] приведены результаты численного исследования течения воздушного потока с распылёнными каплями жидкости над изотермической плоской пластиной с учетом испарения капель и диффузии пара в воздух. Изучалось влияние следующих факторов: скорости потока, перепада температур, интенсивности орошения воздуха водой и размера капель, профилей скорости и температуры, состава двухфазной смеси на коэффициент интенсификации теплообмена. Гидродинамические характеристики потока и его теплообмена с поверхностью были получены путем численного анализа уравнений переноса массы, импульса и энергии для капель жидкости и воздушного потока, рассматриваемые как две отдельные фазы [104]

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) &= S_m \\
 \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_i) &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + F_i \\
 \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho C_p u_i T) &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + q''^m \\
 \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i m_v) &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho D_{AB} \frac{\partial m_v}{\partial x_i} \right) + S_m
 \end{aligned} \tag{1-8}$$

Результаты численного исследования демонстрируют перспективность направления регулирования теплообмена при значительных уровнях теплового потока. На сегодняшний день моделирование показывает, что термическое сопротивление охлаждаемой поверхности может быть уменьшено до 97% при замене потока воздуха потоком испаряющегося аэрозоля.

В работе [105] представлена новая концепция рециркулирующего двухфазного испаряющегося и конденсирующегося аэрозольного потока в целях воздействия на теплообмен в установках с высоким уровнем тепловых потоков. В предложенной схеме охлаждения в воздушный поток вводятся мелкодисперсные

капли жидкости, после чего поток входит в канал, заполненный электронными компонентами, как показано на рисунке 1.15. В любом случае, капли испаряются, когда они движутся по направлению течения, и тем самым поглощают тепло из окружающего воздуха. В конце канала паровоздушный поток, возникающий в результате испарения капель воды, проходит через теплообменник (например, оребренный пучок тепловых труб, к которым подведена охлаждающая вода), что вызывает конденсацию пара. Конденсат и охлажденный воздух поступают обратно на вход канала.

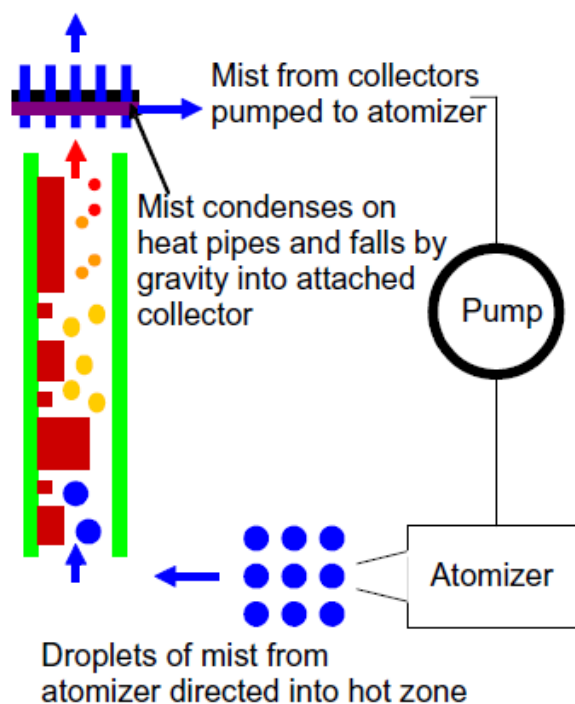


Рисунок 1.15 Схематическое изображение аэрозольного охлаждения при подведении аэрозоля к платам

Важно отметить, что данная схема охлаждения водовоздушным аэрозольным потоком не зависит полностью от отвода тепла за счёт прямого контакта капель жидкости с нагретой поверхностью и принципиально отличается от обычной, поскольку не основана на столкновении капель жидкости с нагретой поверхностью и их испарении на ней.

1.4. Выводы, цель и основные задачи исследований

Проведенный анализ литературы показал, что применение водяного аэрозоля является эффективным способом охлаждения во многих энергетических и промышленных установках. Однако технология охлаждения водяным аэрозолем для АЭС в литературе рассматривается редко и лишь немногие теоретические, и экспериментальные исследования направлены на повышение эффективности СПОТ, сухих градиринов с использованием методов интенсификации (канавки, ребрение и т.д.).

Большинство работ [66, 69, 79, 83, 87, 94 106] посвящено испарительному охлаждению водовоздушного аэрозольного потока в элементах энергетического оборудования, реализуемое впрыском в поток значительного количества воды. При этом капли получают в пневматических форсунках, с размером в диапазоне 50~500 мкм. Таким образом, процесс охлаждения сопровождается образованием концентрированного аэрозольного потока, что в конечном итоге приводит к появлению пленки воды значительной толщины на нагретой поверхности с возможностью залива водой канала теплообменных аппаратов.

В этой связи возникает необходимость сформулировать задачу, направленную на исследование гидродинамики водовоздушного потока и его теплообмена с охлаждаемой поверхностью с целью определения диапазона режимных параметров (значений влагосодержания, температура поверхности и скорости потока), при которых достигается максимальный эффект интенсификации теплообмена.

Первый этап состоял в разработке экспериментального стенда для исследования вынужденного/свободного конвективного теплообмена и гидравлического сопротивления шаровых нагреваемых элементов в цилиндрическом канале и стенда с цилиндрическими элементами (трубного пучка) для решения аналогичных задач взаимодействия с водовоздушным потоком. При этом ставилась задача получения достоверной методики расчета

параметров, отражающей основные закономерности процесса теплообмена с водовоздушным аэрозольному потоком.

На втором этапе предусматривались экспериментальные и численные исследования особенностей гидродинамики и теплообмена как отдельного шарового элемента (шар – калориметра), так и для рядов из шаровых элементов в цилиндрическом канале. Важнейшей составляющей этапа-проведение аналогичного исследования с цилиндрическими элементами в прямоугольном канале с целью выявления основных закономерностей протекающих процессов и определяющих факторов.

Третий этап состоял в получении обобщающих зависимостей, которые можно использовать для расчетов коэффициентов теплоотдачи (Nu) и коэффициента интенсификации теплообмена (η) в системах охлаждения с водовоздушным аэрозольным потоком.

Прикладной (заключительной) частью работы являлась разработка на базе полученных данных физической модели теплообмена для оценки отдельных стадий процесса взаимодействия капель в водовоздушного потока с нагреваемой поверхностью.

ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1. Требования к экспериментальным установкам и методам измерения.

Экспериментальные установки предназначены для получения надежных данных по теплообмену в системах охлаждения водовоздушного аэрозольного потока в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 2500 \sim 55000$ и в диапазоне орошения потока воздуха водой $j = 20.48 \sim 111.68 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$. Оборудование установок выбиралось таким образом, чтобы выдержать тепловой поток величиной $q = 279 \sim 12.831 \text{ Вт/м}^2$ и нагрев до 300°C . Экспериментальные установки предназначены для решения следующих задач:

1. Определение средних значений коэффициента теплоотдачи энергетических элементов в однофазном потоке воздуха при вынужденной и свободной конвекции в стационарном и нестационарном режимах охлаждения.
2. Определение средних значений коэффициента теплоотдачи в двухфазном водовоздушном потоке при вынужденной и свободной конвекции в стационарном и нестационарном режимах охлаждения.
3. Получение детальной информации для аппроксимация экспериментальных данных критериальными зависимостями.
4. Проведения измерений гидравлических сопротивлений в каналах с потоками аэрозоля.
5. Исследования температурных полей поверхности охлаждаемых тел сложной формы.

На рисунке 2.1 представлена Блок-схема экспериментальных установок, созданных в рамках диссертационного исследования.

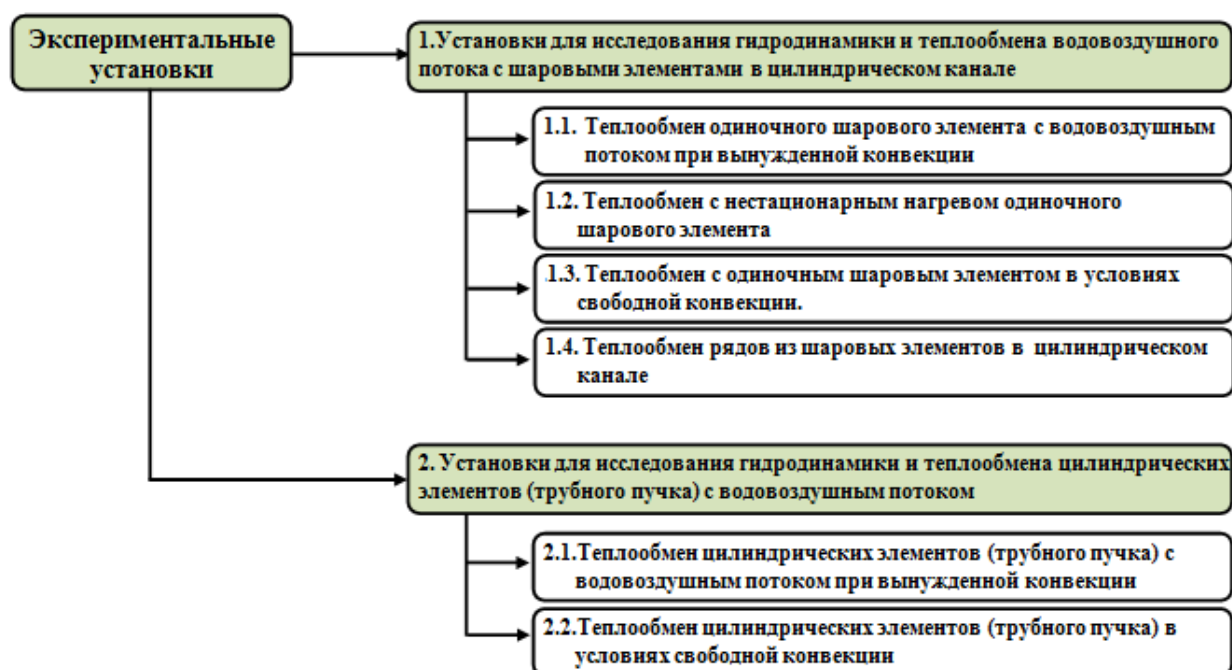


Рисунок 2.1. Наименования экспериментальных установок, используемых в исследованиях различных задач в рамках диссертационной работы

2.2. Экспериментальные установки для исследования процессов теплообмена при вынужденной и свободной конвекции нагреваемых элементов в каналах.

2.2.1 Установка с одиночным шаровым элементом

Исследование гидродинамики и теплообмена проводилось на экспериментальной установке, которая состояла следующего основных частей:

1. Воздушная система.
2. Рабочий участок (шар - калориметра).
3. Система приготовления водяного аэрозоля.
4. Схема электронагрева элементов (шара и цилиндров)
5. Камера смешивания воздушного потока и аэрозоля.
6. Система сбора данных (температура, расходы воды и воздуха, давления и пр.).

Принципиальная схема и внешний вид установки представлен на рисунках 2.2 и 2.3.

Воздушная система включала трубу из прозрачного оргстекла, воздуходувку, измерительные трубки Пито с дифманометром. Циркуляция воздуха осуществлялась по разомкнутому контуру с воздуходувкой, работающей в режиме всасывания, регулируемой автотрансформатором с целью управления расходом воздуха.

Во входной секции расположена труба ($d = 50$ мм) с задвижкой с тем, чтобы изменять скорость в испытательной секции, при помощи направления части потока воздуха в помещение.

Воздух проходил через смесительную камеру, в которой водяная аэрозоль вводился в воздушный поток, затем поступал в рабочий участок и выходил через выпускную секцию. Для проведения экспериментов по теплообмену был изготовлен из меди шаровой элемент (диаметром 34 мм), который помещался в вертикальный цилиндрический канал внутренним диаметром 46 мм и нагревался встроенным электронагревателем. Нагрев осуществлялся переменным током с помощью электронагревателя в чехле из нержавеющей стали диаметром 8 мм и длиной 31 мм. Мощность электронагревателя регулировалась для достижения требуемого теплового потока на поверхности шара автотрансформатором РНО-250-1000 и измерялась термопарой и цифровым мультиметром APPA 109N с точностью ($\pm 0.06\%$). Для снижения термического сопротивления между металлом шаров и электронагревателем использована специальная высокотемпературная теплопроводная мастика (термопаста). В собранном виде шар помещался в вертикально расположенный прозрачный канал из оргстекла с длиной 500 мм и диаметром 50 мм. Внутри канала шар поддерживался текстолитовым стержнем ($d = 4$ мм, $k = 0.023$ Вт/м °С).

Температура поверхности шара измерялась термопарами типа Х-К, которые были установлены под углом 120° от лобовой критической точки поверхности шара. Все термопары связаны с системой сбора данных, которая состояла из

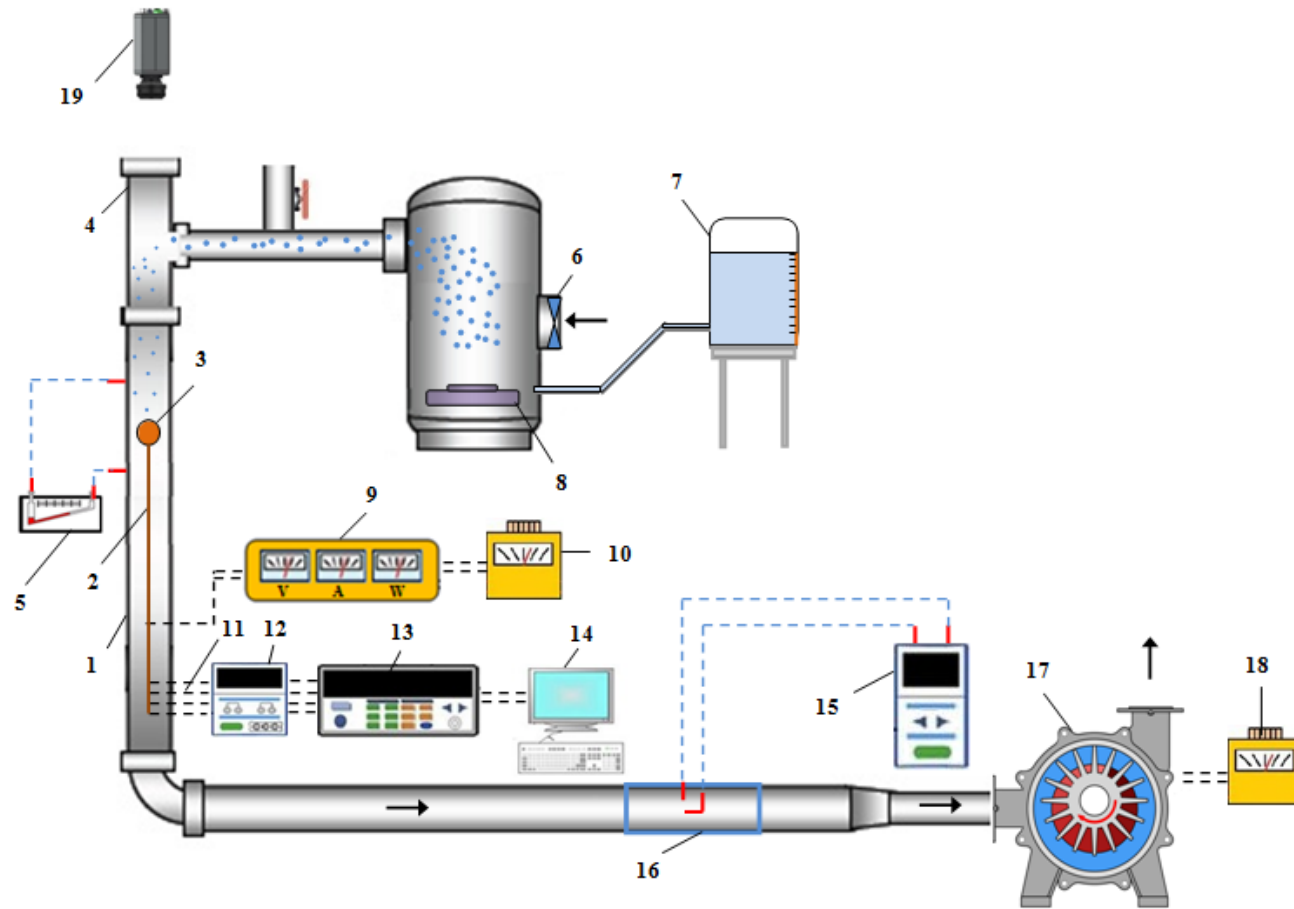


Рисунок 2.2. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена с одиночным шаровым элементом: 1- Трубка из оргстекла; 2- Крепление; 3- Медный шар; 4- Камеры смешения; 5- Микроманометр; 6- Маломощный вентилятор; 7- Бак; 8- Ультразвуковой генератор аэрозоля; 9- Мультиметр; 10, 18- Регулятор напряжения; 11- Термопары; 12- Аналоговый модуль вывода; 13- Модуль сбора данных; 14- Компьютер; 15- Дифманометр; 16- Трубка Пито; 17- Воздуходувка (воздушный насос); 19- Тепловизор.



Рисунок 2.3. Внешний вид экспериментальной установки для исследования теплообмена с одиночным шаровым элементом

модуля ввода аналогового сигнала типа ОБЕН MV110-8А.

регистратора данных MSD200 и персонального компьютера. Кроме того, записывалась температура поверхности шара, чтобы получить распределение температур по поверхности и определить средние и локальные коэффициенты теплоотдачи шара при помощи инфракрасной (ИК) термографии (тепловизора). За последние годы инфракрасная термография стала самым распространенным способом измерения температуры в промышленности благодаря многочисленным преимуществам, таким как бесконтактное и дистанционное измерение, удобность, отображение результатов измерения на дисплее компьютера, точность и широкий диапазон измеряемых температур [107, 108]. Для обеспечения высокой точности измерения перепада давления использовался наклонный микроманометр, позволяющий измерять небольшой перепад давления.

2.2.2. Установка с нестационарным нагревом одиночного шарового элемента.

На установке проводились исследование смены режимов теплообмена на поверхности охлаждаемого шара от чисто конвективного до пленочного в условиях взаимодействия с аэрозольным потоком в широком диапазоне температур его охлаждения. Принципиальная схема и внешний вид установки представлен на рисунки П. 1.1. и П. 1.2.

Для нагрева шара использовалась бесконтактная высокочастотная индукционная нагревательная станция с медной спиральной катушкой, обеспечивающей работу на частотах в диапазоне от 50 до 100 КГц.

Индукционная катушка с внутренним диаметром 55 мм изготовлена из медной трубки с внешним диаметром 8 мм. Катушка имела два витка, а соединение катушки с индукционной установкой представляет собой две медные трубки длиной 200 мм, разнесенные на 50 мм друг от друга. Индукционная катушка размещалась непосредственно вокруг нагреваемого шара.

После нагревания шара первоначально пропускаться воздух, а затем после повторного нагрева, водовоздушный поток. Начальная температура шара составляла $T_{исх.} = 100, 200$ и 300 °С и измерялась двумя откалиброванными термопарами типа X-K, как показано на рисунке 2.4. Все термопары подключены к системе сбора данных, состоящей из приемника аналогового сигнала и модуля сбора данных.

Эксперимент проводился в следующей последовательности: сначала подключалась к сети и настраивалась индукционная нагревательная станция для достижения требуемой температуры. После нагрева до необходимой температуры индукционная станция отключается и испытываемый образец обдувался сначала в воздух, а после повторного нагрева водовоздушным потоком. Температура испытываемого образца фиксировалась при помощи цифрового регистратора данных каждые 10 секунд. Чтобы уменьшить погрешность измерений все эксперименты повторялись несколько раз для каждого режима. Погрешность результатов измерений не превышала 2%.

2.2.3. Установка с водовоздушным охлаждением шара в условиях свободной конвекции.

Предполагалось оценить реальную интенсивность теплообмена и получить расчетные зависимости для определения степени интенсификации теплообмена от распыляемой влаги в условиях естественной конвекции. Экспериментальные измерения проводились с медным шаром-калориметром в качестве охлаждаемого элемента при атмосферном давлении в диапазоне интенсивности орошения воздуха водой ($j = 23.39 \sim 111.68$ кг·м⁻²·ч⁻¹) при различных значениях теплового потока. Принципиальная схема установки представлена на рисунке П.1.3.

В первом случае нагретый шар располагался в открытом пространстве с постоянной температурой окружающего воздуха ($T=24$ °С). Во втором случае нагретый шар помещался в цилиндрическом канале с отношением диаметра шара к диаметру канала ($d/D = 0.73$). В шар был встроен электронагреватель, входная

мощность которого регулировалась автотрансформатором для достижения требуемого теплового потока. Температура поверхности шара измерялась двумя откалиброванными термопарами типа Х- К, расположенными в положениях 1 и 2, как на рисунке 2.4.

2.2.4. Установка с водовоздушным охлаждением рядов из шаровых элементов.

Исследования теплообмена рядов из шаровых элементов в канале с водовоздушным аэрозольным потоком осуществлялись на экспериментальной установке, схема и внешний вид, которых приведена на рисунках П.1.4. и П.1.5.

Экспериментальная установка предназначена для получения данных о теплообмене в системе водовоздушного аэрозольного потока в диапазоне числа Рейнольдса $Re = 2500 \sim 55000$, в диапазоне интенсивностей орошения потока воздуха водой $j = 23.39 \sim 111.68 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$, при тепловом потоке величиной до $q = 10000 \text{ Вт/м}^2$ и нагреве до 227°C .

Три медных шара диаметром $d_{\text{ш}} = 34$ мм с внутренними электронагревателями располагались в вертикальном цилиндрическом канале с внутренним диаметром 46 мм на расстояниях $2d_{\text{ш}}$ между собой. Водовоздушный поток создавался путем смешения потока от воздуходувки и потока аэрозольных капель от генератора аэрозоля с ультразвуковым излучателем частотой $F = 1.7$ МГц. Средний размер капель в соответствии с формулой Ланга составлял $d_{\text{к}} = 2.7$ мкм. В процессе проведения опытов производились измерения параметров всех трех шаров, аналогичных с опытами одиночного шара.

2.3. Элементы и узлы экспериментальных установок

2.3.1. Модель шара-калориметра

Принципиальная схема модели «шар-калориметр» представлена на рисунке 2.4. Медный шар ($d = 34$ мм) с достаточно гладкой поверхностью (шероховатостью не менее 8-го класса) нагревался внутренним патронными электронагревателем. нагреваются изнутри патронными электронагревателями. Максимальная мощность электронагревателя составляла 100 Вт и измерялась цифровым мультиметром APPA 109N с погрешностью, не превышающей 0.06%.

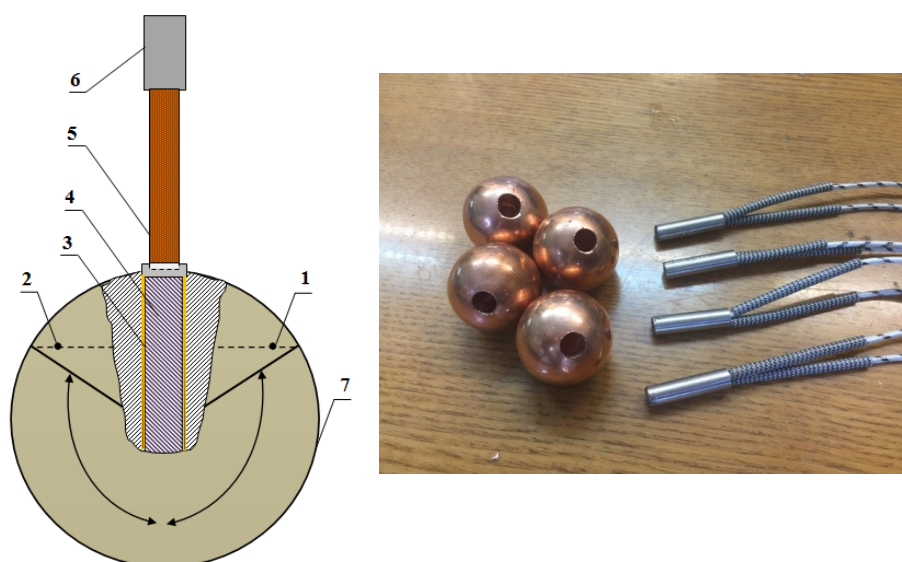


Рисунок 2.4. Схема шарого элемента: 1, 2 – термопары; 3 – термопаста; 4 – электрический нагреватель; 5 – текстолит; 6 – крепление; 7 – медный шар.

Спаи термопар были помещены в небольшие углубления ($d=1,5$ мм), просверленные в шаре. Все полости, в которые помещены нагреватели и термопары, были полностью заполнены термопастой, т.е. материалом с высокой теплопроводностью. Шар, помещенный в трубу, крепится к текстолитовому стержню ($k = 0.023$ Вт / м ° С, $d = 4$ мм). В процессе измерений температура шара и скорость набегающего потока поддерживались на одном уровне в течение длительного периода времени. Для исследования нестационарного конвективного

теплообмена так же использовался медный шар с диаметром 34 мм с гладкой нагреваемой поверхностью. Температура шара измеряется двумя откалиброванными термопарами типа Х-К с малым временем отклика, встроенными внутрь шара на позиции 1 и 2, как показано на рисунке 2.5.

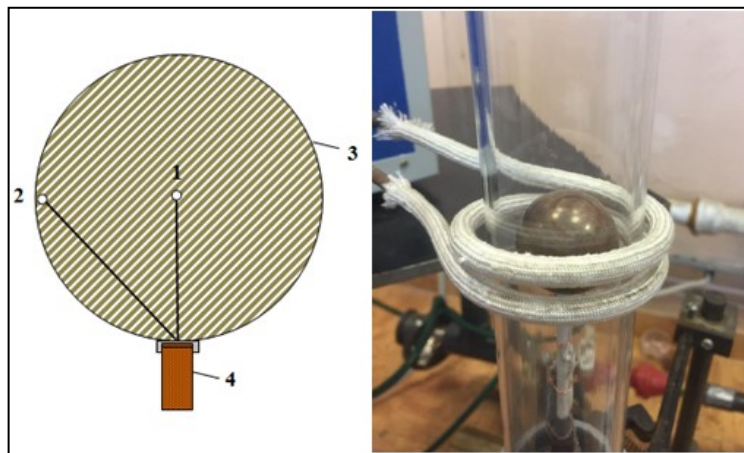


Рисунок 2.5. Термопары; 3- Медный шар; 4- Крепление;

2.3.2. Система генерации водяного аэрозоля

Установка для генерации водяного аэрозоля показана на рисунке 2.6. Для распыления воды использовался ультразвуковой генератор, который вырабатывает ультразвуковое излучение с частотой 1,7 МГц, благодаря чему система не требует подачи сжатого воздуха или подвода тепла [109].

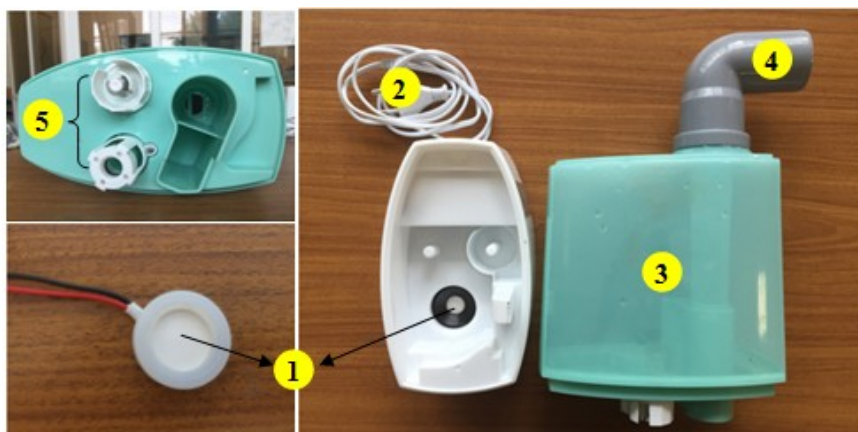


Рисунок 2.6. Установка приготовления аэрозоля 1- пьезоэлектрический излучатель; 2- источник питания; 3- Бак 4- канал отвода аэрозоля; 5- система контроля уровня воды;

Ультразвуковая установка на частоте $F = 1.7$ МГц генерирует водяные капли размером от 1 до 10 микрометров. Средний размер частиц образующего водяного аэрозоля из очищенной воды, рассчитанное по уравнению Ланга, составлял 2.7 мкм. Расстояние между верхней частью генератора и поверхностью жидкости поддерживалось на уровне 3.0~3.5 см.

Над поверхностью жидкости образуется коническая струя из-за возбуждения, вызванного ультразвуковой воздействием колебаний пьезоэлектрического излучателя. В результате действия сжимающих волн на поверхности струи образуются капиллярные волны, из-за чего возникает водяной аэрозоль, как показано на рисунке 2.7.



Рисунок 2.7. Струя водяного аэрозоля.

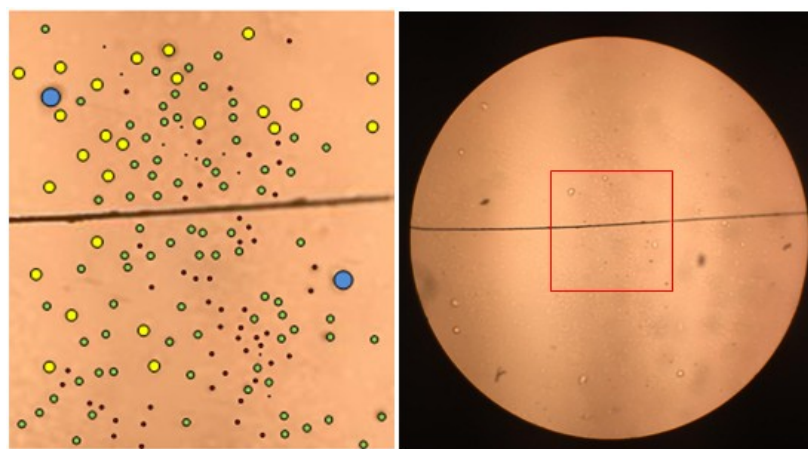


Рисунок 2.8. Фотография капель вместе с проволокой 5 мкм

Размеры образующихся капель оценивались также экспериментально при помощи методики осаждения на масляной пленке, нанесенной на стеклянную пластину с последующим микроскопическим фотографированием и обработкой с целью получения модального размера капель аэрозоля (рисунок 2.8).

Состав полидисперсного аэрозольного потока, носящего ориентировочный характер, приведен на рисунке 2.9 в виде плотности распределения капель по их размерам. Большая часть капель имели размеры менее 3-5 мкм, что указывает на их близость к расчетным значениям.

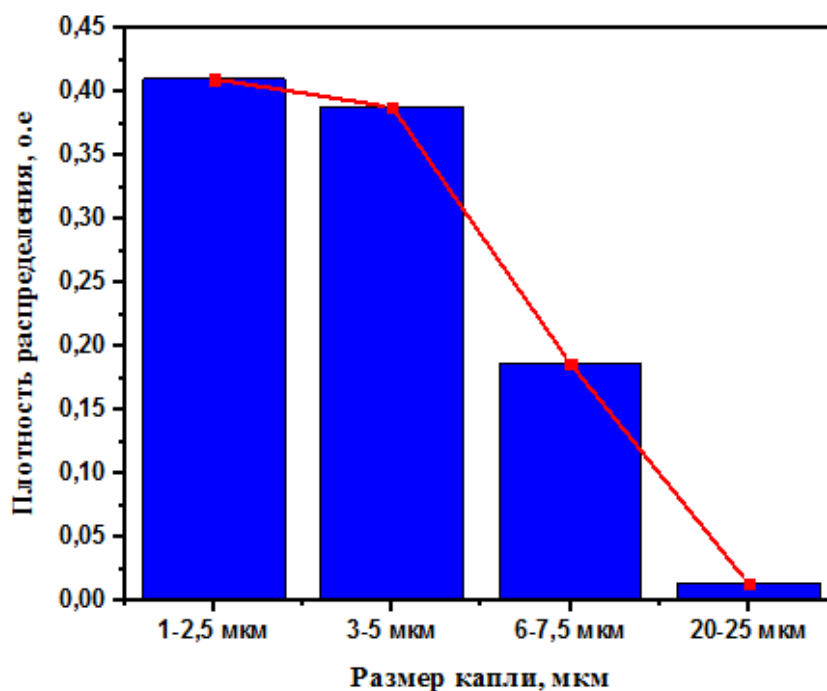


Рисунок 2.9. Плотность распределения капель по их размерам

2.3.3. Смесительная камера

Смесительная камера (труба из пластика, диаметр 50 мм, длина 200 мм) используется для смешивания полученного аэрозоля с необходимым количеством воздуха. В боковой части смесительной камеры встроен генератор аэрозоля, а нижняя часть выступает в качестве смесительного аппарата.

2.3.4. Высокочастотный индукционный нагреватель

Для индукционного нагрева использовалась установка типа “Проминдуктор”, способная генерировать мощность до 10 кВт в частотном диапазоне от 20 до 60 кГц. Аппарат состоит из индукционного источника, индукторной катушки, генерирующей электромагнитное поле, и системы водяного охлаждения, как показано на рисунке 2.10.

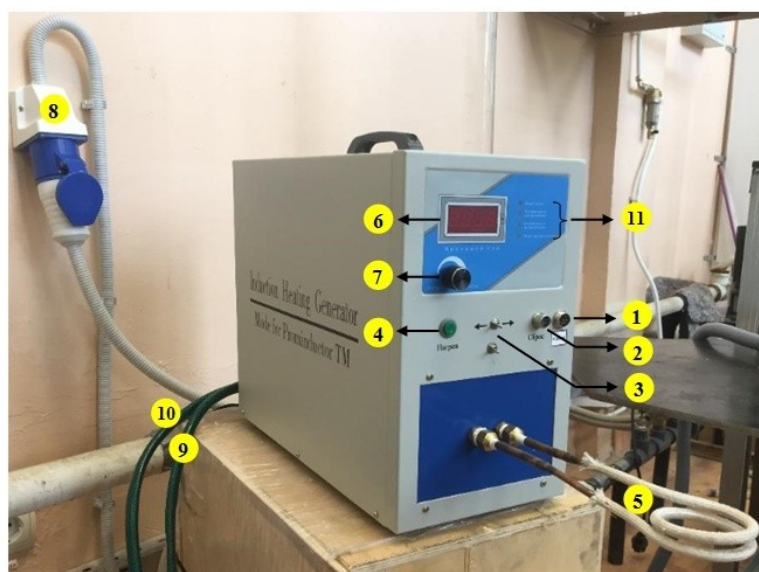


Рисунок 2.10. Общий вид аппарата 1-Разъем 4-20мА; 2-разъем подключения таймера; 3-переключатель работы по устройству 4-20мА; 4-кнопка включения нагрева; 5- Катушка индукционного нагрева; 6-дисплей вторичного тока; 7-регулятор мощности; 8-источник питания; 9-вход воды; 10-выходводы; 11-индикаторы тревоги;

Высокочастотный источник питания используется для подачи переменного тока в индукционную катушку. Быстропеременное электромагнитное поле катушки создает вихревые токи в образце, что ведет к нагреву шара [110].

2.4. Установка для исследования теплообмена цилиндрических элементов (трубного пучка) с водовоздушным потоком

Экспериментальная установка предназначена для получения надежных данных по теплообмену пучка труб в системе охлаждения водовоздушным потоком в диапазоне числа Рейнольдса $Re = 2500 \sim 12500$ и в диапазоне интенсивностей орошения потока воздуха водой $j = 20.48 \sim 97.85 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$. Оборудование установки рассчитывалось на получение теплового потока величиной до $q = 5000 \text{ Вт/м}^2$ и нагрев до 120°C .

Установка представляла собой теплообменник, состоящий из трёх рядов цилиндрических элементов с шахматным расположением в прямоугольном канале с поперечным сечением $55 \times 117 \text{ мм}$, воздуходувки, системы генерации водяного аэрозоля и системы обработки данных. Принципиальная схема и внешний вид установки представлен на рисунках П.1.6. и П.1.7.

Воздух проходил через смесительную камеру, где аэрозоль вводилась в воздушный поток, и поступала в теплообменник. Теплообменная система состояла из медных стержней с помещёнными внутрь патронными нагревателями и термопарами, расположенных на стержнях с задней стороны как показаны на рисунке 2.11.

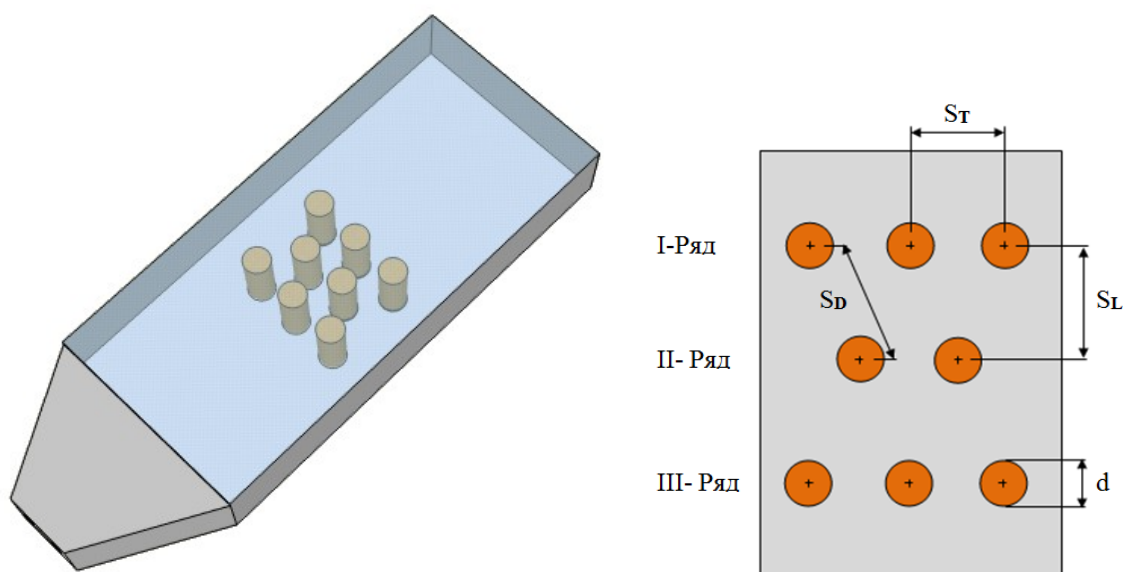


Рисунок 2.11. Цилиндрические элементы в канале.

Каждый электронагреватель шаровых элементов регулировался автотрансформатором для достижения требуемого теплового потока. Перед установкой нагревателей каждая трубка была покрыта тонким слоем теплопроводящего состава (термопаста) для увеличения теплопроводности между трубками и нагревателями. Цилиндрические элементы теплообменника, с внешним диаметром 14 мм и толщиной стенок 3 мм, показаны на рисунке 2.12. В собранном виде элементы теплообменника крепились внутри изолированного канала длиной 1 м прямоугольного сечения размером 117 x 55 мм.



Рисунок 2.12. Цилиндрические элементы теплообменника

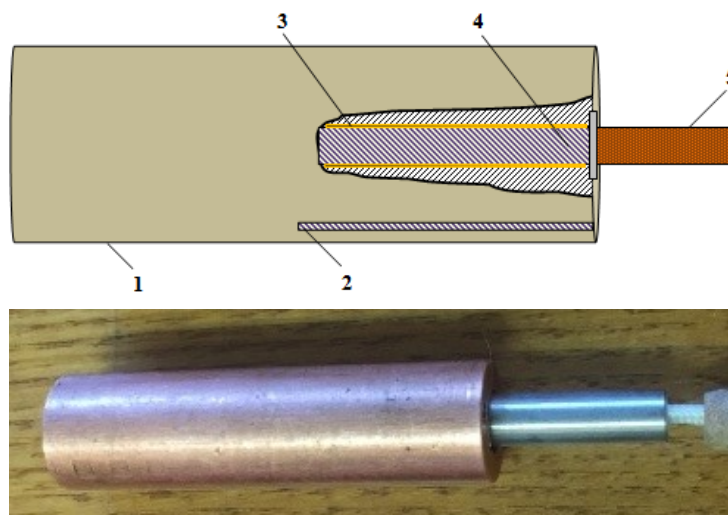


Рисунок 2.13. 1- Цилиндрический элемент с нагревателем 2-Термопары; 3- Термопаста; 4- Электрический нагреватель; 5- Текстолит.

Температура поверхности измерялась термопарами типа Х-К, которые были установлены позади каждого элемента, под углом 180° от лобовой критической точки. Одна термопара была размещена в области входа потока, и две другие – в

области выхода потока. Кроме того, постоянно измерялись температуры окружающего воздуха, протекающей среды на входе и выходе, а также время охлаждения пучка труб. Принципиальная схема цилиндрического элемента представлена на рисунке 2.13. Для обеспечения высокой точности измерения перепада давления используется наклонный микроманометр с манометрической жидкостью с удельной плотностью 0.95.

2.5. Установка с цилиндрическими элементами для исследования теплообмена в условиях свободной конвекции

Принципиальная схема для исследования теплообмена цилиндрических элементов (трубного пучка) с водовоздушным потоком, возникающем в условиях свободной конвекции при впрыске аэрозоля, представлена на рисунке П.1.8.

Экспериментальные измерения проводились при атмосферном давлении в диапазоне интенсивности орошения воздуха водой ($j = 23.39 \sim 111.68 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$) и различных значениях теплового потока $q=373.8\sim 1843.7 \text{ Вт/м}^2$, для анализа степени интенсификации полученные данные по теплообмену сравнивались с результатами при отсутствии впрыска воды.

2.6. Методика проведения измерений

В опытах по гидродинамике и теплообмену измерялись следующие основные величины:

1. Температуры поверхности шара-калориметра и водовоздушного аэрозольного потока.
2. Расход воздуха.
3. Расход воды на образование аэрозоля.
4. Мощности потребляемая электронагревателем.
5. Гидравлическое сопротивление потоков в каналах.

2.6.1 Измерение температуры

При экспериментальном исследовании процессов теплообмена измерения температур производились, в основном, с помощью изолированных хромель-копелевых термопар. Результаты измеренные температуры отображались с помощью ОВЕН МВ110-8А с модулем сбора данных МСД 200. С целью поверки термопары, перед исследованием теплообмена все термопары были помещены в водяной термостат, где прошли тарировку по образцовому ртутному термометру с ценой деления 0.1°C . Показания температуры на модуле сбора данных сравнивались с данными термометра в диапазоне от 0 до 100°C с интервалом 20°C . На рисунке П.1.9. показаны результаты калибровки.

2.6.2 Измерение расхода воздуха

Расход воздуха измеряется с помощью трубок Пито установленной на одной оси с подводным трубопроводом диаметром 24мм с цифровой дифманометр для измерений перепада давления. Течения воздуха в трубопроводе был заведомо турбулентным с $Re = 2500 \sim 55000$, при котором отношение средней скорости воздуха в данном сечении к максимальной составляло на оси трубы $u/u_{\max} = 0.8 \pm 0.1$ с соответствующей погрешностью измерения расхода – 1.25%. [111]

Объемный расход воздуха посчитался по измерения динамического давления Δp вдоль оси подводимой трубопровода в виде:

$$Q_v = C_v \cdot A \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_{\text{воз.}}}}; \quad A = \frac{\pi d_{\text{тр}}^2}{4} \quad (2-1)$$

где C_v - отношение средней скорости воздуха по сечению трубы к максимальной скорости; A – площадь сечения подводимого трубопровода, м^2 ; $d_{\text{тр}}$ – диаметр подводимого трубопровода, м ; $\rho_{\text{в.}}$ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

2.6.3. Расход воды на образование аэрозоля

Расход воды, поступающей в генератор аэрозоля, определяется как масса воды, прошедшей через подсистему генерации аэрозоля за единицу времени. Калибровка расхода происходит посредством трех измерений. Погрешность измерения расхода не превышает 4% для 250 мл/ч.

2.6.4. Измерение мощности электронагревателей

Измерение мощности электронагревателей осуществлялось цифровыми мультиметрами APPA109N с погрешностью до 0.06%. Максимальная мощность электронагревателя достигала 100 Вт, и регулировалась лабораторным автотрансформатором. Принципиальная схема электрической цепи электронагревателя представлена на рисунке 2.14.

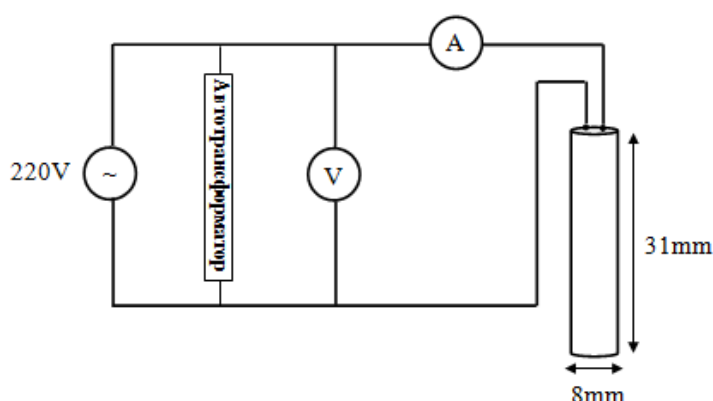


Рисунок 2.14. Схема электрической цепи электронагревателя

2.6.5. Дистанционный метод измерения полей температуры

Для дистанционного измерения полей температуры поверхности нагретого шара использовался инфракрасный (ИК) тепловизор, который позволяет фиксировать тепловое (инфракрасное) излучение нагретой поверхности и определять температуру в любой точке на поверхности (спецификация инфракрасного (ИК) тепловизора представлена в Таблице 1) [112, 113].

Таблица 2.1: Спецификация инфракрасного (ИК) тепловизора.

Модель	Testo-880-ds
Предел измерений	-20 to +350 °C
Базовая погрешность	±2 °C
Теплочувствительность	< 0,1 °C
Время отклика	150 мс
Детектор	NETD

ИК-изображение отображает распределение температуры на поверхности объекта. Излучение, регистрируемое тепловизором, состоит из излучаемого, отраженного и проходящего длинноволнового инфракрасного излучения (рисунок 2.15), исходящего от объектов, расположенных в пределах поля зрения тепловизора.

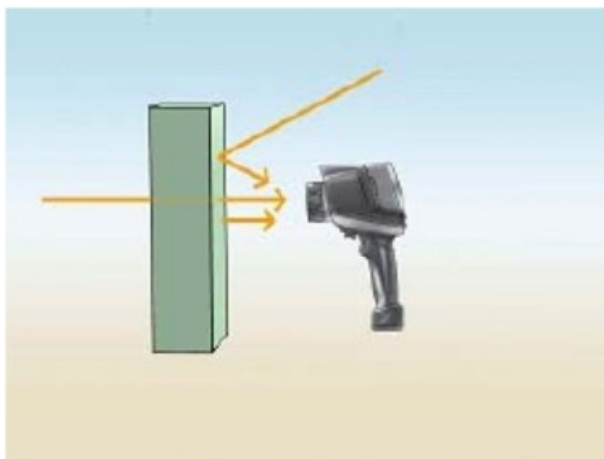


Рисунок 2.15. Излучение, отражение и пропускание

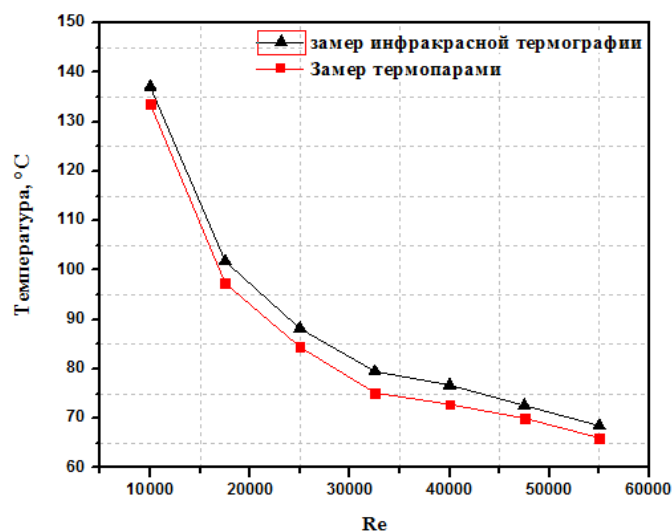


Рисунок 2.16. Сравнение результатов измерений температуры нагретой поверхности двумя методами.

Сочетание обоих методов измерения, использовавшихся в исследовании, позволяло проводить более информативный анализ теплового состояния объекта так как инфракрасная термография чувствительна к изменениям излучательной способности поверхности, замеры температуры термомпарами использовались в качестве постоянной калибровки измерений тепловизора (рисунок 2.16).

