

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе
Сибирского отделения Российской академии наук

На правах рукописи

Миськив Николай Богданович



**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕНЕРАЦИИ ТЕПЛА В
МНОГОЦЕЛЕВОЙ СИСТЕМЕ КУЭТТА-ТЕЙЛОРА**

Специальность 1.3.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук
Назаров Александр Дмитриевич

Новосибирск – 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 ПРЕОБРАЗОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ВРАЩЕНИЯ В ТЕПЛОВУЮ ЭНЕРГИЮ	12
1.1 Ветроtermальная энергетика.....	15
1.1.1 Преобразование энергии на основе процессов сжатия	17
1.1.2 Преобразование энергии на основе процессов индукции.....	19
1.1.3 Преобразование энергии на основе процессов трения.....	22
1.2 Течения между вращающимися цилиндрами и методы их исследования	29
Выводы по первой главе.....	35
ГЛАВА 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕТРОТЕПЛОГЕНЕРАТОРА.....	36
2.1 Аппаратура регистрации данных о диссипативных процессах в потоке	39
2.2 Методики измерения производительности теплогенератора	46
2.3 Методика спектрального анализа структуры потока	49
Выводы по второй главе	52
ГЛАВА 3 ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ В МНОГОЦИЛИНДРОВОЙ СИСТЕМЕ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА.....	53
3.1 Влияние скорости вращения цилиндров на тепловыделение	55
3.2 Влияние вязкости рабочей жидкости на тепловыделение	60
3.3 Эквивалентный одиночный канал	63
3.4 Влияние оснований цилиндров на тепловыделение.....	68
Выводы по третьей главе.....	69
ГЛАВА 4 ОСОБЕННОСТИ ТЕЧЕНИЯ В МНОГОЦИЛИНДРОВОЙ СИСТЕМЕ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА.....	72

4.1 Пульсации момента сопротивления кольцевого потока в системе Куэтта-Тейлора.....	73
4.2 Зональная карта режимов течений для встречного вращения роторов.....	75
4.3 Частотный спектр пульсаций момента сопротивления.....	78
4.4 Анализ спектра пульсаций момента сопротивления в низкочастотной области.....	82
4.5 Анализ спектра пульсаций момента сопротивления в высокочастотной области.....	85
Выводы по четвертой главе.....	88
ГЛАВА 5 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ КОНСТРУКЦИЙ МНОГОЦИЛИНДРОВЫХ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРОВ	89
5.1 Расчет конструктивных параметров мультицилиндрового теплогенератора...	89
5.2 Распределение вращательного момента от вала удаленного ветроколеса.....	94
Выводы по пятой главе.....	97
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	99
СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	101
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	103
ПРИЛОЖЕНИЕ «А» ПАТЕНТ НА ИЗОБРЕТЕНИЕ	118

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

В последние десятилетия в мировой энергетике наблюдается тенденция к снижению потребления топливных ресурсов – их доля в общемировом производстве энергии за последние 30 лет сократилась с 75% до 68% в пользу использования возобновляемых источников энергии (рост с 0,6% до 8,0%).

Причины поиска и развития альтернативных источников энергии связаны с ростом мирового энергопотребления, задачами снижения вреда экологии, с отсутствием традиционных источников или сложностью их реализации на местах. Переход к возобновляемым источникам энергии также необходим для смягчения последствий глобального потепления и обеспечения национальной энергетической безопасности. Из наиболее известных и частично применяющихся возобновляемых источников можно выделить ветроэнергетику, солнечную энергию, биоэнергетику, энергию приливов и волн, тепловую энергию Земли. При этом ветроэнергетика является одной из самых быстроразвивающихся технологий возобновляемой энергетики. По последним данным IRENA (международное агентство по возобновляемым источникам энергии) за последние два десятилетия мировые мощности по производству энергии ветра на суше и в море выросли почти в 100 раз – с 7,5 ГВт в 1997 г до примерно 733 ГВт к 2018 г. В Российской Федерации, по данным IRENA и по словам председателя Российской ассоциации ветроиндустрии, на 2021 г все ветропарки имели мощность всего 1,4 ГВт.