2.6.6. Измерение гидравлических сопротивлений

Для измерения перепада давления использовались наклонный микроманометр ММН-2400 с 300 мм шкалой и цифровой дифманометр ДТ-8890А. Обработка экспериментальных данных по гидродинамике потока производилась в соответствии с формулой Дарси-Вейсбаха для перепада давления в канале [111].

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\rho u^2}{2} \quad (2-2)$$

где коэффициент сопротивления равен

$$\xi = \frac{2\Delta P}{n\rho u^2} \quad (2-3)$$

где Δp - перепад давление; n - число шаровых элементов; u - скорость потока в проходном сечении канала.

2.6.7. Система сбора данных

Система сбора данных состояла из модуля аналогового ввода, модуля сбора данных, ПК, их соединительных кабелей, а также различного ПО, обеспечивающих работу системы. 12-канальный блок сбора данных ОВЕН МВ110-8А и модуль сбора данных МСД-200, показанные на рисунке 2.17, используются для отображения данных, полученных от каждого канала, на внешнем дисплее в течение всего времени проведения эксперимента. Модуль

сбора данных МСД-200 используется для записи и хранения данных, поступающих от всех датчиков, подключенных к каналам модуля. Обмен данных между модулем сбора данных МСД-200 и ПК осуществлялся через USB-кабель. Пакет программного обеспечения модуля сбора данных МСД-200 используется для настройки устройства и отображения динамических данных процесса на дисплее компьютера. После достижения стационарного состояния процесса данные сохраняются в таблице Excel. Последующая обработка данных выполняется с помощью математического пакета (Matlab) и Excel.

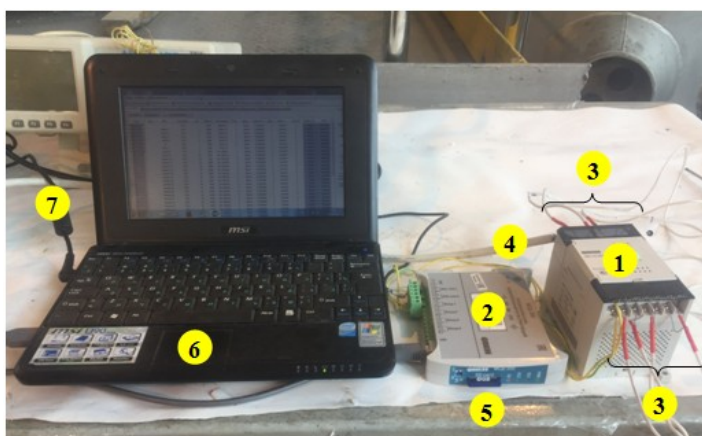


Рисунок 2.17.1-Аналоговый модуль вывода;2- Модуль сбора данных; 3- Термопары; 4,7- источник питания; 5- SD-карта; 6- Компьютер.

2.7. Методика обработки результатов экспериментов.

Для анализа процесса теплоотдачи шара к водовоздушному аэрозольному потоку использовались как стационарная так и нестационарная методики. В первом случае определялась входная мощность, подведённая к шару:

$$P_{эл.} = V \cdot I; \quad (2-4)$$

При этом мощность нагрева может быть рассчитана по известному электрическому сопротивлению нагревателя и напряжению на нагревателе с тем, чтобы избежать значительных погрешностей измерений:

$$P_{эл.} = \frac{V^2}{R}; \quad (2-5)$$

Плотность теплового потока рассчитывалась путём деления электрической мощности нагревателя на площадь нагрева элемента с учётом потерь мощности в узле крепления элементов:

$$q = \frac{P_{\text{эл.}} - Q_{\text{По.}}}{A_{\text{шар}}}; \quad (2-6)$$

Значения коэффициента теплоотдачи находились по известной плотности теплового потока на поверхности шаровых элементов и разности средней температуры поверхности шаров и набегающего потока с учетом теплотерь $Q_{\text{п}}$ узла крепления шаров.

$$\alpha = \frac{P_{\text{эл.}} - Q_{\text{По.}}}{A_{\text{шар}}(T_{\text{п}} - T_{\text{ср.}})}; \quad (2-7)$$

С учетом нагрева оседающей влаги в виде отдельных капель или водяной пленки до температуры поверхности результирующий тепловой поток с охлаждаемой поверхности определяется как [114]:

$$q = \alpha_{\text{ка}}(T_{\text{п}} - T_{\text{ср.}}) + jr \left[1 + C_{\text{жс.}} / r(T_{\text{п}} - T_{\text{ср.}}) \right] \cdot n; \quad (2-8)$$

Соответствующий эффективный коэффициент теплоотдачи (КТО) можно представить в виде:

$$\alpha = \frac{q}{(T_{\text{п}} - T_{\text{ср.}})} = \alpha_{\text{ка}} + \alpha_r \left[1 + \frac{C_{\text{жс.}}(T_{\text{п}} - T_{\text{ср.}})}{r} \right] \cdot n; \quad (2-9)$$

$$\alpha_r = \frac{j \cdot r}{(T_{\text{п}} - T_{\text{ср.}})}; \quad (2-10)$$

$$T_{\text{п}} = \sum_{x=1}^n \frac{T_{\text{п}}}{n}; \quad (2-11)$$

число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{u \cdot d_{\text{ш.}}}{v_{\text{ср.}}}; \quad (2-12)$$

число Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{ш.}}{\lambda_{ср.}}; \quad (2-13)$$

Коэффициент трения определяется по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta P}{N \cdot \rho \cdot u^2}; \quad (2-14)$$

где N - количество сфер в канале, ΔP , u - перепад давлений и скорость потока. При постоянной, мощности воздуходувки взаимосвязь между коэффициентом трения и числом Рейнольдса может быть выражено как [115]:

$$\left(\dot{V}_{воз.} \cdot \Delta P_{воз.} \right) = \left(\dot{V}_{аэроз.} \cdot \Delta P_{аэроз.} \right); \quad (2-15)$$

$$\left(\xi \cdot Re_{воз.}^3 \right) = \left(\xi \cdot Re_{аэроз.}^3 \right); \quad (2-16)$$

$$Re_{воз.} = Re_{аэроз.} \left(\xi_{аэроз.} / \xi_{воз.} \right)^{1/3}; \quad (2-17)$$

Коэффициент энергетической эффективности определялся как отношение коэффициента теплоотдачи водовоздушного аэрозольного потока к коэффициенту теплоотдачи однофазного воздушного потока

$$\eta = \frac{\alpha_{аэроз.}}{\alpha_{воз.}} = \frac{Nu_{аэроз.}}{Nu_{воз.}} = \left(\frac{Nu_{аэроз.}}{Nu_{воз.}} \right) \left(\frac{\xi_{аэроз.}}{\xi_{воз.}} \right)^{-1/3}; \quad (2-18)$$

где $Nu_{аэроз.}$ и $Nu_{воз.}$, $\xi_{аэроз.}$ и $\xi_{воз.}$ – числа Нуссельта и коэффициенты трения в водовоздушном аэрозольном потоке и потоке воздуха соответственно.

Интенсивность орошения воздушного потока:

$$j = G / A_{канал.}; \quad (2-19)$$

число Вебера увлажнения потока [116]:

$$We = \frac{j^2 \cdot d_{к.}}{2 \cdot \rho_{ж.} \cdot \sigma}; \quad (2-20)$$

число Стокса:

$$Stk = \frac{u_{к.} \cdot \rho_{ж.} \cdot d_{к.}^2}{18 \cdot \mu_{ж.} \cdot d_{ш.}}; \quad (2-21)$$

фактор фазового перехода [117].

$$K = \frac{r}{C_{ж.}(T_{П} - T_{ср.})}; \quad (2-22)$$

Средний размер капель воды в потоке составляет $d_k = 2,7$ мкм и рассчитывается по формуле Ланга [109, 118]:

$$d_k = 0.34 \left(\frac{8 \cdot \pi \cdot \sigma}{\rho \cdot F^2} \right)^{1/3}; \quad (2-23)$$

В исследованиях естественной конвекции ключевой переменной является температура и коэффициент объемного расширения β , определяющий параметры. число Грасгофа:

$$Gr = \frac{\Delta T \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot d_w^3}{\mu^2}; \quad (2-24)$$

число Прандтля:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}; \quad (2-25)$$

число Рэлея:

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{\Delta T \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot d_w^3}{\mu^2} \cdot \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}; \quad (2-26)$$

Методика определения коэффициента теплоотдачи при нестационарном процессе охлаждения предварительно нагретого шара индуктором предусматривала равномерный его нагрев по всему объему, реализуемый при $Bi < 1$. Уравнение теплообмена (или уравнение общего энергетического баланса) и соответствующий коэффициент теплоотдачи могут быть представлены в виде:

$$\rho_w \cdot V_w \cdot c_w \frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \cdot A_w (T_w - T_{ex.}); \quad (2-27)$$

$$\alpha = \frac{c_p \cdot \rho \cdot d_w}{6} \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{\Delta \tau} \ln \left(\frac{T_{II,i} - T_{ex.}}{T_{II,i+1} - T_{ex.}} \right) \right); \quad (2-28)$$

В общем случае модель термически тонкого тела (ТТТ) подходит для систем, с малым числом Био ($Bi < 0.1$) [119], где число Био равно:

$$Bi = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_s}; \quad (2-29)$$

где λ_s – коэффициент теплопроводности шара, L – геометрическая характеристика шара, определяющаяся как отношение объема шара V_s к площади

его поверхности A_s . Материал шара обладает следующими теплофизическими свойствами:

- Теплопроводность: $\lambda = 400 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$,
- Плотность: $\rho = 9723.32 \text{ кг/м}^3$,
- Удельная теплоёмкость: $c = 390 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$.
- Соответствующий критерий $Bi=0.004 - 0.013$.

2.8. Оценка погрешностей измерений

Точность эксперимента – это показатель, отражающий близость полученных результатов с истинным значением измеряемой величины. Точность эксперимента растёт с уменьшением его погрешности [120]. Погрешности косвенных измерений определяются по стандартным соотношениям.

$$\Delta Y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \Delta X_i \right)^2}; \quad (2-30)$$

$$\partial Y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \ln Y}{\partial X_i} \Delta X_i \right)^2}; \quad (2-31)$$

Погрешности прямых экспериментальных измерений ΔX_i представлены в Таблице 2, взятых из паспорта измерительных приборов:

Таблица 2.2. Погрешности экспериментальных данных.

Независимые переменные	Интервал погрешности, обозначенный на измерительном приборе (E)
Напряжение на нагревателе	$\pm 0,04 \text{ В}$
Сила тока на нагревателе	$\pm 0,0003 \text{ А}$
Диаметр	$\pm 0,0002 \text{ м}$
Средняя поверхностная температура	$\pm 1,2 \text{ }^\circ\text{С}$

Погрешность экспериментальных данных рассчитывались по формулам для критерия Нуссельта и коэффициента теплоотдачи [121, 122]

$$\left(\frac{\Delta Nu}{Nu}\right)^2 = \frac{1}{Nu} \left[\left(\frac{\partial}{\partial \alpha} (Nu) \Delta \alpha \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial d_s} (Nu) \Delta d_s \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial k_s} (Nu) \Delta k_s \right)^2 \right]; \quad (2-32)$$

$$\left(\frac{\Delta \alpha}{\alpha}\right)^2 = \frac{1}{\alpha} \left[\left(\frac{\partial}{\partial q} (\alpha) \Delta q \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial T_{ave.s}} (\alpha) \Delta T_{ave.s} \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial T_{ia}} (\alpha) \Delta T_{ia} \right)^2 \right]; \quad (2-33)$$

для числа Рейнольдса и коэффициента трения

$$\left(\frac{\Delta Re}{Re}\right)^2 = \frac{1}{Re} \left[\left(\frac{\partial}{\partial u} (Re) \Delta u \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial \rho} (Re) \Delta \rho \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial D} (Re) \Delta D \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial \mu} (Re) \Delta \mu \right)^2 \right]; \quad (2-34)$$

$$\left(\frac{\Delta \xi}{\xi}\right)^2 = \frac{1}{\xi} \left[\left(\frac{\partial}{\partial \Delta P} (\xi) \Delta (\Delta P) \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial \rho} (\xi) \Delta \rho \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial Re} (\xi) \Delta Re \right)^2 \right]; \quad (2-35)$$

Так для одиночного шара погрешность составляла 4%, 1.91% и 1.8% для числа Нуссельта, числа Рейнольдса и коэффициента трения соответственно.

2.9. Выводы по главе 2

1. Созданы экспериментальные установки для исследования конвективного теплообмена и гидравлического сопротивления одиночного шарового элемента и рядов из шаровых элементов в канале с водовоздушным аэрозольным потоком.
2. Создана экспериментальная установка для исследования конвективного теплообмена и гидравлического сопротивления цилиндрических элементов (трубного пучка) в канале с водовоздушным аэрозольным потоком.
3. Разработана система приготовления водовоздушного потока на базе ультразвукового генератора аэрозоля с контролируемым содержанием влаги.
4. Разработана методики проведения исследований и анализа полученных результатов в условиях вынужденной и естественной конвекции с учетом тепломассобменной составляющей на охлаждающих поверхностях шаров и цилиндров.

ГЛАВА 3. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ ПРИ ОБТЕКАНИИ ПОТОКОМ ВОЗДУХА ШАРОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Численное моделирование гидродинамических процессов позволяет прогнозировать как средние, так и локальные параметры взаимодействия потоков с обтекаемыми телами. В настоящее время численное моделирование широко используется для исследования характера теплоотдачи, структуры вихревого следа, включая профили скоростей, отрыва потока, образование завихрений у поверхности обтекаемых тел.

Характер теплоотдачи, структура вихревого следа нагретых шаров диаметром 34 мм моделировались в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 2500 \sim 55000$ при постоянной плотности теплового потока (10 кВт/м^2) на поверхности шаров.

3.1. Физическая модель и CFD моделирование для трёх нагретых шаров с тандемным расположением в канале.

Геометрия расчётной области и расчётная сетка для CFD моделирования представлены на рисунке 3.1 рассматриваются три шара, расположенные внутри вертикального цилиндрического канала, с постоянным отношением диаметра канала к диаметру шара.

В расчётную область включены входной участок канала, участок со шарами и выходной участок. Диаметр цилиндрического канала D , диаметр шаров d , при отношении их диаметров $D/d=1.35$. Для решения задачи принимались следующие граничные условия: значения теплового потока, входной скорости и температуры воздуха и т.д. Входная осевая скорость варьировалась в диапазоне от 0.89 до 18.9 м/с, температура на входе равнялась 298 К, а тепловой поток, равный 10 кВт/м^2 , задавался в качестве граничного условия на поверхности шара. В качестве

рабочей среды служил воздух, температура и скорость которого на входном участке равны T_i и U_i соответственно. Расчётная область разбивалась на 1.8 млн и 0.4 млн ячеек для области течения и твёрдого тела соответственно.

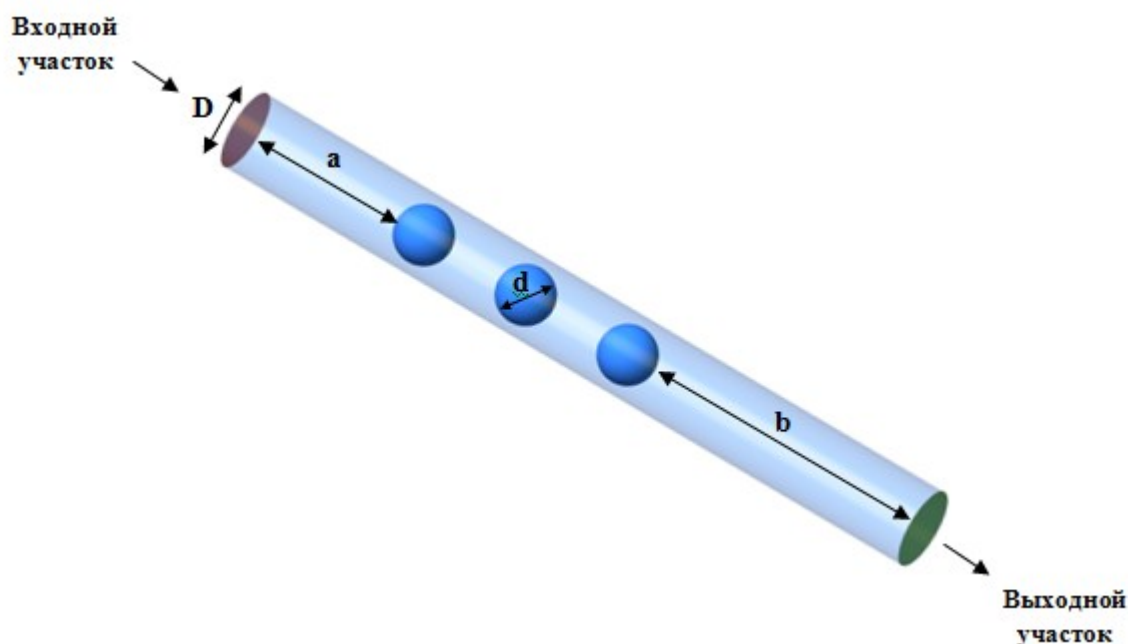


Рисунок 3.1. Схематическое изображение геометрии вычислительной области: а) длина входного участка; б) длина выходного участка.

3.1.1. Основные уравнения для моделирования CFD

Моделирование гидродинамики течения потока осуществлялось с помощью коммерческого программного обеспечения ANSYS FLUENT v.17. Для моделирования использовались трехмерные усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса (RANS), выраженные с использованием закона сохранения массы, момента и энергии в декартовой системе координат:[123]

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k) = 0 \quad (3-1)$$

Уравнение сохранения момента

$$\frac{\partial(\rho u_i u_i)}{\partial x_i} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial(\rho u_i u_k)}{\partial x_k} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{ii})}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j} + \frac{\partial(\tau_{ik})}{\partial x_k} + \rho g_i + F_i \quad (3-2)$$

Уравнение сохранения энергии

$$\frac{\partial(\rho u T)}{\partial x_i} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial x_j} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_k} \right) \quad (3-3)$$

С помощью генератора расчетной сетки ICEM CFD строились тетраэдрические элементы (TET) сетки с несколькими слоями призматических ячеек вблизи граничных поверхностей для лучшего моделирования поля потока в пристеночной области. В дальнейшем сетка TET преобразовывалась в многогранную расчетную сетку в ANSYS Fluent (см. рисунок 3.2). Основным преимуществом многогранной расчетной сетки является то, что каждый отдельный элемент имеет множество соседних элементов и поэтому менее чувствителен к растяжению, а градиенты распределения потока могли рассчитываться намного точнее, чем в случае тетраэдрических элементов. Это дает лучшую численную устойчивость модели [124].

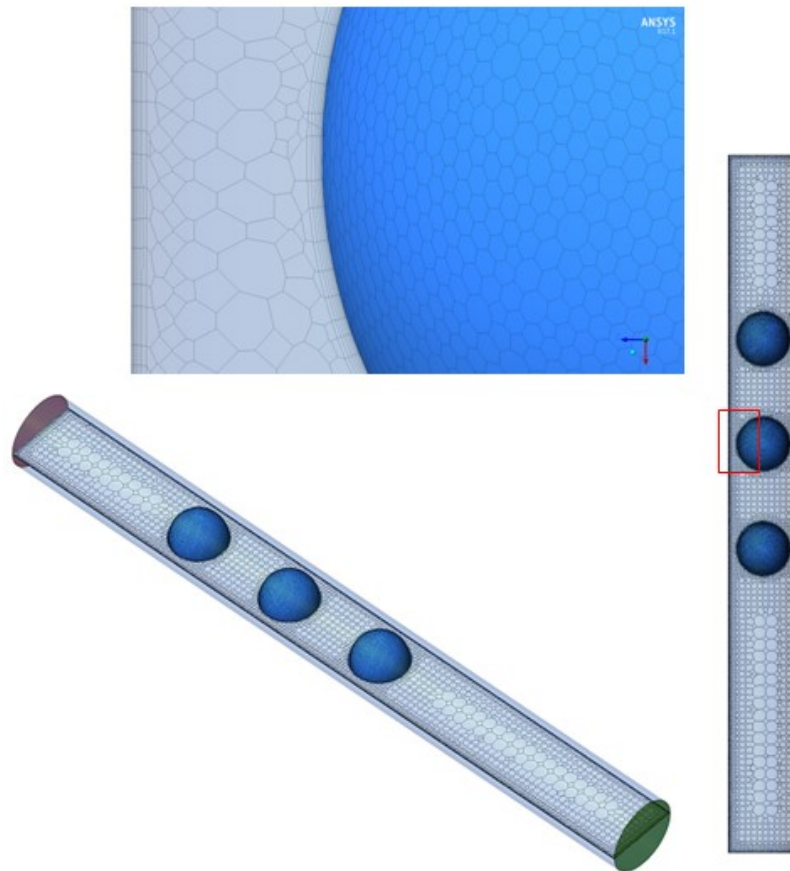


Рисунок 3.2. Схематическое изображение сетки модели для CFD моделирования.

Для замыкания системы уравнений была применена модель турбулентности SST k- ω , которая сочетает в себе преимущества моделей k- ϵ and k- ω и описывает турбулентный эффект вблизи поверхности, улучшает расчет поверхностного напряжения сдвига и теплопередачи. Следует отметить, что k- ϵ модель хорошо зарекомендовала себя при расчете свободных и струйных сдвиговых течений, а k- ω модель обеспечивает существенно более точное описание пристеночных пограничных слоев [125].

С учетом этих обстоятельств Ментером было предложено объединить эти модели с использованием специально сконструированной для этого эмпирической функции F_1 , которая обеспечивает близость суммарной модели к модели k- ϵ вдали от твердых стенок и к модели k- ω в пристеночной части потока.

Для описания турбулентного потока в модели SST используются следующие уравнения:

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + U_j \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} = P_\kappa - \beta^* \kappa \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\kappa \nu_T) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] \quad (3-4)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma \omega^2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (3-5)$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{\kappa}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (3-6)$$

$$P_\kappa = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* \kappa \omega \right) \quad (3-7)$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{\kappa}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma \omega^2 \kappa}{CD_{\kappa\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (3-8)$$

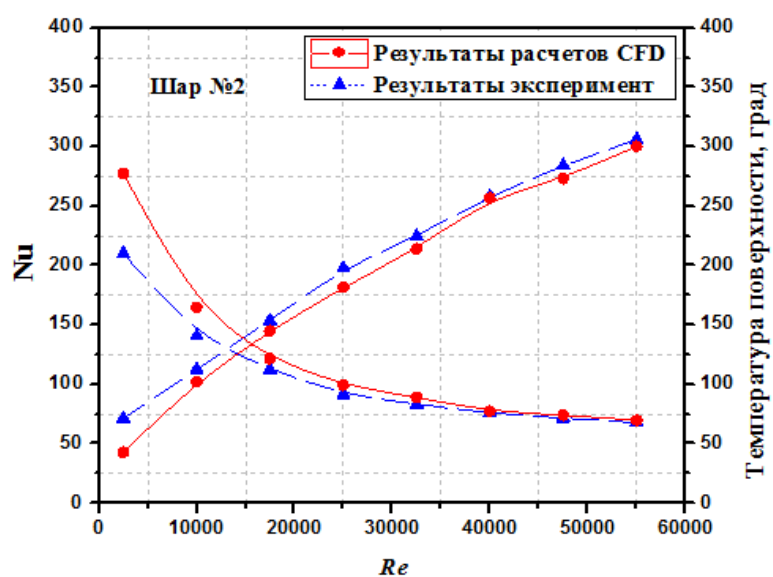
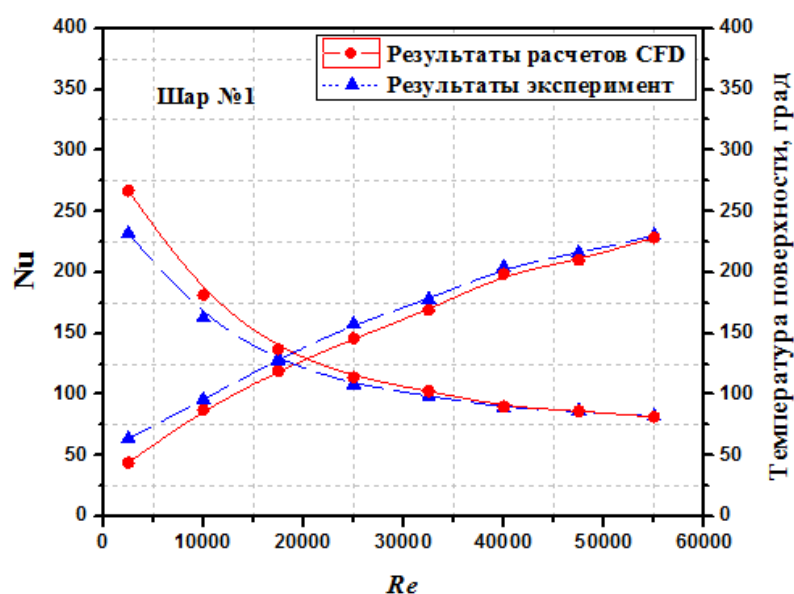
$$CD_{\kappa\omega} = \tanh \left(2\rho \sigma \omega^2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (3-9)$$

$$\phi = \phi F_1 + \phi_2 (1 - F_1) \quad \alpha_1 = \frac{5}{9}, \alpha_2 = 0.44 \quad \beta_1 = \frac{3}{40}, \beta_2 = 0.0828$$

$$\beta^* = \frac{9}{100} \quad \sigma \kappa_1 = 0.85, \sigma \kappa_2 = 1 \quad \sigma \omega_1 = 0.5, \sigma \omega_2 = 0.856$$

3.1.2. Результаты численного исследования

Чтобы подтвердить достоверность данных, полученных в ходе численного моделирования, производилось их сравнение с результатами экспериментальных исследований, полученными в аналогичных условиях обтекания шаров. Сравнение значений средней температуры поверхности шара и числа Нуссельта для различных значений Рейнольдса, найденных в ходе численного моделирования и эксперимента представлено на рисунке 3.3. Среднее отклонение полученных результатов для каждого шара находятся в пределах 5.8%, 6.1% и 7.5% соответственно.



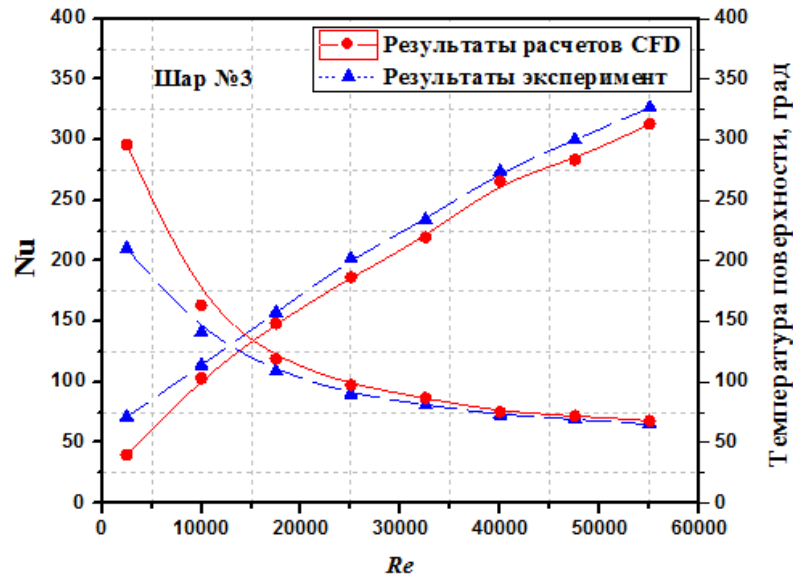


Рисунок 3.3. Сравнение средней температуры поверхности и коэффициента теплоотдачи (Nu).

Результаты численного моделирования приведены на рисунке 3.4 в виде линий тока при последовательном обтекании шаровых элементов воздушным потоком для чисел Рейнольдса $Re=2500, 32500, 55000$. Цвет отображает величину скорости в каждой точке. На поверхности первого шара натекает поток с минимальной начальной турбулентностью но в дальнейшем происходит отрыв потока и образование вихревого следа за первым и последующими шарами.

Наличие ограничительных стенок канала и его значительная загроможденность шаровыми элементами ведет к образованию устойчивых вихревых зон, занимающих большую часть сечения канала, что качественно согласуется с данными работы [126,127] с одиночными цилиндрическими элементами в канале. В узкой области между стенками канала и шаровой поверхностью скорость потока резко возрастает и остается в дальнейшем заметно выше вдоль стенок канала (см. рисунок 3.5), в результате чего формируется пристенный кольцевой слой, взаимодействующий с застойными вихревыми зонами в пространстве между шарами, что ведёт к интенсификации турбулентности возле поверхности шара. Лобовые части поверхностей второго и третьего шара омываются турбулизированным потоком вихревого следа от первого шара, интенсифицирующим теплообмен.

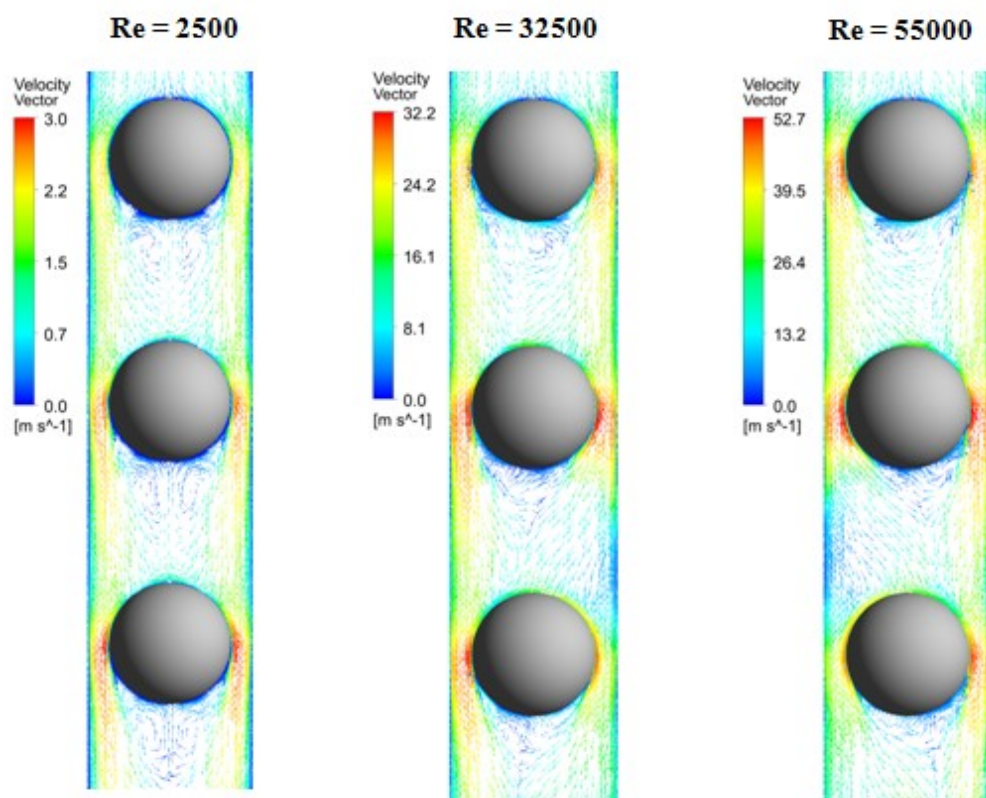


Рисунок 3.4. Распределение скорости потока при обтекании шаровых элементов в канале.

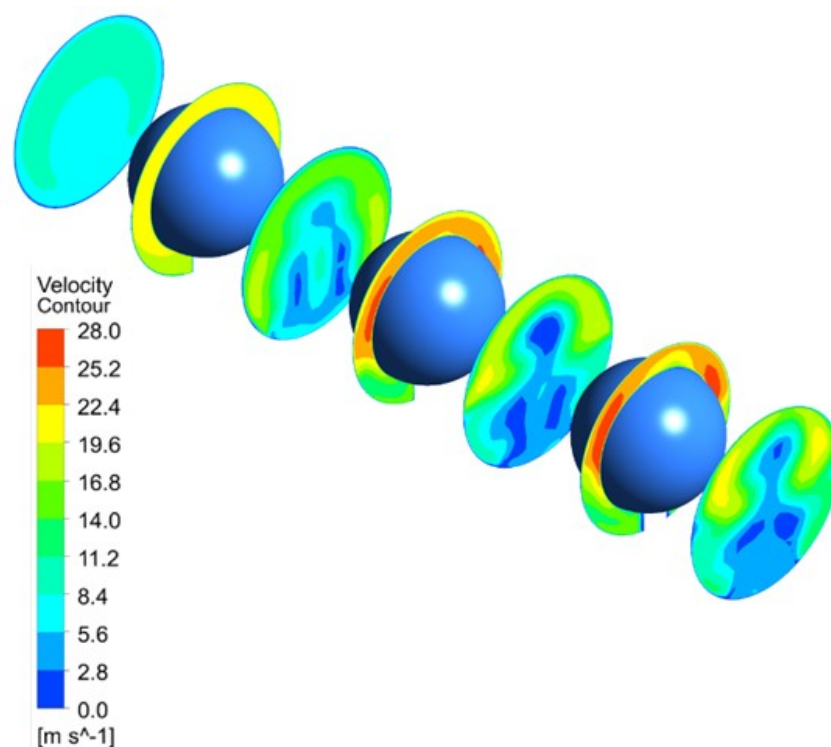


Рисунок 3.5. Распределение скорости в поперечном сечении, $Re=2500$.

По расчётным и экспериментальным данным на рисунке 3.6 видно, что теплоотдача на втором и третьем шаре заметно выше из-за возрастания

турбулентности набегающего потока по сравнению с первым шаром. На поверхности в кормовой области повышенный уровень теплоотдачи может быть связан с образующимися завихрениями, колебания средней скоростью и рециркуляцией потока. При $Re = 2500$ можно видеть, что в кормовой области шаров вблизи поверхности образуются симметричные относительно центральной линии установившиеся вихри. Для более высоких Re вид завихрения меняется, и становятся несимметричными из-за колебаний скорости потока [128].

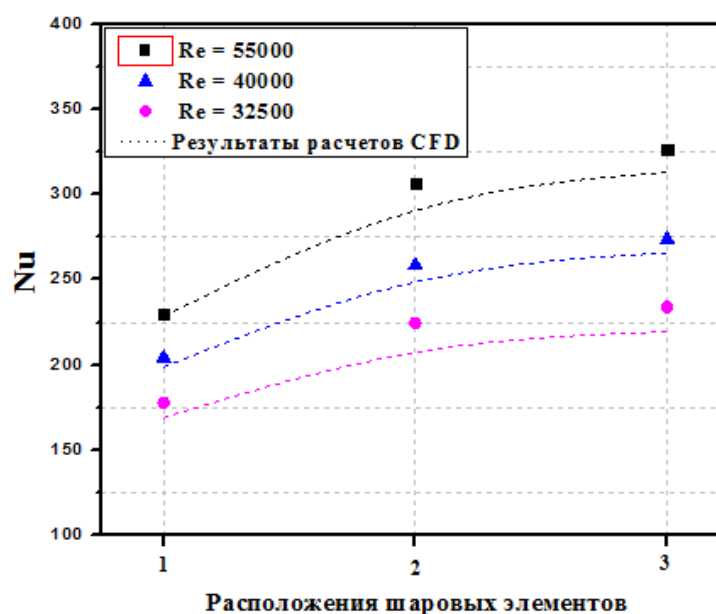


Рисунок 3.6. Изменение значения числа Nu в зависимости от расположения шаровых элементов канале при их обтекании воздухом

Расчётные данные показывают, что есть некоторый полярный угол θ на поверхности шаров, при которых число Nu минималено, а при отклонении от него возрастает. Из результатов расчёта (рисунок 3.7) отчётливо видно, что полярный угол, соответствующий минимальному Nu совпадает с полярным углом точки отрыва потока. За точкой отрыва потока интенсивность завихренности потока увеличивается за счёт его рециркуляции, что ведет к возрастанию значения Nu . Для того чтобы оценить особенности теплообмена для каждого из шаров, рассчитывались локальные значения температуры поверхности и соответствующие коэффициенты теплоотдачи.

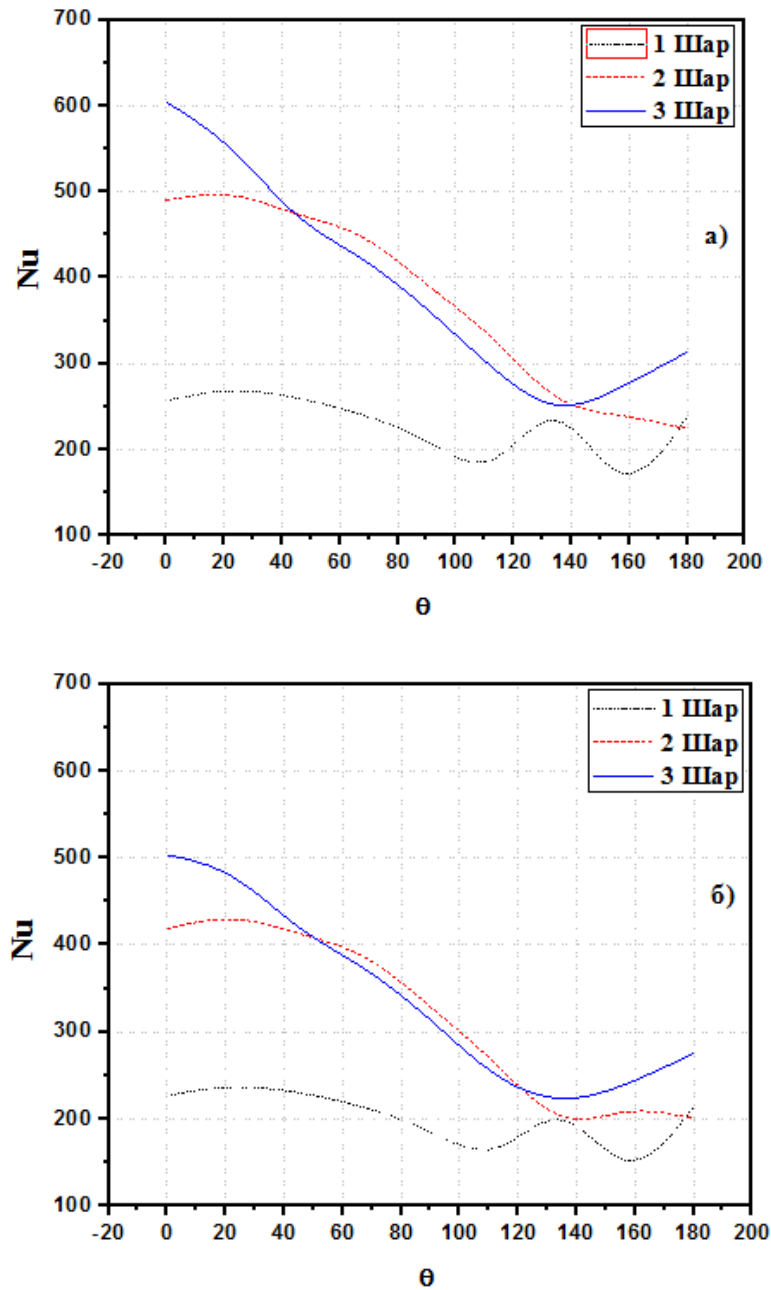
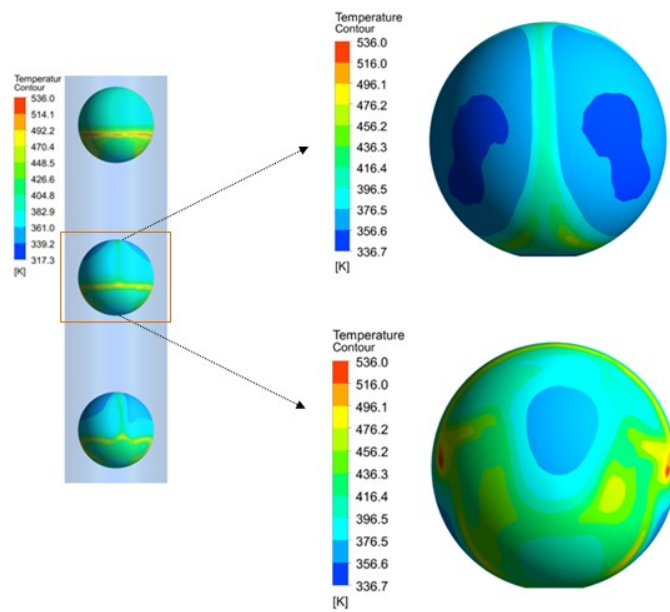
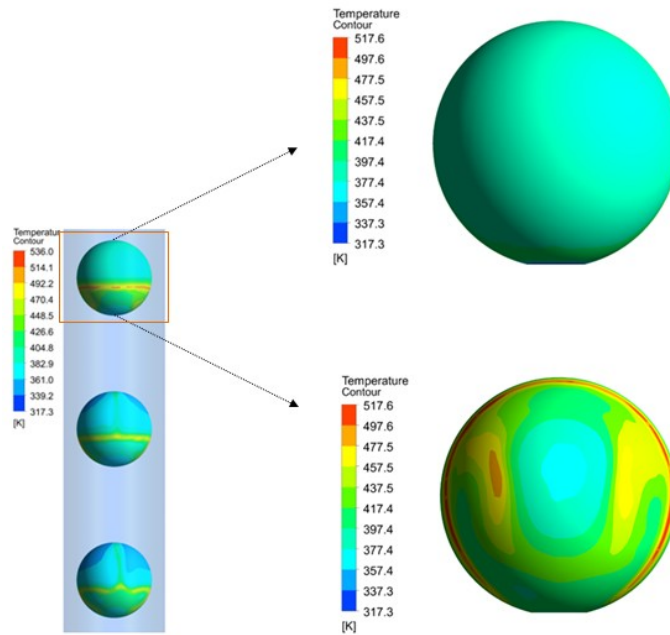


Рисунок 3.7. Зависимость локального значения числа Nu вдоль шаровой поверхности относительно лобовой точки: а) $Re=55000$; б) $Re=40000$.

На рисунке 3.8 приведены расчётные значения распределения температур на поверхности всех трёх шаров при $Re = 17500$. Распределение температур представлены цветовым спектром. Поток натекает на лобовую часть поверхности шара, интенсифицируя теплоотдачу и снижая температуру, в отличие от кормовой части, где отрыв потока вызывает снижение теплоотдачи и повышение температуры поверхности. Другой интересный факт, который хорошо видно из рисунка 3.7, заключается в том, что минимальный коэффициент теплоотдачи

соответствует точке, находящейся около центральной линии шара под углом от 110° до 140° , в которой происходит отрыв потока.



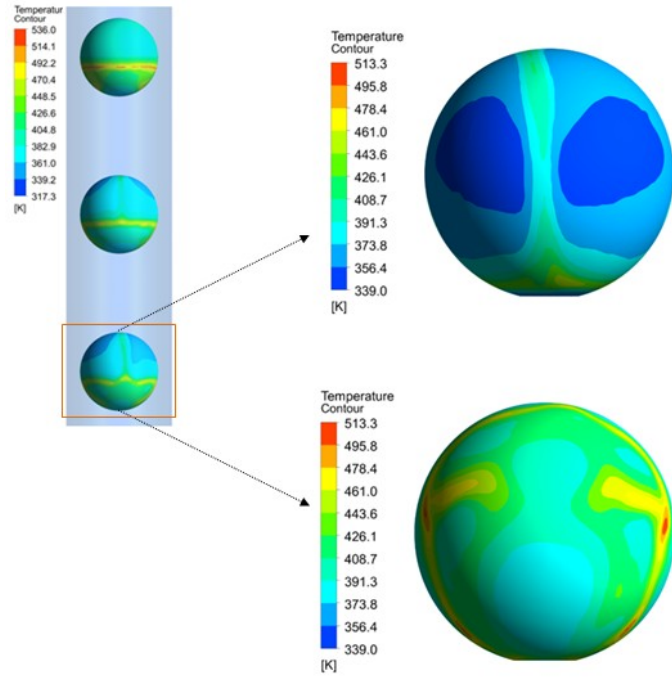
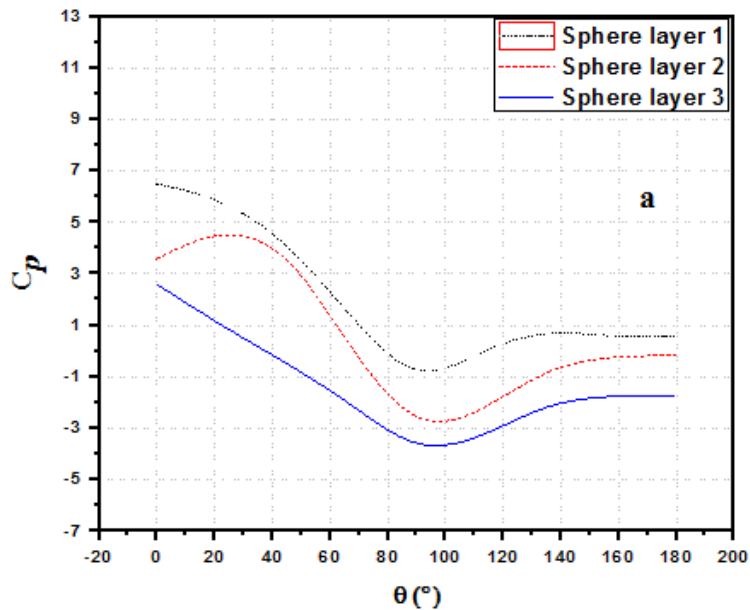


Рисунок 3.8. Распределение температуры вдоль поверхности шаровых элементов, $Re=17500$.

Функция изменения коэффициента давления (C_p) на поверхности шара от угла показана на рисунке 3.9 для каждого шара. На графике видно, что коэффициент лобового сопротивления в передней верхней части шара ($\theta = 0^\circ$ to 60°) положителен, а в передней нижней и задней верхней части под углом ($\theta \geq 80^\circ$) – отрицателен, в которой происходит отрыв потока. Таким образом, значение C_p достигает максимума в лобовой точке при $\theta = 0$ и постепенно снижается с ростом зенитного угла.



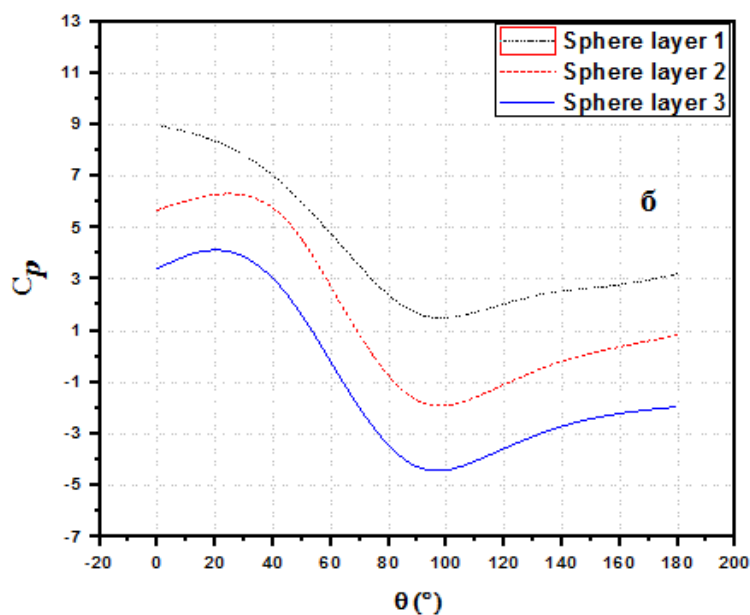


Рисунок 3.9. Распределение коэффициента давления по поверхности шара:
а) $Re=55000$; б) $Re=10000$.

3.2. Физическая модель и CFD моделирование нагретого шара в режиме свободной конвекции

Рассматривался шар диаметром 34 мм с различными тепловыми потоками на поверхности как в канале, так и в неограниченном объёме при атмосферных условиях. Расчётная область включала в себя входную область, область с шаром и выходную область. Диаметр цилиндрического канала равен 46 мм, а отношение диаметра канала к диаметру шара D/d было принято 1.35. Численное моделирование включало анализ гидродинамической обстановки и значения коэффициентов теплообмена вблизи шаровой поверхности. Для CFD моделирования выбраны шесть чисел Рэлея от 0.9 до $1.9 \cdot 10^5$, при плотности теплового потока от 0.27 до 1.3 кВт/м². Численное моделирование проводилось с использованием SW Flow simulation. Осреднённые по числу Рейнольдса уравнения Навье-Стокса (RANS) решались использованием закона сохранения массы, момента и энергии в декартовой системе координат.

3.2.1. Результаты численного моделирования в задаче с естественной конвекцией.

Для оценки влияния температуры поверхности на теплообменные характеристики шара было проведено несколько расчетов с различными значениями тепловых потоков. Полученные расчётные данные показали, что структура теплового пограничного слоя и его гидродинамического аналога в первую очередь зависят от числа Рэлея и условий теплообмена. Для обеих конфигураций (шар в канале или в неограниченной среде) расчётные данные моделирования сравнивались с результатами экспериментальных измерений и данными других авторов [129]. Отклонения чисел Nu для шара не превышают 16% и 20% для неограниченного объёма и цилиндрического канала соответственно, как показано на рисунке 3.10. Полученные результаты показывают влияние стенок канала на теплообмен шара и структуру рециркуляционного теплового следа (рисунки 3.11 и 3.12).

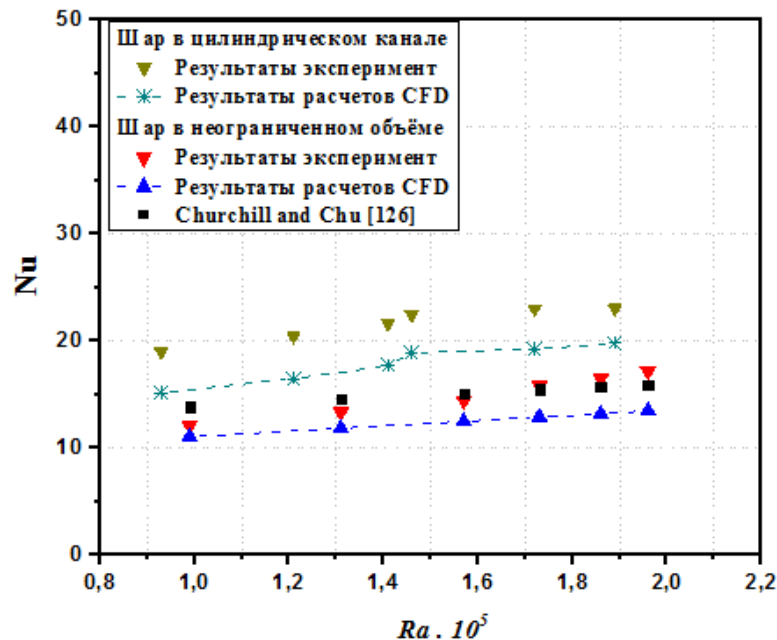


Рисунок 3.10. Сравнение результатов исследования теплоотдачи (Nu) шара в условиях свободной конвекции.

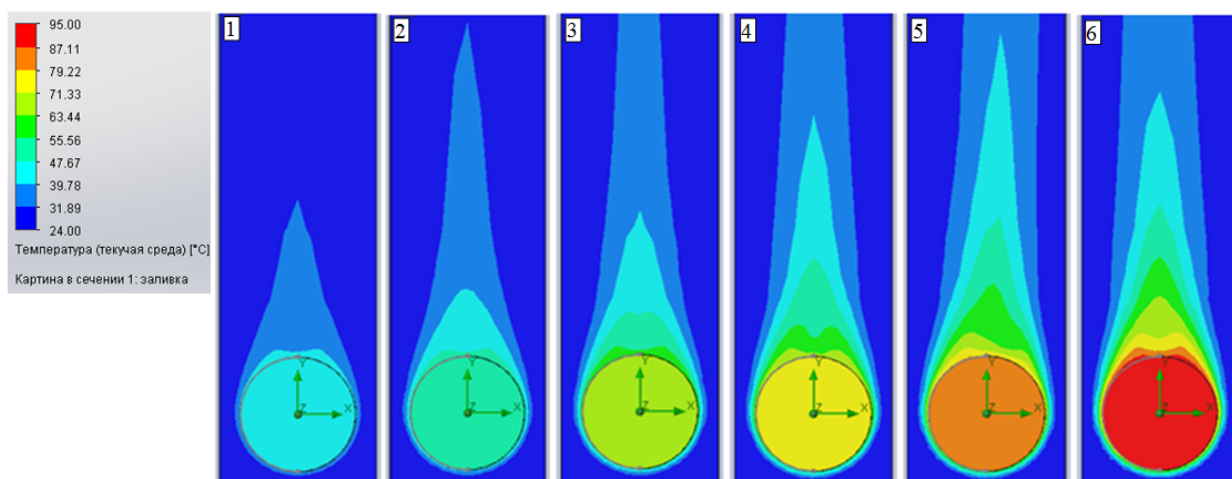


Рисунок 3.11. Распределение температура поверхности шара в канале для различных числ Рэля: 1- $Ra=0.93 \cdot 10^5$; 2- $Ra=1.21 \cdot 10^5$; 3- $Ra=1.41 \cdot 10^5$; 4- $Ra=1.46 \cdot 10^5$; 5- $Ra=1.72 \cdot 10^5$; 6- $Ra=1.89 \cdot 10^5$.

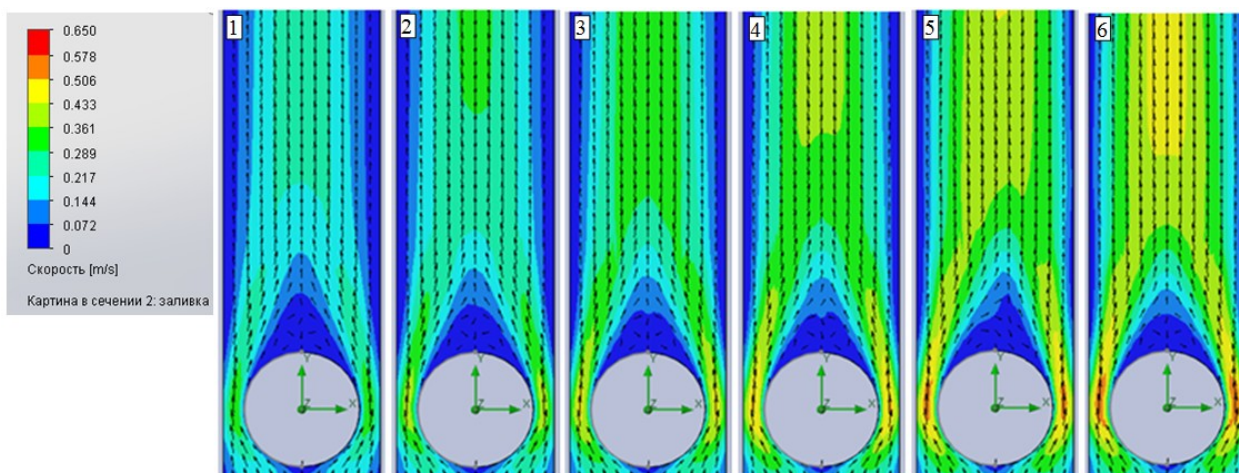


Рисунок 3.12. Распределение скорости среды в области шаровой поверхности в канале при различных числах Рэля: 1- $Ra=0.93 \cdot 10^5$; 2- $Ra=1.21 \cdot 10^5$; 3- $Ra=1.41 \cdot 10^5$; 4- $Ra=1.46 \cdot 10^5$; 5- $Ra=1.72 \cdot 10^5$; 6- $Ra=1.89 \cdot 10^5$.

Можно отметить, что температура поверхности для шара, расположенного в цилиндрическом канале, значительно меньше, чем при расположении шара в неограниченном объёме (3.13 и 3.14), что связано с увеличением скорости потока воздуха, проходящего между поверхностью шара и цилиндрическим каналом, что приводит к увеличению теплоотдачи [130].

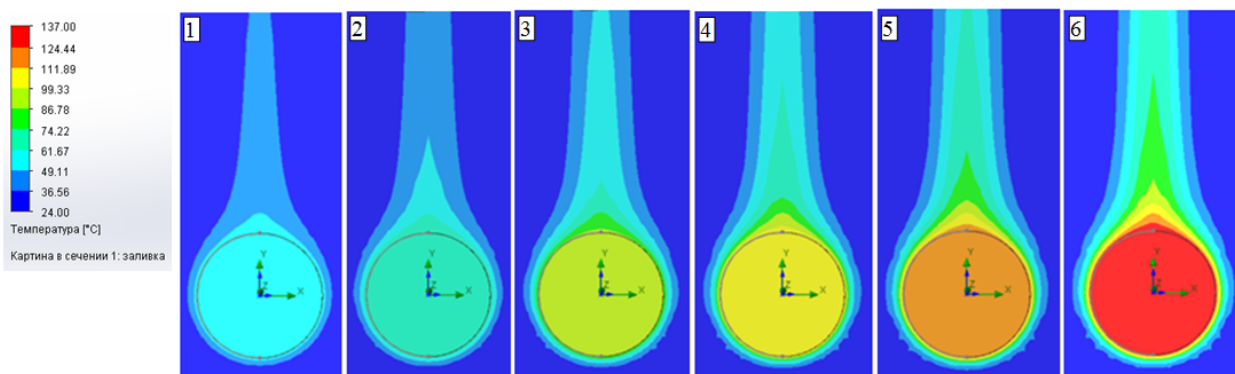


Рисунок 3.13. Распределение температуры среды относительно поверхности шара в неограниченном объёме для различных числах Рэлея: 1- $Ra=0.93 \cdot 10^5$; 2- $Ra=1.21 \cdot 10^5$; 3- $Ra=1.41 \cdot 10^5$; 4- $Ra=1.46 \cdot 10^5$; 5- $Ra=1.72 \cdot 10^5$; 6- $Ra=1.89 \cdot 10^5$.

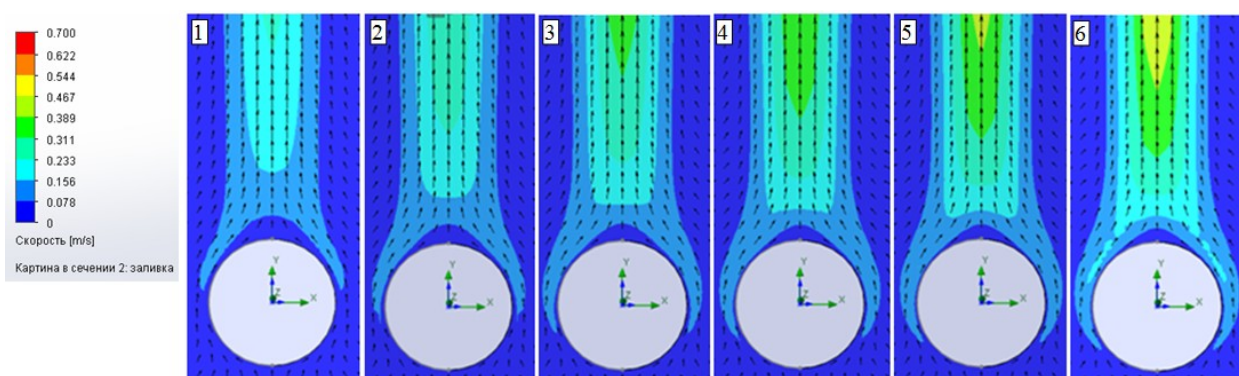


Рисунок 3.14. Распределение скорости среды для шара в неограниченном объёме при различных числах Рэлея: 1- $Ra=0.93 \cdot 10^5$; 2- $Ra=1.21 \cdot 10^5$; 3- $Ra=1.41 \cdot 10^5$; 4- $Ra=1.46 \cdot 10^5$; 5- $Ra=1.72 \cdot 10^5$; 6- $Ra=1.89 \cdot 10^5$.

На рисунке 3.15 представлены результаты численного моделирования в виде изменения коэффициента теплоотдачи на поверхности шара от угла θ . Интенсивность теплоотдачи шара, расположенного в цилиндрическом канале, заметно превышает соответствующие значения теплоотдачи шара в неограниченном объёме. Это можно объяснить тем, что между стенками канала и шаровой поверхностью скорость потока резко возрастает и остается в дальнейшем заметно выше вдоль стенок канала, в результате чего формируется пристенный кольцевой слой, взаимодействующий с рециркуляционным следом в пространстве за шаром как показано на рисунке 13.

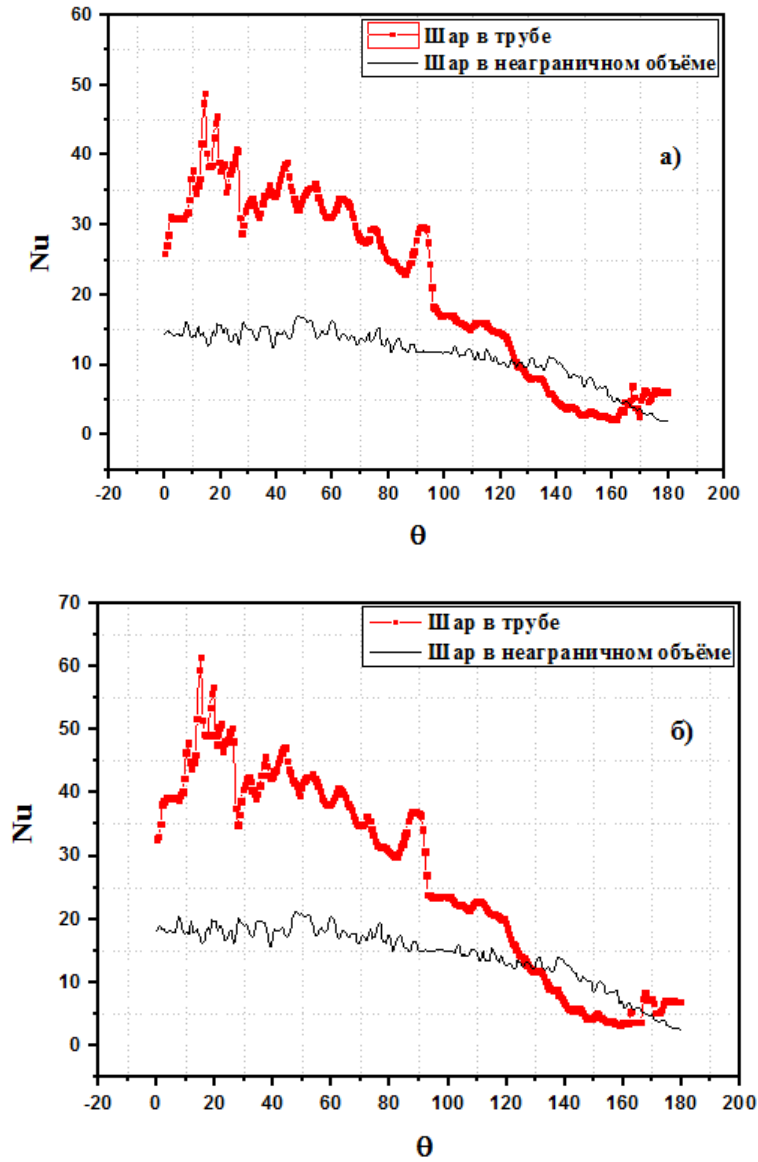


Рисунок 3.15. Зависимость локального значения Nu вдоль поверхности шара относительно лобовой точки: а) $Ra=1.8 \cdot 10^5$; б) $Ra=0.93 \cdot 10^5$.

3.3. Выводы по главе 3

1. Проведены численные исследования теплоотдачи и структуры вихревого следа, включая профиль скоростей, отрыва потока с поверхности шара на основе использования полной системы уравнений Навье-Стокса и разработанного комплекса программ.

2. Коэффициент теплоотдачи (Nu) для второго и третьего шаров примерно на 63–72% выше, чем для первого шара вследствие турбулизации потока шарами по мере их обтекания.
3. В условиях свободной конвекции воздуха относительно шара, как показали расчётные данные, структура теплового пограничного слоя и его гидродинамического аналога в первую очередь зависят от числа Рэлея и условий теплообмена. Число Nu для шара, расположенного в цилиндрическом канале, заметно выше, чем при расположении шара в неограниченном объёме что связано с увеличением скорости потока проходящего между поверхностью шара и цилиндрическим каналом.

ГЛАВА 4 . ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА С ШАРОВЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ КАНАЛЕ

4.1. Анализ методики экспериментальных исследований.

Для отработки методики и системы измерений в условиях значительного загромождения канала шаровым элементом осуществлялся первоначальный его обдув потоком воздуха без увлажнения влагой. Как видно из рисунка 4.1 полученные данные по теплообмену в целом неплохо согласуются с результатами других авторов, а некоторые отличия связаны с различными условиями проведения исследований и степенью загромождения канала $d_{ш}/D$ и его формой. Для сравнения полученных результатов были выбраны работы, выполненные разными методами: работа [131] - по методу массообмена, [132, 133] - с электрообогревом шара в условиях стационарного режима нагрева, работа [134, 135] - методом регулярного теплового режима.

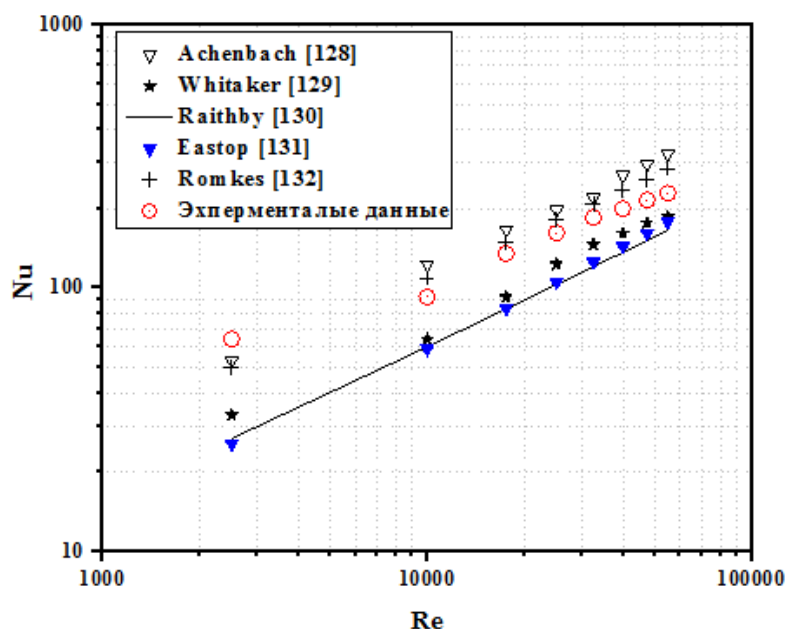


Рисунок 4.1. Сравнение результатов исследования теплоотдачи воздушного потока в канале с шаровыми элементами с данными других авторов

Whitaker:

$$Nu = 2.0 + 0.21Re^{0.61}; 3.6 \cdot 10^3 \leq Re \leq 5.2 \cdot 10^4 \quad (4-1)$$

Achenbach:

$$Nu = 2.0 + \left(\frac{1}{4} Re + 3 \times 10^{-4} Re^{1.6}\right); 10^2 \leq Re \leq 2 \times 10^5 \quad (4-2)$$

Eastop:

$$Nu = 0.42 Re^{0.50} + 0.0035 Re^{0.92}; 3.0 \times 10^3 \leq Re \leq 1.0 \times 10^5 \quad (4-3)$$

Raithby

$$Nu = 0.42 Re^{0.50} + 0.0035 Re^{0.92}; 3.0 \times 10^3 \leq Re \leq 1.0 \times 10^5 \quad (4-4)$$

Как отмечалось выше, отличия данных по теплообмену зависят от различных условий проведения опытов и начальной турбулентности потока. Для сравнения использовались формулы, которые рекомендуют авторы работ [131-135].

4.2. Исследования теплообмена одиночного шарового элемента с водовоздушным потоком

Температура поверхности шара является важным фактором, который оказывает существенное влияние на теплообмен при наличии влаги в потоке. Если температура поверхности выше температуры парообразования, то капли тонкораспыленной воды могут полностью испариться вблизи нагреваемой поверхности. С другой стороны, при температуре поверхности менее 100°C , может происходить оседание капель на поверхности и формирование жидкой пленки. В исследованиях менялся тепловой поток для изучения влияния температуры поверхности на коэффициент теплопередачи. На рисунках 4.2 и 4.3, приведены средние значения температур поверхности при различных тепловых потоках, числах Рейнольдса и интенсивностей орошения потока воздуха водой. Можно видеть, что температура поверхности при однофазном воздушном потоке уменьшаться с ростом числа Рейнольдса. В развследствие испарения воды температура поверхности уменьшается по мере увеличения интенсивности орошения воздуха водой при постоянном тепловом потоке.

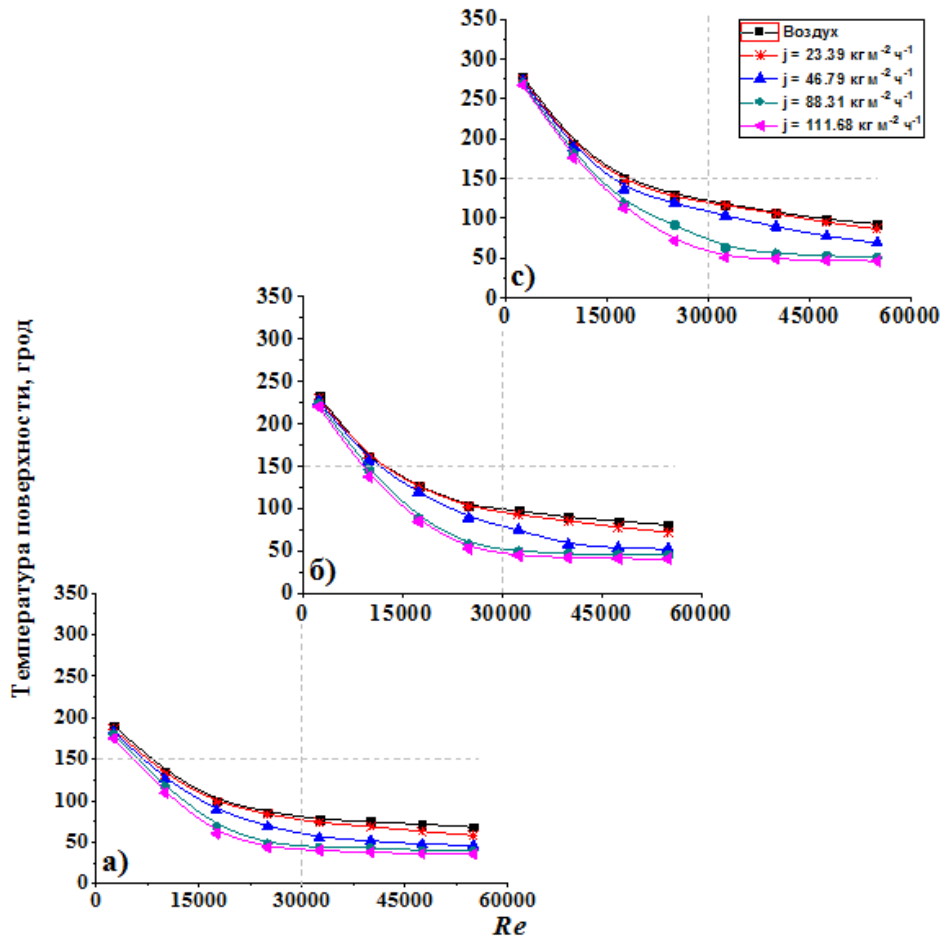


Рисунок 4.2. Изменение температуры поверхности от числа Рейнольдса при различных интенсивности орошения; а) $q=7800$; б) 10155 ; в) 12831 Вт/м^2 .

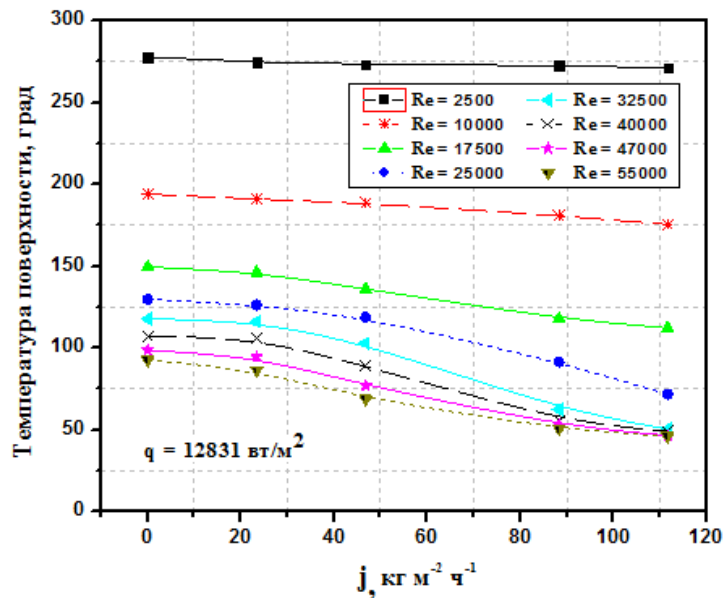


Рисунок 4.3. Изменение температуры поверхности от числа Рейнольдса при различной интенсивности орошения потока (j).

Температура поверхности уменьшается на 5.6, 20.7, 39.4 и 50% по сравнению с воздухом вследствие увеличения интенсивности орошения (j) [136]. Методами прямого наблюдения и фото-видеосъемки через прозрачный канал обнаружено (рисунок 4.4), что нагреваемая поверхность покрывается участками тонкой пленкой воды при высокой плотности потока жидкости и числах Рейнольдса $Re > 17500$. В тоже время нагреваемая поверхность остается сухой при низких уровнях чисел Рейнольдса $Re < 17500$ для всех значений теплового потока [137].

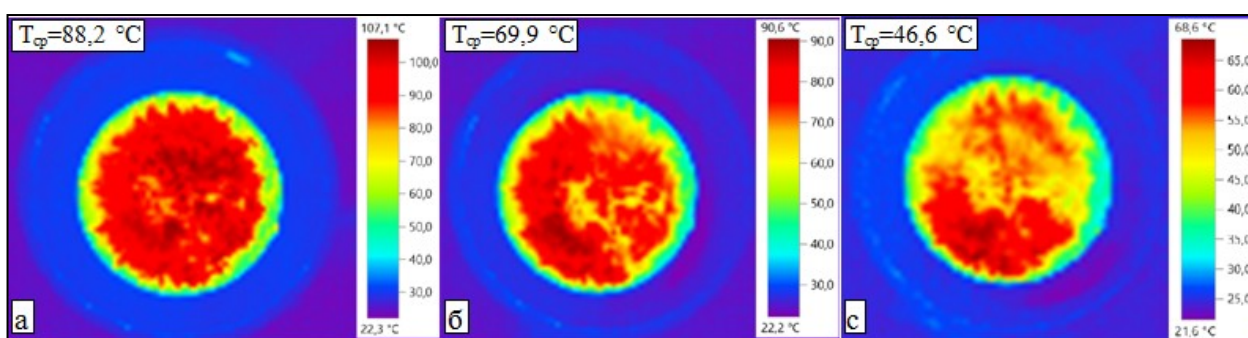


Рисунок 4.4. Инфракрасная термография шарого элемента при $Re = 25000$: (а) воздух; (б) 46.79; (с) 88.31 $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{час}$.

Изменение среднего коэффициента теплоотдачи в виде зависимости числа Нуссельта от числа Рейнольдса при различных значениях интенсивности орошения (j) представлено на рисунке 4.5, для трёх значений теплового потока. При $q = 7800, 10155$ и $12831 \text{ Вт}/\text{м}^2$ во всем диапазоне чисел Рейнольдса среднее число Нуссельта монотонно увеличивается с увеличением j . Важно отметить, что максимальные значения Nu соответствуют высокой концентрации водной фазы и низкой температуре поверхности шара [138]. В однофазном потоке число Нуссельта увеличивается от 66 до 240 в диапазоне чисел Рейнольдса ($Re = 2500 \sim 55000$) при постоянном тепловом потоке ($q = 10155 \text{ Вт}/\text{м}^2$). В исследованном диапазоне чисел Рейнольдса, числа Нуссельта водовоздушного потока на 1, 19.7, 90.2 и 134% выше, чем в потоке воздуха для $j = 23.39, 46.79, 88.31, 111.68 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$ соответственно.

Следует отметить, что при минимальном содержании влаги в потоке $j=23.39 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$ значения Nu для шара практически не отличается от Nu с обдувом воздушным потоком и только при $Re \geq 40000$ становится больше ввиду начала

осаждения не испарившихся капель на поверхность шара. [138].

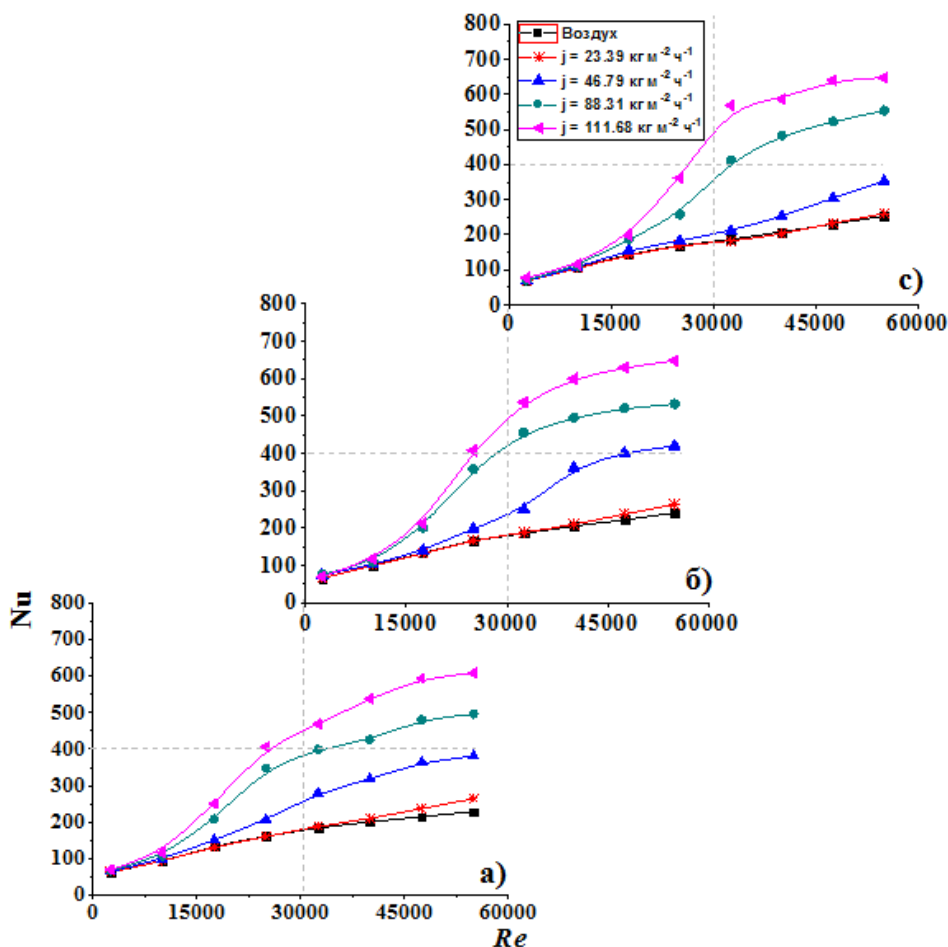


Рисунок 4.5. Изменение среднего числа Нуссельта от числа Рейнольдса при различной интенсивности орошения (j): а) $q=7800$; б) 10155 ; в) 12831 Вт/м².

Влияние количества капельной влаги на теплообмен и характер зависимости Nu от числа Re потока довольно четко прослеживается на рисунке 4.6. На основании полученных экспериментальных данных можно сделать вывод о том, что основным фактором, определяющим теплообмен шара в стесненных условиях обдува его поверхности водовоздушным потоком, является количество влаги, оседающей в виде капель и испаряющейся на нагретой поверхности, либо вблизи нее, причем процесс испарения и осаждения в свою очередь определяется скоростью самого потока. В ходе эксперимента выяснилось влияние на теплоотдачу величины теплового потока.

На рисунках 4.7 и 4.8 представлена зависимость интенсивности теплоотдачи от тепловой нагрузки (q) при различных числах Рейнольдса и различной плотности орошения j . Влияние теплового потока оказалось мало заметным,

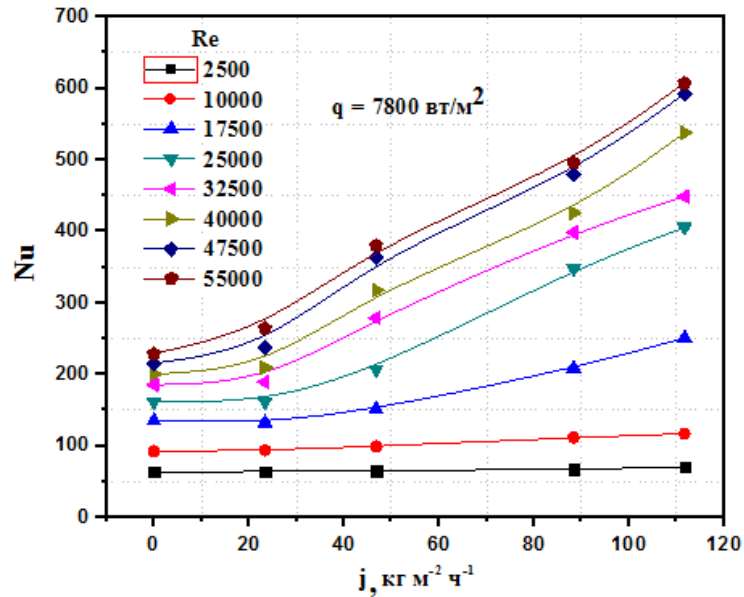


Рисунок 4.6. Зависимость среднего числа Нуссельта от интенсивности орошения при фиксированных значениях числа Рейнольдса потока.

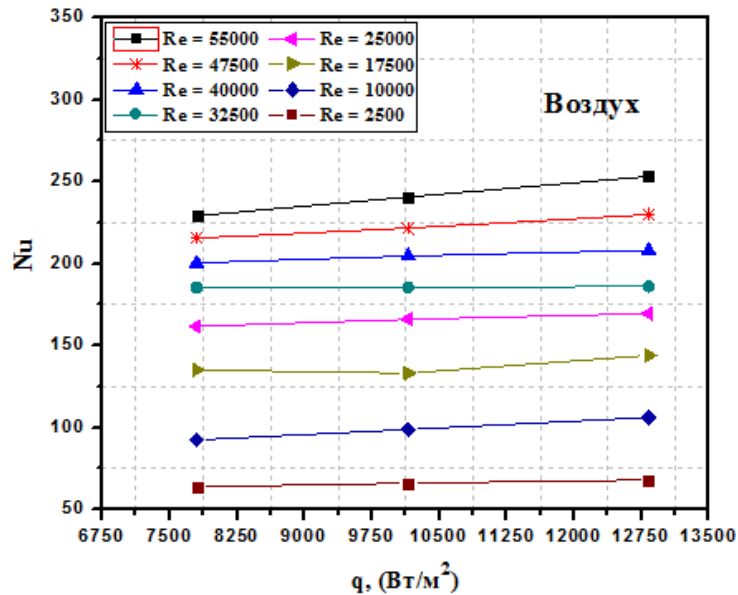


Рисунок 4.7. Зависимость среднего числа Нуссельта от плотности теплового потока при различных значениях числа Рейнольдса.

поскольку увеличение (q) влекло за собой пропорциональное увеличение температурного напора, так что величина теплоотдачи, определяемой из уравнение (α , Nu), изменялась в диапазоне погрешности проведения экспериментов.

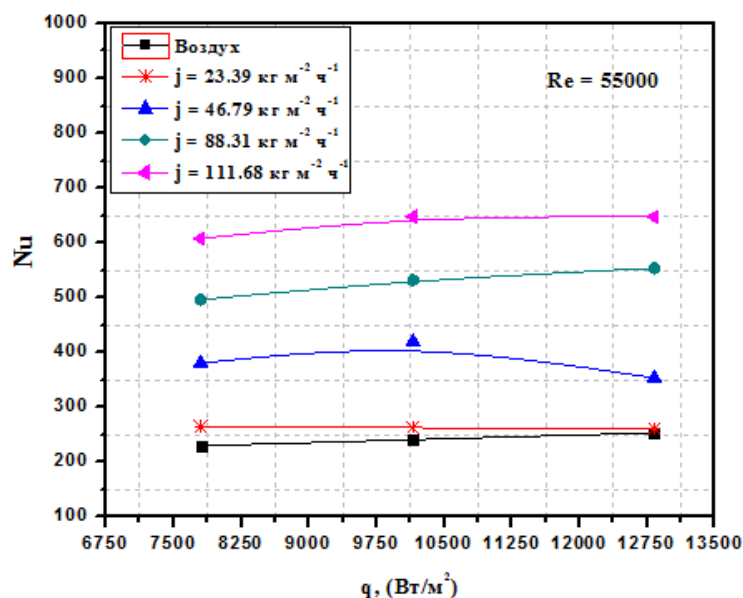


Рисунок 4.8. Зависимость среднего числа Нуссельта от плотности теплового потока при различных значениях интенсивности орошения (j).

Характер относительного изменения теплоотдачи к водовоздушному аэрозольному потоку по отношению к воздушному охлаждению приведен на рисунке 4.9. В диапазоне малой интенсивности орошения потока ($j = 23.39 - 46.79$ кг·м⁻²·ч⁻¹) при $q = \text{const}$, значение коэффициента интенсификации теплообмена (η), неоднозначно меняется с увеличением числа Рейнольдса из-за относительного снижения содержания воды в водовоздушном потоке. В диапазоне чисел Рейнольдса ($Re = 2500 \sim 10000$), коэффициент интенсификации теплообмена изменялся от 1.0-1.26 для всех значений j , что объясняется высокой температурой поверхности шара, когда капли воды могут полностью испариться до контакта с нагреваемой поверхностью в пограничном слое без оседания на нагреваемой поверхности.

В тоже время коэффициент интенсификации теплообмена быстро возрастает с увеличением числа значений Рейнольдса ($Re > 17500$) для всех значений j . Так при числе Рейнольдса $Re = 40000$ коэффициент η повышается в 3 раза, по сравнению с воздушным охлаждением для $j=111.68$ кг м⁻² ч⁻¹, $q = 10155$ Вт/м². Экспериментальные данные показывают, что водовоздушной поток обеспечивает более эффективный теплообмен, чем однофазное воздушное охлаждение. В исследованном диапазоне чисел Рейнольдса, средний коэффициент

интенсификации теплообмена в 1.4, 1.8, 2.2 раза выше, чем в потоке воздуха при интенсивности орошения $j = 46.79, 88.31, 111.68 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$ соответственно.

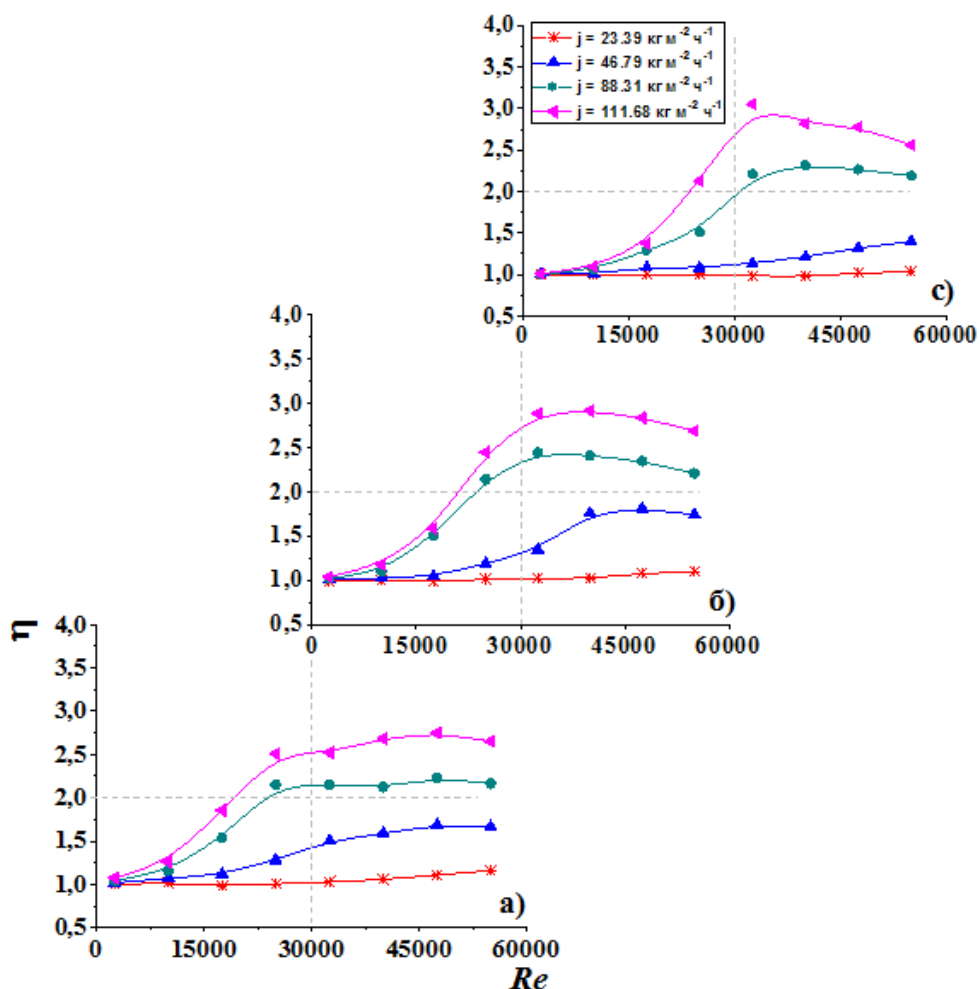
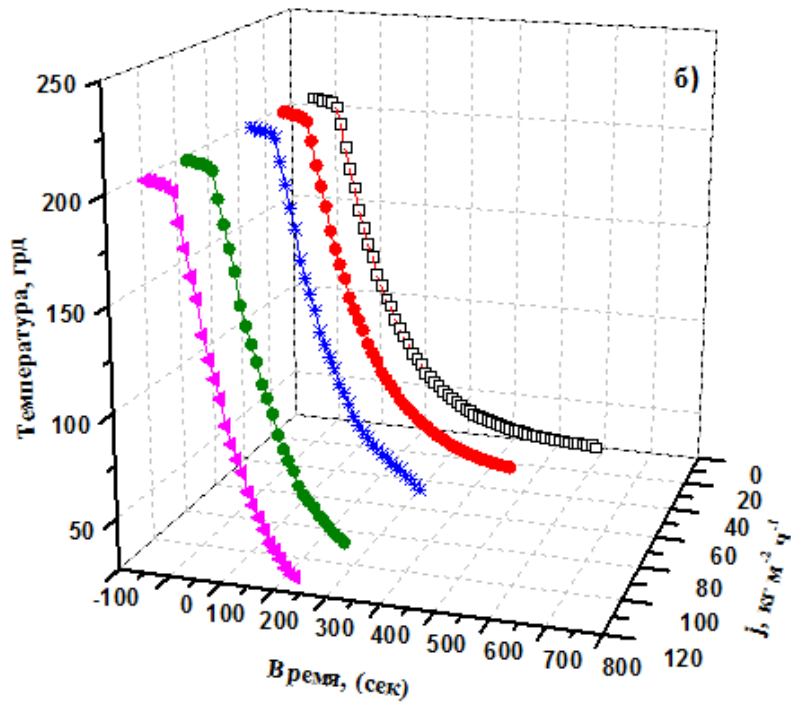
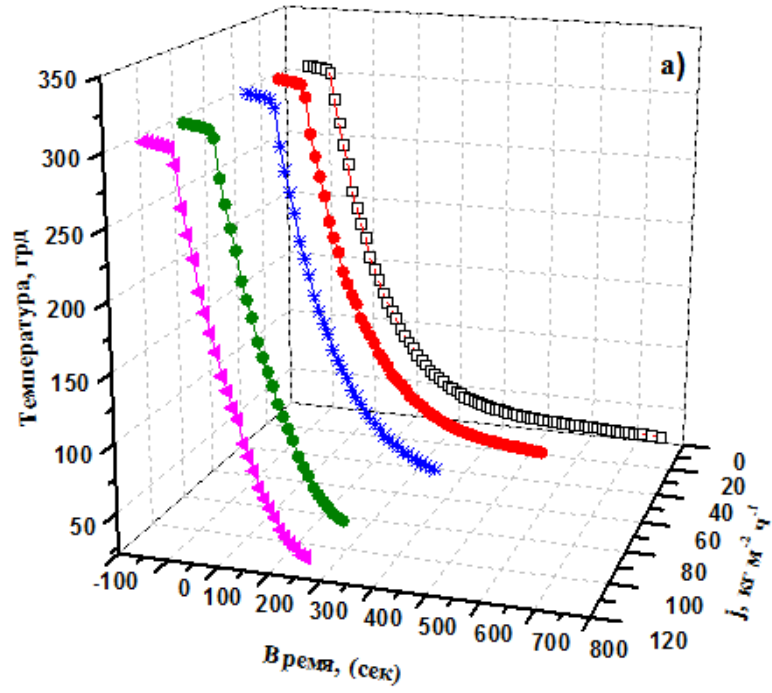


Рисунок 4.9. Зависимость коэффициента интенсификации теплообмена от числа Рейнольдса при различной интенсивности орошения (j): а) $q=7800$; б) 10155 ; с) 12831 Вт/м^2 .

4.3. Результаты исследования теплообмена с нестационарным охлаждением одиночного шарового элемента.

Водовоздушный аэрозольный поток охлаждал шар, нагретый высоеочастотным индуктором, с начальными температурами $T_{\text{ш}} = 100, 200$ и 300°C при различных числах Re и различном содержанием капельной влаги. На рисунке 4.10 приведены распределения температур (кривая охлаждения) шара с

начальными 300, 200 и 100°C для различных расходов водовоздушного аэрозольного потока.



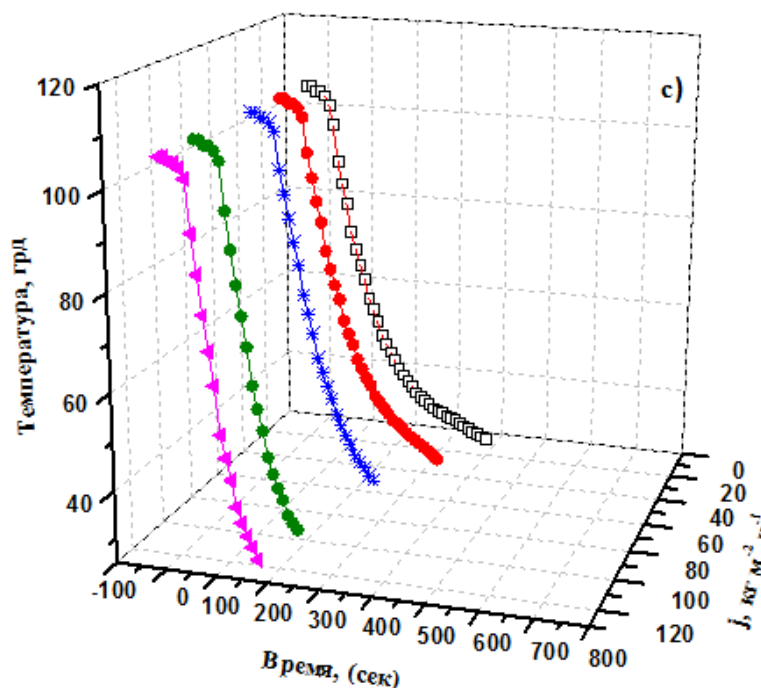


Рисунок 4.10. Изменение температуры шара от времени охлаждения при различных значениях интенсивности орошения (j) и $Re = 55000$: а) $T_i=300$; б) 200; в) $100\text{ }^\circ\text{C}$.

На рисунках можно наблюдать два различных режима охлаждения. В начале процесса охлаждения температура падает примерно на 5°C , что связано с потерей тепла из-за естественной конвекции и излучения, возникающей во время настройки системы генерации водяного аэрозоля для получения требуемых параметров водовоздушного аэрозольного потока, после чего процесс отвода тепла происходит за счёт охлаждения водовоздушным аэрозольным потоком. Продолжительность охлаждения с 300 до 24°C для $j = 46.79, 88.31$ и $111.68\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$ оказалось в 49, 62 и 65 раз меньше по сравнению с потоком при $j = 0$ для охлаждения шара при постоянном числе Рейнольдса ($Re=55000$) [136].

Изменение температуры в процессе охлаждения при различных числах Рейнольдса соответствует отдельным стадиям процесса теплообмена (рисунок 4.11.) Как можно видеть, с увеличением числа Re при постоянной интенсивности орошения воздуха водой время охлаждения шара уменьшается. Для $j = 88.31\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$ время охлаждения при $Re = 55000, Re = 40000, Re = 25000$ снижается на 167%, 126% и 122% соответственно, по сравнению с охлаждением воздухом $j = 0$.