Возрастающая стоимость энергоресурсов, используемых для теплоснабжения, диктует необходимость поиска более дешёвых источников тепла. Задача экономически эффективного нагрева жидкости, которая используется в качестве теплоносителя в технологических процессах, системах водяного отопления и горячего водоснабжения, была и остаётся актуальной независимо от способа осуществления этих процессов, конструкции теплообменных устройств, систем отопления и источников возобновляемой энергии для получения тепла.

Анализ ветровых ресурсов России показывает огромный потенциал для использования энергии ветра в теплоэнергетике. В частности, в Новосибирской области возможный потенциал в среднем равен 350 МВт·ч/год, а в более северных регионах может достигать более 2000 МВт·ч/год, при средней скорости ветра около 5 м/с. Освоение и использование этих ресурсов имеет большие перспективы для развития новой области альтернативной энергетики – ветровой теплогенерации.

Ветрогенераторы в настоящее время в основном используются для получения электроэнергии. Анализ энергопотребления на различных объектах, в частности в домашнем хозяйстве, показывает, что энергопотребление в странах с холодным климатом в виде электроэнергии составляет около 25% от общей потребности в энергии. Основная часть энергии потребляется в виде теплоты на отопление и горячее водоснабжение зданий и сооружений. Таким образом, в практическом плане достаточно актуальной является возможность прямого преобразования кинетической энергии ветра в тепловую.

Среди всех существующих методов прямого преобразования механической энергии ветра в тепло наиболее эффективным и доступным является использование диссипативных свойств вязкой жидкости, характеризующих ее способность превращать энергию упорядоченного движения в тепловую энергию.

В частности, представляет интерес рассмотреть в качестве такого генератора тепла устройство, в котором тепло выделяется в объеме жидкости, находящейся в системе узких кольцевых зазоров между коаксиальными, вращающимися навстречу друг другу цилиндрами (круговое течение Куэтта-Тэйлора).

Степень разработанности темы исследования

Идеи использования механической силы для непосредственного генерирования тепла внутри жидкости возникли еще до появления ветряных турбин и связаны с основополагающей работой Джеймса Джоуля. Развитие этих идей способствовало возникновению нового направления тепловой генерации – ветротермальной энергетики. Значительный вклад в исследование прямого

преобразования энергии ветра в тепло внесли многие зарубежные исследователи: W. Cheng, A. Yamaki, T. Tudorache, L. Melcescu, Y. Vagapov, R. Chakirov, T. Okazaki, M. Popescu, C. Ting, T. Zdankus, S. Garvey, W. Gunkel, I. Sobor, Y. Ryou и другие. Также эти работы развивались и в отечественном сегменте исследователями: Н. Д. Шишкин, Е. А. Манченко, А. Ф. Серов, В. И. Терехов, В. Н. Мамонов, Е. А. Дербасова, Р. В. Муканов, Н. А. Седых, С. С. Рыжков и др. Экспериментальными и численными исследованиями течения и теплообмена в кольцевых каналах занимались многие исследователи: A. Mallock, M. M. Couette, G.I. Taylor, D. Coles, Г. Шлихтинг, C.D. Andereck, S.S. Liu, H.L. Swinney, М.Д. Спектор, Ю.Г. Василенко, S. Tokgoz, P.V. Swann и др. Однако, работ, посвященных исследованию тепловыделения в многоцелевых системах не так много. И ни в одной работе не было сделано акцента на детальном исследовании диссипации энергии в многоцилиндровых системах с оппозитным вращением стенок. В диссертационной работе впервые с использованием контактных методов получена детальная информация о диссипации энергии и структуре течения внутри многоцелевой системы Тейлора-Куэтта со встречно-направленным вращением стенок.

Целью диссертационной работы является решение научно-технической задачи: обосновать и экспериментально подтвердить возможность использования класса оппозитных (встречных) течений Куэтта - Тэйлора для эффективного прямого преобразования механической энергии вращения низкооборотного привода (ветродвигатель) в тепловую энергию.

Задачи для достижения цели диссертационной работы:

1. Разработка, изготовление экспериментальных стендов и оборудования:

- макет теплогенератора, который представляет собой два коаксиальных встречно вращающихся многоцилиндровых ротора, образующих систему цилиндрических кольцевых каналов, заполненных вязкой рабочей жидкостью;

- гидродинамический стенд, обеспечивающий контролируемую циркуляцию рабочей жидкости с заданными свойствами через макет теплогенератора.