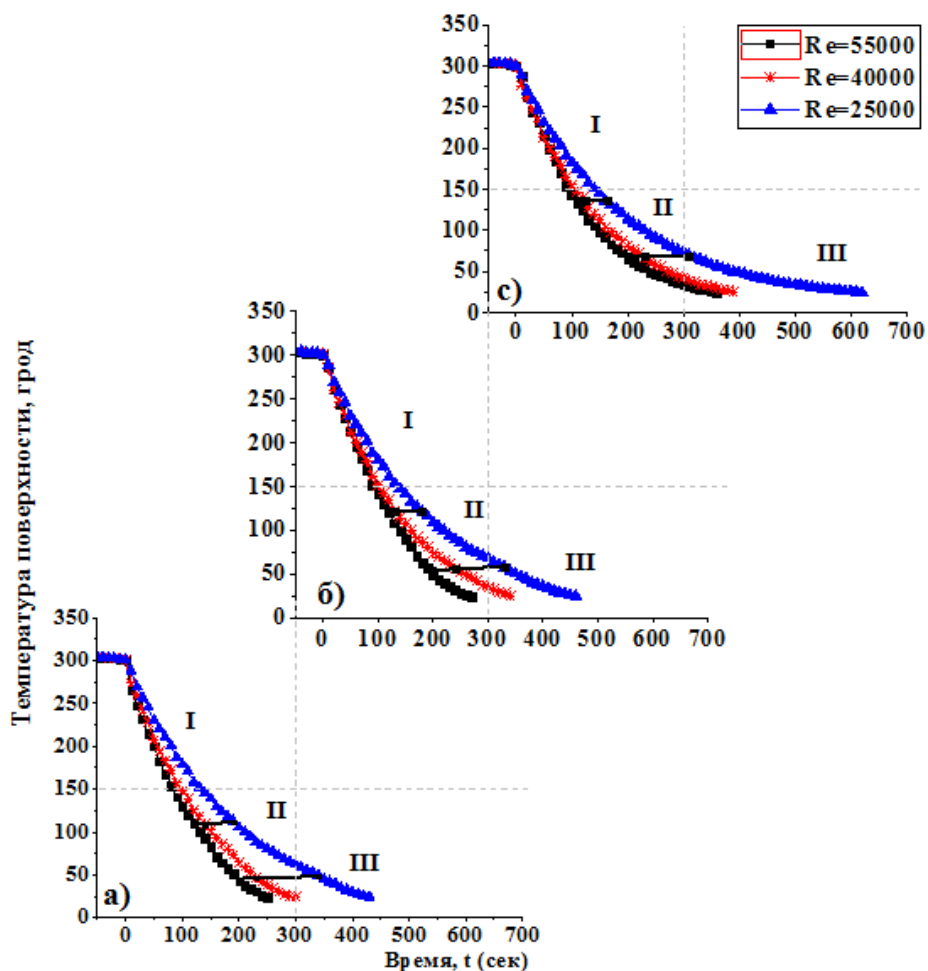


Рисунок 4.11. Изменение температуры шара от времени охлаждения при различных числах Рейнольдса и интенсивности орошения (j): а) $j=111.68$; б) 88.31 ; в) $46.79 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$.

Во время прямого наблюдения через прозрачный стеклянный участок канала зафиксировано три участка, соответствующих различным режимам охлаждения:

1. Участок с чистой конвекцией;
2. Участок испарения капель воды;
3. Участок испарения плёнки воды;

В первом участке, когда температура шара достаточно высока, капли воды не вступают в прямой контакт с нагретой поверхностью, полностью испаряются около поверхности шара в пределах теплового пограничного слоя [139].

Во втором участке происходит мгновенное испарение капель воды при их контакте с нагретой поверхностью. При этом отсутствуют участки с водяной

плёнкой из-за высокой температуры шара и высокой скорости обтекающего потока, уносящего частично испарившийся водяной аэрозоль, не давая ему накапливаться. Третий участок возникает после возникновения водяной плёнки из-за достаточно низкой температуры шара.

На рисунке 4.12 приведены экспериментальные данные зависимости среднего числа Нуссельта от времени охлаждения для различных чисел Re при постоянном значении j . Для всех режимов число Nu растёт с увеличением интенсивности орошения воздуха водой.

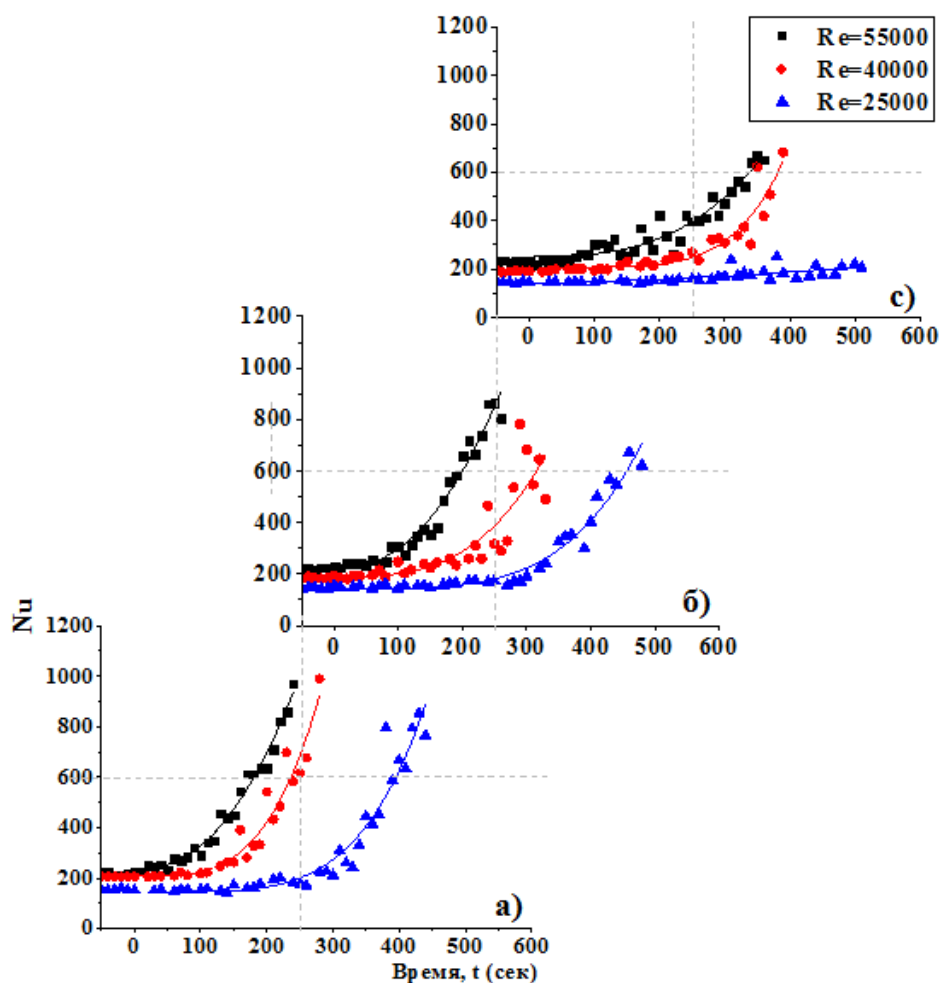


Рисунок 4.12. Изменение среднего числа Нуссельта от времени охлаждения при различных числах Рейнольдса и начальной температуре шара $T_i=300\text{ }^\circ\text{C}$: а) $j=111.68$; б) 88.31 ; в) $46.79\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$.

Характер теплообмена в зависимости от взаимодействия водовоздушного аэрозольного потока с охлаждаемой поверхностью можно разделить на три режима. Первый режим представляет собой конвекционный теплообмен,

характерный для сухого участка (участок 1). Режимы 2 и 3 происходят при совместных режимах конвекции и испарении в диапазоне от $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже (участки 2 и 3 Максимальный коэффициент теплоотдачи наблюдался на влажном участке (режим 3) . Коэффициент теплоотдачи при $Re = 55000$ и 40000 оказался в 2.2 и в 1.8 раза больше по сравнению с $Re = 25000$ для $j = 111.68\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$.

Результаты измерения числа Nu при стационарном режиме сравнивались с результатами, полученными при помощи модели охлаждения термически тонкого тела при соответствующей температуре поверхности шара. Число Nu (КТО) для модели ГТТ получено в ходе решения соответствующего уравнения (2-27) для $T_s = 300 - 24^{\circ}\text{C}$. Сравнение характеристик теплоотдачи при стационарном и нестационарном режиме представлено на рисунке 4.13. Результаты на графиках достаточно хорошо согласуются между собой, отличаясь не более чем на 7.3%.

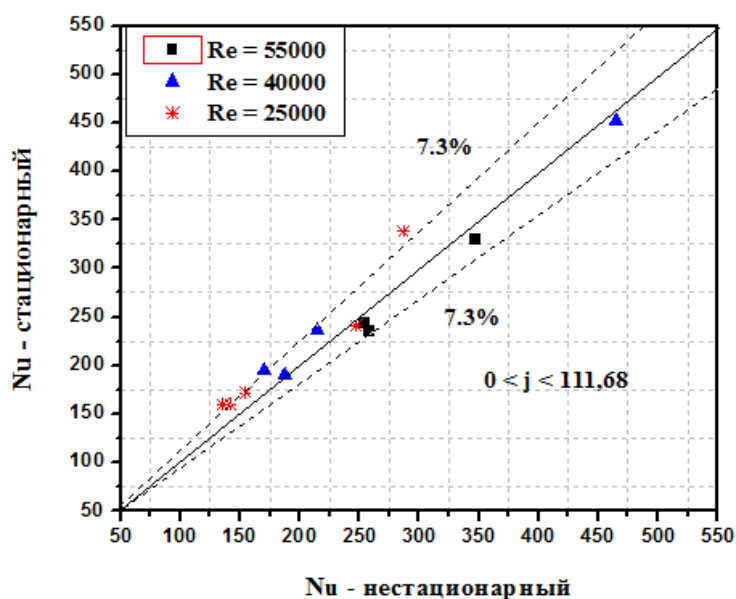


Рисунок 4.13. Сравнение данных по теплообмену в стационарных и нестационарных условиях охлаждения шара.

4.4. Результаты исследования теплообмена с одиночным шаровым элементом в условиях свободной конвекции.

Исследования производились в двух вариантах: шар размещался вне канала в окружающей среде с постоянной температурой 24 °С; шар помещался в цилиндрический канал с отношением диаметра канала к диаметру шара D/d , равном 1.35. На рисунках 4.14 и 4.15 показана зависимость среднего числа Nu от числа Ra для обоих случаев при различных интенсивностях орошения воздуха водой. Как можно видеть, число Nu шара при нахождении в однофазной среде воздуха незначительно увеличивается с ростом числа Ra . При введении водяного аэрозоля, благодаря появлению теломассообменной составляющей теплоотдачи при испарении капель, наблюдался значительный рост числа Nu [130]. Значения теплоотдачи с водяным аэрозолем по сравнению с однофазным воздушным охлаждением возрастает на 39.4%, 95%, 128.7% и 155% в диапазоне интенсивности орошения воздуха водой $j=23.39 - 111.68 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$ (при теплоотдаче в неограниченном объеме).

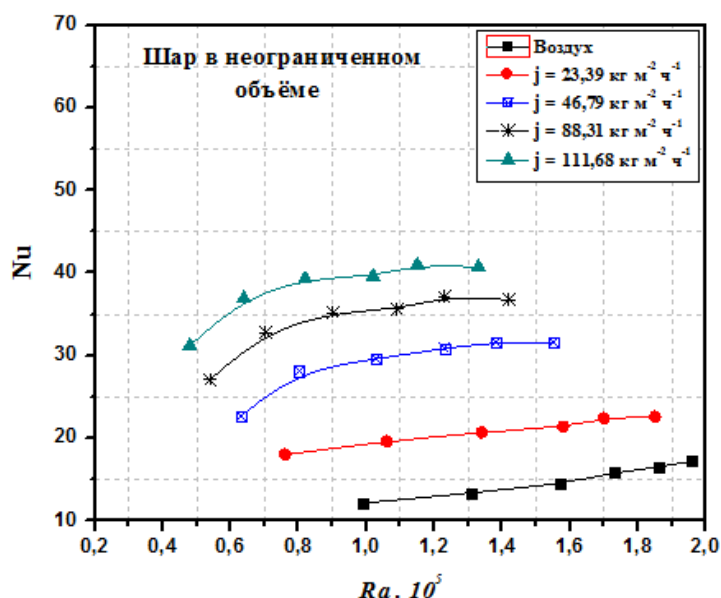


Рисунок 4.14. Изменение среднего числа Нуссельта от числа Рэлея при различной интенсивности орошения (j) шара вне канала.

Для шара, расположенного внутри цилиндрического канала, параметры интенсификация теплоотдачи заметно отличается от значений КТО при его

нахождении в неограниченном объёме. Как можно видеть из рисунка 4.15, число Nu быстро возрастает с ростом числа Ra , после чего слегка уменьшается. Значения числа Nu соответственно больше на 36.5%, 90%, 117% и 145% по сравнению с охлаждением воздушной средой для рассматриваемого ряда значений интенсивности орошения. На рисунках 4.16 и 4.17 показана зависимость коэффициента интенсификации теплообмена от числа Ra при различных значениях j .

Можно видеть, что коэффициент интенсификации теплообмена для всех режимов увеличивается с ростом значения j . Средний коэффициент интенсификации теплообмена больше на 40%, 95.4%, 129.4% и 156.8%, чем при воздушном охлаждении для различной интенсивности орошения воздуха водой.

Можно предположить, что коэффициент интенсификации теплообмена шара растёт с увеличением числа Ra , а затем несколько уменьшается из-за образования на ней значительных участков плёнки жидкости.

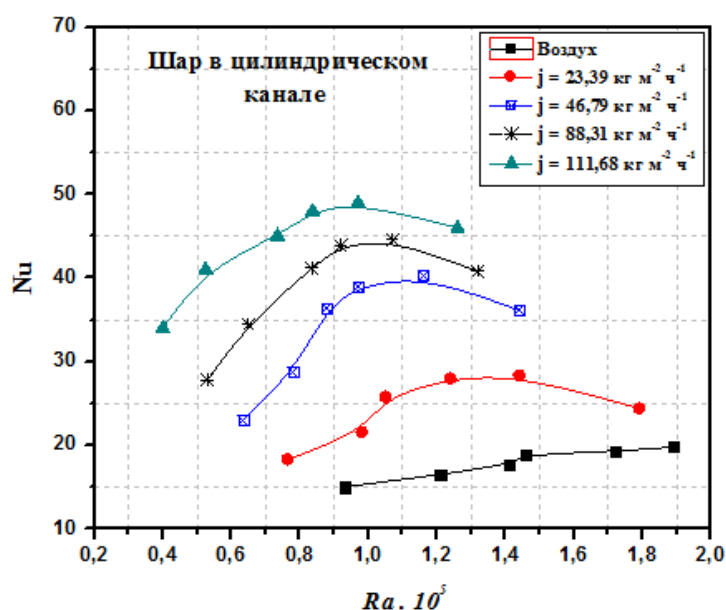


Рисунок 4.15. Изменение среднего числа Нуссельта от числа Рэлея при различной интенсивности орошения (j) шара в канале.

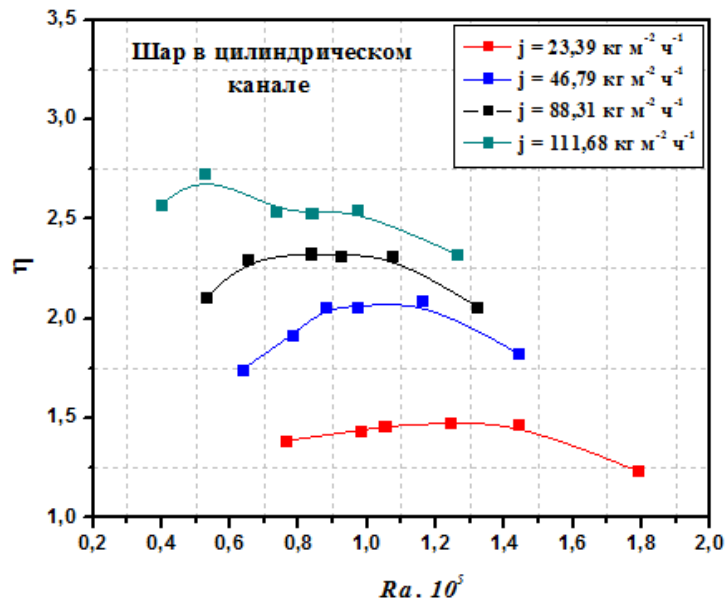


Рисунок 4.16. Изменения коэффициента интенсификации теплообмена с числом Рэлея для различных значений интенсивности орошения воздуха водой (j).

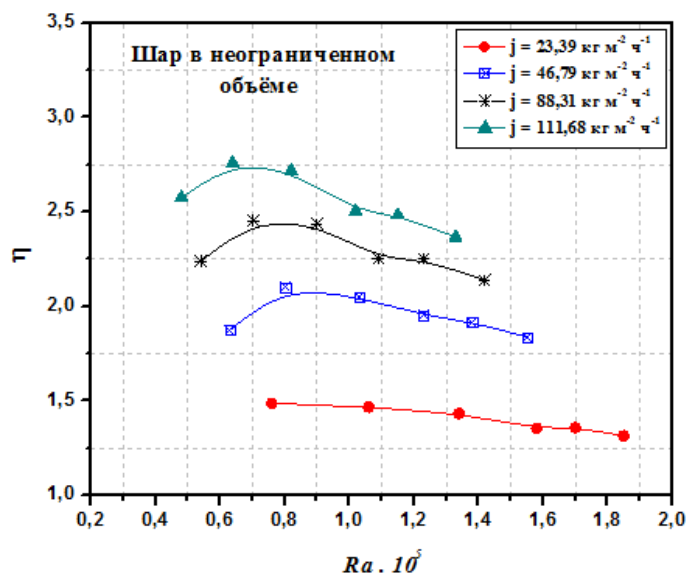


Рисунок 4.17. Изменения коэффициента интенсификации теплообмена с ростом числа Рэлея для различных значений интенсивности орошения воздуха водой (j).

4.5. Результаты исследования теплообмена рядов из шаровых элементов.

Три медных шара располагались в вертикальном цилиндрическом канале с внутренним диаметром 46 мм на расстоянии $2d_{ш}$ между собой.

На рисунках 4.18 и 4.19 приведены данные температуры поверхности и средние коэффициенты теплоотдачи в виде зависимости числа Нуссельта от числа Рейнольдса для однофазного (воздушного) потока в канале. Первый шар характеризуется сравнительно низкой интенсивностью теплообмена, но начиная со второго, как и следовало ожидать, наблюдалось увеличение интенсивности теплоотдачи с последующей стабилизацией, начиная с третьего шара [140]. При обдуве водовоздушным аэрозольным потоком (рисунок 4.20) наблюдалась обратная картина распределения коэффициент теплоотдачи. Максимальные значения соответствовали первому шаровому элементу, на поверхности которого оседала значительная часть капельной влаги, содержащейся в набегающем на него водовоздушном потоке, что подтвердилось при дальнейшем анализе механизма осаждения капель.

Интенсивность теплообмена за счет использования двухфазного водовоздушного потока в значительной степени определяется осаждением и последующим испарением капель на нагретой поверхности, причем механизм осаждения капель носит, как правило, инерционный характер.

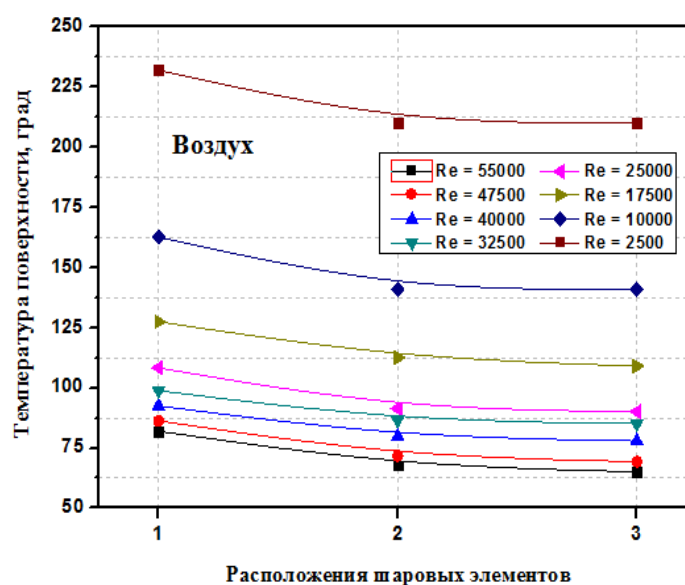


Рисунок 4.18. Значения температуры поверхности шаров в зависимости от их расположения в канале с потоком воздуха

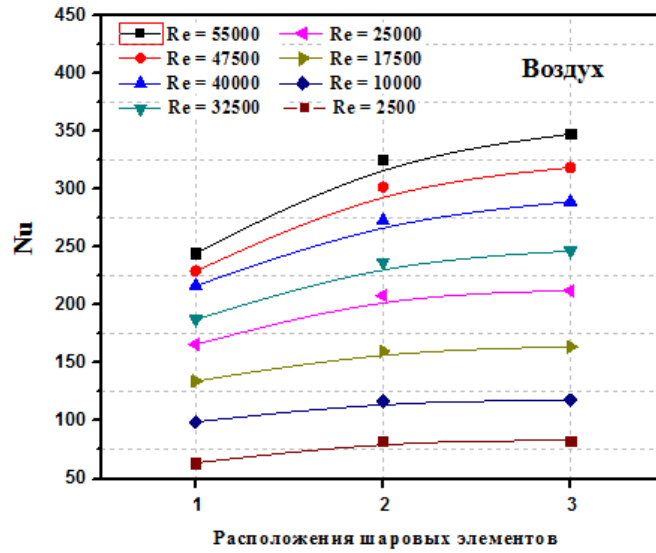


Рисунок 4.19. Значения числа Nu для шаровых элементов в канале с потоком воздуха

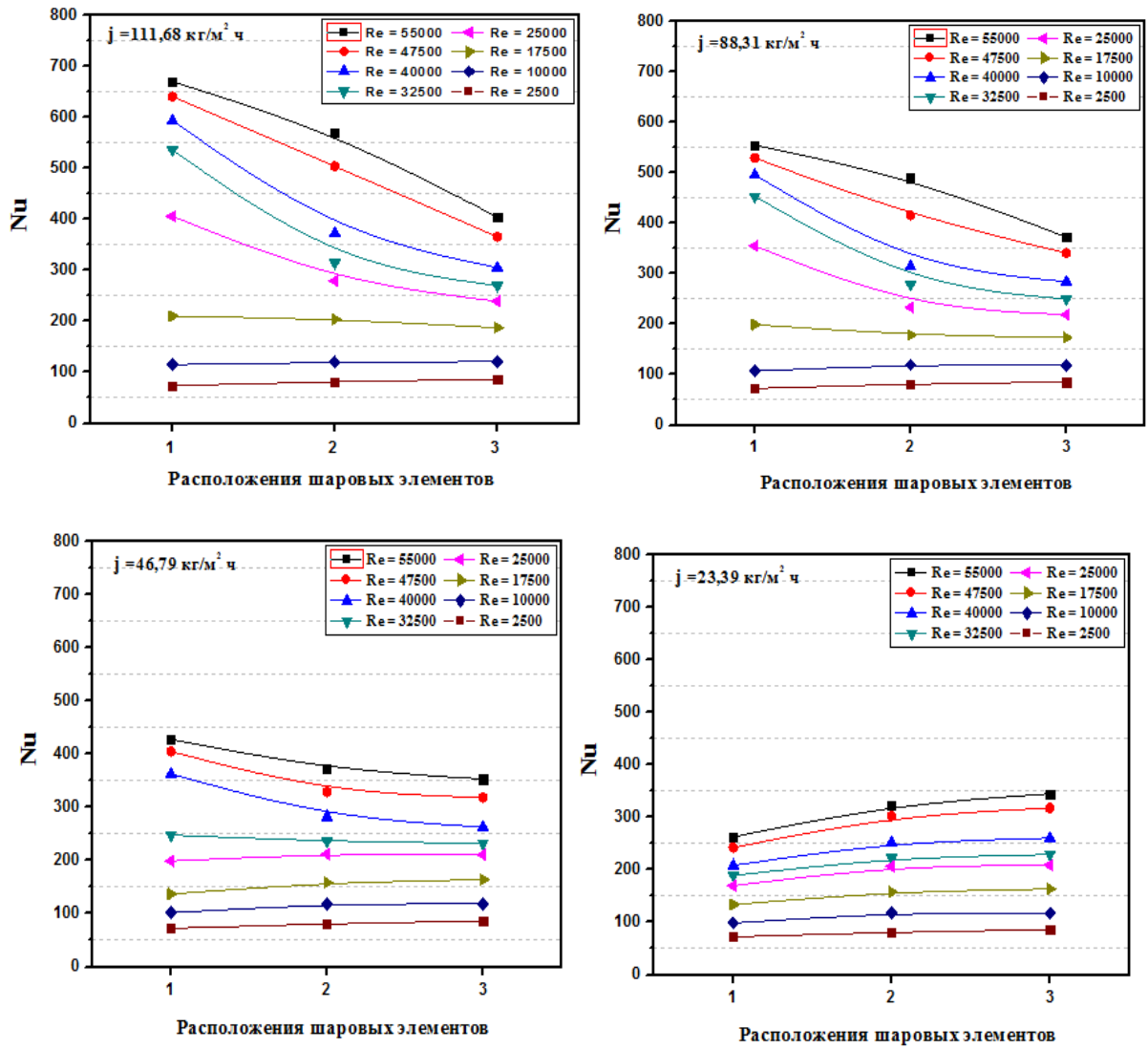


Рисунок 4.20. Зависимость числа Nu от расположения шаровых элементов в канале водовоздушным аэрозольным потоком.

В большинстве работ с аэрозольными частицами скорости газовой и дисперсной фаз принимались одинаковыми, а силы аэродинамического сопротивления частиц подчиняются закону Стокса. В этом случае инерционность частиц (капель) непосредственно связана с геометрией области обтекания тела и параметрами двухфазного потока. Концентрация дисперсной фазы в окрестности обтекаемого тела значительно меняется по сравнению с начальным его значением вследствие осаждения частиц на последовательно обтекаемых элементах ряда.

Дополнительным фактором, способствующим изменению концентрации частиц в потоке, является расположение элементов в канале и особенности их обтекания потоком. Как показало численное моделирование двухфазного потока [127,141], концентрация частиц резко меняется в кормовой области. Частицы, огибая цилиндр, движутся в потоке в виде двух струй, причем средняя часть вихревого следа остается практически свободной от частиц.

Протяженность этой области зависит от скорости потока, размеров и плотности частиц, т.е. определяется числом Стокса и степенью загромождения канала.

Влияние тепломассообменной составляющей общего коэффициента теплоотдачи особенно четко проявляется при сравнении интенсивности теплообмена шаровых элементов в воздушных и водовоздушных потоках при одинаковых числах Рейнольдса. На рисунке 4.21, отчетливо видно резкое снижение тепломассообменной составляющей теплоотдачи для второго и третьего шаровых элементов как при больших значениях плотности орошения $j = 111.68; 88.31$ так и при малом значении $j = 46.79$. Общей тенденцией процесса является снижение теплоотдачи от первого элемента к последнему, причем для третьего элемента – до уровня теплообмена с воздушным потоком, что говорит о значительном уменьшении концентрации капельной влаги, оседающей на поверхности шаровых элементов по мере их обтекания в канале. В диапазоне чисел Рейнольдса ($Re = 2500 \sim 10000$), коэффициент интенсификации теплообмена изменяется от 1.0-1.15 для всех значений содержания влаги j , что объясняется

полным испарением капель воды до контакта с нагреваемой поверхностью в пограничном слое.

В тоже время коэффициент энергетической эффективности быстро возрастает с увеличением числа значений Рейнольдса ($Re > 17500$) для всех значений j . Для второго и третьего шара наблюдалось значительно меньшая степень возрастания эффективности теплоотдачи по сравнению с первым шаром. На рисунке 4.22 представлено процентное увеличение коэффициента интенсивности теплоотдачи для каждого шара в канале для различных значений интенсивности орошения воздуха водой (j).

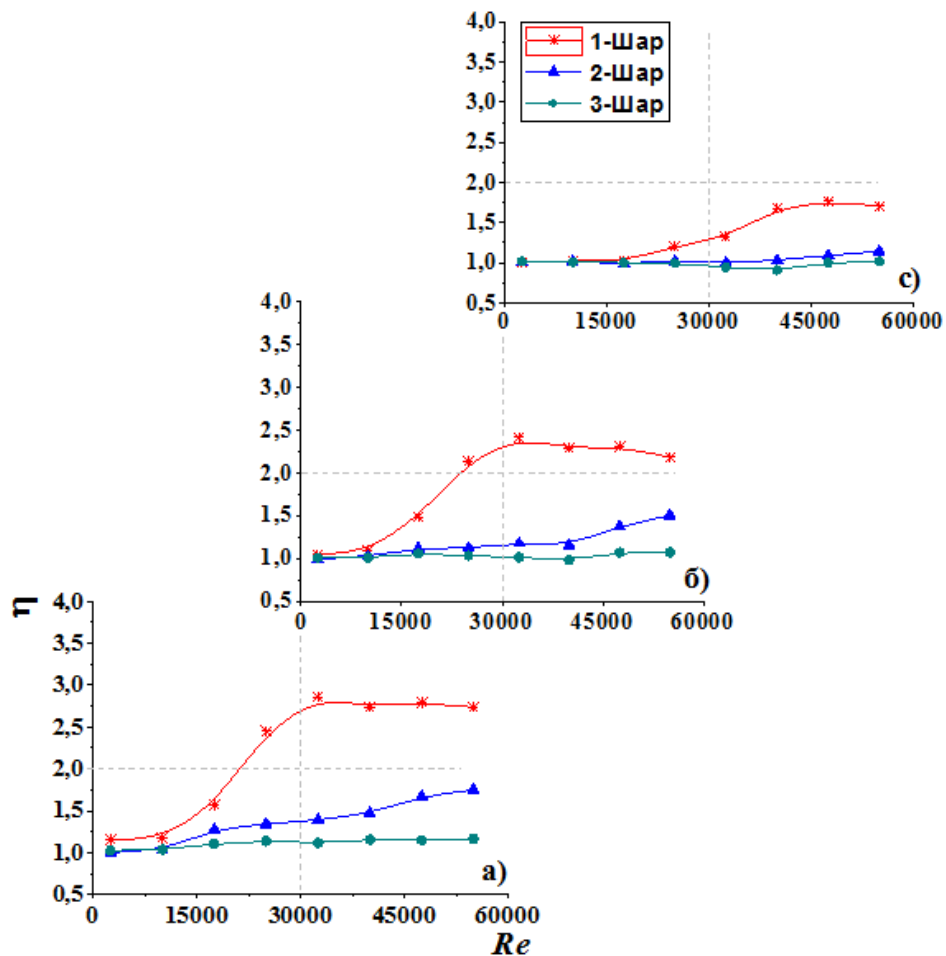


Рисунок 4.21. Изменения коэффициента интенсификации теплообмена с возрастанием числом Рейнольдса при различной интенсивности орошения (j): а) $j = 111.68$; б) 88.31 ; в) 46.79 кг·м⁻²·ч⁻¹.

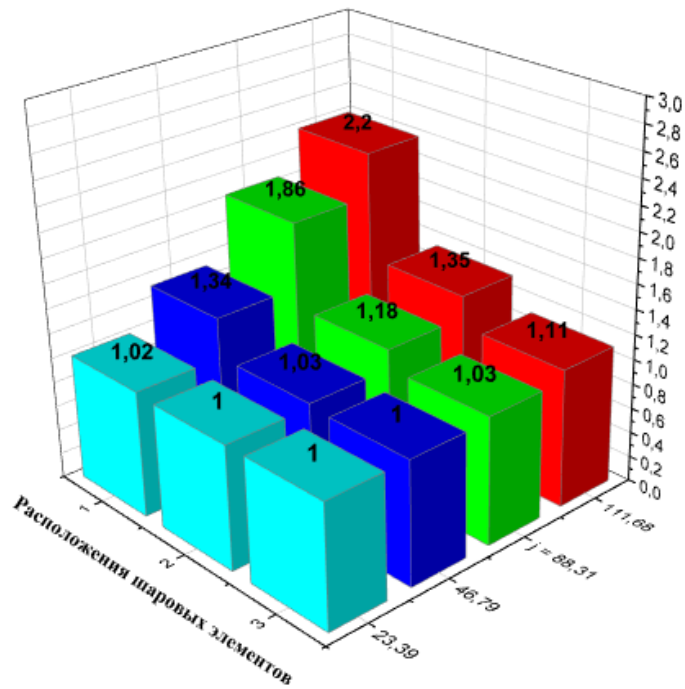


Рисунок 4.22. Увеличение коэффициента интенсивности теплоотдачи

4.6. Особенности охлаждения шаровых элементов водовоздушным аэрозольным потоком

При проведении анализа взаимодействия нагретой поверхности с перенасыщенным влагой потоке воздуха обычно рассматривают уравнение в виде суммарной теплоты, уносимой увлажненным воздухом и теплоты испаряющихся капель воды [142].

$$Q = \alpha_{ka} \cdot A \cdot (T_n - T_n) + r \cdot j \cdot A \quad (4-5)$$

$$\text{или } Q = \alpha_{ka} \cdot A \cdot \left[(T_n - T_n) + r \cdot n \cdot h_m / \alpha_{ka} \cdot (x_n - x_n) \right] \quad (4-6)$$

где α_{ka} – конвективный коэффициент теплоотдачи влажного воздуха; A – поверхность теплообмена; T_n и T_n – температуры поверхности и воздуха при температуре насыщения; r – теплота парообразования; j – интенсивность орошения потока воздуха водой; x_n и x_n – влагосодержание насыщенного воздуха при температурах T_n и T_n ; h_m – коэффициент массоотдачи; n – доля орошаемой шаровой поверхности.

В соответствии с уравнением Льюиса

$$\alpha_{ka}/h_m = C_p = 1.005 + 1.8 \cdot x_n \cdot 10^{-3} \quad (4-7)$$

уравнение (2) можно представить в виде

$$Q = \alpha_{ka} \cdot A \cdot \left[(T_n - T_n) + r/C_p \cdot n \cdot (x_n - x_n) \right] \quad (4-8)$$

Из последнего выражения следует, что эффективность отвода теплоты возрастает за счет снижения температуры воздушного потока до психометрических значений, но основной вклад обеспечивается за счет испарения водяных капель, содержащихся в потоке.

Большинство исследований [143] посвящено характеру испарения капель, оседающих на нагретой поверхности. Установлено, что температура, при которой капля, оседает на поверхность и не растекается, относится к началу формирования сфероидального состояния. Начиная с температуры поверхности 109°C и до температуры начала сфероидального состояния 141°C капля жидкости кипит и не собирается в сфероиды, а растекается по поверхности. При достижении 141°C, пленка воды собирается в сфероиды, которые периодически контактируют с греющей стенкой. При более высоких температурах скорость испарения жидкости уменьшается, а интенсивность теплоотдачи резко снижается и достигает минимума при температуре 270°C (температура Ленденфроста).

Механизм взаимодействия очень мелких капель ($d_k \leq 10$ мкм) в потоке воздуха и нагретой поверхностью может значительно отличаться в случае более крупных капель. Нагрев и испарение мелких капель происходит вблизи горячей поверхности в области теплового пограничного слоя, где температура паровоздушной области меняется от максимальной на поверхности до температуры набегающего потока. Если предположить режим испарения капли квазистационарным, то продолжительность испарения можно оценить с учетом стефановского потока

$$\tau_{исп.} = \frac{d_k^2 \cdot \rho_{жс} \cdot r}{8 \cdot \lambda_{жс} \cdot \Delta T} \cdot \phi^{-1} \quad (4-9)$$

где $\lambda_{жс}$ и $\rho_{жс}$ — коэффициент теплопроводности и плотность воды; ΔT — разность температур среды вблизи нагретой поверхности и самой капли.

Поправка Φ , учитывающая влияние испарения на теплообмен, практически не отличается от единицы для случая малости энтальпии пара по сравнению с теплотой парообразования [144]. Так при разности температур вблизи поверхности T_n и капли T_k в пределах $10 \div 100^\circ\text{C}$ время испарения каплей $d_k = 2,7$ мкм составляет $2,5 \cdot 10^{-4} \div 2,5 \cdot 10^{-6}$ сек.

При значительных скоростях основного потока аэрозольные капли могут частично оседать на поверхности без испарения в пограничном слое. С учетом нагрева оседающей влаги в виде отдельных капель или водяной пленки до температуры поверхности результирующий тепловой поток с охлаждаемой поверхности определяется как

$$q = \alpha_{ka} \cdot (T_{II} - T_{cp}) + j \cdot [r + C_{жс} (T_{II} - T_{cp})] \cdot n \quad (4-10)$$

а соответствующий эффективный коэффициент теплоотдачи (КТО) можно представить в виде:

$$\alpha = \frac{q}{(T_{II} - T_{cp})} = \alpha_{ka} + \alpha_r \left[1 + \frac{C_{жс} (T_{II} - T_{cp})}{r} \right] \cdot n \quad (4-11)$$

$$\alpha_r = \frac{j \cdot r}{(T_{II} - T_{cp})} \quad (4-12)$$

где α_{ka} — конвективная составляющая КТО паровоздушного потока; α_r — диффузионная составляющая КТО испаряющихся капель или водяной пленки с нагретой поверхности; n — доля влаги, оседающей на поверхности теплообмена. В дальнейшем предполагается, что капли находятся в термодинамическом равновесии с насыщенным влагой воздухом, т. е. $T_k = T_{cp}$, а средняя температура потока в пограничном слое составляет $0,5(T_n + T_{cp})$.

4.7. Физическая модель механизма теплообмена шара в водовоздушном аэрозольном потоке

Теплообмен нагретого шара в водовоздушном капельном потоке определяется, как показали экспериментальные данные, интенсивностью осаждения капель на поверхность теплообмена и их испарением с образованием паровоздушной среды вблизи поверхности шара. Область начала испарения капель, движущихся со скоростью потока, располагается на некотором расстоянии от его поверхности. Размер области можно оценить как толщину теплового пограничного слоя (ТПС) $\delta_t = \lambda_{cp}/\alpha$ [145]. На рисунке 4.23 рассмотрен возможный механизм теплообмена в потоке с мелкодисперсными водяными каплями при их испарении внутри ТПС (4.23. а), испарении на нагретой поверхности отдельных капель (4.23. б) и в виде водяной пленки (4.23. в), образующейся при большом количестве оседающих капель при малой скорости их испарения [145]. Все три вида механизма теплообмена проявляются в различной комбинации в зависимости от числа Re и плотности орошения j .

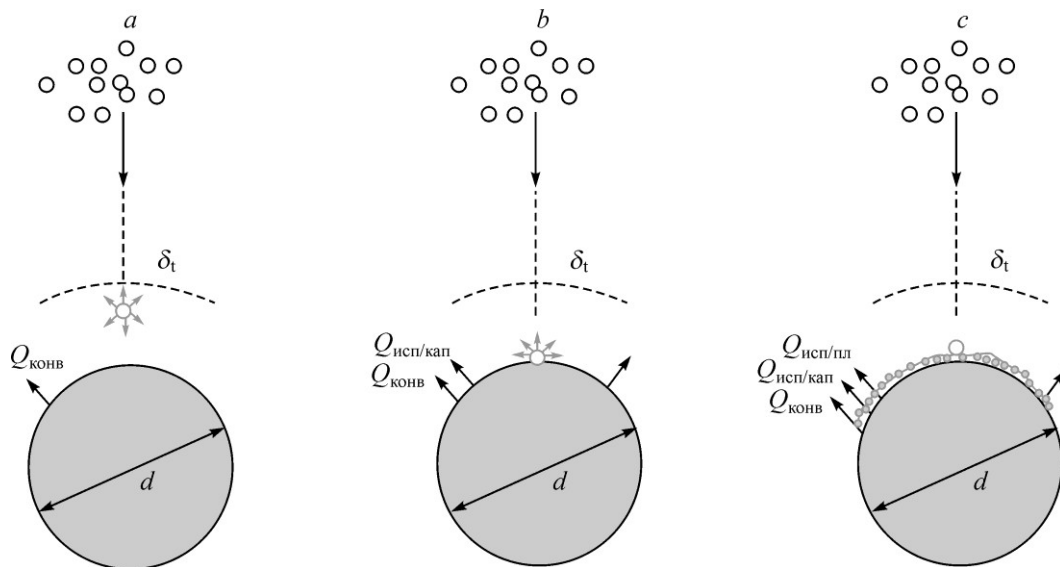


Рисунок 4.23. Механизм теплообмена шара с водовоздушным потоком. $l^* < \delta_t$ (а),

$l^* = \delta_t$ (б), $l^* > \delta_t$ (в); $Q_{\text{конв}}$, $Q_{\text{исп/кап}}$ и $Q_{\text{исп/пл}}$ — конвективная, капельная и пленочная составляющие теплового потока с поверхности шара.

Принятые допущения в модели теплообмена позволяют записать условия взаимодействия капельного водовоздушного потока с нагретой поверхностью в виде толщины теплового пограничного слоя δ_t и длины пробега капли со скоростью потока до момента ее испарения. Границы механизма теплообмена согласно принятой модели определяются возможной длиной пробега капель со скоростью потока до момента их испарения $l^* = u \cdot \tau_{\text{исп}}$, по отношению к поперечному размеру ТПС. Условие осаждения капель с учетом соотношения (4-13) можно представить как [145].

$$l^*/\delta_t = U \cdot \frac{\alpha}{\lambda_{cp}} \cdot \frac{d_k^2 \cdot \rho_{жс} \cdot r}{4\lambda_{жс} (T_{п} - T_{cp})} \cdot \phi^{-1} \quad (4-13)$$

Глубина проникновения капель внутри ТПС характеризуется отношением l^*/δ_t и зависит как от скорости потока (числа Re) и плотности орошения, так и от температуры поверхности шара (рисунок 4.24). Можно предположить, что при $l^*/\delta_t < 1$ капли, пересекающие границу ТПС, испаряются, не достигая нагретой поверхности.

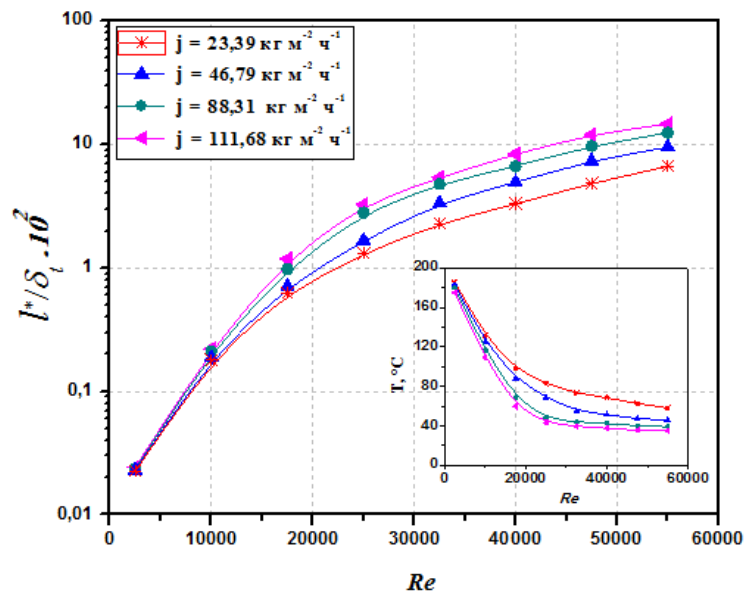


Рисунок 4.24. Относительная глубина проникновения капель аэрозоля внутрь ТПС и соответствующие температуры поверхности шара в зависимости от параметров водовоздушного потока.

В этом случае интенсивность теплоотдачи потока с испарившейся влагой (паровоздушного потока) к поверхности шара незначительно отличается от

взаимодействия с воздушным потоком, что видно из сравнения экспериментальных данных на рисунке 4.5. С увеличением скорости потока (при $Re \geq 2 \cdot 10^4$) параметр $l^*/\delta_t \geq 1$ что можно считать началом осаждения и испарения капель непосредственно с поверхности шара и причиной резкого увеличения КТО. Визуально можно было наблюдать образование участков водяной пленки на лобовой части поверхности шара при числе $Re \geq 40000$ и плотности орошения потока $j > 46.79 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$.

Полученные экспериментальные данные позволяют оценить относительную массу капель, достигающих поверхности шара, прежде чем они испарятся в пограничном слое, причем предполагается, что теплота от нагретой поверхности затрачивается не только на испарение капель, но и их нагрев до температуры поверхности [145].

$$n = \frac{q - \alpha_{ka} (T_{II} - T_{cp})}{j \cdot r \left[1 + \frac{C_{ж} (T_{II} - T_{cp})}{r} \right]} \quad (4-14)$$

где n из уравнения (4-14) определяет долю поверхности, занятую водяными каплями или массу влаги, оседающей на теплообменной поверхности по отношению к ее массе, содержащейся в набегающем водовоздушном потоке.

Из рисунка 4.25 следует, что при малой плотности орошения $j = 23.39 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$ доля оседающих капель составляет от менее 10 %, а соответствующие значения Nu потока в результате испаряющихся в пограничном слое капель, как это видно из рисунка 3, мало отличается от соответствующих значений для потока без влаги.

Эффективность процесса инерционного осаждения определяется как число частиц, осаждающихся на поверхности к общему числу частиц в потоке, натекающему на поверхность. Для одиночного цилиндра параметр эффективности определяется как [145]:

$$E = 0.675 \cdot \left(\frac{St_h}{1 + 0.125 Re^{0.22}} \right)^{0.2} \quad (4-15)$$

где число Стокса (Stk) определяет возможность осаждения капель заданного размера d_r на поверхность шара диаметром $d_{ш}$ при скорости частиц u_r , равной скорости потока u . Для частиц $d_k = 2.7$ мкм капельного аэрозольного потока параметр эффективности принимает значения $E = 0.26 \sim 0.45$ в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 2500 \sim 55000$.

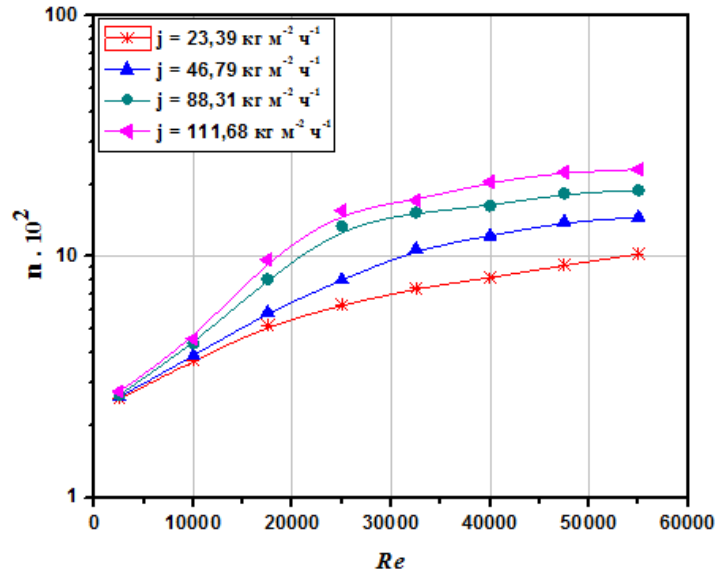


Рисунок 4.25. Относительная масса капель, оседающих на поверхность шара в зависимости от числа Re водовоздушного потока и плотности его орошения.

Для рядов из шаровых элементов, численные значения параметра n_i определяются для каждого из шаров, на верхней половине которых оседает капельная влага.

$$n_i = \left[1 - \left(\frac{\alpha_j}{\alpha_{ka}} \right)^{-1} \right] \cdot \frac{q_i}{0.5 \cdot jr \left[1 + \frac{C_{жс} (T_{п} - T_{ср})}{jr} \right]} \quad (4-16)$$

Уравнение (4-16) анаогично уравнению (1.14) но содержит коэффициенты теплодачи шаров к водовоздушному и воздушному потоку.

На рисунке 4.26. приведены значения относительного количества аэрозольной влаги, оседающей на поверхности рядов из шаровых элементов в зависимости от числа Рейнгольдса потоке при плотности орошения $j = 111.68$; 88.31 и 46.78 $кг \cdot м^{-2} \cdot ч^{-1}$.

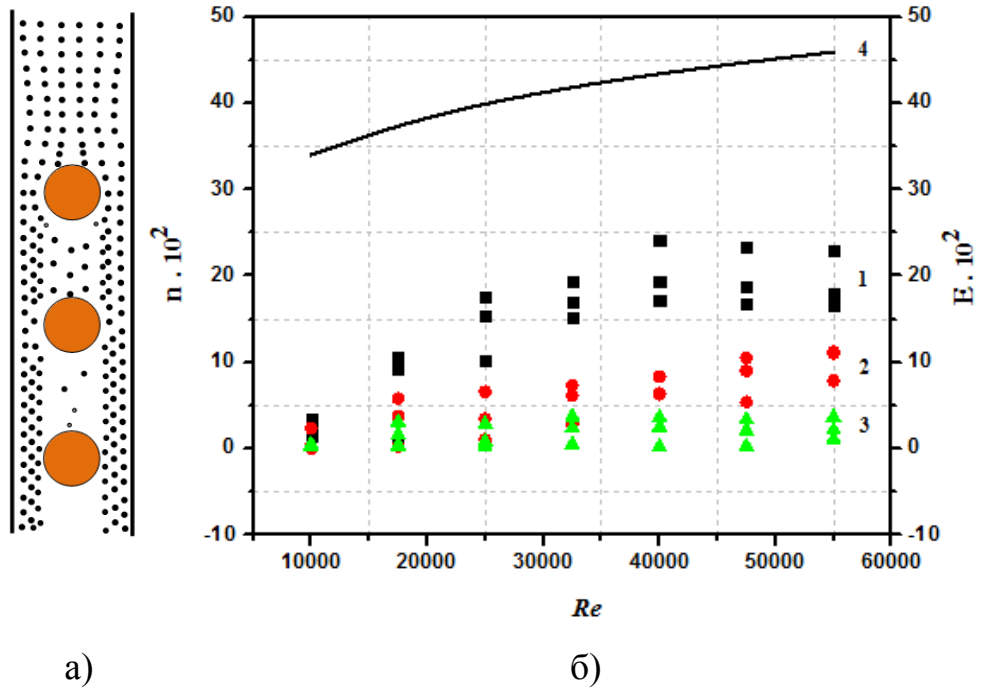


Рисунок 4.26. а) модель осаждения аэрозольных частиц; б) численное значение относительного количества капельной влаги, оседающей на 1.2и 3-м шаровом элементе в зависимости от числа Re потока и плотности орошения $j = 111.68; 88.31$ и $46.78 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$ для каждого элемента; 4-коэффициент эффективности осаждения [98]. Анализ полученных данных показал, что численные значения n_i определяются положением шаровых элементов в канале и практически не зависят от плотности орошения. Наблюдаемые отклонения n_i от общей закономерности определяются погрешностями измерений параметров и допущениями при формулировке теплового баланса охлаждения шаров.

Здесь же (рисунок 4.26) приведена зависимость коэффициента η , рассчитанная по формуле(7), и соответствующая инерционному режиму осаждения частиц без учета их испарения и влияния пограничного слоя на шаровой поверхности.

Основное количество аэрозольной влаги оседает на первом шаровом элементе (10 – 20%), что и определяет большие значения КТО по сравнению с последующими элементами ряда. Последний третий шар оmyвается практически паровоздушным потоком с минимальным содержанием капельной влаги.

Таким образом, характер теплообмена шаровых элементов в цилиндрическом канале с водовоздушными потоками определяется своеобразным экранирующим

эффектом первого шарового элемента, в результате чего остальные элементы оказываются в вихревой области водовоздушного потока с пониженной концентрацией аэрозольных капель. Можно предположить, что их концентрация определяется взаимодействием вихрей застойной зоны с пристеночной кольцевой областью течения основного потока и количеством забрасываемых вихрями аэрозольной влаги в эту область.

4.8. Обобщение результатов исследования теплообмена.

4.8.1. Обработка результатов исследования теплообмена шара с потоком сухого воздуха

На основании анализа экспериментальных данных можно получить безразмерные комбинации основных величин, определяющих интенсивность теплообмена. При анализе факторов, влияющих на теплообмен, предполагалось, что движение воздуха по каналу вынужденное, лучистая составляющая теплоотдачи мала и не учитывалась, поток стабилизированный, а тепло подводится к поверхности через пограничный слой. Поскольку толщина пограничного слоя зависит от массовой скорости потока, вязкости и от геометрического размера, то данные величины также оказывают влияние на теплоотдачу. С учетом вышеизложенного функциональная зависимости для коэффициента теплоотдачи в условиях конвективного теплообмена примет вид:

$$\alpha = f(\rho, u, d, C_p, \mu, \lambda) \quad (4-17)$$

Заменим эту зависимость уравнением

$$\alpha = C \cdot (\rho u)^a \cdot d^b \cdot C_p^e \cdot \mu^t \cdot \lambda^i \quad (4-18)$$

Суммирование показателей степени при одинаковых основных единицах измерений дает систему уравнений, решая которую находятся соотношения для показателей степеней. Подставляя эти соотношения и объединяя члены с одинаковыми показателями, получим:

$$\frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = C \cdot \left(\frac{\rho \cdot u \cdot d}{\mu} \right)^a \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \right)^e \quad (4-19)$$

ИЛИ

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^e \quad (4-20)$$

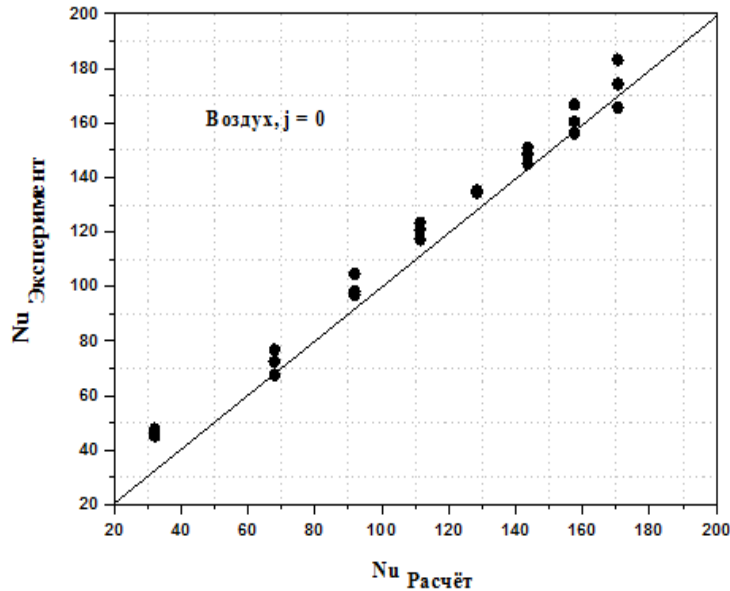


Рисунок 4.27. Аппроксимация экспериментальных данных по теплообмену шара критериальным уравнением в зависимости от параметров системы сухого воздуха.

где C , a , e - безразмерные коэффициент и показатели степени, определяемые экспериментальн. Окончательный вид формуле:

$$Nu = C_i \cdot Re^{0.58} \cdot Pr^{0.33} \quad (4-21)$$

где значения коэффициентов C_i составляли $C_1 = 0.47$, $C_2 = 0.65$, $C_3 = 0.69$ для 1, 2 и 3 шара соответственно.

Полученный зависимости справедливы в диапазоне чисел Re от 2500 до 55000 и описывают теплоотдачу с погрешностью, не превышающей 4% (рисунок 4.27).

4.8.2.Обработка результатов исследования теплообмена для условия водовоздушного аэрозольного потока

Критериальная обработка полученных экспериментальных результатов осуществлялась с привлечением расчетных параметров (Re , Pr , We , K) определяющих режим теплообмена шара с водовоздушным аэрозольным потоком. Аппроксимация экспериментальных данных методом наименьших квадратов позволила получить обобщающую зависимость между критериями Нуссельта и режимными параметрами Рейнольдса, Вебера и параметром K фазового перехода воды в пар в виде:

$$Nu = 2.59 \cdot Re^{0.66} \cdot We^{0.14} K^{0.152} \quad (4-22)$$

с погрешностью, не превышающей 10 % в диапазоне $10000 \leq Re < 55000$ и $23.39 \leq j \leq 111.68 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$. Результаты критериальной обработки полученных данных можно видеть на рисунке 4.28. Основной вклад в результаты погрешностей обработки данных вносят различия в механизме теплообмена, связанные с процессами испарения капель в области ТПС или с испарением отдельных капель и водяной пленки с поверхности шара.

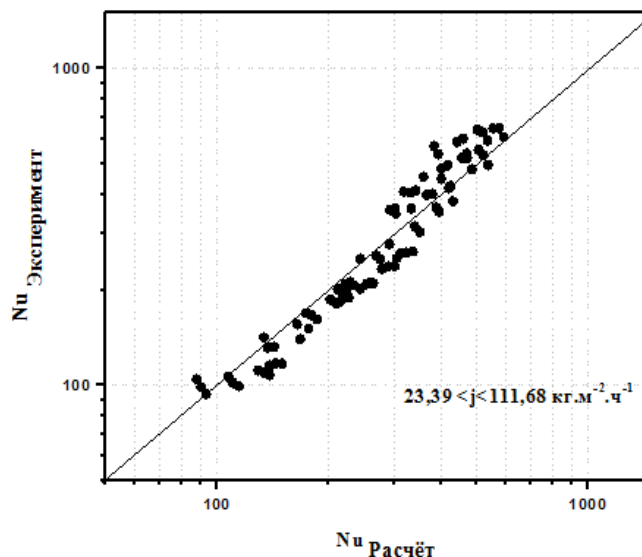


Рисунок 4.28. Аппроксимация экспериментальных данных по теплообмену шара критериальным уравнением в зависимости от параметров системы водовоздушного охлаждения.

Уравнение (4.22) позволяет производить инженерные расчеты систем с водовоздушным охлаждением тепловыделяющих шаровых элементов в каналах цилиндрической конфигурации.

Во всем диапазоне изменения влагосодержания имеется область оптимальной интенсификации теплообмена, определяемая соотношением механизмов испарения и осаждения жидкости на поверхности шара. Массовое влагосодержание аэрозоля в зоне оптимума находится в диапазоне от 0.3-0.6%. Зависимость оптимальных значений коэффициента интенсификации теплообмена от расходов воздуха (числа Re) и массового влагосодержания (x) при $d/D = \text{const}$, может быть представлена уравнением

$$\eta_{\text{макс.}} = 1 + Re^{1.18} x^{2.2}; \quad x = \frac{(j/A_k)}{G_\Sigma} \quad (4-23)$$

Данное уравнение справедливо в диапазоне чисел Рейнольдса от 32000 до 55000 и интенсивностей орошения потока воздуха водой от 0 до $111.68 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$ (рисунок 4.29).

Следует отметить, что при $j > 80 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$ и высоких скоростях потока водовоздушного аэрозольного потока наблюдается стабилизация и плавное снижение степени интенсификации после прохождения оптимального значения;

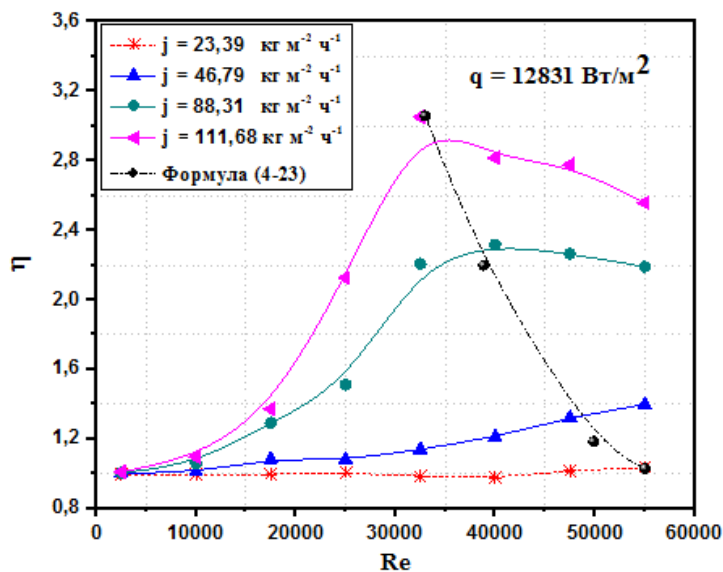


Рисунок 4.29. Изменение коэффициента интенсификации теплообмена от числа Рейнольдса при различной интенсивности орошения потока воздуха водой

при $j < 20 \text{ кг м}^{-2} \text{ ч}^{-1}$ влияние орошения водой потока воздуха практически отсутствовало.

Оптимальные значения j дают возможность получить максимальные значения интенсификации теплообмена η , что соответствует в данном случае впрыску воды в количестве $j > 80 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$ при числе Рейнольдса $Re > 30000$ (рисунок 4.29.)

Полученные данные по теплоотдаче в условиях свободной конвекции для исследованного диапазона интенсивностей орошения воздуха водой представлены в виде [136]:

$$\eta = 1 + Ra^{0,34} We^{0,5}; \quad (4-24)$$

Аппроксимация экспериментальных данных по теплообмену рядов из шаровых элементов в цилиндрическом канале представлены в виде зависимости коэффициента эффективности от режимных параметров Рейнольдса, Вебера в виде:

$$\eta = (1 + C_i \cdot Re^{1,31} \cdot We^{1,05}); \quad (4-25)$$

где значения коэффициентов C_i составляли $C_1 = 26.36$, $C_2 = 10.39$, $C_3 = 5.39$ для 1, 2 и 3 шара соответственно. Результаты обработки экспериментальных данных с помощью формулы (4-28 ... 4-30) можно видеть на рисунке 4.30. Значения среднеквадратичной погрешности аппроксимации экспериментальных данных по теплообмену шаров, не превышающей 3 % в диапазоне $2500 \leq Re < 55000$ и $23.39 \leq j \leq 111.68 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$.

Анализируя формулы, можно оценить роль и влияния на теплоотдачу отдельных параметров (интенсивности орошения потока воздуха водой, скорость потока). Формулы дают представление о характере влияния интенсивностей орошения потока воздуха водой на теплообмен и говорят о целесообразности водовоздушного аэрозольного потока в качестве эффективного средства интенсификации теплообмена

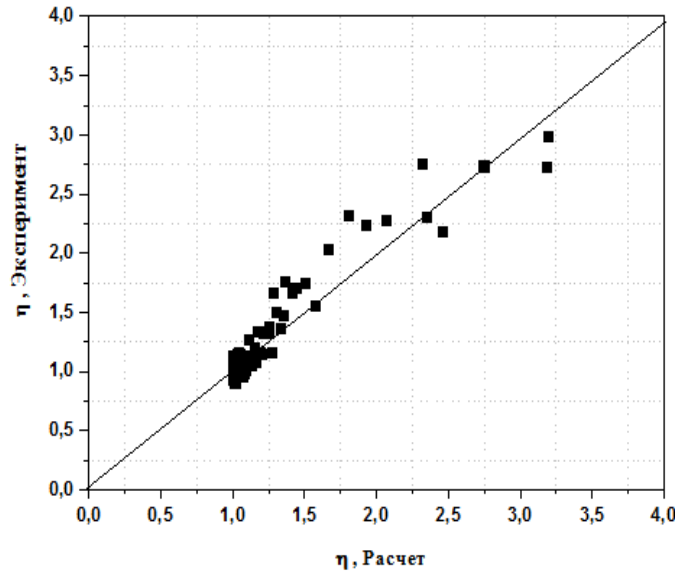


Рисунок 4.30. Результаты аппроксимации экспериментальных данных по теплообмену рядов из шаровых элементов с водовоздушным потоком.

4.9. Исследование и анализ гидравлического сопротивления водовоздушного потокаа в канале с шаровыми элементами.

Измерения гидравлических потерь в потоке с шаровыми элементами предшествовали опыты по отработке методов измерений, проведенных в канале при отсутствии шаров. По результатам опытов были рассчитаны коэффициенты гидравлического сопротивления канала по формуле Дарси, которые с точностью 6% согласовались с зависимостью Блазиуса для гладких труб (рисунок 4.31).

Опыты показали, что гидравлическое сопротивление линейно зависит от числа Рейнольдса и числа шаров в канале. Влияние водовоздушного аэрозольного потока на перепад давления, вызванный гидравлическим сопротивлением, для различных чисел Рейнольдса и интенсивностей орошения воздуха водой представлено на рисунке 4.32.

При одинаковых режимах течения, коэффициент гидравлического сопротивления для водовоздушного аэрозольного потока несколько выше, чем для однофазного воздушного потока, на 1.8%, 3.1%, 4.9% и 5.9% при интенсивности орошения воздуха водой от и 23.39 до 111.68 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$.

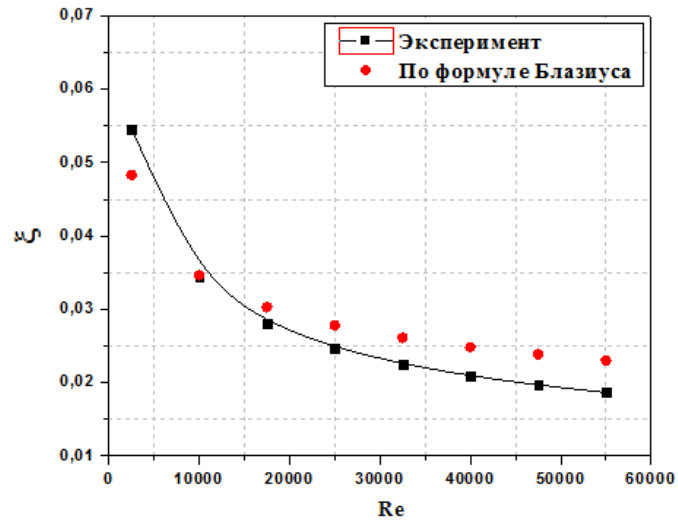


Рисунок 4.31. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления канала от числа Рейнольдса.

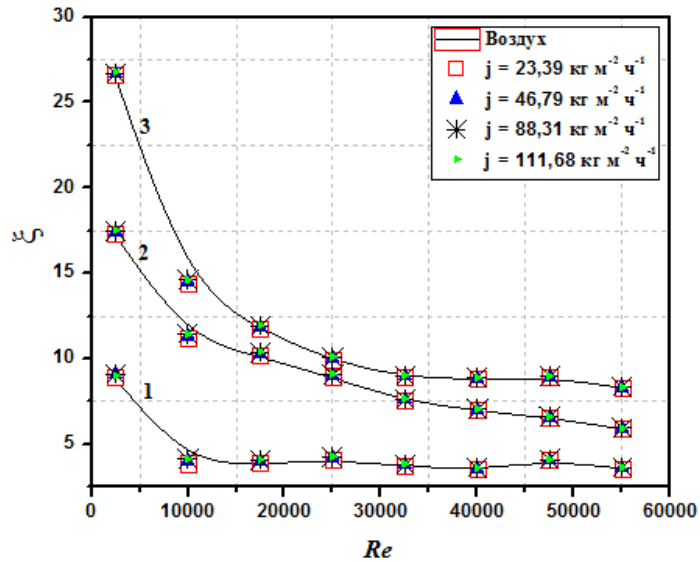


Рисунок 4.32. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления канала от числа Рейнольдса для различных значений интенсивности орошения потока воздуха водой.

4.10. Выводы по главе 4

1. Проведены исследования и анализ особенностей гидродинамики и теплообмена при взаимодействии шаровых элементов в канале с водовоздушным потоком в условиях вынужденной и естественной конвекции при стационарном и нестационарном режимах теплообмена.
2. Установлено совместное влияние скорости набегающего водовоздушного потока и содержания капельной влаги в потоке на интенсивность теплообмена с шаровыми в канале в диапазоне $2500 \leq Re < 55000$ и $23.39 \leq j \leq 111.68 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$. причем с ростом числа Re влияние степени орошения потока на теплообмен значительно возрастает.
3. Теплообмен шаровых элементов последовательно расположенных в стесненных условиях цилиндрического канала, характеризуются значительной неравномерностью в направлении их обтекания. Коэффициент теплоотдачи первого элемента в 1,3-1,8 раза выше, чем второго и третьего элементов.. что связано с экранирующим эффектом первого элемента, определяющим последующий характер течения и особенности данной системы охлаждения.
4. Анализ охлаждения шара, нагреваемого высокочастотным индуктором, позволил проследить отделенные стадии процесса теплообмена на шаровой поверхности: конвективный режим с испаряющимися каплями при $300-100^{\circ}\text{C}$, испарение отдельных капель на поверхности при $100-50^{\circ}\text{C}$ и наконец образование участков водяной пленки и ее испарение при температуре менее 50°C .
5. Проанализировано влияние впрыска микро-капель воды в поток воздуха создаваемой при естественной конвекции нагретыми шаровыми элементами в канале. Коэффициент теплоотдачи в этом случае возрастал в 1,5-2,7 раза в зависимости от температуры поверхности элементов(числа Ra) и количества впрыскиваемой в поток воды.

6. Анализ теплового взаимодействия элементов в виде уравнения теплового баланса с водовоздушным потоком позволил выделить конвективную и теломассообменную составляющие общего (эффективного) КТО.
7. Разработанная физическая модель течения и осаждения капель воды на шаровую поверхность позволила оценить отдельные стадии процессов испарения капель в потоке и образовании пленки воды на шаровой поверхности. Предложена зависимость, позволяющая рассчитывать относительное количества влаги, оседающей на теплообменную поверхность.
8. Коэффициент гидравлического сопротивления водовоздушного аэрозольного потока в каналах с охлаждаемыми элементами незначительно превышал соответствующий параметр при однофазном течении воздушного потока (до 6%) для всего диапазона интенсивностей орошения воздуха водой.
9. Полученные в результате обработки экспериментальных данных критериальные уравнения теплообмена можно рекомендовать к использованию в инженерных расчетах в установках систем охлаждения с шаровыми элементами как при вынужденной, так и естественной конвекции водовоздушного аэрозольного потока.

ГЛАВА 5. ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ (ТРУБНОГО ПУЧКА) С ВОДОВОЗДУШНЫМ АЭРОЗОЛЬНЫМ ПОТОКОМ

С целью анализа особенностей теплообмена пучка цилиндрических элементов, помещенных в стесненных условиях прямоугольного канала, осуществлялись варианты их взаимодействия как водовоздушным аэрозольным, так и воздушным потоками. Коэффициенты теплоотдачи находились из уравнения (2-10) с подстановкой в него экспериментальных данных. Исследования производились при вынужденном течении потока, так и в условиях свободной конвекции. Результаты эксперимента были представлены в форме обобщающей зависимости, в которой коэффициент теплоотдачи (число Nu) и коэффициента интенсификации теплообмена (η) выражался в безразмерной форме как однозначная функция полной совокупности отвечающих ему аргументов. Основные величины в опытах изменялись в следующих пределах: поверхностная плотность теплового потока $q = 5300 \text{ Вт/м}^2$, число Рейнольдса $Re = 2500 \sim 12500$, интенсивность орошения потока воздуха водой $j = 20.48 \sim 97.85 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$, а температура от 32 до 120°C.

5.1. Теплообмен цилиндрических элементов (трубного пучка) с водовоздушным потоком

На рисунке 5.1 приведены данные по распределению температуры поверхности пучка цилиндрических элементов для 1, 2 и 3 ряда при обтекании однофазным воздушным потоком. Средняя температура поверхности, как и ожидалось, уменьшалась при увеличении числа Re . Из рисунка видно, что температура первого ряда выше, по сравнению со вторым и третьим, для всего диапазона чисел Re . Из-за возникающей повышенной турбулентности потока за

кормовой части цилиндрических элементов в глубинных рядах теплоотдача выше, чем на первых элементах.

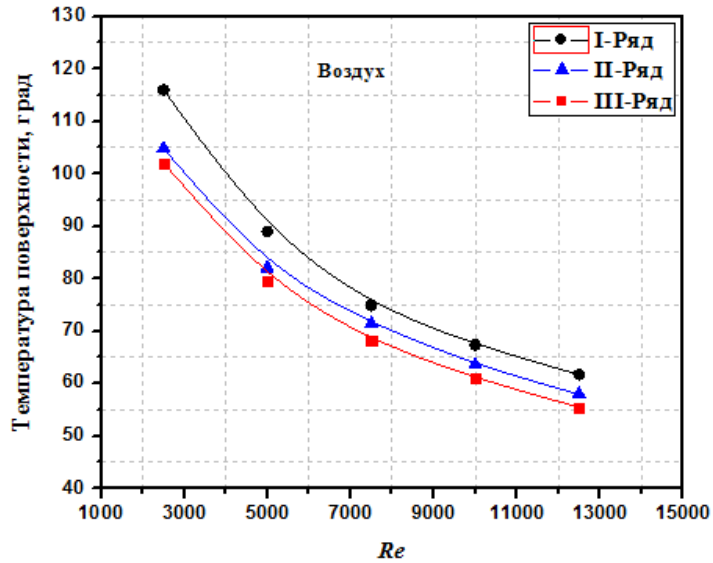


Рисунок 5.1. Изменение температуры поверхности от числа Рейнольдса с воздушным потоком для 1,2 и 3-го рядов

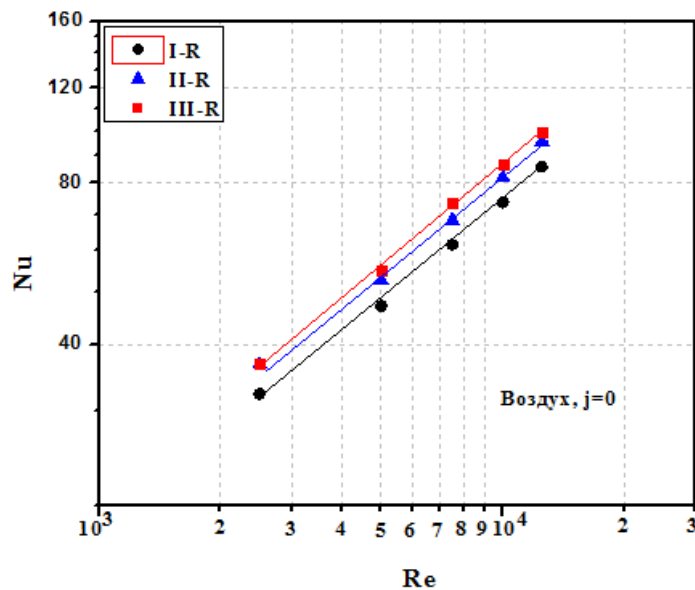


Рисунок 5.2 значения числа Nu для цилиндров в канале с воздушным потоком для 1,2 и 3-го рядов.

На рисунке 5.2. приведены значения КТО (числа Nu) для 1, 2 и 3-го рядов цилиндрических элементов, последовательно обтекаемых воздушным потоком. Характер теплообмена цилиндров соответствовал классической зависимости и схеме, отражающей последовательное возрастание интенсивности теплообмена с увеличением числа Рейнольдса и номера ряда в канале.

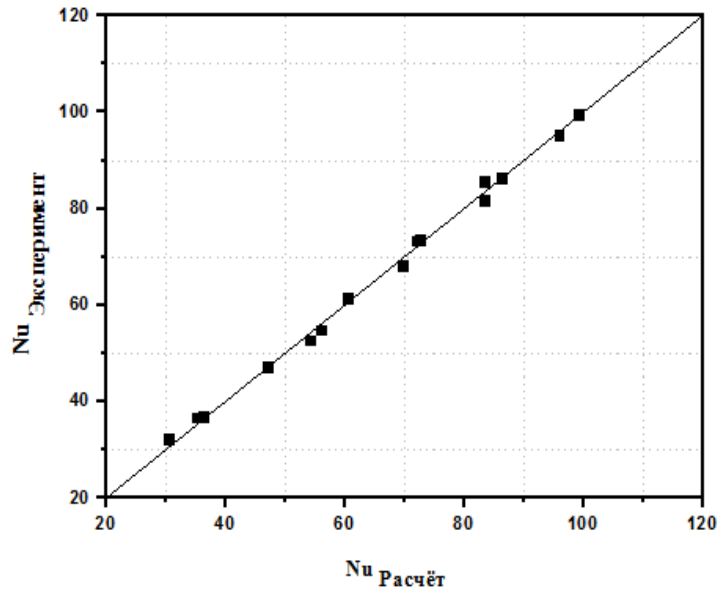


Рисунок 5.3. Аппроксимация экспериментальных данных по теплообмену цилиндров критериальным уравнением в зависимости от параметров системы воздушного охлаждения

На основании анализа данные были получены безразмерные комбинации из основных величин, определяющих теплообмен. Характер теплообмена цилиндров соответствовал классической зависимости и схеме, отражающей последовательное возрастание интенсивности

$$Nu = C_i \cdot Re^{0.62} \cdot Pr^{0.33} \quad (5-1)$$

где значения коэффициентов C_i составляли $C_1 = 0,26$; $C_2 = 0,30$; $C_3 = 0,31$ для 1, 2 и 3 рядов соответственно. Результаты критериальной обработки полученных данных можно видеть на рисунке 5.3 с погрешностью, не превышающей 1% в диапазоне $2500 \leq Re < 12500$.

Полученные данные и критериальные зависимости использовались в дальнейшем при анализе эффективности теплообмена цилиндров с аэрозольными потоками.

Перед началом экспериментальных исследований с водовоздушным потоком были проведены тестовые опыты с целью проверки работоспособности экспериментальной установки и достоверности получаемых результатов.

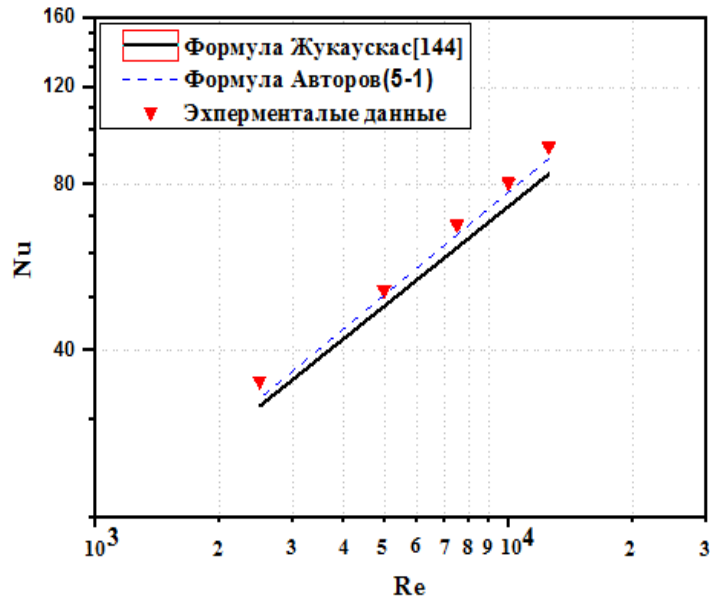


Рисунок 5.4. Сравнение результатов исследования теплоотдачи от цилиндров в канале к воздушному потоку с данными других авторов

Для сравнения полученных данных с известными величинами на рисунке 5.4 приведены средние значения числа Nu для пучка из трех рядов; (осредненные по формуле (5-1) опытные данные, а также данные Жукаускаса А. Для расчета теплоотдачи пучка цилиндрических элементов к потоку использовалась формула, которую рекомендуют авторы работ [146].

$$Nu = 0.35(S_T/S_L)^{0.2} Re^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} \quad (5-2)$$

Отклонения экспериментальных значений числа Nu от рассчитанных по формулам (5-2) в диапазоне $Re=2500\sim 12500$, не превышают 6% как и соответствующие значения коэффициентов C_i в формуле (5-1). В целом проведенные тестовые эксперименты показали, что экспериментальный стенд отвечает требованиям для исследования теплообмена пучка цилиндрических элементов при вынужденном течении потока.

При использовании в качестве охлаждающего теплоносителя водовоздушного аэрозольного потока наблюдалась совершенно иная картина изменения температура поверхности и коэффициент теплоотдачи. Вследствие испарения капельной влаги, оседающей на поверхности нагретых цилиндров, интенсивность охлаждения их резко возрастала по сравнению с охлаждением потоком воздуха. На рисунке 5.5 а, б и с показаны экспериментальные

распределения температур пучка цилиндрических элементов для водовоздушного аэрозольного потока для различных чисел Рейнольдса и интенсивностей орошения потока воздуха водой. Вследствие испарения воды температура поверхности уменьшается по мере увеличения интенсивности орошения воздуха водой в условиях постоянного теплового потока [147]. Средняя температура поверхности цилиндров первого ряда уменьшается на 7.2, 23.4, 35.8 и 48% по сравнению с обдувом воздухом вследствие увеличения интенсивности орошения (j).

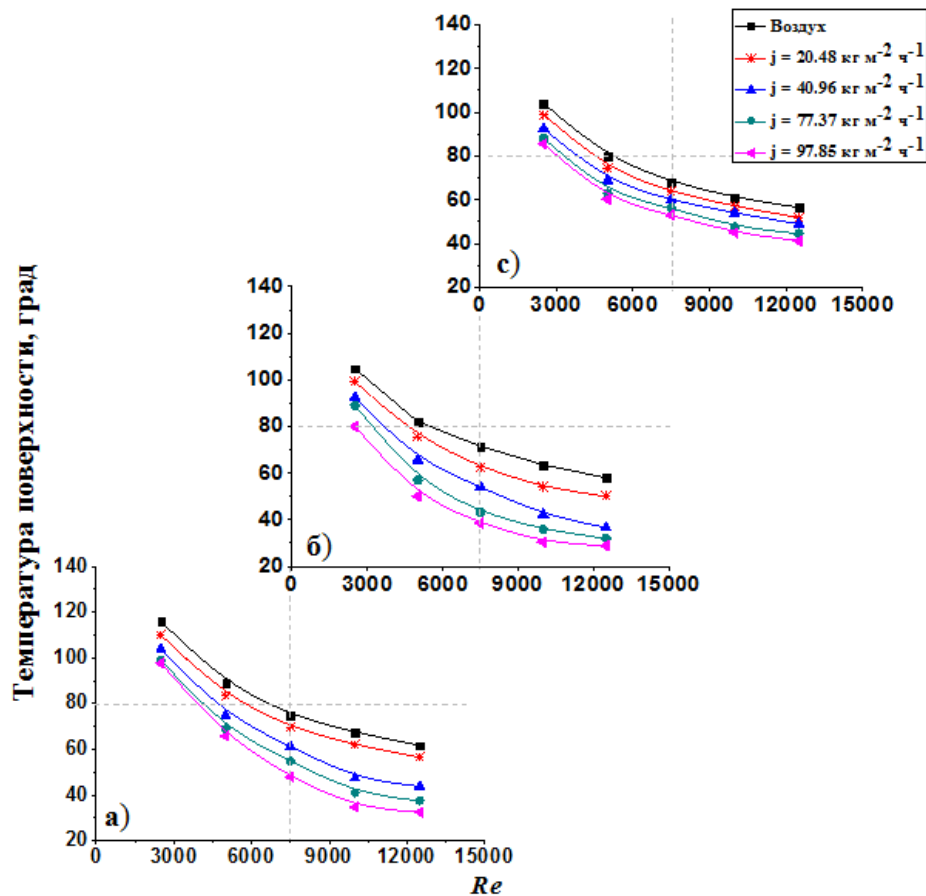


Рисунок 5.5. Изменение температуры цилиндров от числа Рейнольдса при различных интенсивности орошения; а) I-Ряд; б) II-Ряд; с) III-Ряд.

Можно предположить, что количество оседающих капель воды на поверхность цилиндров первого и второго рядов линейно возрастает с увеличением числа Re , а для третьего ряда их количество зависит от того, остались ли в потоке капли воды при прохождении предыдущих рядов. Из-за ускорения потока в узком сечении, теплоотдача второго ряда увеличивается за

счёт возрастания тепломассообменной и конвективной составляющих теплообмена потока с поверхность цилиндров.

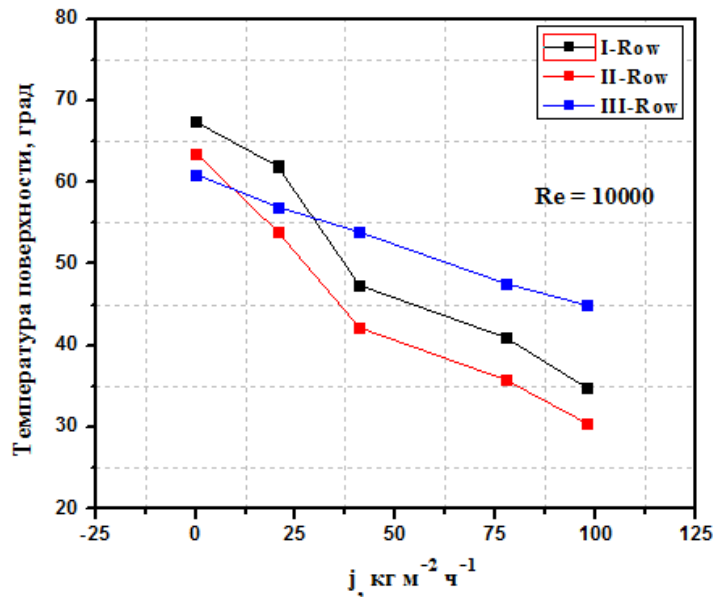


Рисунок 5.6. Температура поверхностям цилиндров 1,2 и 3-го рядов с водовоздушным и воздушным потоками в зависимости от плотности орошения j .

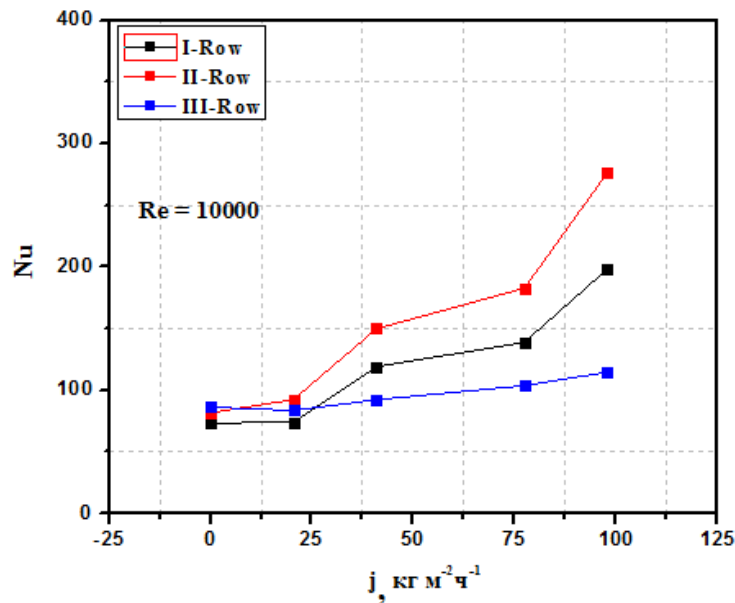


Рисунок 5.7. Значения КТО (числа Nu) для 1,2 и 3-го рядов в водовоздушным и воздушным потоками в зависимости от плотности орошения (j).

В этом случае интенсивность теплоотдачи второго ряда с водовоздушным аэрозольным потоком заметно отличается от значений для первого ряда, что видно из сравнения экспериментальных данных на рисунках 5.6 и 5.7. Концентрация капель в потоке на подходе к третьему ряду цилиндров оказывается незначительной, в результате чего процесс охлаждения на

поверхности элементов происходит практически за счёт конвективной теплоотдачи к паровоздушной смеси.

Влияние тепломассообменной составляющей числа Nu от оседающих на поверхность капель особенно заметно проявляется при сравнении интенсивности теплообмена рядов цилиндрических элементов в воздушных и водовоздушных потоках при одинаковых числах Рейнольдса. На рисунке 5.8 отчетливо видно резкое снижение Nu для третьего ряда цилиндрических элементов как при больших значениях плотности орошения $j = 97.85$, так и при малом значении $j = 20.48$ до значений, мало отличающихся от соответствующих Nu для случая с воздушным потоком.

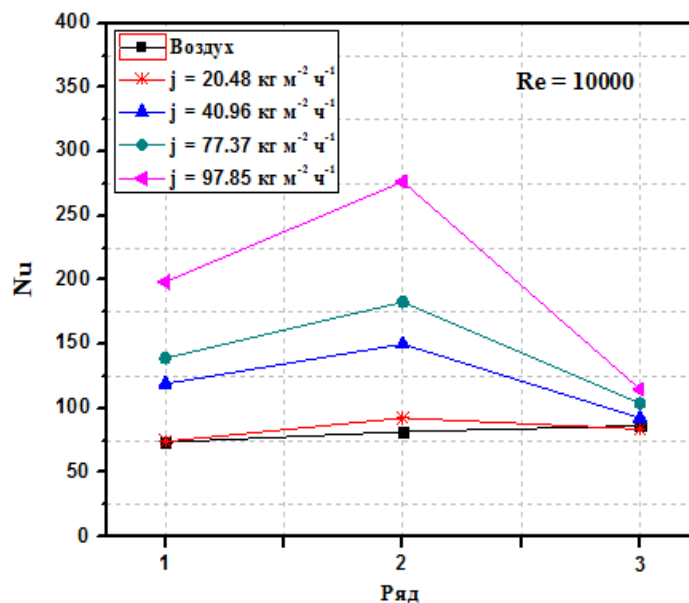


Рисунок 5.8. Значения КТО (числа Nu) для 1,2 и 3-го рядов цилиндров с водовоздушным и воздушным потоками в зависимости от плотности орошения j .

Максимальные значения числа Nu приходятся на второй ряд цилиндрических элементов с интенсивностью теплоотдачи, заметно превышающих значения для первого ряда и в 1.1~2.5 выше соответствующих значений третьего ряда.

Изменение среднего коэффициента теплоотдачи в виде зависимости числа Нуссельта от числа Рейнольдса при различных значениях интенсивности орошения (j) представлено на рисунке 5.9, для 1.2 и 3-го рядов. Среднее число Нуссельта монотонно увеличивается с увеличением (j). Важно отметить, что

максимальное возрастание КТО наблюдалось при высокой концентрации водной фазы и сравнительно низкой температуре поверхности цилиндров. ($\leq 50^\circ\text{C}$)

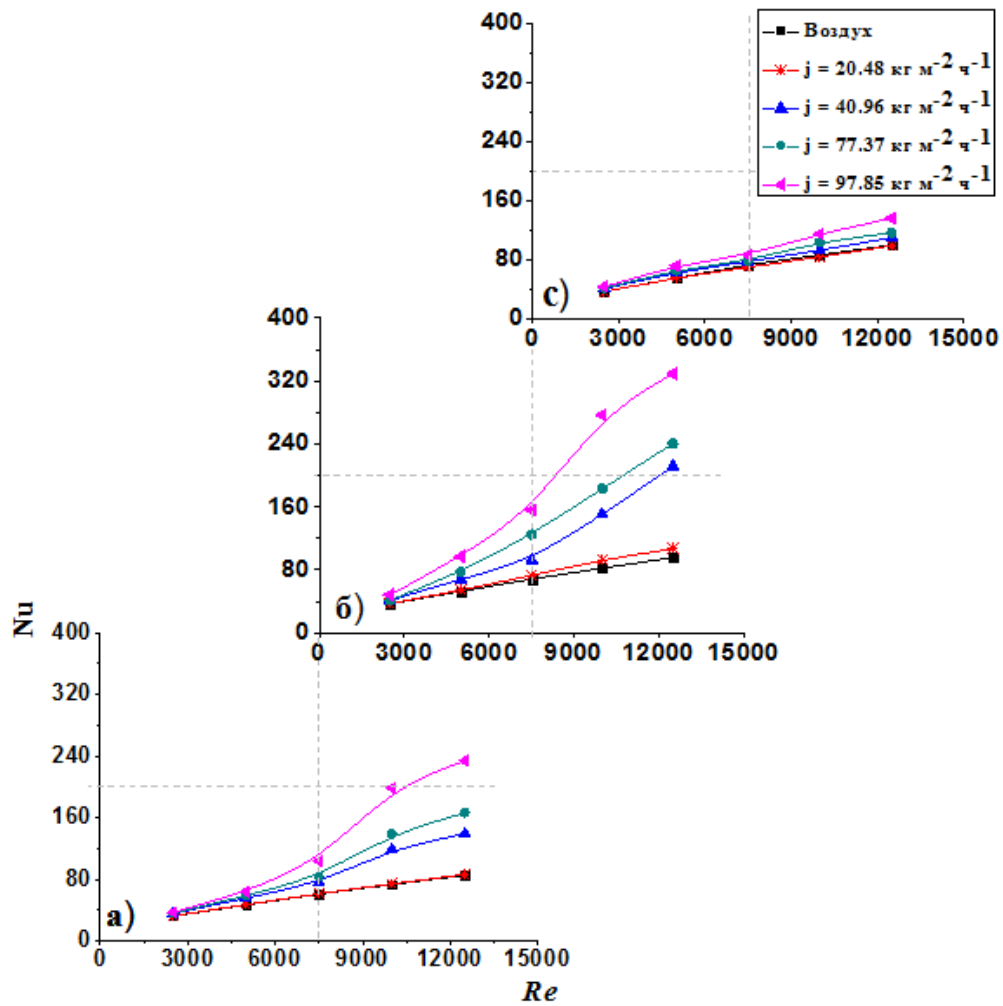


Рисунок 5.9. Изменение среднего числа Нуссельта от числа Рейнольдса при различной интенсивности орошения (j): а) I-Ряд; б) II-Ряд; в) III-Ряд.

На рисунке 5.10 показана зависимость коэффициента интенсификации теплообмена от числа Re при различных значениях j . Значительное увеличение интенсивности теплообмена (в 1.5~3.5 раза) наблюдалось для элементов 1 и 2-го рядов при $Re \geq 5000$ и плотности орошения $j \geq 40.96 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$. При меньших числах Re введение аэрозольных капель в поток оказывало незначительное влияние на теплообмен. Таким образом, характер и интенсивность охлаждения цилиндрических элементов определяется совместным протеканием конвективного и тепломассообменного процессов, зависящие в свою очередь от скорости потока, плотности орошения и расположения элементов в канале.

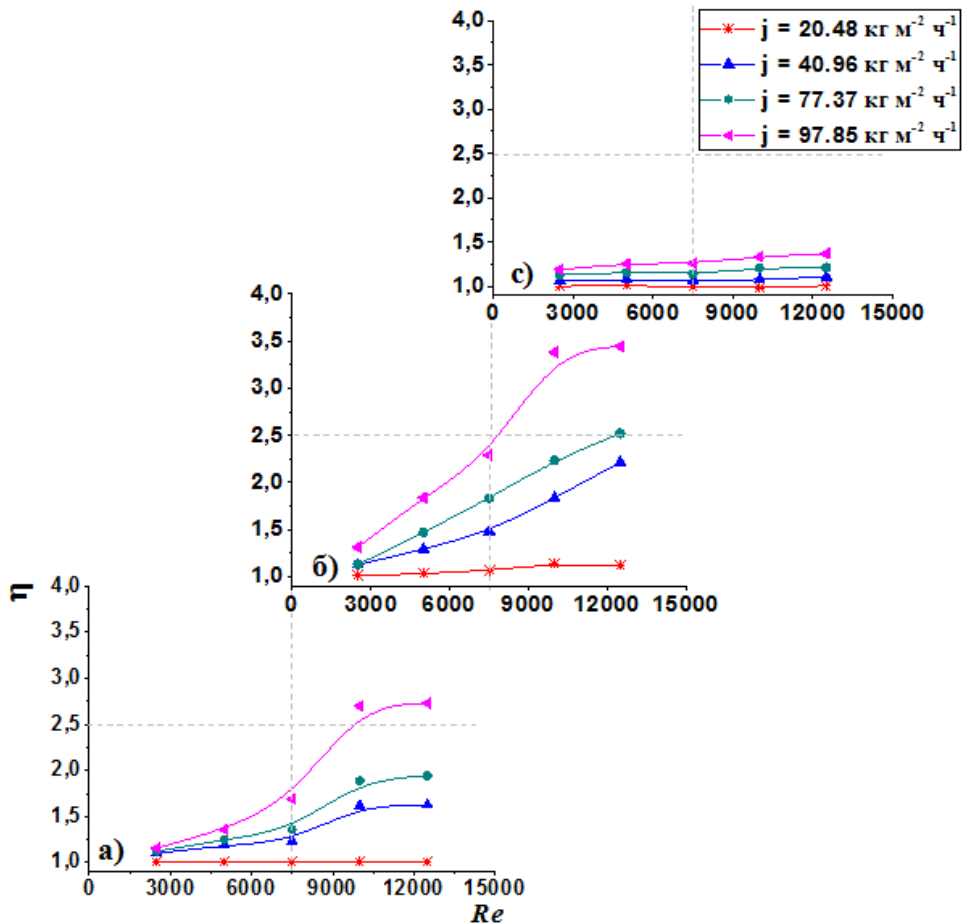


Рисунок 5.10. Изменения коэффициента интенсификации теплообмена с возрастанием числа Рейнольдса при различной интенсивности орошения (j): а) I-Ряд; б) II-Ряд; с) III-Ряд.