Оборудование стенда должно обеспечивать циркуляцию рабочей жидкости в широком диапазоне вязкости и температуры.

- системы измерения и сбора данных о первичных физических параметрах.

2. Разработка системы измерения момента сопротивления многощелевых роторов теплогенератора при оппозитном вращении;

3. С использованием разработанного многоцилиндрового макета провести:

- исследования тепловыделения от вращения роторов ветротеплогенератора, в диапазоне скоростей, соответствующих наиболее вероятной ветровой нагрузке Новосибирской области;

- исследования влияния вязкости рабочей жидкости на эффективность тепловыделения;

- анализ спектра пульсаций, возникающих в кольцевых потоках многоцилиндровой системы, определить частотные диапазоны неоднородностей течений, вносящие наибольший вклад в тепловыделение.

4. Разработка подхода для обобщения результатов и практических рекомендаций для проектирования реальных ветротеплогенераторов.

Научная новизна:

1. Впервые получен комплекс экспериментальных данных по выделению тепла в многощелевой оппозитной кольцевой системе Куэтта-Тэйлора при оборотах вращения в диапазоне скорости ветра, соответствующей наиболее вероятной ветровой нагрузке Новосибирской области.

2. Впервые предложена методика обобщения, позволяющая свести произвольную мультицилиндровую систему к эквивалентному классическому одиночному каналу с течением Куэтта-Тэйлора и перенести полученные данные на иные размеры и геометрию теплогенераторов;

3. Впервые получены значения частоты и амплитуды пульсаций момента сопротивления вращению роторов, генерируемых неоднородностями потока жидкости в кольцевых зазорах мультицилиндровой системы Куэтта-Тэйлора при оппозитном вращении цилиндров;

4. Разработана и обоснована методика инженерного расчёта теплогенератора заданной мощности по эквивалентному диссипативному эффекту кольцевой системы с одним зазором.

Теоретическая и практическая значимость

Работа вносит вклад в развитие методов энергоэффективного получения экологически чистой тепловой энергии. Практическая значимость проведенных исследований заключается в получении экспериментальных результатов, необходимых для проектирования и создания крупномасштабных ветровых генераторов тепла. На основе полученных результатов может быть выполнена опытно-конструкторская работа и налажено производство эффективных ветротеплогенераторов для нужд горячего водоснабжения и отопления небольших населенных пунктов и отдельных зданий, где отсутствует централизованное энергоснабжение.

Положения, выносимые на защиту:

1. Обоснование возможности использования класса оппозитных (встречных) течений Куэтта - Тэйлора для эффективного прямого преобразования механической энергии вращения низкооборотного привода (ветродвигатель) в тепловую энергию.

2. Методика исследования характеристик теплогенератора на основе течений Куэтта-Тейлора по измерению суммарного момента сопротивления вращению роторов теплогенератора.

3. Результаты экспериментального исследования тепловыделения и структуры кольцевого потока в мультицилиндровой системе Куэтта-Тейлора с использованием разработанного измерительного оборудования

4. Методика инженерного расчета тепловых характеристик конструкции мультицилиндровых систем нагрева жидкостей. Методика расчета геометрических параметров теплогенератора исходя из его заданных характеристик: мощности, вязкости рабочей жидкости, ширины и высоты кольцевого зазора.

Методы исследований

Для исследования процессов диссипации энергии использовались современные контактные методы измерения температуры потока, момента сопротивления вращению, методы частотного анализа пульсаций потока. Применяемые методики позволили получить информацию о количестве выделяемого тепла в зависимости от параметров рабочей жидкости и скоростей вращения коаксиальных цилиндров, а также проанализировать гидродинамику течения в каналах исследуемой системы.

Степень достоверности результатов. Достоверность результатов обеспечивалась сопоставлением с опубликованными результатами работ других авторов, использованием современных измерительных систем, предварительной настройкой и калибровкой оборудования, а также воспроизводимостью результатов с учетом рассчитанных погрешностей, сопоставлением результатов, полученных различными методами и анализом неопределенностей измерений.

Соответствие диссертации паспорту специальности

Диссертационная работа соответствует паспорту научной специальности 1.3.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника (технические науки) п. 3 «Исследование термодинамических процессов и циклов применительно к установкам производства и преобразования энергии».

Апробация результатов. Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на ведущих российских и международных конференциях: Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий III Всероссийская научная конференция с международным участием (Новосибирск, Россия, 2017), Всероссийская конференция с элементами научной школы для молодых ученых “XXXV Сибирский теплофизический семинар” (Новосибирск, Россия, 2019), XV Всероссийская школа-конференция молодых учёных с международным участием “Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики” (Новосибирск, Россия, 2018), Седьмая Российская национальная конференция по теплообмену (Москва, Россия, 2018), 22-я Школа-семинар молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И.

Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Москва, Россия, 2019), V Всероссийская научная конференция "Теплофизика и физическая гидродинамика" с элементами школы молодых ученых (Ялта, Россия, 2020), "XXXVI Сибирский теплофизический семинар" (Новосибирск, Россия, 2020), "XXXVII Сибирский теплофизический семинар" (Новосибирск, Россия, 2021), VIII международная конференция "Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках" (Москва, Россия, 2021), "XXXVIII Сибирский теплофизический семинар" (Новосибирск, Россия, 2022), Восьмая Российская национальная конференция по теплообмену (Москва, Россия, 2022), Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий V Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием (Новосибирск, Россия, 2022).

Публикации по материалам диссертации

Результаты диссертационного исследования опубликованы в 17 научных работах, из них, опубликованных согласно перечню, российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук (перечень ВАК) – 3, а также работ в научных изданиях, индексируемых базами Scopus и/или Web of Science – 2, патент РФ на изобретение – 1.

Личный вклад автора

Постановка задачи осуществлена автором совместно с научным руководителем д.т.н. Назаровым А.Д. и научным консультантом д.т.н. Серовым А.Ф. Консультантом по гидродинамике течений был к.т.н. Мамонов В.Н. Общее руководство работой осуществлял д.т.н. Терехов В.И. Основная часть работы выполнена автором самостоятельно. Им создан экспериментальный стенд, разработано, создано и адаптировано измерительное оборудование к условиям эксперимента, проведены экспериментальные исследования, обработка и анализ полученных экспериментальных данных. Также автор принимал участие в подготовке публикаций.

Структура и объём диссертации

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка условных обозначений и списка используемой литературы из 118 наименований. Текст диссертации изложен на 118 страницах печатного текста, содержит 42 рисунка, 8 таблиц, 1 приложение.

ГЛАВА 1 ПРЕОБРАЗОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ВРАЩЕНИЯ В ТЕПЛОВУЮ ЭНЕРГИЮ

В последние десятилетия значительно возросла потребность в получении энергии возобновляемых, неисчерпаемых природных источников. Причины поиска и развития альтернативных источников энергии связаны с ростом мирового энергопотребления, низким риском причинения вреда экологии, с истощением традиционных источников или сложностью логистики на местах. Переход к возобновляемым источникам энергии (ВИЭ) также необходим для смягчения последствий глобального потепления и обеспечения национальной энергетической безопасности. ВИЭ имеют огромный потенциал и могут существенно уменьшить зависимость от нефти, газа и других ископаемых топлив [1, 2].

Производство электроэнергии при помощи ВИЭ в 2021 г выросло более чем на 8% и достигает 8300 ТВт/ч, что стало самым быстрым ростом с 1970-х годов. Две третьих роста обеспечивается вводимой генерацией на солнечных фотоэлектрических и ветряных электростанциях [3]. Только на Китай в 2021 г приходится почти половина мирового прироста возобновляемой электроэнергии, за ним следуют Соединенные Штаты, Европейский Союз и Индия. В России производство энергии при помощи ВИЭ на 2023 г составляет около 6 ГВт/ч, при этом к 2035 г запланирован выход к совокупной мощности порядка 15 ГВт/ч [4].