Оптимальные значения j позволяют получить максимально возможные параметры интенсификации теплообмена. В данном случае рекомендуется производить впрыск воды в количестве $j > 40 \text{ кг м}^{-2} \text{ ч}^{-1}$ и числе Рейнольдса $Re > 5000$, как показано на Рисунке 5.10.

Аппроксимация экспериментальных данных по интенсификации теплообмена пучка цилиндров с шахматным расположением элементов позволила получить обобщающую зависимость между относительными значениями числа Нуссельта и режимными параметрами процесса – критериями Рейнольдса, Вебера для каждого ряда в виде [147]:

$$\eta = (1 + C_i \cdot Re^{1.19} \cdot We^{1.13}); \quad (5-3)$$

где значения коэффициентов C_i составляли $C_1 = 371.05$, $C_2 = 671.75$; $C_3 = 170.20$ для 1, 2 и 3 рядов соответственно. Результаты обработки экспериментальных данных с помощью формулы (5-3) можно видеть на рисунке 5.11. Значения среднеквадратичной погрешности аппроксимации экспериментальных данных по интенсификации теплообмена цилиндров, не превышающей 10 % в диапазоне $2500 \leq Re < 12500$ и $20.48 \leq j \leq 97.85$.

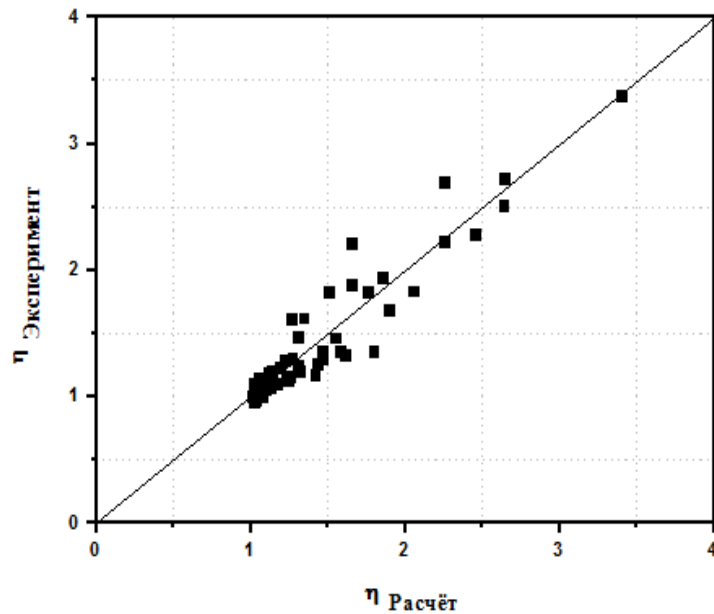


Рисунок 5.11. Результаты аппроксимации экспериментальных данных по интенсификации теплообмена пучка цилиндров из 3-х рядов с водовоздушным потоком (вынужденная конвекция)

Полученные соотношения (5-8) в целом отражают особенности теплообмена пучков цилиндрических элементов при их шахматном расположении с водовоздушным потоком и могут быть использованы в расчетах аппаратов воздушного охлаждения с введением в поток водного аэрозоля.

5.2. Теплообмен цилиндрических элементов (трубного пучка) в условиях свободной конвекции.

Экспериментальные исследования теплообмена цилиндрических элементов с шахматным расположением при естественной конвекции проводилось как в воздушной, так и водовоздушной аэрозольной среде.

На Рис. 5.12 приведены данные по теплообмену для каждого ряда цилиндров в пучке в потоке при естественном воздушном охлаждении. Как и ожидалось, среднее число Нуссельта возрастает с ростом числа Ra и остается заметно выше для первого ряда по сравнению со вторым и третьим рядом для всего диапазона чисел Ra . Это может быть объяснено тем, что воздух нагревался элементами первого ряда, после чего второй и третий ряды цилиндров омывались уже нагретым воздухом.

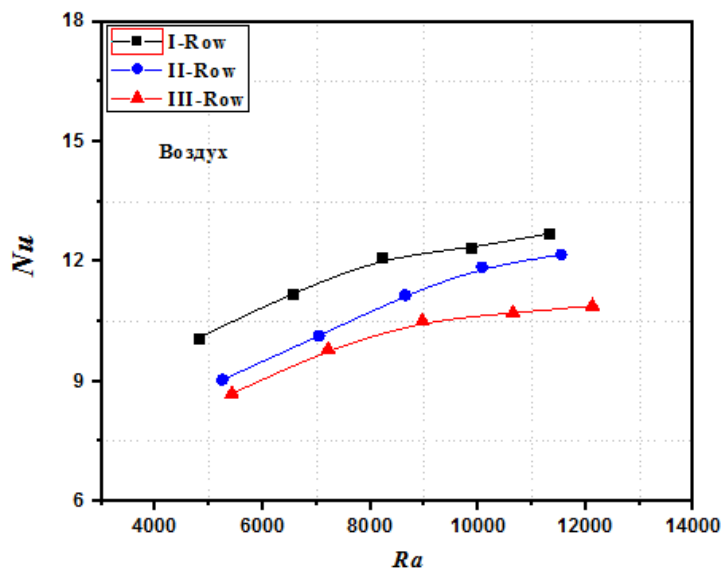


Рисунок 5.12. Теплообмен цилиндров в канале с воздушной средой для 1,2 и 3-го рядов

Влияние подачи водного аэрозоля в поток воздуха при естественной конвекции анализировалось в диапазоне $j = 20.48 \sim 97.85 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$, при числах Рэлея в интервале $Ra = 1800 \sim 12000$. Когда пучок цилиндров обтекался водовоздушной средой, возникал эффект испарения капель воды на поверхности цилиндрических элементов, что сопровождалось возрастанием интенсивности

теплоотдачи (рисунок 5.13). При этом значения Nu достигает максимальных величин при определённой разности температур цилиндра и набегающего потока ΔT . Число Nu увеличивается примерно на 148%, 144% и 128% соответственно каждому ряду цилиндрических элементов при $j = 97.85 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$, по сравнению с воздушным охлаждением.

Характер теплообмена потока с каплями воды может включать в себя четыре основных физических процесса: испарение микрокапель воды на поверхности цилиндров (область испарения капель воды), испарение плёнки воды на поверхности цилиндров (область испарения плёнки воды), конвективный теплообмен (область конвекции) и снижение температуры воздуха за счёт повышения его влажности [148].

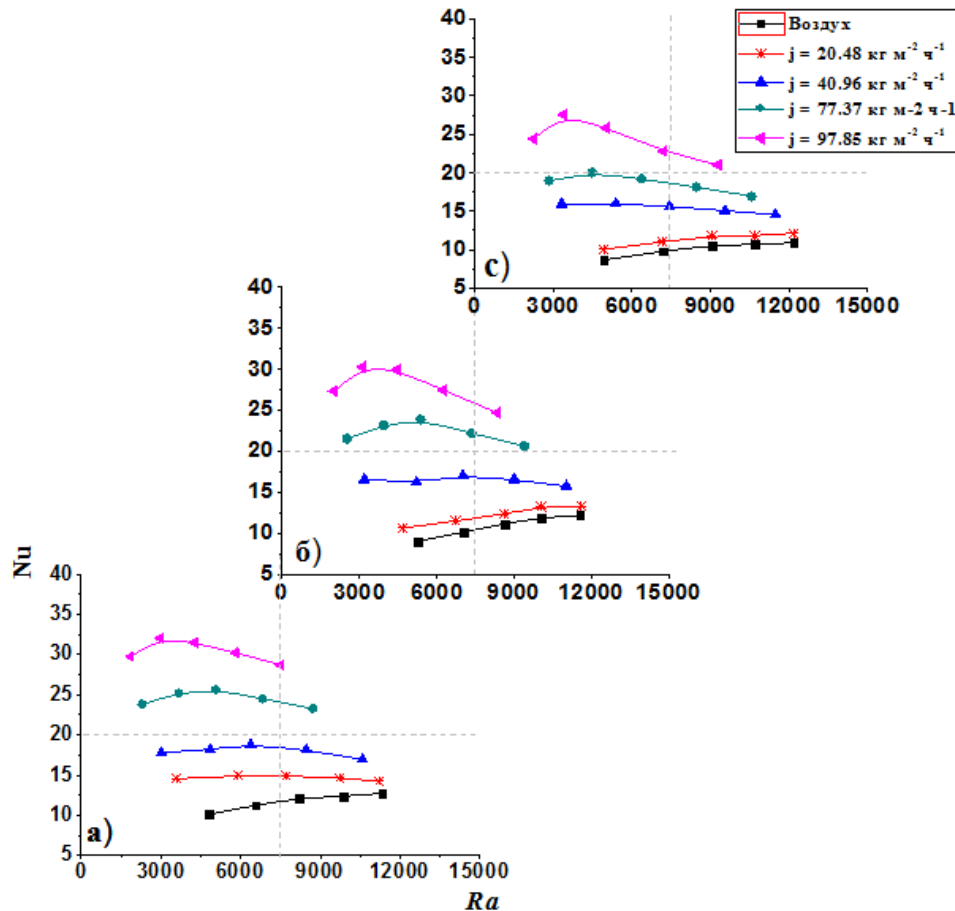


Рисунок 5.13. Изменение среднего числа Нуссельта от числа Рэлея при различных значениях интенсивности орошения (j)

На рисунке 5.14 показано изменение коэффициента интенсификации теплообмена η в зависимости от числа Ra для диапазона интенсивностей

орошения воздуха водой. Максимальные значения η соответствуют первому ряду при $j = 97.85 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$, что выше на 30~120%, чем для других интенсивностях орошения среды. Между тем, максимальный коэффициент интенсификации теплообмена для второго и третьего ряда достигает значений 260% и 245% при $j = 97.85 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$.

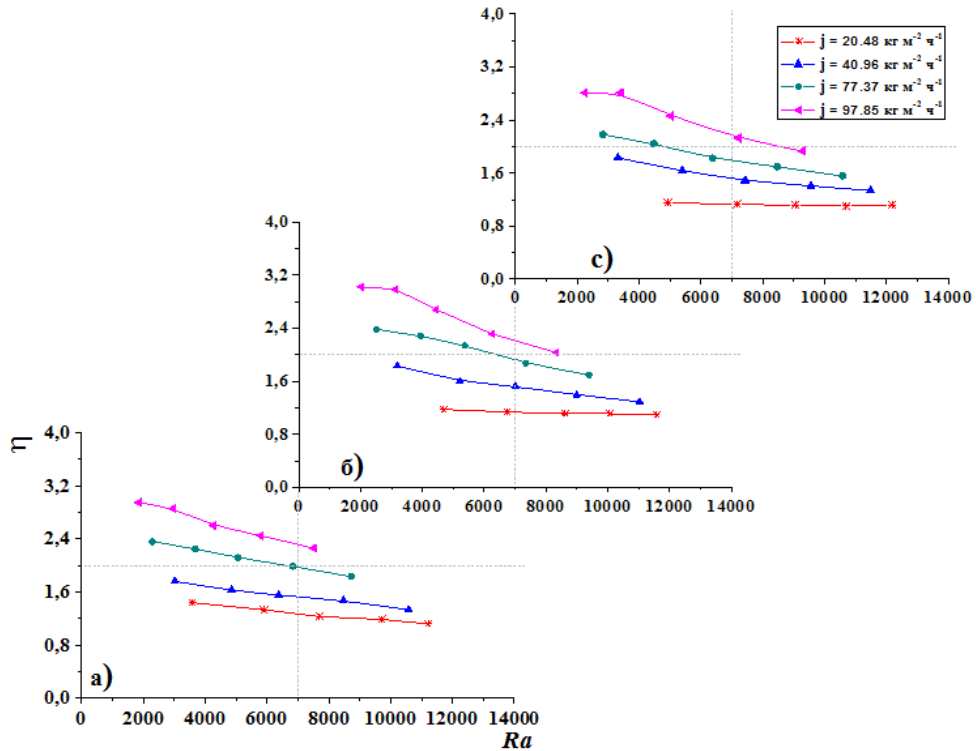


Рисунок 5.14. Изменения коэффициента интенсификации теплообмена с возрастанием числа Рэлея

Экспериментальные результаты значений коэффициента интенсификации теплообмена в условиях свободной конвекции для исследованного диапазона интенсивностей орошения воздуха водой, представлены в виде критериальной зависимости (5-4) от числа Рэлея (Ra) и числа Вебера (We), где коэффициенты принимали значения $C_i = 1.95, 1.91$ и $1.85 \cdot 10^7$ для первого, второго и третьего ряда соответственно [148].

$$\eta = 1 + C_i \cdot Ra^{-0.79} We^{0.67} \quad (5-4)$$

Зависимость отвечает диапазону $Ra = 1800 \sim 12000$ с абсолютными погрешностями экспериментальным данным, не превышающем 2.5% (см. рисунок 5.15)

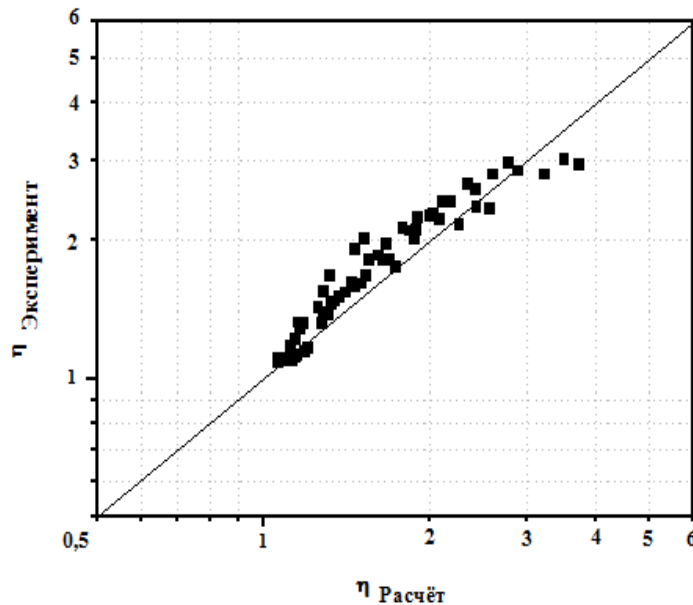


Рисунок 5.15. Результаты аппроксимации экспериментальных данных по интенсификации теплообмена пучка цилиндров из 3-х рядов с водовоздушным потоком (свободная конвекция).

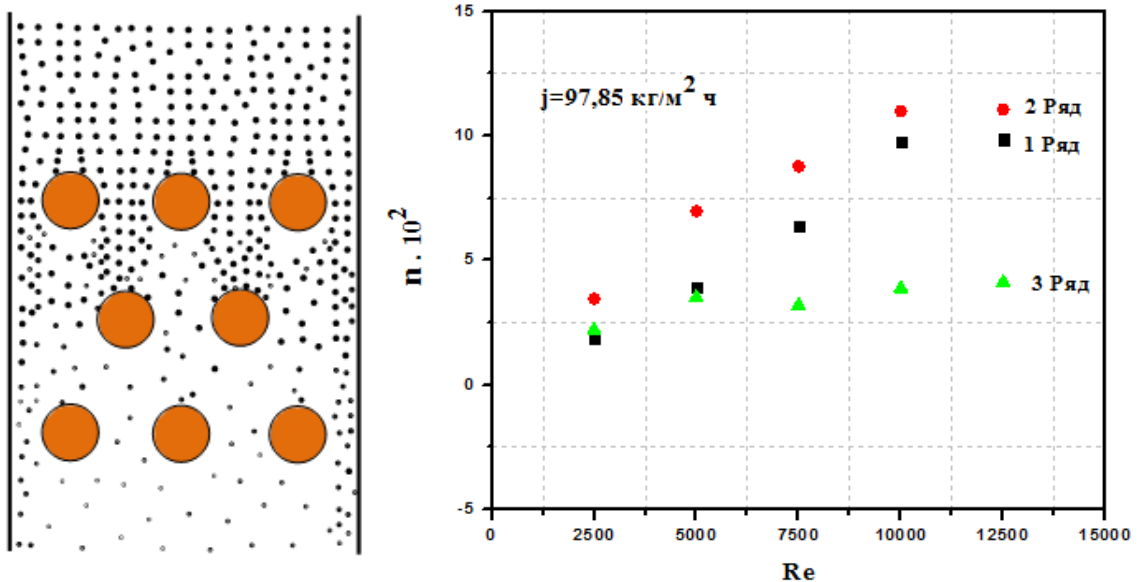
5.3. Закономерности течения и осаждения аэрозольных капель на поверхность цилиндрических элементов

Как уже отмечалось, характерной особенностью теплообмена пучков цилиндрических элементов в потоке воздуха является монотонное возрастание КТО, начиная с 1-го ряда, и стабилизация его значений к 3-му ряду.

В случае присутствия в потоке аэрозольных частиц, движущихся со скоростью несущего потока воздуха, общая картина обтекания цилиндрических элементов естественно сохраняется, но сопровождается торможением и осаждением частиц на их поверхностях. Примерная картина траектории частиц и их осаждения с учетом снижения их концентрации в кормовой зоне и на поверхности по мере обтекания последующих элементов иллюстрируется на физической модели, приведенной на рисунке 5.16а.

Осаждение неиспаряющихся частиц на поверхность в общем случае определяется числом Стокса $S_{тк}$ и числом Рейнольдса Re потока [127, 141]. Для частиц размером 2.7 мкм параметр эффективности осаждения (доля оседающих частиц) составляет $\eta=0.26\sim 0.45$ в диапазоне чисел $Re=2500 \sim 12500$. Частично осаждаюсь на цилиндрическую поверхность 1-го ряда, остальные движутся вместе с потоком в виде плоских струй, которые попадают на поверхность 2-го ряда, где концентрация оседающих частиц оказывается выше, чем на поверхностях 1-го и 3-го рядов вследствие шахматного расположения элементов

С учетом испарения аэрозольных частиц на поверхности 1-го и 2-го рядов, третий ряд цилиндров оказывается в зоне с минимальной концентрацией частиц, т.е. практически в однофазными паровоздушном потоке.



а)

б)

Рисунок 5.16. а) модель осаждения аэрозольных частиц на поверхность цилиндров; б) численное значение относительного количества капельной влаги, оседающей на 1,2и 3-м ряду в зависимости от числа Re потока ($j =97.85 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$).

Для того, чтобы оценить количество влаги, оседающий на поверхности цилиндров по отношению к первоначальному на входе в канал, можно воспользоваться уравнением теплового баланса с учетом догрева аэрозольных капель до температуры поверхности цилиндров и доли сухой поверхности $(1-n)$

$$q = \alpha_k \cdot (T_{II} - T_{cp}) \cdot (1 - n) + j \left[r + C_{ж} (T_{II} - T_{cp}) \right] \cdot n; \quad (5-5)$$

$$q = \alpha_j \cdot (T_{II} - T_{cp}); \quad (5-6)$$

где α_k – конвективная составляющая общего коэффициента теплоотдачи α_j цилиндров с водовоздушным потоком.

При известных (экспериментальных) значениях КТО α_k и α_j , численные значения параметра осаждения n_i определяются для цилиндров каждого ряда, при условии, что капельная влага оседает и испаряется на верхней половине поверхности цилиндров

$$n_i = \left[1 - \left(\frac{\alpha_j}{\alpha_k} \right)^{-1} \right] \cdot \frac{q_i}{0.5 \cdot j \cdot r \cdot \left[1 + \frac{C_{ж} (T_{II} - T_{cp})}{r} \right]}; \quad (5-7)$$

Следует отметить, что в формуле (5-7) не учитывался параметр $n_i (\alpha_k/\alpha_j) \ll 1$ в виду малости каждого из сомножителей и поэтому совпадает с ранее записанной формулой (4-16).

На рисунке 5.16.б нанесены значения относительного количества аэрозольной влаги, оседающей на поверхности цилиндров в зависимости от числа Рейнольдса потока при плотности орошения $j = 97.85 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$. Анализ полученных данных показал, что численные значения n_i определяются положением ряда цилиндрических элементов в канале и практически не зависят от плотности орошения.

Наблюдаемые отклонения n_i от общей закономерности определяются погрешностями измерений параметров и допущениями при формулировке теплового баланса охлаждения цилиндров [147].

Можно предположить, что ряды из цилиндров в аэрозольном потоке создают подобно ряду из шаровых элементов своеобразный экранирующий эффект, связанный с уменьшением концентрации частиц непосредственно в вихревом следе за ними и увеличении их концентрации на периферии следа, Поэтому второй ряд цилиндров при их шахматной упаковке оказывается в зоне с повышенной концентрации частиц, в результате чего создается эффект

немонотонного изменения КТО цилиндров в направлении течения потока. Элементы 3-го ряда оказываются практически в области паровоздушного потока с содержанием капельной влаги менее 2% от первоначального на входе в канал с КТО, мало отличающимся от условий обдува потоком воздуха (рисунок 5.16 б). Поэтому при охлаждении водовоздушным аэрозольным потоком в условиях вынужденного течения предполагается что сделать промежуточный теплообменник с малорядными конструкции.

5.4. Анализ гидродинамического сопротивления аэрозольного потока

Поток, проходящий через пространство между цилиндрическими элементами, становится вихреобразным с повышенным уровнем турбулентности, значительно превышающий его значения на входе в канал. Наличие частиц в турбулизированном потоке определяет особенности

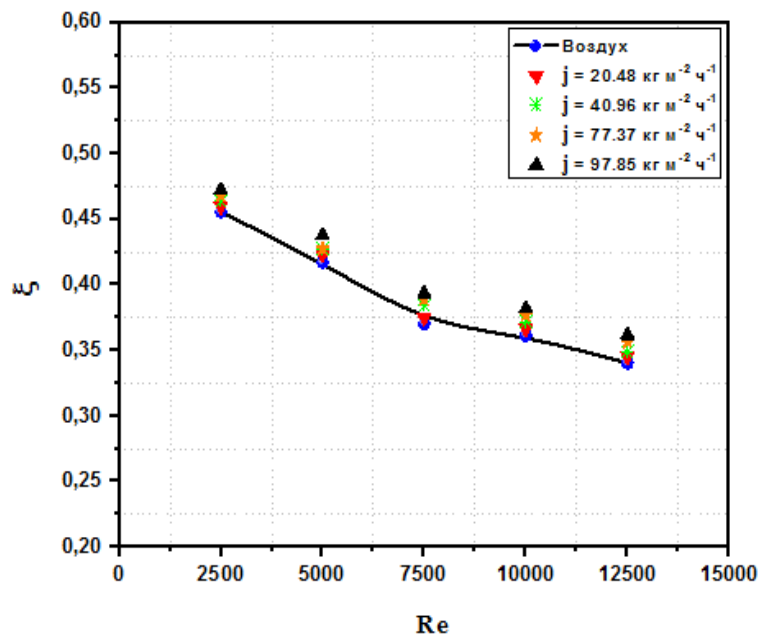


Рисунок 5.17. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления канала от числа Рейнольдса для различных значениях интенсивности орошения потока воздуха водой.

обтекания элементов и гидравлическое сопротивление аппарата с трубным пучком. Исследования влияния основных параметров водовоздушного

аэрозольного потока на гидравлическое сопротивление осуществлялось при различных интенсивностях орошения потока воздуха водой. На рисунке 5.17 приведены значения коэффициента гидравлическое сопротивления от число Рейнольдса потока. Значения ξ превышали соответствующие значения для однофазного воздушного потока, на 1.2%, 2.5%, 3.6% и 5% в соответствующем диапазоне орошения воздуха водой.

5.5. Оценка эффективности применения водовоздушного охлаждения пучка цилиндрических элементов в канале.

Известно, что эффективность работы теплообменных установок может быть увеличена путем увеличения скорости теплоносителя при одновременном росте затрат энергии на преодоление трения. Это характерная особенность взаимной зависимости параметров тепловой нагрузки и трения (мощности на прокачку теплоносителя) определяет многие характеристики теплообменников различных классов при использовании интенсификаторов (оребрения труб, турбулизаторов поверхности и др.) Для оценки степени эффективности мероприятий обычно рассматривают отношение повышения количества переданной теплоты (отношение числа Нуссельта на поверхности с интенсификаторами теплообмена к числу Нуссельта на гладкой поверхности) к росту сопротивления при наличии интенсификаторов теплообмена. Это отношение называется аналогией Рейнольдса или коэффициентом теплогидравлической эффективности [149].

$$E = \frac{\sum \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right)}{\left(\frac{\xi}{\xi_0} \right)}; \quad (5-8)$$

где Nu , ξ - число Нуссельта и коэффициент гидравлического сопротивления аппаратов с интенсификаторами теплообмена, Nu_0 , ξ_0 – то же для гладкой поверхности.

Аналогично можно оценить степень эффективности и при других способах интенсификации теплообмена, например, при использовании в системах охлаждения трубных пучков водовоздушным аэрозольным потоком. Используя экспериментальные значения коэффициентов интенсификации теплообмена при различной интенсивности орошения (рисунок 5.10) и данные гидравлического сопротивления потоков в канале с цилиндрическими элементами (рисунок 5.17) по отношению к воздушному охлаждению, получены значения коэффициента теплогидравлической эффективности. В расчетах использованы осредненные значения η для 3-х рядов цилиндрических элементов.

На рисунке 5.18 приведены значения параметра (E) в зависимости от числа Re потока и плотности орошения вместе с аналогичными величинами величиной для оребренных трубных пучков из работы [149].

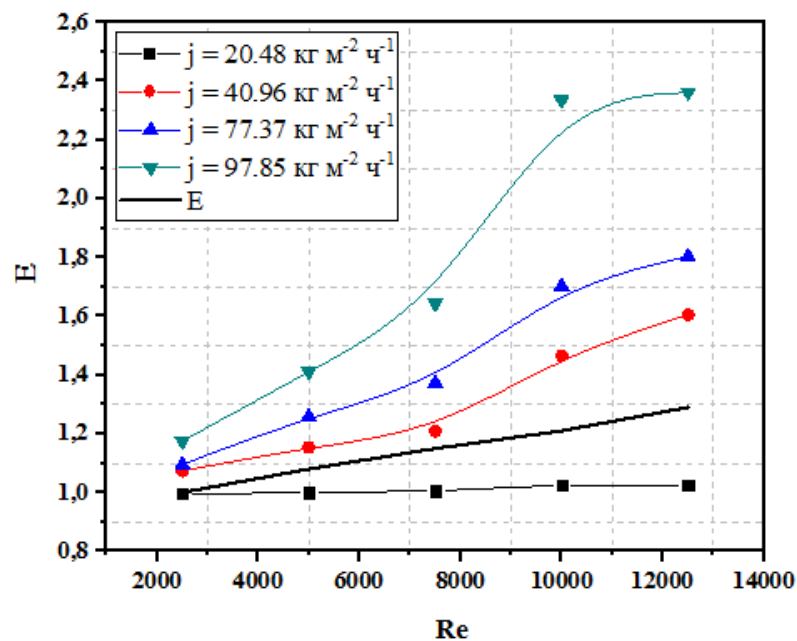


Рисунок 5.18. Значения коэффициентов теплогидравлической эффективности цилиндрических элементов в канале с водовоздушным охлаждением поверхности и пучка оребренных труб с воздушным потоком (E). [149].

Как видно из рисунка 5.18, система охлаждения труб с помощью впрыска капель воды в поток воздуха обладает существенным преимуществом по сравнению с технологией увеличения теплообменной поверхности путем ее оребрения. Это связано прежде всего с незначительном возрастанием

гидравлических потерь потока и одновременным увеличением в 1,5-2,6 раза интенсивности теплообмена по отношению к системам с охлаждением воздухом.

5.6. Выводы по главе 5

1. Применение водовоздушного аэрозольного потока для охлаждения цилиндрических элементов в прямоугольном канале позволяет увеличить в 1,5~3,5 раза интенсивность теплообмена по сравнению с охлаждением воздушным потоком и зависит как от скорости набегающего потока, так и количество влаги в потоке, причем с ростом числа Re влияние орошения потока на теплообмен значительно возрастает.
2. Коэффициент гидравлического сопротивления для водовоздушного аэрозольного потока незначительно превышает значения для однофазного воздушного потока, на 1.2%, 2.5%, 3.6% и 5% соответственно для различных интенсивностей орошения воздуха водой в диапазоне $20,48 \leq j \leq 97,85 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$.
3. Анализ влияние впрыска микро-капель воды на теплообмен при свободной конвекции показал, что увеличение коэффициента интенсификации в 2,7 раза для первого ряда при $j = 97,85 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$, что выше на 30~120%, чем для других интенсивностях орошения среды.
4. Предложенная физическая модель теплообмена водовоздушного потока с цилиндрическими элементами позволяет оценить отдельные стадии процессов испарения капель и возможность образования пленки воды на их поверхности.
5. Полученное критериальное уравнение теплообмена можно использовать в инженерных расчетах энергетических аппаратов с цилиндрическими элементами (трубными пучками) при их охлаждении водовоздушным аэрозольным потоком.

ГЛАВА 6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВОДОВОЗДУШНОГО АЭРОЗОЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ В АТОМНОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ.

Отвод теплоты с помощью аппаратов воздушного охлаждения (АВО) наиболее реалистичная альтернатива водоохлаждаемым системам. Применение АВО имеет ряд существенных эксплуатационных преимуществ:

- экономия охлаждающей воды и уменьшение количества сточных вод;
- сокращение затрат труда на чистку аппарата ввиду отсутствия накипи и солеотложения;
- уменьшение расходов на организацию оборотного водоснабжения технологических установок;
- возможность эксплуатации АВО с температурой окружающего воздуха от -30 до $+500$ °С;

На рисунке 6.1. приведены возможные способы и соответствующие технологические направления использования АВО в атомной энергетике.

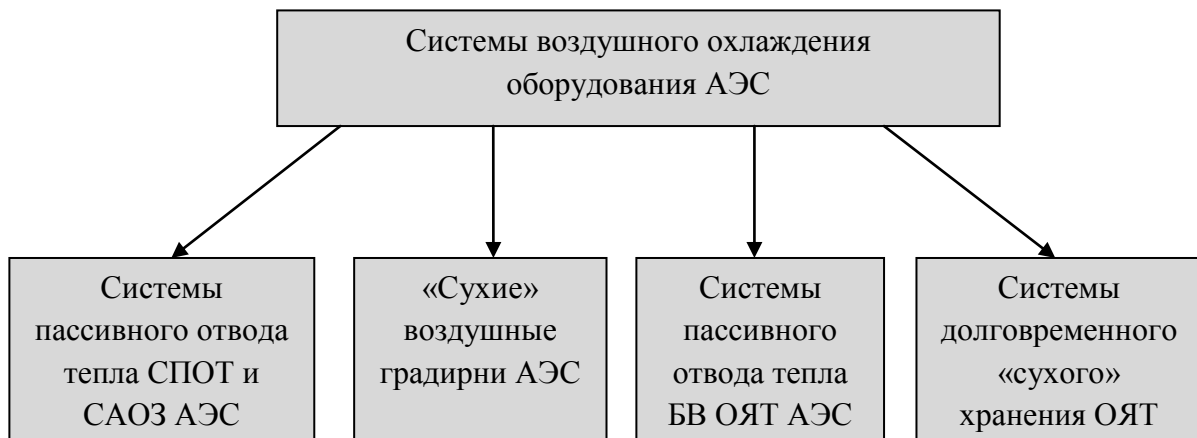


Рисунок 6.1. Основные направления использования АВО в системах охлаждения АЭС.

В процессе проектирования и эксплуатации к АЭС предъявляют повышенные требования к надежности и безопасности всех элементов оборудования станций. Особую роль в обеспечении безопасности при

эксплуатации АЭС играет система аварийного расхолаживания (САРХ) с воздушными теплообменниками.

Все более широкое применение находят сухие градирни, где тепло рассеивается путем конвективной теплопередачи через поверхность теплообмена без испарения воды в атмосферу, что обеспечивает возможность сохранения водных ресурсов в маловодных регионах.

Системы с воздушным охлаждением являются перспективным направлением при разработке установок пассивного отвода теплоты при долговременного хранения ОЯТ.

Однако низкие значения коэффициентов теплоотдачи со стороны воздушного потока вынуждают увеличивать поверхности теплообменных секций АВО, что определяет значительные габариты аппаратов и их ограниченную теплогидравлическую эффективность. Применение водовоздушного охлаждения позволяет компенсировать эти недостатки при сравнительно малых расходах воды на создание охлаждающего потока.

6.1. Повышение эффективности системы аварийного расхолаживания САРХ-ВТО на примере реактора БН

Система аварийного расхолаживания (САРХ) предназначена как для аварийного отвода остаточных энерговыделений активной зоны, так и для планового расхолаживания реактора при останове и отводе остаточных энерговыделений при перегрузке топлива.

Целесообразность применения охлаждения установок на АЭС водовоздушным потоком рассматривалось на основе существующих общих оценок эффективности существующего воздушного оборудования. С этой целью проведен расчёт мощности система аварийного расхолаживания САРХ-ВТО реактора на быстрых нейтронах БН через воздушные теплообменники.

Температура натрия в «горячем» трубопроводе лежит в пределах от 230 до 547 °С.

Предлагаемая система (рисунок 6.2) содержит объект 1 с источником избыточной энергии от реактора 2 и промежуточный теплообменник 3, подключенного к теплообменнику 6, размещенному в воздушном канале 7. Датчик 8 теплового привода имеет выдвигающийся силовой шток 9, подключенный к клапану 10 баллона 11 с газом высокого давления. Резервуар 16 с водой или с другой жидкостью через трубопровод 17 и вентиль 18 подключен к одному входу двухфазной (атомайзер) форсунки 19 для пневматического распыления жидкости, другой ее вход подключен через вентиль 12 и трубопровод 13 к баллону с газом высокого давления, причем последний так же через трубопровод 14 и вентиль 15 соединен с резервуаром, содержащем жидкость.

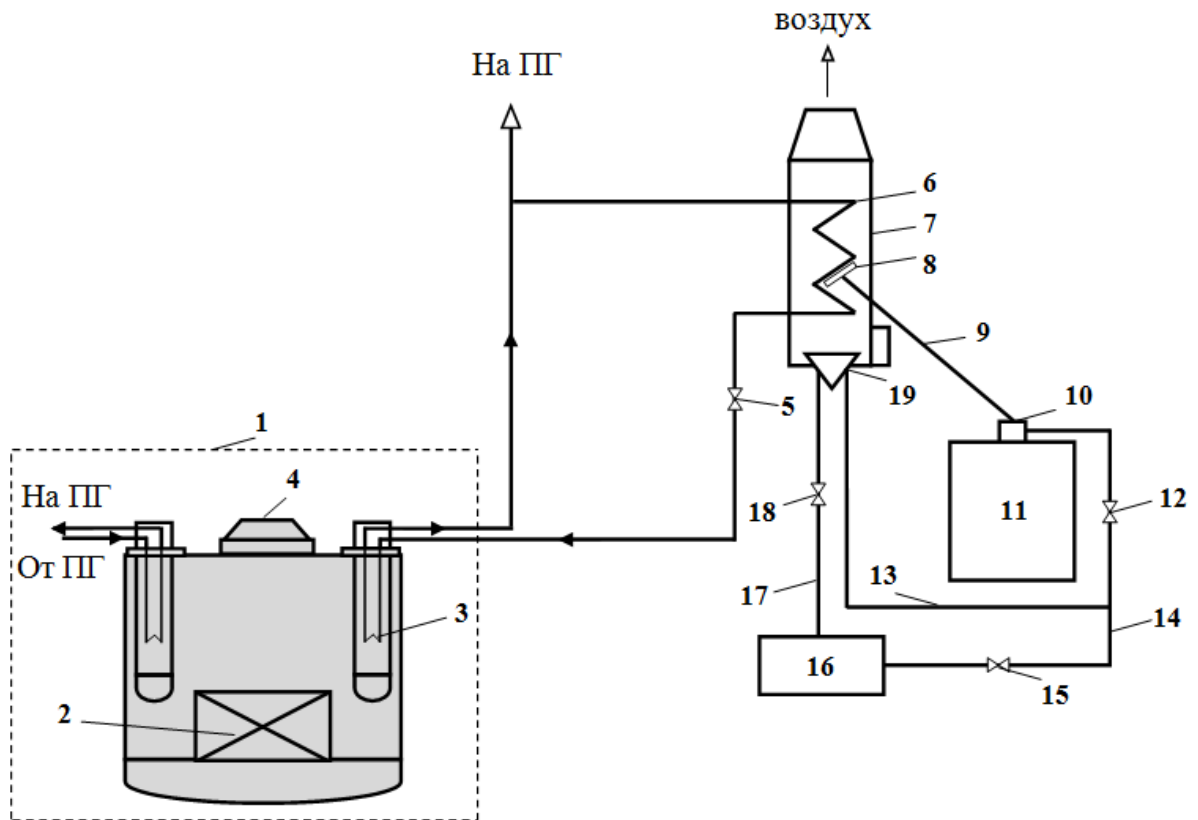


Рисунок 6.2. Схема системы аварийного расхолаживания реактора БН

В случае нештатной ситуации при чрезмерном выделении тепловой энергии, проходящей через теплообменник 6, последний нагревается до допустимой температуры, при этом нагревается датчик теплового привода 8 и выдвигается его силовой шток 9, открывающий частично или полностью клапан 10 баллона 11

газа высокого давления. Газ через трубопровод 13 и вентиль 12 поступает на один вход двухфазной форсунки 19, на другой ее вход через трубопровод 17 и вентиль 18 подается вода или другая жидкость. Для создания избыточного давления в резервуаре 10 его вход через вентиль 15 и трубопровод 14 так же подключен к баллону 11 высокого давления. Факел распыленной жидкости от форсунок 19, направленный на поверхность теплообменника 6 и охлаждает его.

Для расчета мощности САРХ-ВТО использовались уравнения теплопередачи и теплового баланса. Температурный напор рассчитывается по средним температурам теплоносителей в пределах ячейки. Коэффициенты теплоотдачи определялись по эмпирическим критериальным соотношениям для критерия Nu в зависимости от чисел Re , Pr . Расчетные технические характеристики САРХ-ВТО в режиме расхолаживания показано на таблица 1.

Расчет теплоотдачи от труб к воздуху в режиме расхолаживания проводился с учетом выполненных ФГУП ВНИИАМ теплогидравлических испытаний модели трубного пучка [37]. В тепловом расчете по известной начальной температуре теплоносителя, его расходе и размере поверхности теплообмена определяются тепловая мощность и коэффициент теплоотдачи поверхности САРХ.

На рисунке 6.3 показана зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса потока при воздушном охлаждении, которые в целом совпадают с экспериментальными [150] и расчетными [151, 152] результатами.

Таблица 6.1. Расчетные технические характеристики САРХ-ВТО

Наименование характеристики	Значение
Мощность тепловая, МВт	13
Температура натрия на входе, °С	505
Температура натрия на выходе, °С	309
Температура воздуха на входе, °С	от 10 до 50
Температура воздуха на выходе, °С	295
Расход натрия, кг/с	52
Расход воздуха, кг/с	47,5

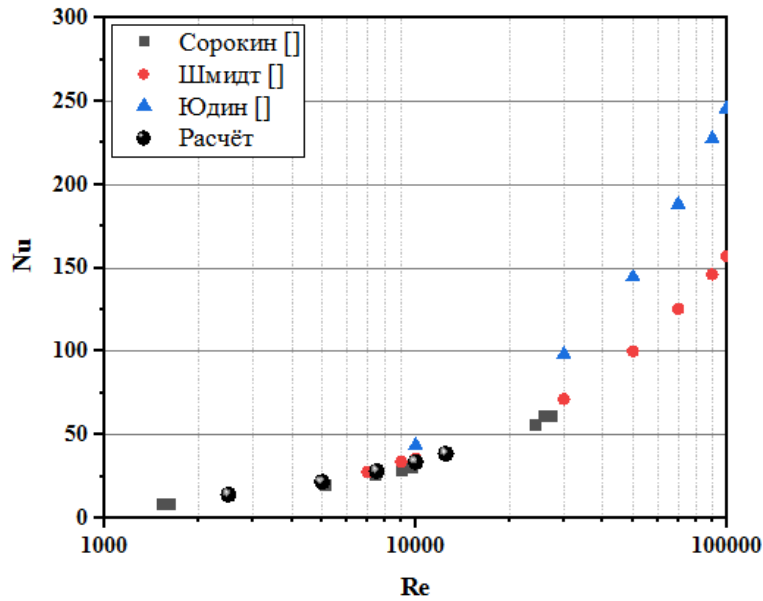


Рисунок 6.3. Сравнение экспериментальных и расчетных данных по теплообмен с поверхностью САРХ

В результате проведенных расчётных исследований с помощью модели воздушной системы аварийного расхолаживания САРХ был получен массив данных располагаемой мощностью теплообменника с водовоздушным аэрозольным потоком при различной интенсивности орошения и скорости охлаждающего воздуха (рисунок 6.4).

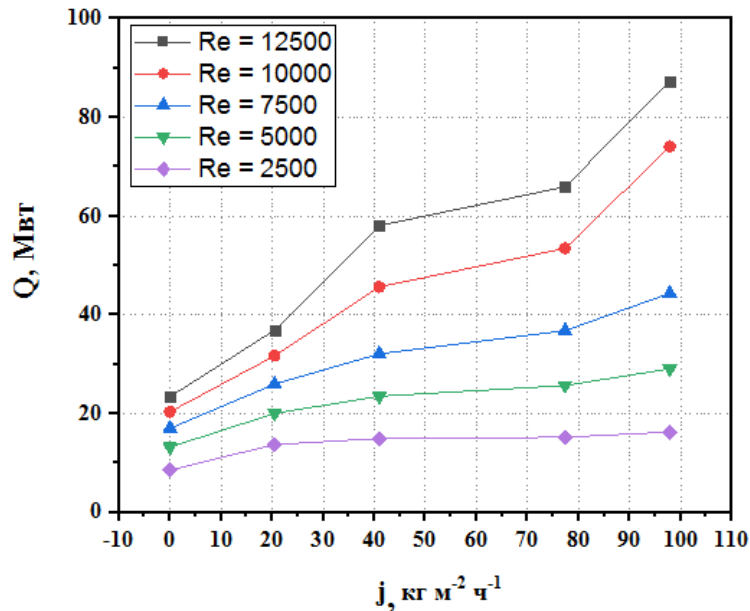


Рисунок 6.4. Значения тепловой мощности САРХ-ВТО в зависимости от плотности орошения (j).

Результаты расчётов показали, что среднее количество теплоты, снимаемое водовоздушным аэрозольным потоком, в 2 – 3.5 раз больше, чем при использовании воздушного потока, что можно видеть из сравнения данных для 4-х промежутков времени при одинаковых числах Re на рисунке 6.5.

В ходе расчетного исследования оценивалось влияние температуры атмосферного воздуха на тепловую мощность САРХ. Полученная картина процесса теплоотдачи хорошо согласуется с представлением о том, что механизмы передачи тепла с водовоздушным аэрозольным потоком включать в себя три важных физических эффекта: конвекция, кондуктивный теплообмен и испарение капель воды. Два последних эффекта слабо зависят от внешних условий и обеспечивают активный теплоотвод в широком диапазоне температур окружающей среды, как это видно из рисунка 6.5.

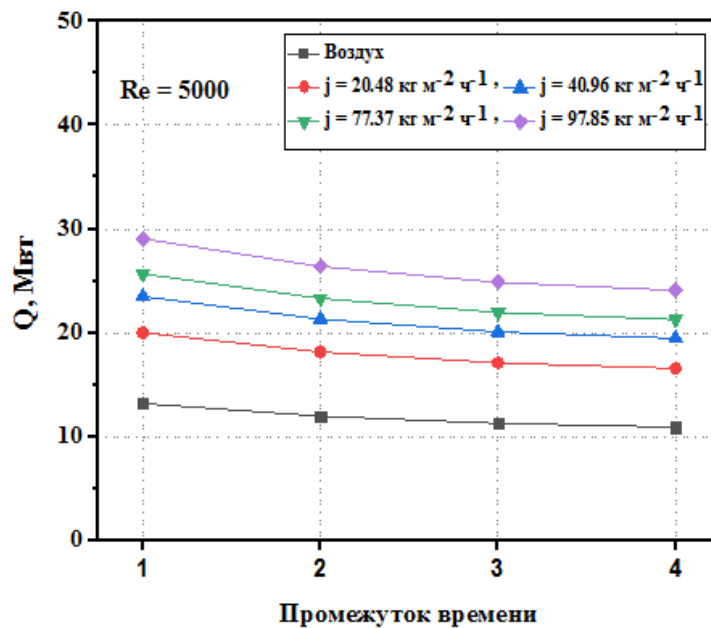


Рисунок 6.5. Изменение мощности САРХ-ВТО в зависимости от промежутка времени охлаждения.

Таким образом, впрыск микро-капель воды в воздушный поток системы охлаждения САРХ обеспечивает значительную интенсификацию теплообмена при незначительном потреблении воды на охлаждение и в тоже время ведет к уменьшению размеров и веса теплообменных модулей, способных работать при повышенной температуре наружного воздуха.

Общее потребление воды в системе водовоздушного охлаждения составляет 724.8, 1450.5, 2739 и 3464.4 кг в час при различных интенсивностях орошения для одиночных промежутков времени, как это видно из рисунка 6.7.

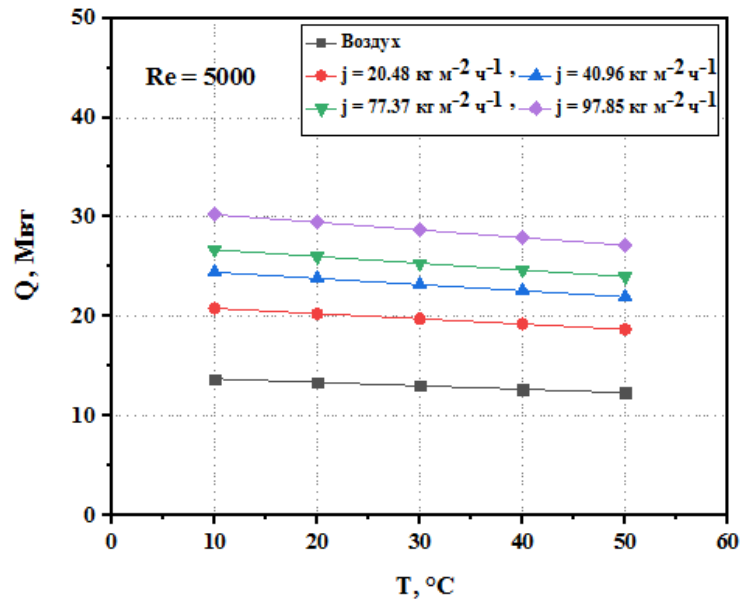


Рисунок 6.6. Зависимость тепловой мощности САРХ-ВТО от температуры окружающего воздуха

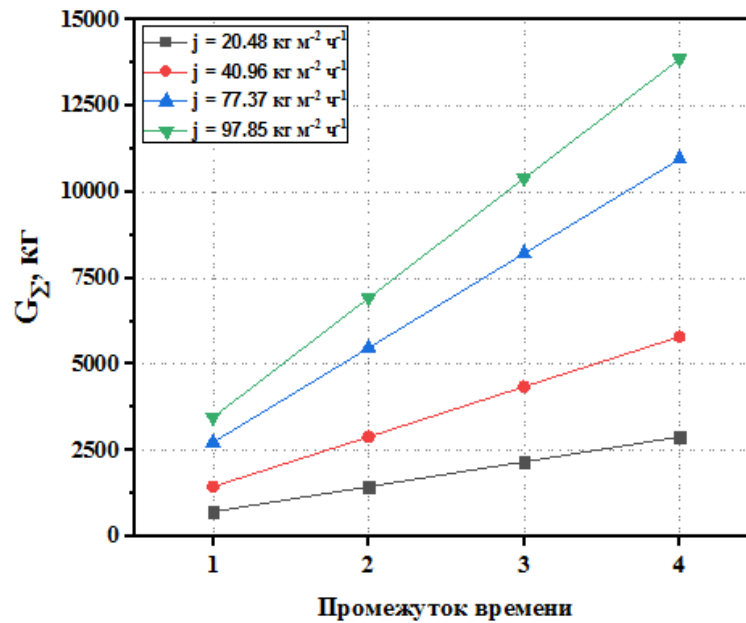


Рисунок 6.7. Расход воды в системе САРХ-ВТО с водовоздушным охлаждением.