Одним из доступных и широко распространенных ВИЭ является ветер. Поэтому среди альтернативных источников энергии ветровая энергетика занимает одно из главных мест и изучению этой области посвящено большое количество работ. Можно отметить ключевые обзорные статьи и монографии [5-11], в которых освещен широкий круг проблем преобразования энергии ветра в электрическую энергию. Среди основных проблем ветроэнергетики можно выделить низкую энергетическую плотность, географическую неравномерность, сложность и высокую стоимость конструкций ветрогенераторов в установках высокой мощности, а также неустойчивый ветер. Ветровые электростанции

требует больших площадей и могут негативно сказываться на здоровье людей и животных из-за больших вибраций, генерируемых лопастями роторов, поэтому размещение ветроэнергетических установок (ВЭУ) происходит в удаленных районах, что в свою очередь повышает стоимость передачи такой энергии. Электрическая энергия, вырабатываемая ветряными турбинами, из-за стохастического характера ветра, очень неустойчива и может повлиять как на качество электроэнергии, так и на работу энергосистем. Многие развивающиеся проекты и исследовательские работы по преобразованию ветровой энергии направлены на решение этих проблем. Например, одним из возможных решений проблем стабильности и качества электроэнергии является применение накопительных систем, которые играют важную роль в приложениях ветровой энергетики [12], контролируя мощность ветряной электростанции и предоставляя вспомогательные мощности общей энергосистеме. Для повышения эффективности использования энергии ветра применяются различные потоконаправляющие устройства и концентраторы потока [13]. Для увеличения коэффициента использования ветровой энергии в зависимости от условий эксплуатации используются различные технологии и виды ветровых турбин. Ветряные турбины можно классифицировать по конфигурации турбогенератора, пути воздушного потока относительно ротора турбины, мощности турбины, схеме привода генератора, режиму энергоснабжения и месту установки турбины [14]. При рассмотрении конфигурации оси вращения лопастей ротора современные ветровые установки можно разделить на турбины с горизонтальной осью и вертикальной осью. Большинство коммерческих ветряных турбин сегодня относятся к типу с горизонтальной осью, в которых ось вращения лопастей параллельна потоку ветра. К преимуществам этого типа ветровых установок относятся высокий КПД турбины, высокая удельная мощность, низкая скорость включения ветра и низкая стоимость единицы выходной мощности. Существенным преимуществом ветряной установки с вертикальной осью является то, что турбина может принимать ветер любого направления. Поскольку ветрогенератор, редуктор и другие основные компоненты могут быть

установлены на земле, это значительно упрощает конструкцию и, следовательно, снижает стоимость ветряной установки [15].

Анализ энергопотребления на различных объектах, в частности в домашнем хозяйстве, показывает, что энергопотребление в регионах с холодным климатом в виде электроэнергии составляет около 30% от общей потребности в энергии [16, 17]. Основная часть вырабатываемой электроэнергии преобразуется и потребляется в виде тепла (отопление домов и зданий, горячее водоснабжение). Вместе с этим при передаче и преобразовании энергии ветра в электрическую и затем в тепло могут возникать существенные технические потери. И вполне практической задачей можно назвать прямое преобразование механической энергии ветра в тепловую. Преобразование механической энергии ветряных турбин непосредственно в тепло могло бы сэкономить один этап (Рисунок 1.1) преобразования ветровой энергии и, следовательно, быть более экономичным [18, 19] и энергоэффективным [17, 20]. Недостатком известных решений обеспечения теплом технологических и бытовых потребителей за счёт ветроэлектрических установок является низкий коэффициент первичного преобразования энергии, полученной на валу ветрогенератора в тепло. Основной вклад в снижение КПД вносят низкая скорость вращения ветрового преобразователя, начальный тормозящий момент магнитной системы ротор-статор электрогенератора и затраты на прокачку теплоносителя. Таким образом, исследование ветротермальных преобразователей может сделать возобновляемое тепло более доступным.

Соединение ветровой турбины и теплогенератора позволяет реализовать ветротермальный генератор прямого преобразования механической энергии ветра. Эти устройства могут напрямую поставлять тепловую энергию для обогрева помещений, а также промышленных процессов или работать как интегрированный компонент ветроэнергетических систем.

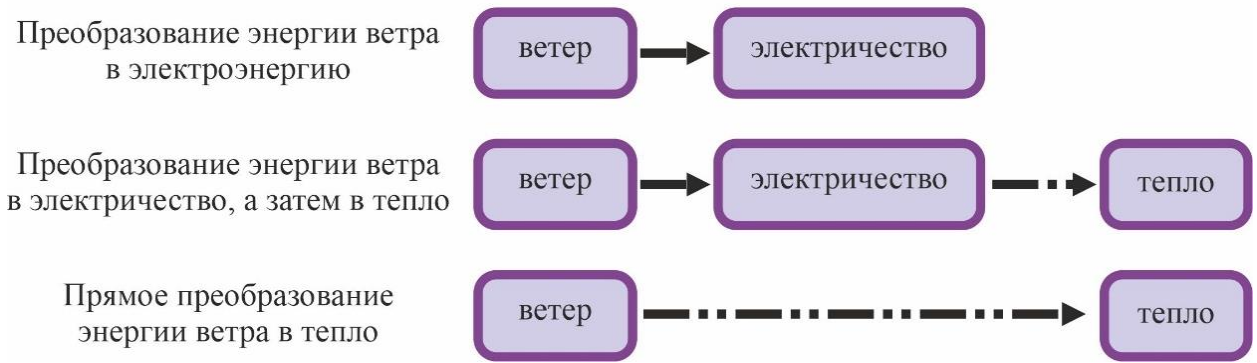


Рисунок 1.1 – Этапы преобразования ветровой энергии

Ветротермальные установки могут стать частью дешевой возобновляемой энергии, которую легко хранить, что в свою очередь повышает надежность энергоснабжения. Ветровые теплогенераторы могут также эффективно использоваться как автономные источники горячей воды [21], встраиваться в интегрируемую систему, включающую в себя и производство электрической энергии, в том числе, и из альтернативных источников [22-24], а также применяться в процессах охлаждения и при использовании тепловых насосов [25-28]. Однако, несмотря на значительные успехи, еще есть много проблем, которые нужно решить, чтобы сделать эту технологию более эффективной и экономически выгодной. Таким образом, можно сказать, что ветротермальная энергетика находится на стадии активного развития и требует дальнейших исследований и инноваций.

1.1 Ветротермальная энергетика

Существует широкий спектр исследовательских работ, посвященных устройствам, преобразующим механическую энергию в тепло. Среди всех известных технологий преобразования энергии ветра в тепло можно выделить следующие: сжатие, трение, индукция, а также сочетание двух концепций. Во всех предлагаемых технологиях кинетическая энергия ветра преобразуется в энергию вращения ротором ветряной турбины. Затем механическая энергия вращения преобразуется в тепло за счет повышения температуры теплоносителя

(газа или жидкости, например сжатого воздуха, воды, масла или различных растворов), который циркулирует в замкнутом контуре. Этот контур либо подключен непосредственно к потребителю, либо тепло передается через теплообменник на вторичный контур, который доставляет тепло соответствующему потребителю. Как и в случае ветроэлектрических преобразователей, в литературе встречаются работы, в которых используются конструкции ветротермальных генераторов прямого привода [29, 30] и редукторного типа [25]. Причем предлагаются варианты исполнения как для вертикальной [31-35], так и для горизонтальной [18, 19, 25] турбины. В большинстве исследований, в качестве характеристик, определяющих эффективность ветротермальной установки, используются градиент температуры рабочей жидкости и коэффициент полезного действия. Рассматривается два типа коэффициентов полезного действия, поскольку авторы затрагивают различные границы системы: полный коэффициент полезного действия системы ветер-тепло – это эффективность преобразования доступной кинетической энергии ветра в генерируемую тепловую мощность; коэффициент полезного действия системы турбина-тепло – это эффективность преобразования доступной энергии вращения от турбины или ее модели в тепловую энергию. Имеющиеся в литературе значения коэффициентов полезного действия и градиента температуры значительно различаются, что является результатом использования различных экспериментальных конструкций и методов преобразования. Кроме того, значения этих коэффициентов могут существенно зависеть от множества факторов, включая скорость ветра, температуру окружающей среды, характеристики используемых материалов и конструкций системы. Дальнейшие исследования и разработки в этой области позволят определить оптимальные параметры для улучшения производительности и эффективности ветровых теплогенераторов, что может способствовать более широкому использованию ВИЭ в будущем.