6.2. Повышение эффективности системы охлаждения оборотной воды на примере модели сухих градирен АЭС

В современной энергетике (АЭС и ТЭС) широко используются так называемые мокрые градирни, где теплота передается в атмосферу путем испарения воды, что улучшает работу системы охлаждения, но требует большое количество воды, испаряемой в движущийся воздушный поток. Шлейфы водяного пара можно наблюдать поднимающимися из башен охлаждения, что увеличивает влажность окружающего воздуха и приводит к потерям до $5 \div 7$ % от всего количества разбрызгиваемой воды. Насыщение атмосферного воздуха парами воды способствует развитию парникового эффекта и связано с негативным влиянием на окружающую среду. В последние десятилетия стали находить все более широкое применение сухие градирни, где тепло рассеивается путем конвективной теплопередачи через поверхность теплообмена без испарения воды в атмосферу, что обеспечивает возможность сохранения водных ресурсов в маловодных регионах. Несмотря на преимущества, присущим сухим градирням, система сухого охлаждения оказывается в ряде случаев менее эффективной, чем система влажного охлаждения. Повышенная температура окружающей среды приводит к значительному снижению эффективности охлаждения в сухих градирнях, а в летние дни может привести к снижению мощности электростанций до $20 \div 30$ %. По оценке специалистов, капитальные затраты на «сухое» охлаждение в $1.5 \div 2.0$ раза выше затрат в системе испарительного охлаждения. При сухом охлаждении вакуум в конденсаторах турбин на $3-4\%$ хуже, чем при охлаждении технической водой в испарительной градирне.

Предлагаемая гибридная система охлаждения с естественной тягой (рисунок 6.8) сочетает в себе преимущества, как мокрой, так и сухой систем охлаждения и является компромиссным решением при недостаточном или нестабильном источнике охлаждающей воды. Расчет основных параметров системы охлаждения градирни с использованием водовоздушного аэрозольного потока проведен

на основе критериальных зависимостей, полученных в 5 главе диссертации. В качестве объекта рассматривалась сухая градирня с естественной циркуляцией воздуха для АЭС с реакторами ВВЭР. Расчетные технические характеристики показано на таблица 6.2.

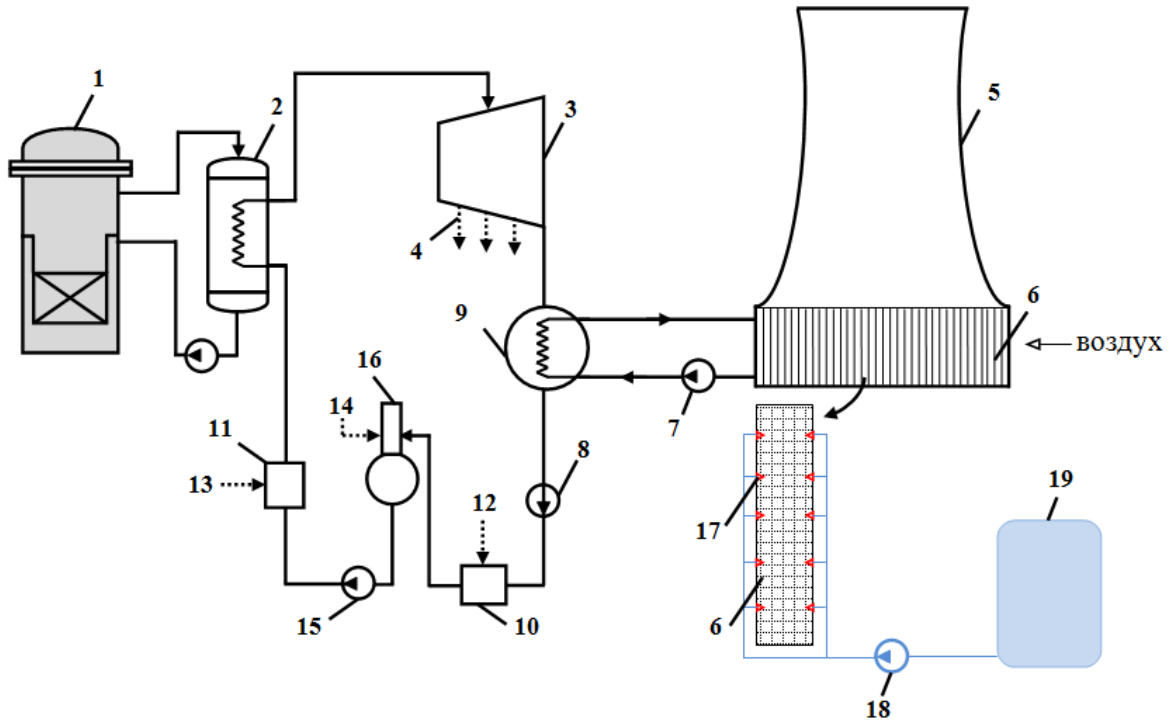


Рисунок 6.8. Схемы АЭС с гибридным градирням. 1 - реактор; 2 - парогенератор; 3 - паровая турбина; 4 - пар из отборов; 5 - градирня; 6 - теплообменник; 7,8,15, 18 - насос; 9 - конденсатор; 10, 11- регенеративные подогреватели ; 12, 13, 14- пар на регенеративные подогреватели; 16 - деаэратор; 17 – форсунки, 19- бак.

Таблица 6.2. Расчетные технические характеристики СГ

Наименование характеристики	Значение
Мощность, МВт	2400
Температура воды на входе в градирню, °С	55
Температура на выходе из градирни, °С	40
Температура воздуха на входе, °С	от 10 до 40
Расход воды, т/ч	132000

Количество теплоты отдаваемой в градирне охлаждаемой водой и воспринимаемой воздушным или водовоздушным потоками, определяется уравнениями

$$Q_{\text{вод}} = G_{\text{вод}} \cdot C_{p,\text{вод}} \cdot (T_{\text{вод.вх}} - T_{\text{вод.вых}}) = G_{\text{воз}} \cdot C_{p,\text{воз}} \cdot (T_{\text{воз.вх}} - T_{\text{воз.вых}}) = Q \quad (6-1)$$

Количество отводимой теплоты в радиаторах градирнях может быть представлена следующим уравнением:

$$Q = \alpha \cdot A \cdot (T_{\text{ст}} - T_{\text{воз}}) \quad (6-2)$$

где коэффициенты теплоотдачи α к воздушному (а) и водовоздушному (б) потокам определяются критериальными уравнениями (глава 5).

$$Nu = 0.31 \cdot Re^{0.62} \cdot Pr^{0.33} \quad (6-3)$$

$$\eta = 1 + C_i \cdot Ra^{-0.79} We^{0.67} \quad (6-4)$$

На рисунке 6.9 представлены результаты расчёта тепловой мощности градирни в зависимости от интенсивности орошения и температуры атмосферного воздуха. Как можно видеть, количество отводимого теплоты увеличивается с ростом интенсивность орошения. Эффективность градирни достигает своего максимума при температуре окружающего воздуха 10°C и $j=97.85$ кг/м²ч.

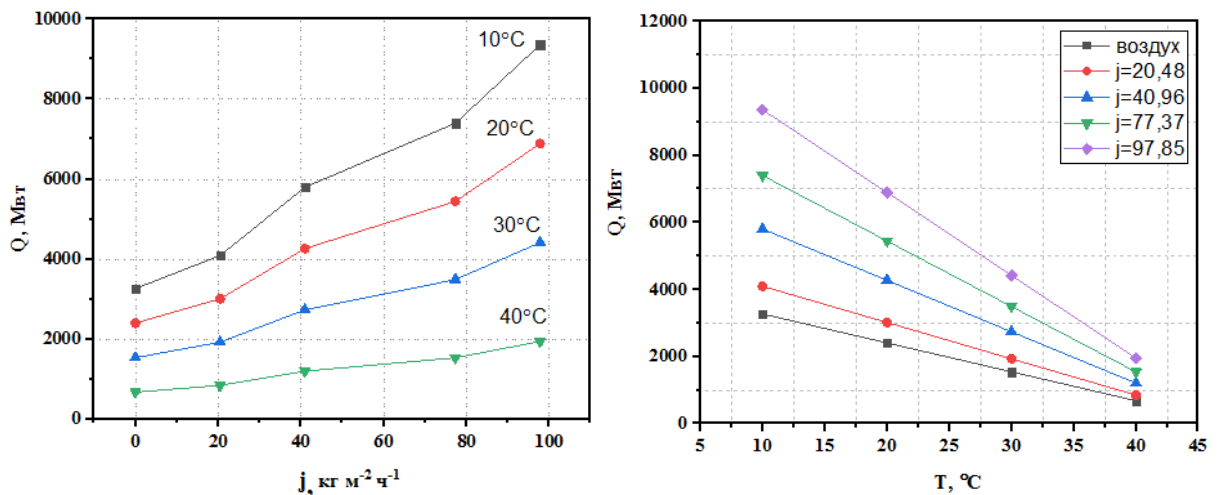


Рисунок 6.9. Тепловая мощность градирни в зависимости от интенсивности орошения потока j .

Результаты расчётов показали, что среднее количество теплоты в случае охлаждения водовоздушным аэрозольным в 2 раз больше, чем при обдуве воздушным потоком в условиях постоянной температуре окружающей среды $T=20^{\circ}\text{C}$.

Повышение тепловой мощности сухих градирен связано с увеличением их размеров и с повышенной скорости потока в межтрубном пространстве. При этом увеличение размеров часто производится без учета влияния их конфигурации и характера течения потока, что может привести к возникновению вибраций. Сравнение между орошаемыми и неорошаемыми градирнями представляет собой решение оптимизационной задачи, поскольку при водовоздушном охлаждении уменьшаются размеры градирни, металлоемкость и капитальные затраты на ее изготовление.

Характер относительного изменения площади поверхности теплообмена при водовоздушном охлаждении по отношению к площади с воздушным охлаждением приведен на рисунке 6.10. Как можно видеть из рисунка 3., площадь поверхности теплообмена в этом случае уменьшается на 20%, 43%, 55% и 65% по сравнению с охлаждением воздушной средой при возрастании значений интенсивности орошения.

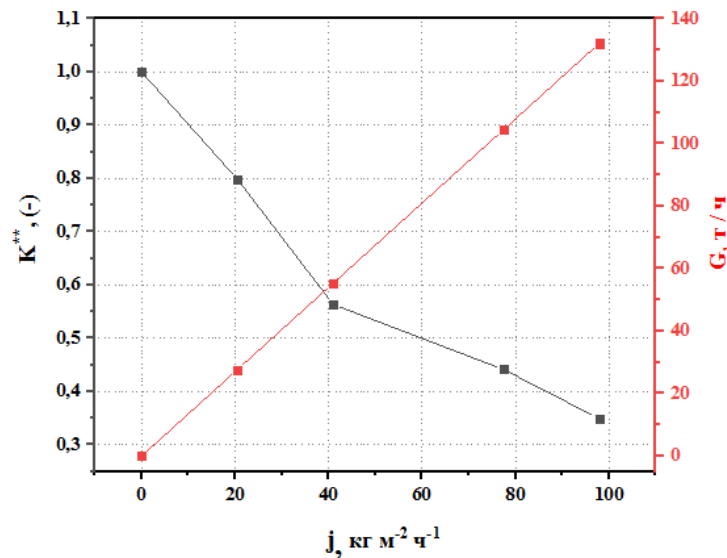


Рисунок 6.10. Изменение относительной площади поверхности теплообмена градирни $K^{**} = A_j / A_B$ и расхода воды от интенсивности орошения.

В таблице 6.3 приведены расчеты трех вариантов для сравнительной оценки их основных характеристик. Сухая башенная градирня с пиковым охладителем (вентилятор) для покрытия летних максимумов температур (Вариант №1), башенная мокрая градирня (Вариант №3), и градирня гибридного типа с естественной циркуляцией воздуха (Вариант №2). Суммарное количество требуемой влаги по варианту №3 составляет 27-132 т/ч, что в 4-23 раз меньше количества разбрызгиваемой воды для мокрой градирни, а коэффициент относительного уменьшения площади поверхности теплообмена (К) составляет 0.34-0.79 для значений плотности орошения $j=20.48-97.85$ кг/м²ч.

Анализ расчётных данных показал, что впрыск микро-капель воды на теплообменную поверхность сухой градирни обеспечивает значительную интенсификацию теплообмена при незначительном потреблении воды для создания аэрозольного потока, что ведет к значительному снижению размеров и веса теплообменных модулей, способных работать при повышенной температуре окружающего воздуха.

Таблица 6.3. трех вариантов для сравнительной оценки основных характеристик градирня.

	Вариант №1 Сухая градирня	Вариант №2 Гибридная градирня		Вариант №3 Мокрая градирня
Теплосъем, МВт	2000	2400		2000
Принцип работа	вентилятор	естественная тяга		естественная тяга
Унос влаги, т/час	0	27-132		627
Коэффициент относительного изменения площади поверхности теплообмена, (К)	1	$j=20.48$	0.79	1
		$j=40.96$	0.56	
		$j=77.37$	0.44	
		$j=97.85$	0.34	

6.3. Интенсификации охлаждения отработанного ядерного топлива при его переработке и хранении.

В настоящее время проблема обращения с отработавшим ядерным топливом (ОЯТ) связана с его переработкой и хранением [153]. В любом случае ОЯТ проходит период выдержки до переработки или дальнейшего окончательного захоронения, в зависимости от принятой стратегии обращения с ядерными отходами в каждой стране) [154]. Контейнеры хранения (рисунок 6.11, а) размещаются на открытой платформе и охлаждаются естественной циркуляцией атмосферного воздуха. В каждом герметичном контейнере размещаются 24 отработавшие тепловыделяющие сборки реакторов ВВЭР-1000. Контейнер заполняется инертным газом гелием, который охлаждает отработавшие тепловыделяющие сборки за счет естественной циркуляции. Структура контейнера для хранения ОЯТ представлена на рисунке 6.11, б. Контейнер состоит из самих отработавших тепловыделяющих сборок, металлических направляющих трубок и гелия, циркулирующего между этими элементами.

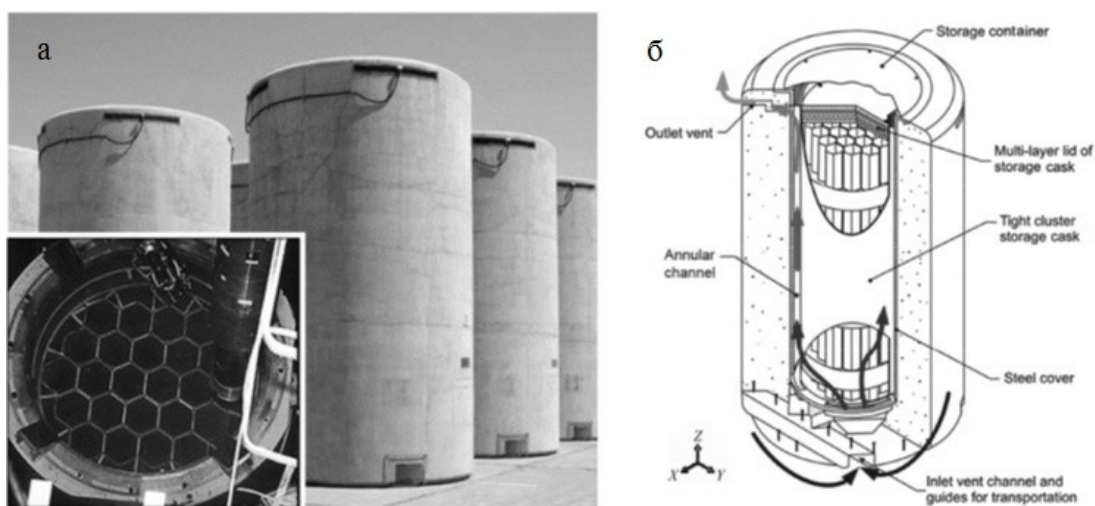


Рисунок 6.11. Контейнер для сухого хранения ОЯТ.

В сухих хранилищах не допускается хранение ТВС с нарушенной герметичностью. К объективным преимуществам СХОЯТ относятся: условия хранения, при которых снижается степень деградации оболочек топлива до минимума, использование пассивного теплоотвода от хранящегося топлива,

пониженные дозовые нагрузки на персонал, сравнительно меньшая вероятность причинения вреда окружающей среде, низкие капитальные затраты на сооружение хранилищ, малые эксплуатационные затраты, возможность модульного увеличения объема хранилища, простота обслуживания, Расчеты показали, что себестоимость сухого камерного хранения сравнительно ниже – 42,6 тыс.руб./т U в год при камерном хранении на ГХК и 211,2 тыс.руб./т U в год в мокром хранилище на ГХК.

Несмотря на преимущества сухого хранения, нельзя игнорировать его соответствующий недостаток, заключающийся в том, что сухое хранение оказываются менее эффективными по сравнению с “мокрым” хранением. Это становится заметным в регионах с жарким засушливым, либо субтропическим климатом.

Предлагаемая система хранения (рисунок 6.12) содержит источник избыточной энергии от 24-х направляющих трубок для ОТВС 4, крышки бетонного контейнера 2 и защитной крышки корзины 3. Датчик 12 теплового привода имеет система управления 6, подключенный к питательному насосу 10. бак 8 с водой, трубопровод 9 и вентиль 10 с форсунками 5 для пневматического распыления жидкости.

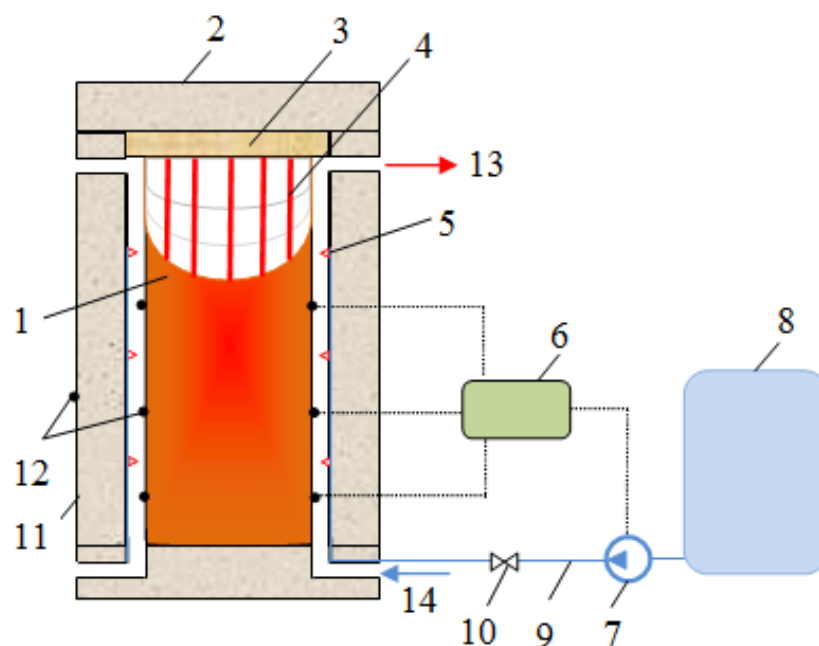


Рисунок 6.12. Контейнер для охлаждения отработанного ядерного топлива.

При значительном тепловыделении и нагреве корпуса многоместной корзины хранения 1 датчик теплового привода 12 выдает сигнал на систему управления 6, открывающий насос 7. Вода через трубопровод 9 и вентиль 10 поступает на форсунки 5. Распыленная вода направляется на поверхность корпуса корзины и эффективно охлаждает его.

На рисунке 6.13 представлены результаты расчёта интенсивности тепловыделения ОТВС в ходе хранения, начиная с момента выгрузки из реактора, в зависимости от интенсивности орошения и температуры атмосферного воздуха. Как можно видеть, количество отводимой теплоты увеличивается с ростом интенсивность орошения.

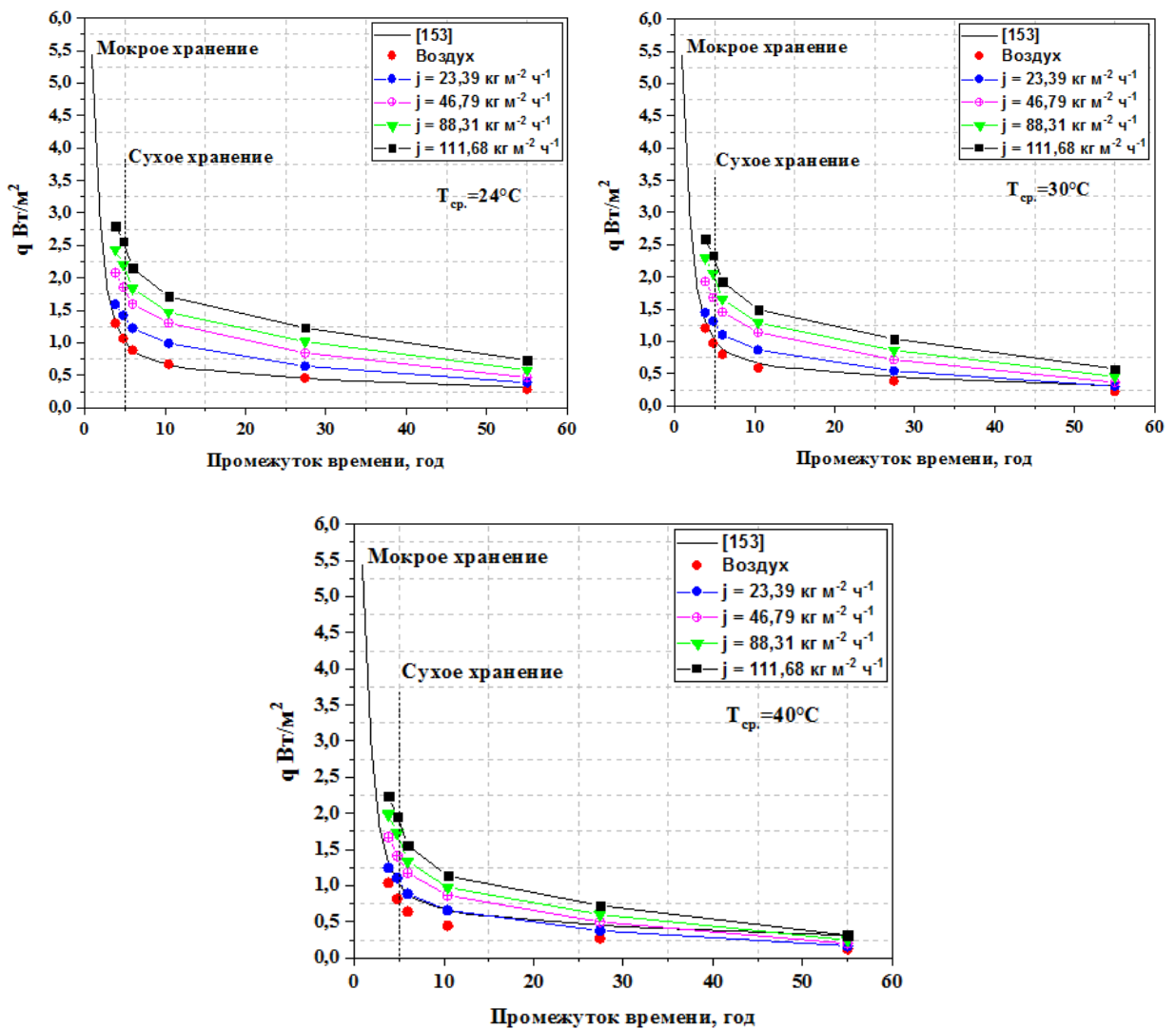


Рисунок 6.13 Изменение интенсивности тепловыделения ОЯТ от продолжительности хранения при различных условиях его охлаждения.

Результаты расчётов показали, что среднее количество теплоты, снимаемое водовоздушной аэрозольной средой, в 2 – 3.5 раз больше, чем при использовании воздушной среды с естественной циркуляцией. Это можно видеть из сравнения данных промежутков времени охлаждения при одинаковой температуре окружающей среды.

Графическое изображение зависимости промежутка времени охлаждения корзины от интенсивности орошения приведено на рисунке 6.14. Вследствии испарения воды температура поверхности снижается по мере увеличения интенсивности орошения воздуха водой, что приводит к уменьшению промежутка времени охлаждения корзины в 1.5-4 раза по сравнению с охлаждением одним воздухом.

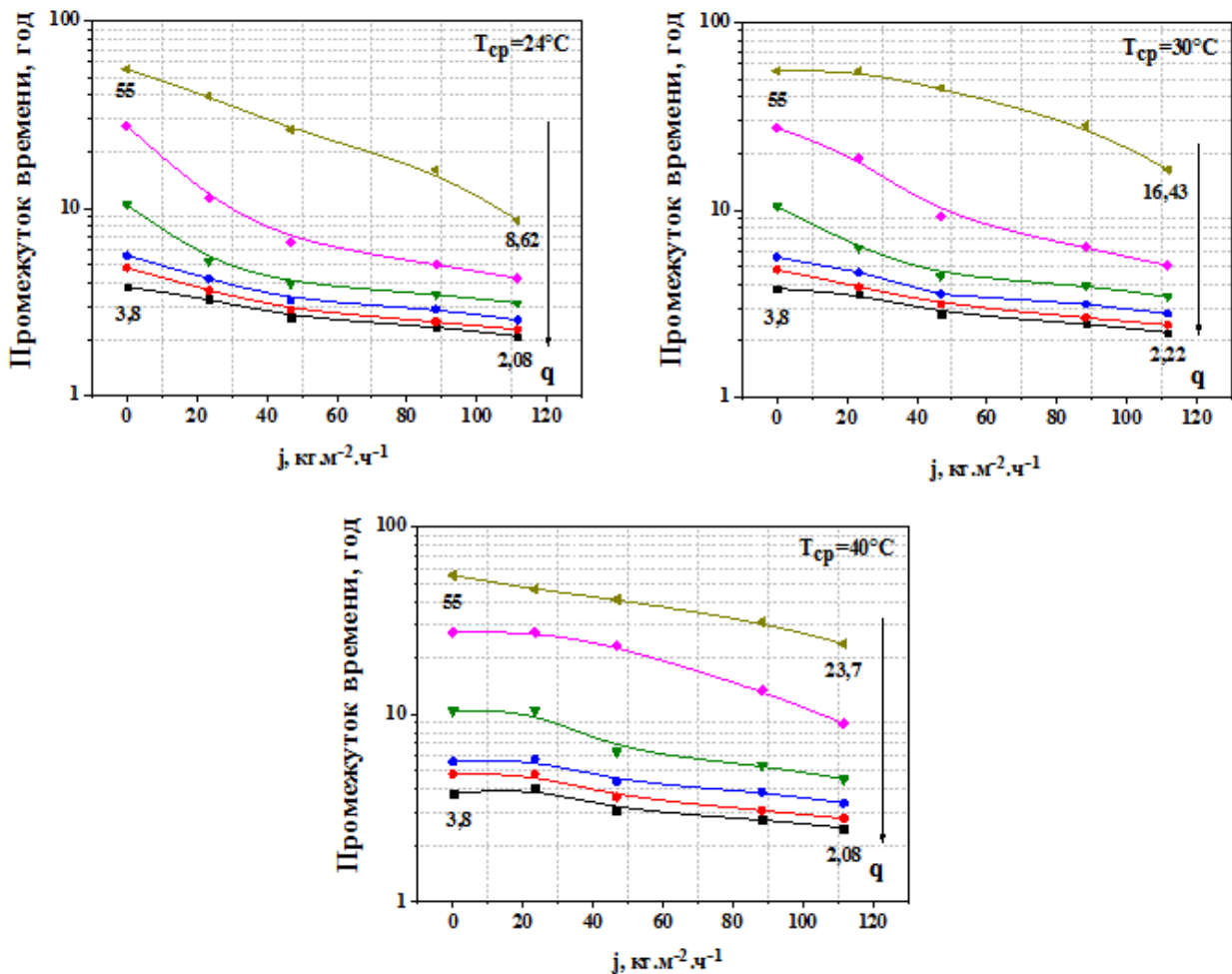


Рисунок 6.14. Продолжительность хранения ОЯТ

На рисунке 6.15 представлены результаты расчёта времени хранения в БВ в зависимости от интенсивности орошения и температуры атмосферного воздуха.

Как можно видеть, время хранения в БВ уменьшается с ростом интенсивность орошения. При охлаждении водовоздушным аэрозольным потоком при температуры атмосферного воздуха $T_{ср} = 24\sim 40^{\circ} \text{C}$ время хранения в БВ уменьшается на 16, 45, 63 и 83% по сравнению с охлаждением воздухом. На основании полученных расчетных данных можно сделать вывод о том, что впрыск микро-капель воды в воздушный поток с естественной циркуляцией обеспечивает значительную интенсификацию теплообмена контейнера при охлаждения отработанного ядерного топлива и сокращает время хранения в БВ от 3.8 до 2лет.

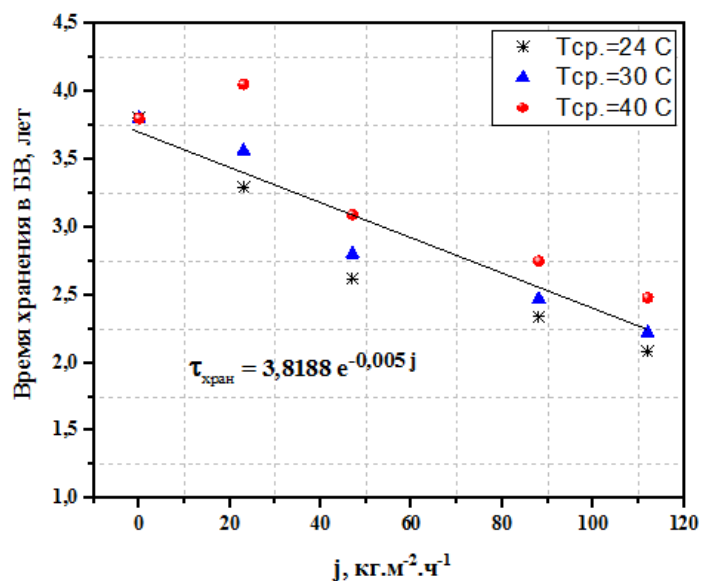


Рисунок 6.15. Время хранения ОЯТ в БВ

Предлагаемая система охлаждения обладает следующим преимуществами по сравнению с традиционной системой охлаждения:

- более простая, по сравнению с «мокрими» вариантами, технология организации хранения ОТВС;
- незначительный по сравнению с «мокрими» вариантами хранения объем образующихся РАО;
- низкие риски по сравнению с мокрым хранением при нарушении теплоотвода, когда топливо разогревается до 700 °C и происходит взаимодействие цирконевых оболочек с водой с выделением водорода, что может привести к взрыву и разгерметизации контейнера с топливом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Общим итогом диссертационной работы являются научно-обоснованные технические решения, способствующие повышению эффективности работы систем охлаждения энергетических аппаратов при использовании водовоздушного потока, получаемого путем впрыскивания небольшого количества микрокапель воды (аэрозоля) в поток воздуха. Предлагаемые технические решения могут быть использованы для повышения эффективности работы системы пассивного отвода тепла СПОТ и сухих градирен СГ на базе АЭС, работающих в условиях жаркого и сухого климата. Помимо АЭС и ТЭС предлагаемая технология охлаждения может найти так же применение на других промышленных объектах с теплообменными установками, использующими системы воздушного охлаждения.

В результате выполненной работы получены следующие результаты:

1. Проведены исследования и анализ особенностей гидродинамики и теплообмена при взаимодействии с водовоздушным потоком отдельного и рядов из шаровых элементов, а также цилиндрических элементов в каналах различной конфигурацией в условиях вынужденной и естественной конвекции потоков при стационарном и нестационарном режимах теплообмена.
2. Установлено совместное влияние скорости набегающего водовоздушного потока и содержания капельной влаги в потоке на интенсивность теплообмена как с шаровыми, так и цилиндрическими элементами в каналах в диапазоне $2500 \leq Re < 12500$ и $20.48 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1} \leq j \leq 111.68 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$ причем с ростом числа Re влияние степени орошения потока на теплообмен значительно возрастает.
3. Теплообмен шаровых элементов, последовательно расположенных внутри цилиндрического канала, характеризуется значительной неравномерностью в направлении их обтекания. Коэффициент теплоотдачи первого элемента в

1.3-1.8 раза выше, чем второго и третьего элементов, что связано с экранирующим эффектом первого элемента, определяющим последующий характер течения и особенности данной системы охлаждения.

4. Максимальные значения коэффициента теплоотдачи цилиндрических элементов в прямоугольном канале, расположенных в шахматном порядке, соответствуют второму ряду в направлении натекающего водовоздушного потока. В исследованном диапазоне чисел Рейнольдса, средний коэффициент теплоотдачи в 1.12, 1.7 и 0.29 раза выше, чем в потоке воздуха для первого, второго и третьего ряда при максимальной интенсивности орошения. Поэтому при охлаждении водовоздушным аэрозольным потоком в условиях вынужденного течения предполагается сделать промежуточный теплообменник с малорядными конструкциями.
5. Проанализировано влияние впрыска микро-капель воды в поток воздуха (в воздушной среде), создаваемый при естественной конвекции нагретыми шаровыми и цилиндрическими элементами в каналах, коэффициент теплоотдачи в этом случае возрастал в 1.5-2.7 раза, чем при охлаждении воздушной среды в зависимости от температуры поверхности элементов и количества впрыскиваемой в поток воды.
6. Разработанная физическая модель течения и осаждения капель воды на шаровую и цилиндрическую поверхности позволила оценить условия образования на ней пленки воды и долю тепломассообменной составляющей в общем значении коэффициента теплоотдачи.
7. Коэффициент гидравлического сопротивления водовоздушного аэрозольного потока в каналах с охлаждаемыми элементами незначительно превышает соответствующий параметр при однофазном течении воздушного потока (до 6%) для всего диапазона интенсивностей орошения воздуха водой, что говорит о высокой теплогидравлической эффективности аэрозольного охлаждения.
8. Полученные критериальные уравнения теплообмена можно рекомендовать к использованию в инженерных расчетах в установках систем охлаждения с

шаровыми и цилиндрическими элементами (трубные пучки) при использовании водовоздушного аэрозольного потока в качестве охлаждающей среды.

9. Проведенные расчёты технологических процессов в объектах ядерной техники с водовоздушным аэрозольным потоком показали, что предлагаемая гибридная система охлаждения приводит к:
- повышению отводимой мощности системы аварийного расхолаживания САРХ-ВТО реактора на быстрых нейтронах в 2-2.8 раза по сравнению с охлаждением воздухом в широком диапазоне температур окружающей среды;
 - повышению эффективности системы охлаждения оборотной воды на примере модели сухих градирен АЭС в 2 раза больше, чем при обдуве воздушным потоком в условиях постоянной температуры окружающей среды;
 - уменьшению промежутка времени охлаждения корзины отработанного ядерного топлива в 1.54 раза по сравнению с охлаждением одним воздухом.

Перспективы дальнейшей разработки темы исследования:

1. Дальнейшим исследованиям подлежат качественные и количественные изменения интенсификации теплообмена с водовоздушным аэрозольным потоком путем создания искусственной шероховатости и оребрения поверхности теплообмена.
2. Необходимо также проанализировать изменения интенсификации теплообмена водовоздушного аэрозольного потока при различных схемах ориентации и размещения пучка цилиндрических элементов в стесненных условиях прямоугольного канала (например при вертикальном коридорном расположении и горизонтальном шахматным и коридорном размещении).

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

Аббревиатуры	
ВВЭР	водо-водяной энергетический реактор
СПОТ	система пассивного отвода тепла
САР	системы аварийного расхолаживания
САОЗ	система аварийного охлаждения активной зоны
СГ	сухой градирни
ВКУ	воздушно-конденсационные установки
ОЯТ	отработанное ядерное топливо
воз	воздух
КТО	коэффициентов теплоотдачи
Буквы греческого алфавита	
α	коэффициентов теплоотдачи, Вт/м ² ·К
λ	теплопроводность, Вт/м·К
ν	кинематическая вязкость, м ² /с
ρ	плотность, кг/м ³
τ	время, сек
β	коэффициент объемного расширения, 1/К
δ	толщина пограничного слоя, мм
l	длина пробега капли, мм
ζ	коэффициента гидравлического сопротивления
Буквы латинского алфавита	
T	температура, °С
A	площадь, м ²
q	тепловой поток, Вт/м ²
Q	теплопотери, Вт
P	мощность нагревателя, Вт
Nu	число Нуссельта, -
Re	число Рейнольдса, -
Pr	число Прандтля, -
We	число Вебера, -
Gr	число Грасгофа, -
Ra	число Рэлея, -
Stk	число Стокса, -
Bi	число Био, -
K	фактор фазового перехода, -
j	интенсивность орошения потока воздуха водой, кг/м ² ч
F	частота ультразвуковой волны, МГц
u	скорость, м/с
d	диаметр, м
G	масса распыляемой воды в единицу времени, кг/ч
n	параметр осаждения, -

г	теплота парообразования, Дж/кг
С	теплоемкость, Дж/кг.К
h	коэффициент массоотдачи, м/сек
х	влажесодержание насыщенного воздуха, кг _{вода} /кг _{воз}
η	Коэффициент энергетической эффективности, -
К ^{**}	относительные изменения площади поверхности
Индексы	
ж	жидкость
п	потери
ц	цилиндр
ср	среда
ка	конвективный
к	капель воды
н	насыщения
ш	шар
хран	хранения
исп	испания
конв	конвективный

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дмитриев С. М. Пассивные системы охлаждения активной зоны различных типов ядерных реакторов : учеб. пособие / С. М. Дмитриев, А. В. Морозов, О. В. Ремизов ; Нижегород. гос. техн. ун-т. – Нижний Новгород, 2013. – 77 с.
2. Design and transient analyses of emergency passive residual heat removal system of CPR1000 / Y. Zhang, S. Qiu, G. Su, W. Tian // Nuclear Engineering and Design. – 2012. – Vol. 242. – P. 247–256.
3. An innovative pool with a passive heat removal system / Vitale Di Maio, D. Naviglio, A. Giannetti F., F. Manni // Energy. – 2012. – V. 45, № 1. – P. 296-303.
4. Mousavian S. Analysis of natural circulation phenomena in VVER-1000 / S. Mousavian, F. D’Auria, M. Salehi // Nuclear Engineering and Design. – 2004. – Vol. 229, № 1. – P.25-46.
5. Experience of commissioning of the V-392M reactor plant passive heat removal system / K. Galiev, S. Yaurov, Y. Goncharov, A. Volnov // Nuclear Energy and Technology. – 2017. – Vol. 3, № 4. – P. 291-296.
6. Смирнов А.М. Анализ влияния природных факторов на работу пассивных систем охлаждения активной зоны новых проектов АЭС / А.М. Смирнов, А.В. Морозов // XV Международная конференция Безопасность АЭС и подготовка кадров. – 2018. – С. 179-180.
7. Морозов А.В. Современные разработки систем пассивного отвода тепла водоохлаждаемых реакторов / А.В. Морозов, О.В. Ремизов // Вопросы атомной науки и техники. Сер. Физика ядерных реакторов. – 2013. – № 2. – С. 61-78.
8. Puustinen, M., 2002. Natural circulation flow behaviour at reduced inventory in a VVER geometry / M. Puustinen // Nucl. Eng. Design. – 2002. – Vol. 215. – P. 99 – 110.
9. АЭС с реактором типа ВВЭР1000. От физических основ эксплуатации до эволюции проекта / Андрушечко С., Афров А., Васильев Б.В. [и др.]. – Москва: Логос, 2010. – 628 с.
10. Berkovich V. M. Features of NPP Project of New Generation with VVER- 1000

Reactor with Increased Safety / V. M. Berkovich, I. I. Kopytov, G. S. Taranov // Therm Eng. – 2005. – № 1. – P. 9–15.

11. Экспериментальные исследования теплофизических процессов в обоснование безопасности ВВЭР нового поколения / Калякин С.Г. [и др.] // Атомная энергия. – 2014. – Т. 116, № 4 – С. 241-246.

12. Свириденко И.И. Влияние компоновки спот на безопасность отвода остаточных тепловыделений при выбросе азота в первый контур / И.И. Свириденко, Д.В. Шевелев, А.В. Поляков // Одесский национальный политехнический университет. – 2009. – № 2 – С. 59-63.

13. Свириденко, И.И. Особенности аварийного процесса при малой некомпенсируемой течи ВВЭР-1000 с использованием автономной СПОТ / И.И. Свириденко // Зб. наук. пр. СНУЯЕтаП. – 2007. – Т. 23, № 3 – С. 100-108.

14. Свириденко И.И. Повышение безопасности ВВЭР-1000 автономной термосифонной спот р в условиях аварийного теплоотвода / И.И. Свириденко, С.В. Клевцов // Энергетические установки и технологии. – 2015. – Т. 1, № 1 – С. 27-32.

15. Воронин Л.М. Основные пути дальнейшего повышения безопасности атомных электростанций с реакторами типа ВВЭР / Л.М. Воронин, В.П. Татарников, В.М. Беркович // Теплоэнергетика. – 1989. – № 12. – С. 2-6.

16. The flow and heat transfer characteristics of a passive residual heat removal system under ocean conditions / Xi, M. et al. // The Proceedings of the International Conference on Nuclear Engineering (ICONE). – 2015. – Vol. 23. – P. 1570

17. Разработка и обоснование технологии удаления неконденсирующихся газов для обеспечения работоспособности системы пассивного отвода тепла / Беркович В.М. [и др.] // Атомная энергия. – 2006. – Т. 100, № 1 – С. 13-18.

18. Lillington, J. Passive decay heat removal in advanced nuclear reactors / J. Lillington, G. Kimber // Journal of Hydraulic Research. – 1997. – Vol. 35, № 6. – P. 813-830.

19. Комбинированная пассивная система отвода тепла для АЭС нового поколения / Ключков О.Б. [и др.] // Электрические станции. – 2005. – № 9. – С. 2-4.
20. Шумайлов Г.П. Системы пассивного отвода тепла АЭС нового поколения / Г.П. Шумайлов, В.И. Полуничев, Д.А. Горностаев // Теплоэнергетика. – 2005. – № 12. – С. 50-54.
21. Экспериментальное исследование тепломассообменных процессов при работе парогенератора ввэр в аварийном конденсационном режиме / А.С. Шлёпкин, А.В. Морозов, Д.С. Калякин, А.С. Сошкина // Известия высших учебных заведений. Ядерная энергетика. – 2017. – № 1. – С. 29–41.
22. Морозов А.В. Экспериментальные исследования теплогидравлических процессов при работе пассивных систем безопасности в новых проектах АЭС с ВВЭР / А.В. Морозов, О.В. Ремизов, Д.С. Калякин // Теплоэнергетика. – 2014. – № 5. – С. 40.
23. Опыт ввода в эксплуатацию системы пассивного отвода тепла реакторной установки В-392М / К.Ф. Галиев, С. В. Яуров, Е. В. Гончаров, А. С. Вольнов // Известия высших учебных заведений. Ядерная энергетика. – 2017. – № 3. – С. 162–171.
24. Денисов В.П. Реакторные установки ВВЭР для атомных электростанций / В.П. Денисов, Ю.Г. Драгунов. - М.: ИздАТ, 2002. - 477 с.
25. Морозов А.В. Экспериментальное исследование работы воздухоохлаждаемого теплообменника с продольно оребренным трубным пучком / Морозов А.В. [и др.] // Труды Шестой Российской национальной конференции по теплообмену. – 2014. – С. 1134-1138.
26. Калякин С.Г. Теплогидравлика пассивных систем безопасности АЭС с ВВЭР // автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Физико-энергетический институт им. А.И. Лейпунского. Обнинск, 2008.
27. Попов И.А. Промышленное применение интенсификации теплообмена современное состояние проблемы (обзор) / И.А. Попов, Ю.Ф. Гортышов, В.В. Олимпиев // Теплоэнергетика. – 2012. – № 1. – С. 3–14.

28. Попов И.А. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление каналов со сферическими выступами / И. А. Попов, А. Щелчков, М. Яркаев // Теплофизика высоких температур. – 2016. – Т. 54, № 6 – С. 894–903.
29. Леонтьев, А. И. Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках (обзор) / А. И. Леонтьев, Ю. А. Кузма Кичта, И. А. Попов // Теплоэнергетика. – 2017. – № 2. – С. 36-54.
30. Сравнительное исследование теплообменных аппаратов с интенсификацией теплоотдачи / М.З. Яркаев, А.Х.А. Аль-Джанаби, А.Х. Гильманов, Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, А.В. Щелчков // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. – 2013. – № 2–2. С. 73–79.
31. A review on tube external heat transfer for passive residual heat removal heat exchanger in nuclear power plant / Y. Liu, X. Wang, X. Meng, D. Wang // Applied Thermal Engineering. – 2019. – Vol. 149. – P. 1476-1491.
32. Теплообменные аппараты с интенсификацией теплоотдачи - возможности и перспективы / М.З. Яркаев, А.Х.А. Аль-Джанаби, И.А. Попов, А.В. Щелчков // Международная молодежная научная конференция XXI туполевские чтения (школа молодых ученых) Материалы конференции. – 2013. – С. 316-318.
33. О возможности интенсификации теплоотдачи в теплообменных аппаратах / А.В. Щелчков, М.З. Яркаев, А.Х.А. Аль-Джанаби, И.А. Попов // Труды Шестой Российской национальной конференции по теплообмену. – 2014. – С. 1179–1182.
34. Скрыпник А.Н. Теплообменные аппараты с интенсификацией теплоотдачи / Попов И.А. [и др.] // Энергетика Татарстана. – 2014. – Т. 33, № 1 – С. 10-16.
35. Fundamentals of Heat and Mass Transfer / F.P. Incropera, D.P. Dewitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine // John Wiley & Sons, Inc. – 2011.
36. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / Кириллов П. Л. [и др.] . - 2-е изд., испр. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1990. – С. 358.
37. Письменный Е.Н. Обобщенный метод расчета конвективного теплообмена поперечно омываемых пучков труб с внешним кольцевым и спиральноленточным

- оробрением / Е.Н. Письменный, А.М. Терех // Теплоэнергетика. – 1993. – № 5. – С. 52-56.
38. Оборудование теплообменное АЭС. Расчет тепловой и гидравлический. Минэнергомаш, 1986.
39. Ayhan Hüseyin. Investigation of passive residual heat removal system for VVERs: Effects of finned type heat exchanger tubes / Ayhan Hüseyin, Cemal Niyazi Sökmen // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 108. – P. 466-474.
40. Кунтыш В.Б. Конвективная теплоотдача шахматных пучков труб с различной высотой спирального алюминиевого ребра в поперечном потоке воздуха / В.Б. Кунтыш, А.Б. Сухоцкий, А.Э. Пиир // весці нацыянальнай акадэміі навук беларусі. серыя фізіка-тэхнічных навук. Серыя фізіка-тэхнічных навук. – 2012. – № 3. – С. 13-20.
41. Результаты исследования тепловых характеристик пучка воздухонагревателя из биметаллических ребристых труб / В.Б. Кунтыш, В.В. Дударев, А.Б. Сухоцкий, В.И. Володин // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2014. – № 1. – С. 48-56.
42. Зафатаев В.А. Эксерго-экономическая эффективность оребрения теплопередающей поверхности воздухонагревателей / В.А. Зафатаев // Вестник Брестского государственного технического университета. Водохозяйственное строительство, теплоэнергетика и геоэкология. – 2014. – Vol. 86, № 2. – P. 91-94.
43. Кунтыш В. Б. Экспериментальное исследование свободно-конвективного теплообмена многорядных шахматных пучков из труб со спиральными алюминиевыми ребрами / В. Б. Кунтыш, А. В. Самородов, А. Н. Бессонный // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2008. – № 3. – С. 3-7.
44. Хавин А.А. Исследование теплоотдачи и сопротивления пучков труб с приварным спирально-ленточным оребрением и результаты внедрения: Дис.. канд. тех. наук. Киев, 1975. – 243 с.
45. Оребренные поверхности нагрева паровых котлов / Левченко Г. И. [и др.]. - М.: Энергоатомиздат. – 1986. – С. 168.

46. Молчанов А. В. Разработка систем безопасности в проекте АЭС нового поколения с реактором ввэр средней мощности с использованием пассивного принципа // автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / ФГУП "Санкт-Петербургский научноисследовательский и проектно-конструкторский институт "Атомэнергопроект". Санкт-Петербург. 2004.
47. Экспериментальное обоснование работоспособности теплообменных аппаратов системы пассивного отвода тепла в условиях тропического климата / Тупиков Р.А. [и др.] // Теплоэнергетика. – 2006. – № 1. – С. 11-14.
48. Григорьев М.М., Плаксеев А.А., Аксенов Л.В. Математическая модель регулирующего устройства системы пассивного отвода тепла / М.М. Григорьев, А.А. Плаксеев // Труды ФГУП Атомэнер-гопроект . – 2004. – № 5. – С. 40-46.
49. Экспериментальное обоснование работоспособности теплообменных аппаратов системы пассивного отвода тепла в условиях тропического климата / Тупиков Р.А. [и др.] // Теплоэнергетика. – 2006. – № 1. – С. 11–14.
50. Применение пассивных систем для повышения безопасности АЭС нового поколения с ВВЭР / Безлепкин В.В. [и др.] // Тяжелое машиностроение. – 2004. – № 8. – С. 24–32.
51. Пейч Н.Н. О возможности совершенствования систем пассивного отвода тепла реакторных установок путем использования канала вскипания / Н.Н. Пейч, О.Н. Аленичев, С.К. Самокалев // Теплоэнергетика. – 2013. – № 4. – С. 34.
52. Experience of commissioning the V-392M reactor plant passive heat removal system/ K. Galiev, S. Yaurov, E. Goncharov, A. Volnov, // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zawedeniy, Yadernaya Energetika. – 2017. – Vol. 3. – P.162-170.
53. IEA. Energy balances of non OECD countries. International Energy Agency; 2015.
54. Martin, M. Cooling limitations in power plants: Optimal multiperiod design of natural draft cooling towers / M. Martin // Energy. – 2017. – Vol. 135. – P. 625–636.
55. Исламов А.Ф. К вопросу о применении сухих градирен для АЭС с реакторами на быстрых нейтронах / А.Ф. Исламов, О.Л. Ташлыков // Сборник материалов I

Евроазиатская выставка и конференция "энергетика настоящего и будущего". – Екатеринбург: Изд-во: Изд-во Урфу. – 2010. – С. 31-35.

56. The efficiency of high-level water collecting cooling tower with the installation of cross wall affect by the evolution of aerodynamic field / G. Chen, Y. Zhao, W. Li, W. Ge // *Applied Thermal Engineering*. – 2019. – Vol. 161. – P.114181.

57. A systemic approach for optimal cooling tower operation / G.F. Cortinovia, J.L. Paiva, T.W. Song, J.M. Pinto // *Energy Convers. Manage.* – 2009. – Vol. 50. – P. 2200–2209.

58. Sturman A. Predicting the frequency of occurrence of visible water vapour plumes at proposed industrial sites / A. Sturman, P. Zawar-Reza // *Atmospheric Environment*. – 2011. – Vol. 45, № 12. – P. 2103-2109.

59. Мильман О.О., Федоров В.А. Воздушно-конденсационные установки / О.О. Мильман, В.А. Федоров. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – С.208

60. Мильман О. О. Сухие градирни и воздушно-конденсационные установки: (обзор) / О. О. Мильман, П. А. Ананьев // *Теплоэнергетика*. – 2016. – № 3. – С. 3–14.

61. Оперемненные режимы работы воздушно-конденсационной установки / Мильман О. О. [и др.] // *Теплоэнергетика*. – 2016. – № 5. – С. 7–13.

62. Experimental study of cold inflow effect on a small natural draft dry cooling tower / X. Li, H. Gurgenci, Z. Guan, Y. Sun // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – Vol. 128. – P. 762–771.

63. Utilization of partial through-flow tower shell to cope with the excess cooling capacity of dry cooling tower in extremely cold days with crosswind / H. Ma, F. Si, K. Zhu, J. Wang // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2019. – Vol. 136. – P. 70 – 85.

64. Фёдоров В. А. Конденсаторы паротурбинных установок / В. А. Фёдоров, О. О. Мильман. - Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. – С. 558.

65. Воздушные конденсаторы для паротурбинных установок малой и средней мощности / Мильман О.О. [и др.] // *Теплоэнергетика*. – 1998. – № 1. – С. 35–39.

66. Milman O.O. Steam Condensation in Parallel Channels with Nonuniform Heat Removal in Different Zones of Heat-Exchange Surface / O.O. Milman, D.B. Spalding, V.A. Fedorov // *Intern. J. Heat and Mass Transfer*. – 2012. – Vol. 55. – P. 6054–6058.
67. Pontes, R. Analysis of the effect of seasonal climate changes on cooling tower efficiency, and strategies for reducing cooling tower power consumption / R. Pontes, W. Yamauchi, E. Silva // *Applied Thermal Engineering*. – 2019. – Vol. 161. – P. 114148.
68. Conradie, A. Performance evaluation of dry-cooling systems for power plant applications / A. Conradie, D. Kröger // *Applied Thermal Engineering*. – 1996. – Vol. 16, № 3. – P. 219–232.
69. Kröger D. G., Fan performance in air-cooled steam condenser / D. G. Kröger // *Heat Recovery Systems & CHP*. – 1994. – Vol. 14, № 4. – P. 391 – 399.
70. Cooling Performance Enhancement of Air-Cooled Condensers by Guiding Air Flow / Huang et al. // *Energies*. – 2019. – Vol. 12, № 18. – P. 3503.
71. Kanoglu M. Improving the Performance of an Existing Air-Cooled Binary Geothermal Power Plant: a Case Study / M. Kanoglu, Y.A. Cengel // *J Energy Resour Technol*. – 1999. – № 121. – P. 196 – 202.
72. Kutscher C. Assessment of Evaporative Cooling Enhancement Methods for Air-Cooled Geothermal Power Plants / C. Kutscher, D. Costenaro // *Geothermal Resources Council Transactions*. – 2002. – № 26. – P. 775– 780.
73. Ashwood A, Bharathan D. Hybrid cooling systems for low-temperature geothermal power production. National Laboratory of the U.S; 2011. (Technical Report)
74. Dhanasekaran, T. Computational analysis of mist/air cooling in a two-pass rectangular rotating channel with 45-deg angled rib turbulators / T. Dhanasekaran, T. Wang // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2013. – Vol. 61. – P. 554-564.
75. Fu W. Heat transfer from an isothermal wedge in an air-water mist flow / W. Fu, R. Wu // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1988. – Vol. 3. – P.1157-1165.
76. Bhatti M. Augmentation of Heat Transfer in a Laminar External Gas Boundary Layer by the Vaporization of Suspended Droplets / M. Bhatti, C. Savery // *Journal of Heat Transfer*. – 1975. – Vol. 97, № 2. – P. 179.

77. Wataru N. Heat transfer from tube banks to air/water mist flow / N. Wataru, K. Heikichi, H. Shigeki // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1988. – Vol. 31, № 2. – P. 449-460.
78. Wang, T. Calibration of a Computational Model to Predict Mist/Steam Impinging Jets Cooling With an Application to Gas Turbine Blades / T. Wang, T. Dhanasekaran // *Journal of Heat Transfer*. – 2010. – Vol. 132, № 12. – P. 122201.
79. Анохина Е.В. Исследование процессов испарения и кипения жидкостей/ Е.В. Анохина // *Журнал технической физики*. – 2010. – Т. 80, № 8 – С. 32–37.
80. Barrow H. Droplet evaporation with reference to the effectiveness of water-mist cooling / H. Barrow, C. Pope // *Applied Energy*. – 2007. – Vol. 84, № 4. – P. 404–412.
81. Buyevich Y. Interaction of a dilute mist flow with a hot body / Y. Buyevich, V. Mankevich // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1995. – Vol. 38, № 4. – P. 731-744.
82. Терехов В. И. Влияние испарения жидких капель на распределение параметров в двухкомпонентном ламинарном потоке / В. И. Терехов, А. В. Чичиндаев, М. А. Пахомов // *прикладная механика и техническая физика*. – 2000. – Т. 41, № 6 – С. 68-77.
83. Tan, X. Experimental investigation on heat transfer enhancement of mist/air impingement jet / X. Tan, J. Zhang, B. Liu, X. Zhu // *Science China Technological Sciences*. – 2013. – V. 56, No 10. – P. 2456-2464.
84. Takagi, T. Some Characteristics of Heat and Mass Transfer in Binary Mist Flow / T. Takagi, M. Ogasawara // *Proc. of 5th Int. Heat Transfer Conf., Tokyo*. – 1974. – P. 350-354.
85. Mastanaiah K. Heat Transfer in Two-Component Dispersed Flow / K. Mastanaiah, E. N. Ganic // *J. of Heat Transfer*. – 1981. – Vol. 103. – P. 300–306.
86. Ю.А. Буевич. К теории падения капель на перегретую поверхность / Ю.А. Буевич, В.Н. Манкевич, М.И. Полоцкий // *Теплофизика высоких температур*. – 1986. – Т. 24 – № 4. – С. 743-752.

87. Yamada Y. Mist Cooling of High Temperature Gas Turbine Blades in Heat Transfer & Fluid Flow in Rotating Machinery / Y. Yamada, Y. Mori // Hemisphere Publishing, New York, 1987. – P. 44–53.
88. Lee, S. L. Cooling of a heated surface by mist flow / S. L. Lee, Z. H. Yang, Y. Hsyua // J. of Heat Transfer. – 1994. – Vol. 116, № 1. – P. 167-172.
89. Терехов В.И., Пахомов М.А. Тепломассоперенос и гидродинамика в газокапельных потоках / В.И. Терехов, М.А. Пахомов // Новосибирск: Изд-во НГТУ. – 2008. – С.284.
90. Vladimir N. Experimental and Numerical Studies of Mist Cooling with Thin Evaporating Subcooled Liquid Films: Dissertation ... Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering. Georgia Institute of Technology, 2006.
91. Назаров А.Д. Интенсификация охлаждения импульсным газокапельным потоком. Аппаратура, параметры, результаты / А.Д. Назаров, А.Ф. Серов, М.В. Бодров // Журнал технической физики. – 2010. – Т. 80, № 5. – С. 132– 135.
92. Kuwahara H. Heat Transfer from the Heated Cylinders with Various Surfaces in Air/Water Mist Flows / H. Kuwahara, W. Nakayama, Y. Mori // Heat Transfer Res. – 1981. – Vol. 10. – P.119.
93. Hodgson J. W. An experimental investigation of heat transfer from a spray-cooled isothermal cylinder / J. W. Hodgson, R. T. Saterbak // J. Heat Transfer. – 1968. – Vol. 90. – P. 457-463.
94. Kosky P. G. Heat Transfer to Saturated Mist Flowing Normally to a Heated Cylinder / P. G. Kosky // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1976. – Vol. 19, № 5. – P. 539-542.
95. Mednick R. L. Heat Transfer from Cylinder in an Air-Water Spray Flow Stream / R. L. Mednick, C. P. Colver // AIChEJ. – 1969. – Vol. 15. – P. 357-362.
96. Sleiti, A. An experimental investigation of liquid jet impingement and single-phase spray cooling using polyalphaolefin / A. Sleiti, J. Kapat // Experimental Heat Transfer. – 2006. – Vol. 19, № 2. – P. 149-163.

97. Aihara, T. Numerical analysis of heat and mass transfer from horizontal cylinders in downward flow of air-water mist / T. Aihara, W. Fu, Y. Suzuki // *Journal of Heat Transfer*. – 1990. – Vol. 112, № 2. – P. 472-478.
98. Hayashi, Y. Heat transfer from tubes in mist flows / Y. Hayashi, A. Takimoto and O. Matsuda // *Experimental Heat Transfer*. – 1991. – Vol. 4, № 4. – P. 291–308.
99. Khan, W. Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach / W. Khan, J. Culham, M. Yovanovich // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2006. – Vol. 49, № 25–26. – P. 4831–4838.
100. Khan, W. Analytical Model for Convection Heat Transfer from Tube Banks / W. Khan, J. Culham, M. Yovanovich // *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. – 2006. – Vol. 20, № 4. – P. 720–727.
101. Performance enhancement of air-cooled chillers with water mist: Experimental and analytical investigation / Yang J. et al. // *Applied Thermal Engineering*. – 2012. – Vol. 40. – P. 114–120.
102. A theoretical model with experimental verification for heat and mass transfer of saline water droplets / M. H. Sadafi, I. Jahn, A. B. Stilgoe, K. Hooman // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2015. – Vol. 81. – P. 1 – 9.
103. Terekhov, V. Numerical study of heat transfer in a laminar mist flow over a isothermal flat plate / V. Terekhov, M. Pakhomov // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2002. – Vol. 45, № 10. – P. 2077–2085.
104. Analysis of evaporating mist flow for enhanced convective heat transfer / Kumari N. et al. // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2010. – Vol. 53, № 15–16. – P.3346–3356.
105. Enhanced cooling in a sealed cabinet using an evaporating-condensing dielectric mist / Bahadur V. et al. // *11th Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, Orlando, FL*. – 2008. – P. 1191–1198.
106. Heat and mass transfer are in the interaction of multi-pulsed spray with vertical surfaces in the regime of evaporative cooling / P. Karpov, A. Nazarov, A. Serov, V. Terekhov // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2017. – Vol. 891. – P. 012031.

107. Li Y.H. Accurate measuring temperature with infrared thermal imager / Y.H. Li, X.G. Sun, G.B. Yuan // *Opt. Prec. Eng.* – 2007. – Vol. 15, № 9. – P. 1336–1341.
108. Li G.H. Current status and applications of infrared thermography / G.H. Li, L.X. Wu, M. Wu, G.X. Qu // *Infrared Laser Eng.* – 2004. – Vol. 33, № 3. – P. 227–230.
109. Effect of ultrasonic frequency on size distributions of nanosized mist generated by ultrasonic atomization / Kudo T. et al. // *Ultrasonics Sonochemistry.* – 2017. – Vol. 37. – P. 16–22.
110. Слухоцкий А.Е. Установки индукционного нагрева / А.Е. Слухоцкий, В.С. Немков, Н.А. Павлов. Энергоиздат, 1981. – С. 325
111. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг Гос. изд-во физ.-мат. Литературы, 1962. – С. 478.
112. Zhang Y. An unsteady temperature field measurement method for large hot cylindrical shell forging based on infrared spectrum / Y. Zhang, B. Wei, X. Fu // *Measurement.* – 2014. – Vol. 58. – P. 12 – 20.
113. Bouzida N. Visualization of body thermoregulation by infrared imaging / N. Bouzida, A. Bendada, X. P. Maldague // *Journal of Thermal Biology.* – 2009. – Vol. 34. – P. 120 – 126.
114. Li X. Two Phase Flow Simulation of Mist Film Cooling on Turbine Blades with Conjugate Internal Cooling / X. Li, T. Wang // *Journal of Heat Transfer.* – 2008. – Vol. 130, № 10. – P. 102901.
115. Study on flow and heat transfer characteristics of the mist/steam two-phase flow in rectangular channels with 60 deg. Ribs / G. Jiang, X. Shi, G. Chen, J. Gao // *International Journal of Heat and Mass Transfer.* – 2018. – Vol. 120, № 10. – P. 1101–1117.
116. Виноградов А.Г. Эквивалентный диаметр капель струй распыленной воды и его зависимость от технических параметров / А.Г. Виноградов, О.М. Яхно // *Вестник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування.* – 2016. Т.76, № 1.
117. Исаченко В.П., Куштрёв В.И. Струйное охлаждение / В.П. Исаченко, В.И. Куштрёв // М.: Энергоатомиздат, 1984. – С. 216.

118. Lang R.J. Ultrasonic atomization of liquid / R.J. Lang // J. Acoust. Soc. Of America. – 1962. – Vol. 34. – P. 6 – 8.
119. Lienhard V. J.H. A Heat Transfer Textbook / V. J.H. Lienhard // Dover Publications, USA, 2013.
120. Новицкий П. В. Оценка погрешностей результатов измерений / П. В. Новицкий, И. А. Зограф. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград: Издательство Энергоатомиздат. Ленингр. отделение, 1991. – С. 304.
121. Moffat, R. J. Describing the Uncertainties in Experimental Results / R. J. Moffat // Experimental Thermal and Fluid Sciences. – 1988. – Vol. 1, № 1. – P. 3–17.
122. Гасанов Б. М. О. Теплоотдача к эмульсиям с низкокипящей дисперсной фазой: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.05. - Институт Теплофизики, уральское отделение РАН, Екатеринбург, 1999- 140с.
123. Гарбарук А.В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С. 88.
124. Gnatowska, R. CFD modelling and PIV experimental validation of flow fields in urban environments / R. Gnatowska, M.Sosnowski, V. Uruba // Web of Conferences. – 2017. – Vol. 14. – P. 01034.
125. Huang H. Modeling and computation of turbulent slot jet impingement heat transfer using RANS method with special emphasis on the developed SST turbulence model / Huang H. et al. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2018. – Vol. 126. – P. 589 – 602.
126. Акылбаев Ж.С. Срыв вихрей с поверхности плохообтекаемых тел и его влияние на теплообмен / Ж.С. Акылбаев, С.И. Исатаев, В.В. Пользик // в кн.: Тепло- и массоперенос. Минск. – 1972. – Т. 1, № 1 – С. 291–295.
127. Моренко В. Влияние турбулентности потока вязкой жидкости на гидродинамические характеристики и теплообмен обтекаемых тел / В. Моренко, В.Л. Федяев // Проблемы энергетики. – 2010. – № 7–8. – С. 7–8.

128. Abed, A. Numerical simulation and experimental investigation of heat transfer and flow structures around heated spherical bluff bodies / A. Abed, S. Shcheklein, V. Pakhaluev // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2019. – Vol. 1333. – P. 032002.
129. Churchill S.W. Comprehensive theoretical based, correlating equations for free convection from isothermal spheres / S.W. Churchill // *Chemical Engineering Communications*. – 1983. – Vol. 24. – P. 339–352.
130. Abed A. On the possibility to improve heat transfer of a sphere by natural convection and water mist / A. Abed, V. Klimova, S. Shcheklein, V. Pakhaluev // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2019. – Vol. 1382, № 2. – P. 012124.
131. Achenbach E. Heat Transfer from Spheres up to $Re = 6 \times 10^6$ / Achenbach E. // *Proceedings, 6th International Heat Transfer Conference*, Hemisphere, Washington, DC. – 1978. – Vol. 5.
132. Whitaker, S. Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles / S. Whitaker // *AIChE Journal*. – 1972. – Vol. 2. – P. 361–371.
133. Raithby G.D. The effect of turbulence parameters and support position on the heat transfer from spheres / G.D. Raithby, E.R.G. Eckert // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1968. – Vol. 11. – P. 1233–1252.
134. Eastop, T.D. The influence of rotation on the heat transfer from a sphere to an air stream / Eastop, T.D. // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1973. – Vol. 10. – P. 1954–1957.
135. CFD modelling and experimental validation of particle-to-fluid mass and heat transfer in a packed bed at very low channel to particle diameter ratio / Romkes, S. et al. // *Chemical Engineering Journal*. – 2003. – Vol. 96, № 1–3. – P. 3 – 13.
136. Abed A. Heat transfer intensification in emergency cooling heat exchanger and dry cooling towers on nuclear power plant using air-water mist flow / A. Abed, S. Shcheklein, V. Pakhaluev // *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zawedeniy, Yadernaya Energetika*. – 2019. – V.3. – P. 16-27.
137. Abed A. Investigation of heat transfer coefficient of spherical element using infrared thermography (IR) and gas - water droplets (mist) as working medium / A.

Abed, S. Shcheklein, V. Pakhaluev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol. 481. – P. 012033.

138. Abed A. Experimental investigation of hydrodynamics and heat transfer of sphere cooling using air/water mist two phase flow / A. Abed, S. Shcheklein, V. Pakhaluev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol. 552. – P. 012001.

139. Abed A. An experimental investigation on the transient heat transfer characteristics using air/water droplets two-phase flow / A. Abed, S. Shcheklein, V. Pakhaluev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 791. – P. 012001.

140. Abed A. H. Experimental investigation of hydrodynamics and heat transfer characteristics of two-phase gas/liquid mist flow in a tandem arrangement of heated spheres / A. H. Abed, S. E. Shcheklein, V.M. Pakhaluev // Южно-Уральского государственного университета. Серия: Энергетика. – 2019. – Vol. 19, № 2. – P. 14 – 21.

141. Домбровский Л. А. Инерционное осаждение частиц из газодисперсного потока в окрестности точки торможения / Л. А. Домбровский // Теплофизика высоких температур. – 1986. – Т. 24, № 3 – С. 558-563.

142. Емельянов А.Л. Теплоотдача в воздушно-капельном потоке в системах охлаждения приборов / А.Л. Емельянов // Изв. вузов. Приборостроение. – 2011. – Т. 54, № 3 – С. 65–68.

143. Анохина Е.В. Исследование процессов испарения и кипения жидкостей / Е.В. Анохина // Журн. техн. физики. – 2010. – Т. 80, № 8 – С. 32–37.

144. Теплообмен [Электронный ресурс] / Лобасова М.С.[др.]: электрон. учеб.-метод. комплекс по дисциплине. Красноярск: ИПК СФУ, 2009.

145. **Abed A. H.** Heat transfer of a spherical element with air-water aerosol in a cylindrical channel / A. H. Abed, S. E. Shcheklein, V. M. Pakhaluev // Thermophysics and Aeromechanics. – 2020. – V.27, №. 1. – P. 105-115.

146. Жукаускас А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости [Текст] / А. Жукаускас, В. Макарявичюс, А. Шланчяускас; Под ред. проф. А. Жукаускаса. – Вильнюс: Минтис, 1968. – 189 с.

147. Абед А.Х. Водовоздушное аэрозольное охлаждение рядов из цилиндрических элементов в прямоугольном канале / А.Х. Абед, С.Е. Щеклеин, В.М. Пахалуев // Альтернативная энергетика и экология (ISJAEE) . – 2019. – № 28-33. – Р. 63 – 72.
148. Abed A. Experimental Investigation In Improving Thermal Performance Of Passive Heat Removal System Using Mist Assisted Evaporative Cooling / A. Abed, S. Shcheklein, V. Pakhaluev // Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences. –2020. – Vol.69, №.1. –P.98– 109.
149. Горобец В. Г. Сравнительный анализ теплоотдачи и гидравлического сопротивления пучков труб с оребрением различного типа // Труды конференции РНКТ. –2006. – Т.6. – с. 182–186.
150. Экспериментальные исследования теплогидравлических характеристик модели воздушного теплообменника системы аварийного расхолаживания реактора на быстрых нейтронах / Сорокин А.П. [и др.] // Ядерная энергетика. - 2014. - № 1 – С. 149-159.
151. Schmidt H.T. Der Wдгмеьbergang an Rippenrohre und die Berechnung von Rohrbьndel Wдгmeaustau / H.T. Schmidt // Schern. – Кдлтetech. –1963. – Vol.15 , №.4 . –P. 98–102.
152. Юдин В.Ф. Теплообмен в оребренных пучках. – Л.: Энергия. – 1980.
153. Alyokhina, S., Kostikov. Unsteady heat exchange at the dry spent nuclear fuel storage/ S. Alyokhina, Kostikov // Nuclear Engineering and Technology. –2017. – Vol.49, №.7. –P. 1457-1462.
154. Alyokhina, S. Thermal analysis of certain accident conditions of dry spent nuclear fuel storage / S. Alyokhina // Nuclear Engineering and Technology. –2018. – Vol.50, №.5. –P. 717-723.

Приложение 1. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена с одиночным шаровым элементом

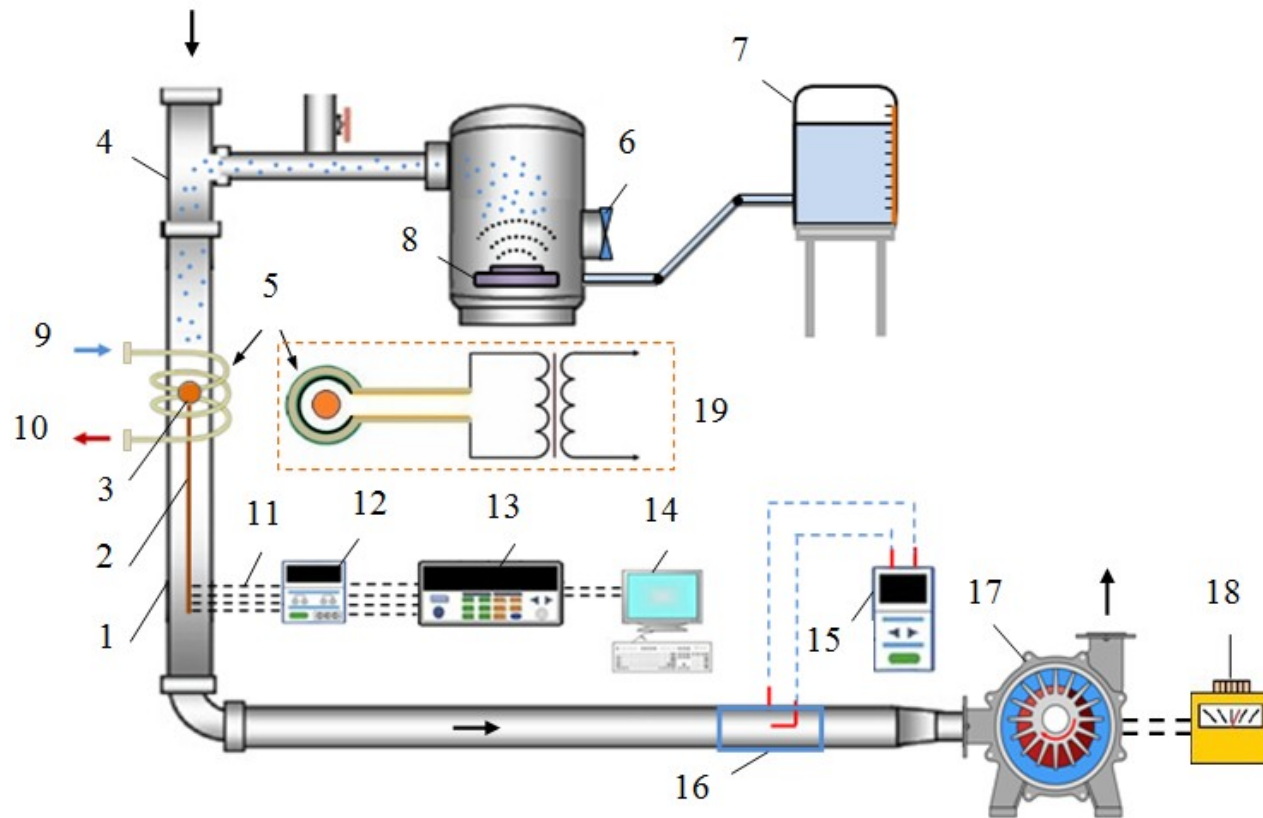


Рисунок П.1.1.: 1-Трубка из оргстекла; 2- Крепление; 3- Медный шар; 4- Камеры смешения; 5- Катушка индукционного нагрева; 6- Маломощный вентилятор; 7- Бак; 8- Ультразвуковой генератор аэрозоля; 9- вход охлаждающей воды; 10- выход охлаждающей воды; 11- Термопары; 12- Аналоговый модуль вывода; 13- Модуль сбора данных; 14- Компьютер; 15- Дифманометр; 16- Трубка Пито; 17- Воздуходувка; 18- Регулятор напряжения; 19- Высокочастотный индукционный нагреватель.

Приложение 2. Внешний вид экспериментальной установки для исследования нестационарного конвективного теплообмена с одиночным шаровым элементом



Рисунок П.1.2.

Приложение 3. Схема экспериментальной установки с водовоздушным охлаждением шара в условиях свободной конвекции

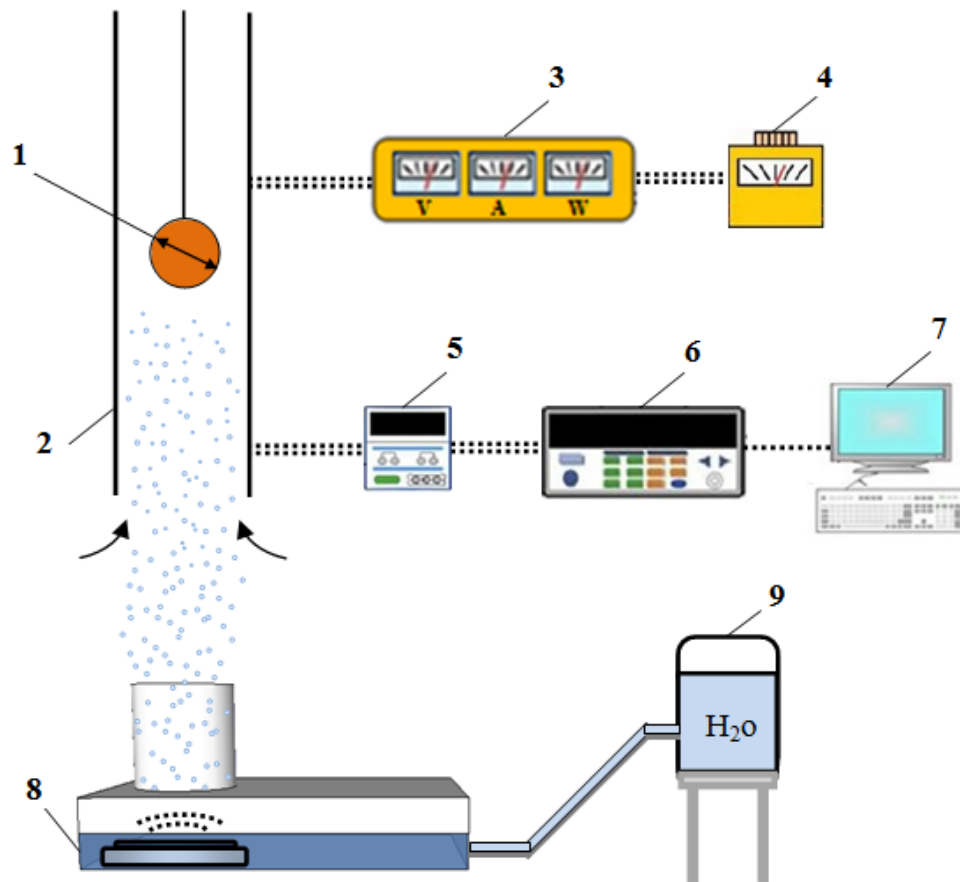


Рисунок П.1.3.: 1- Медный шар; 2- Трубка из оргстекла; 3- Мультиметр; 4- Регулятор напряжения; 5- Аналоговый модуль вывода; 6- Модуль сбора данных; 7- Компьютер; 8- Ультразвуковой генератор аэрозоля; 9- Бак.

Приложение 4. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена рядов из шаровых элементов

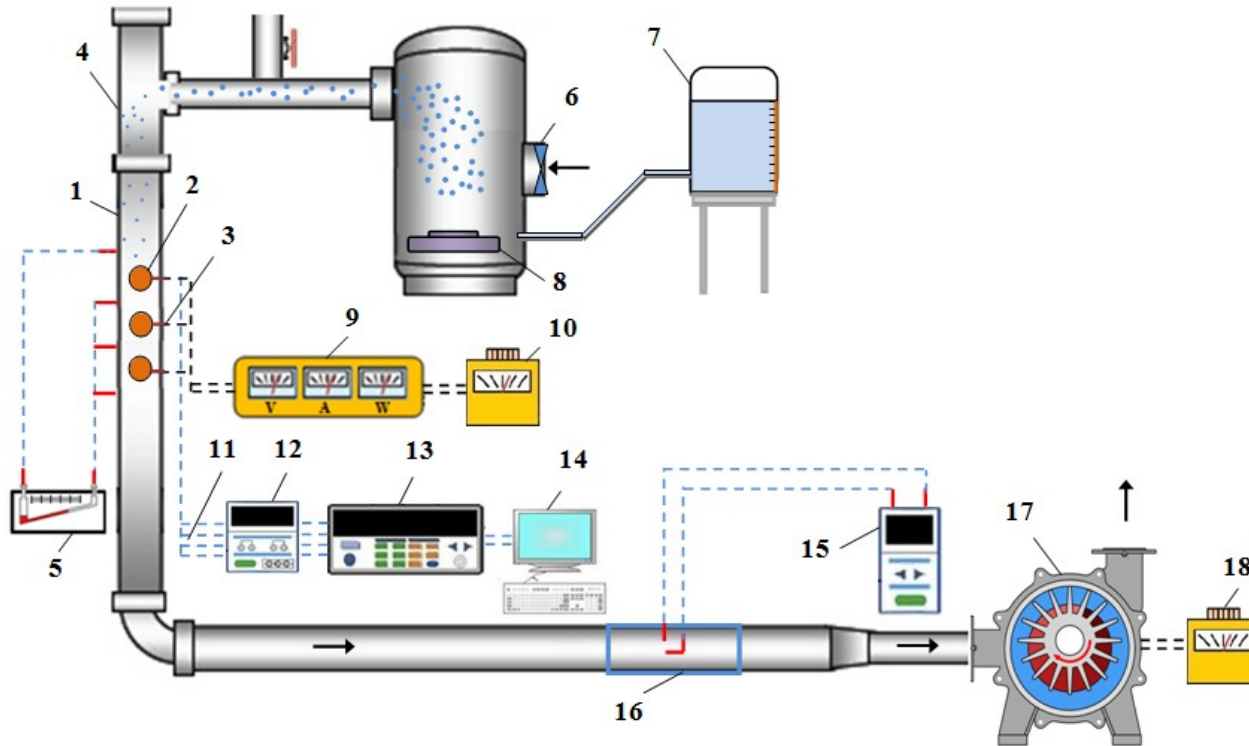


Рисунок П.1.4.: 1- Изолированная труба; 2- Медные шары; 3- Крепление; 4- Камеры смешения; 5- Микроманометр; 6- Маломощный вентилятор; 7- Бак; 8- Ультразвуковой генератор аэрозоля; 9- Мультиметр; 10, 18- Регулятор напряжения; 11- Термопары; 12- Аналоговый модуль вывода; 13- Модуль сбора данных; 14- Компьютер; 15- Дифманометр; 16- Трубка Пито; 17- Воздуходувка

Приложение 5. Внешний вид экспериментальной установки для исследования теплообмена рядов из шаровых элементов



Рисунок П.1.5.

Приложение 6. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена теплообменники с шахматным расположением трубок

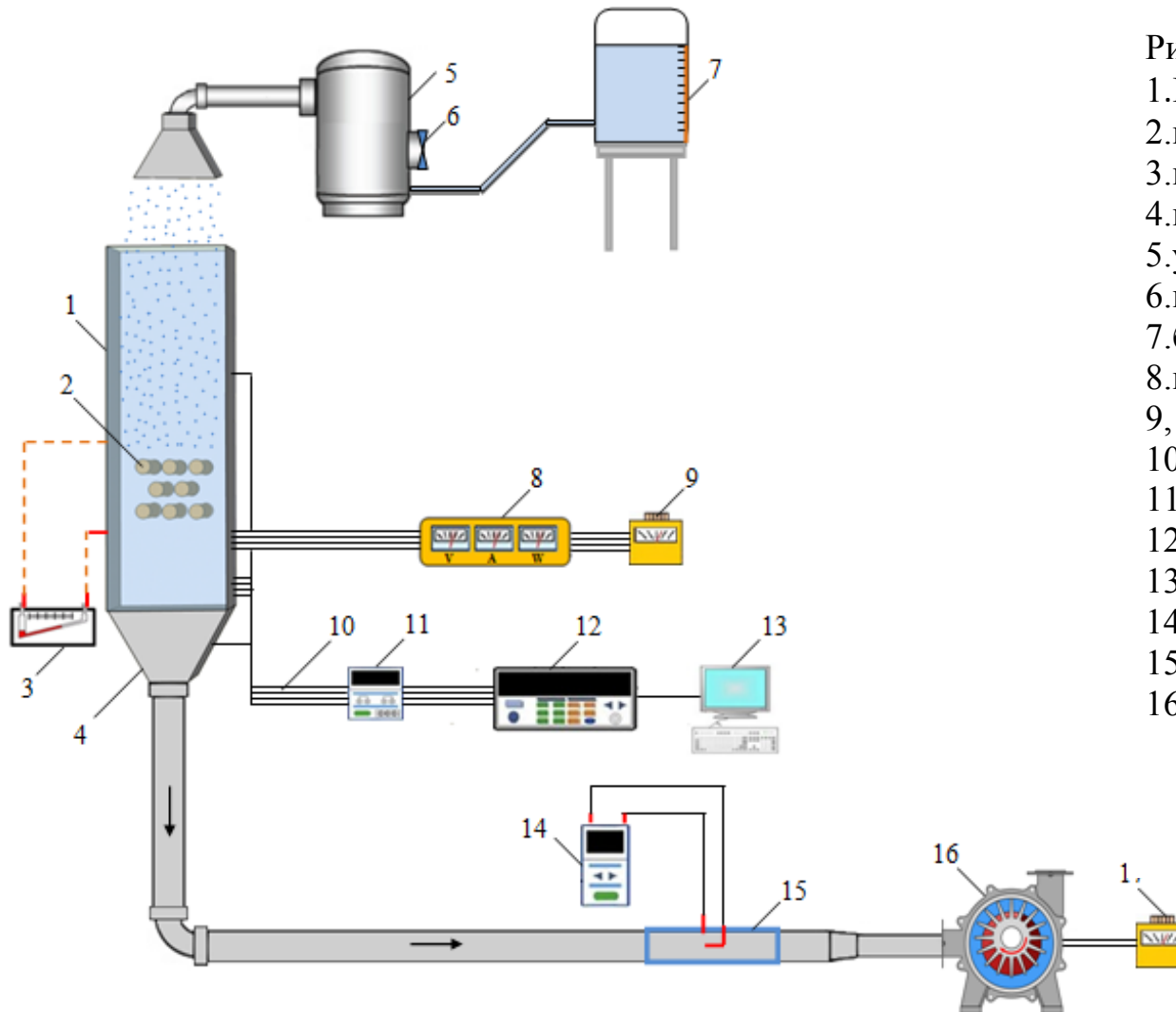


Рисунок П.1.6.:

- 1.Изолированный канал;
- 2.цилиндрические элементы;
- 3.наклонный манометр;
- 4.переходник;
- 5.ультразвуковой генератор аэрозоля;
- 6.маломощный вентилятор;
- 7.бак;
- 8.мультиметр;
- 9,17.регулятор напряжения;
- 10.термопары;
- 11.аналоговый модуль вывода;
- 12.модуль сбора данных;
- 13.компьютер;
- 14.дифманометр;
- 15.трубка пито;
- 16.воздушный насос;

Приложение 7. Внешний вид элементов экспериментальной установки для исследования теплообмена теплообменники с шахматным расположением трубок



Рисунок П.1.7.

Приложение 8. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена цилиндрических элементов (трубного пучка) при свободной конвекции

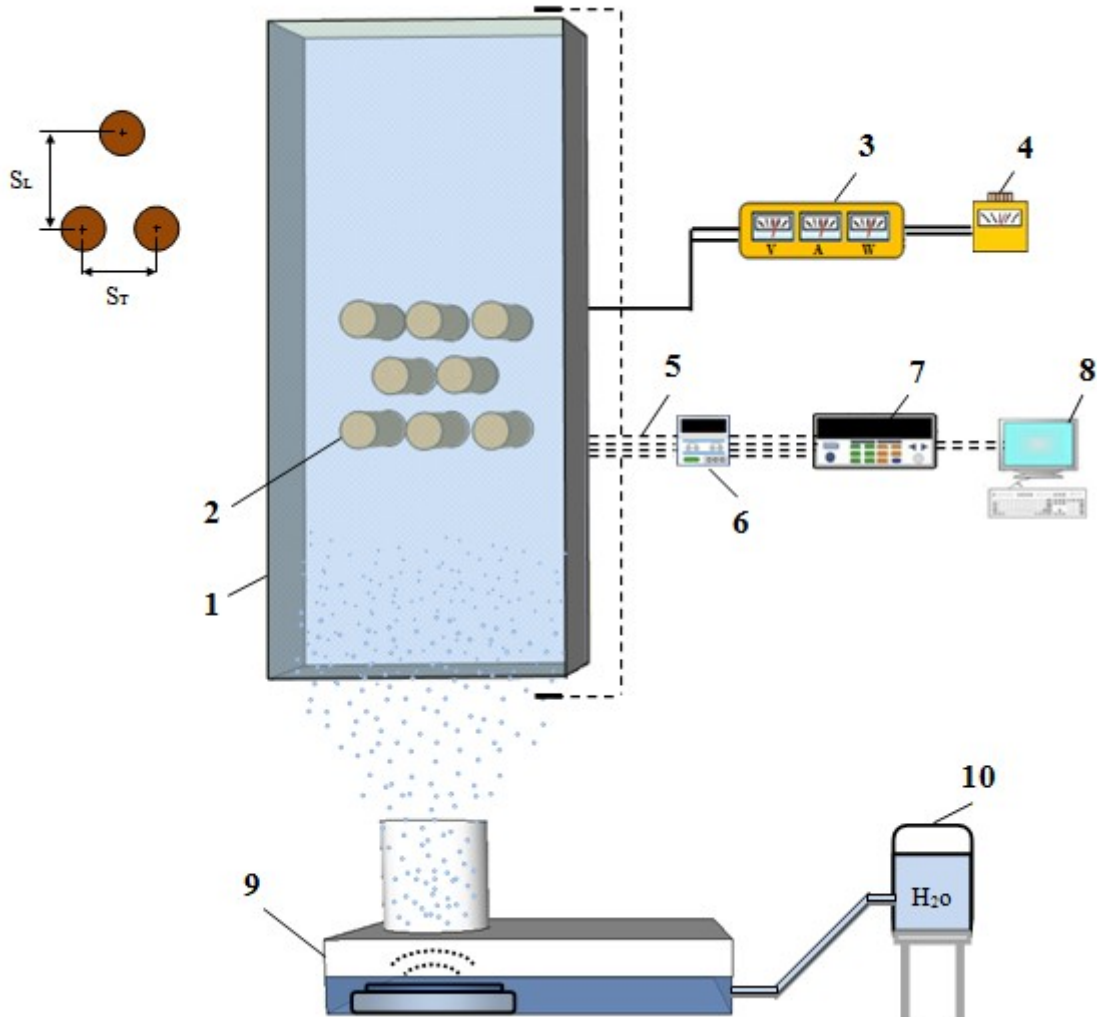


Рисунок П.1.8.: 1- Изолированный канал; 2- Цилиндрические элементы теплообменника; 3- Мультиметр; 4- Регулятор напряжения; 5- Термопары; 6- Аналоговый модуль вывода; 7- Модуль сбора данных; 8- Компьютер; 9- Ультразвуковой генератор аэрозоля; 10- Бак.

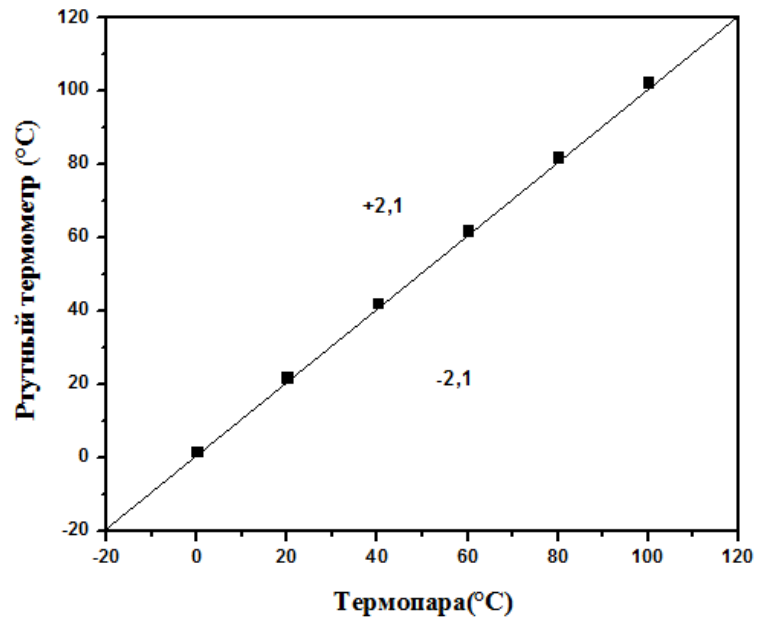
Приложение 9. Результаты калибровки термопар

Рисунок П.1.9.

**Приложение 10. Certificate III International Scientific and Technical Conference
Energy System (ICES-2018)**

**ICES-2018
BELGOROD**

The Federal State Budget
Educational Institution of Higher Education
Belgorod State Technological University
named after V.G. Shukhov
Belgorod, Russian Federation
29-30 November 2018

CERTIFICATE

Akram H. Abed

**has participated
in the III International
Scientific and Technical Conference**

**“Energy System”
(ICES-2018)**

with the report

**“Experimental investigation of hydrodynamics
and heat transfer of sphere cooling using air/water
mist two phase flow”**

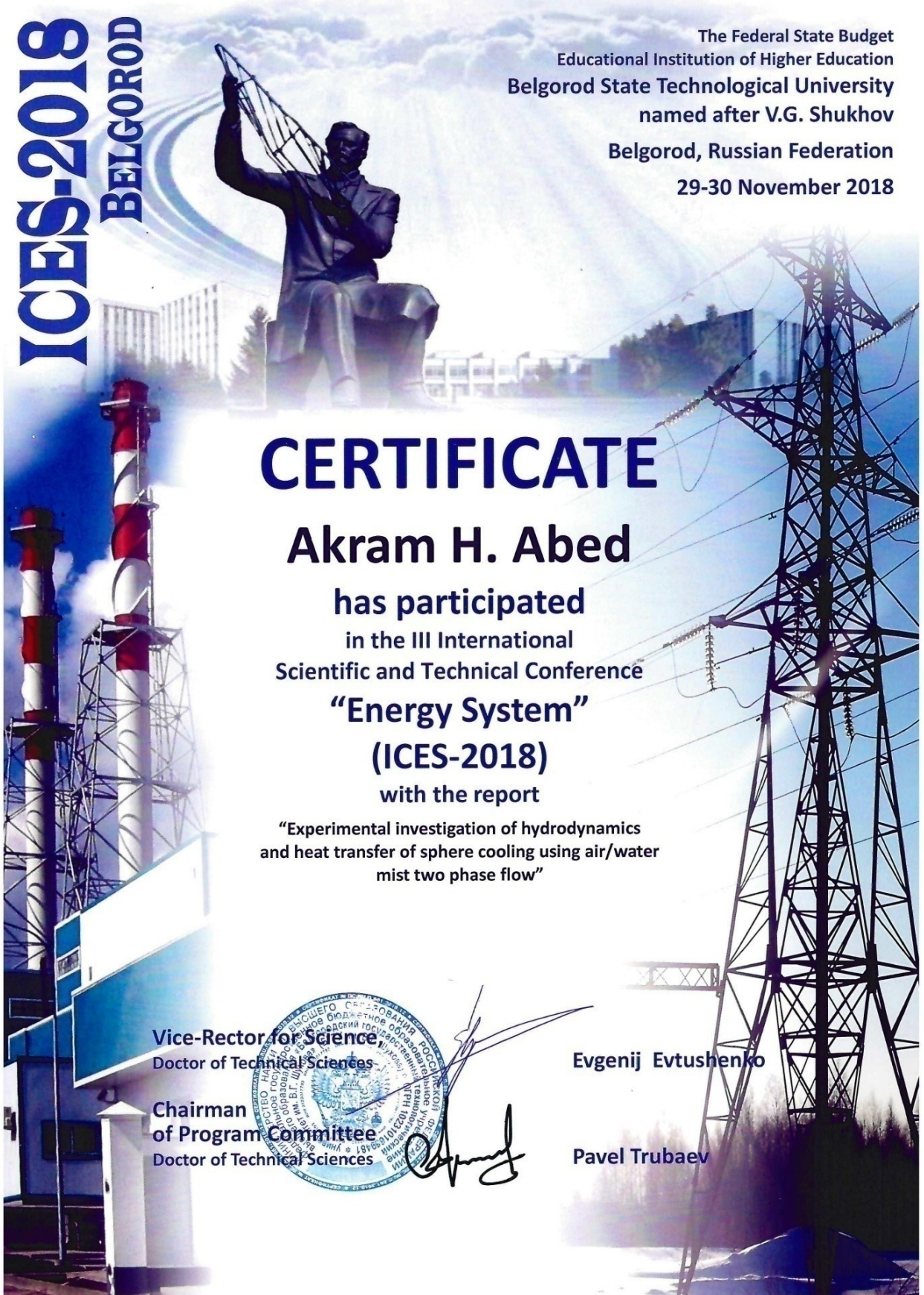
**Vice-Rector for Science,
Doctor of Technical Sciences**

**Chairman
of Program Committee
Doctor of Technical Sciences**



Evgenij Evtushenko

Pavel Trubaev



Приложение 11. Диплом международной научно-практической конференции
«Энерго- и ресурсосбережение»