1.1.1 Преобразование энергии на основе процессов сжатия

Технология преобразования ветровой энергии на основе сжатия предполагает использование энергии вращения лопастей ветряной турбины для приведения в действие насоса или компрессора, например поршневого типа (Рисунок 1.2). При сжатии рабочего газа увеличивается его давление и температура. Этот эффект можно наблюдать в системах сжатого воздуха [36, 37], также он используется для тепловых насосов [20, 25, 26, 38-40].

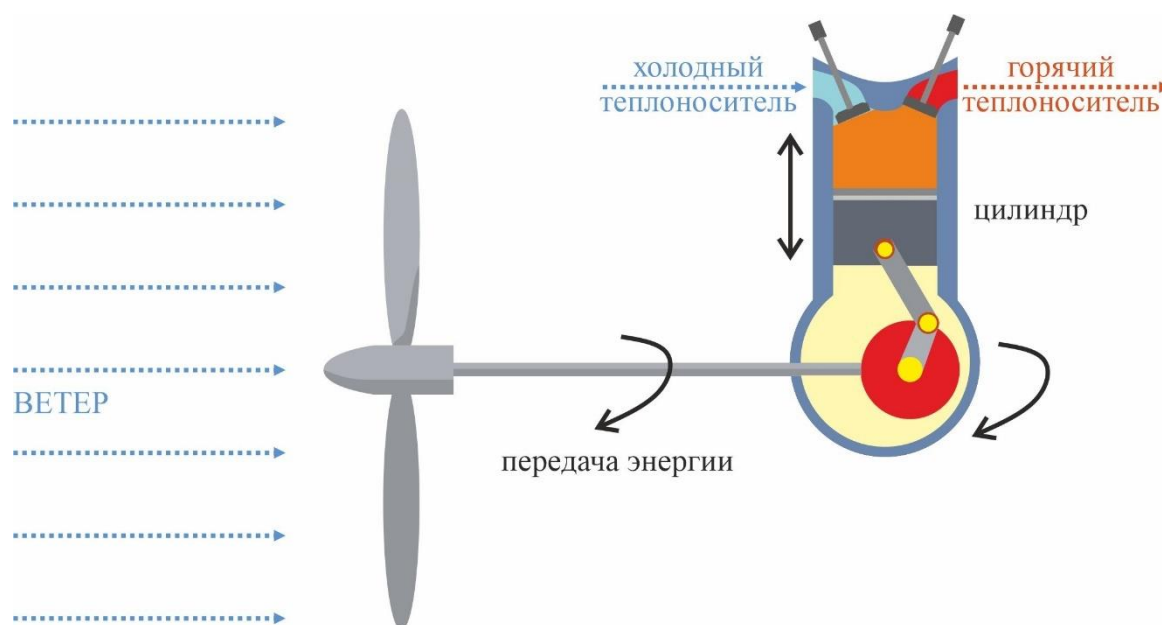


Рисунок 1.2 – Поршневой ветротермальный преобразователь на основе сжатия

При использовании жидкой среды в объеме установки, насос будет ускорять рабочую жидкость в системе трубопроводов. Диссипация энергии в этом случае происходит за счет сил вязкого трения, действующих в ускоряемом теплоносителе, при этом кинетическая энергия переходит в тепло. Для увеличения тепловыделения некоторые авторы [29, 30, 38, 41] дополнительно устанавливали в системе трубопроводов диафрагму или дроссельный клапан. В работе Т. Zdankus и др. [30] рассматривается гидравлическая система прямого преобразования энергии ветра в тепловую, мощностью до 1 кВт. Авторы исследовали влияние степени открытия встроенного гидравлического клапана на

тепловыделение в системе при заданных значениях скорости ветра от 1 до 7 м/с. Ветровая турбина имитировалась электродвигателем, частота вращения которого изменялась в диапазоне от 0,5 до 25 Гц. Было показано, что для определенных частот вращения существует оптимальная степень открытия клапана (от 0,1 до 0,33; где 1 – полностью открытый клапан) при которой достигается максимальное тепловыделение. Такая зависимость может быть использована для автоматического управления работой гидросистемы для наиболее эффективного получения тепла. Группа тайваньских авторов исследовали комбинированную ветряную систему охлаждения [25, 26]. Прототипом была ветряная турбина мощность 1 кВт, с восемью лопастями и горизонтальной осью вращения, вал которой соединялся непосредственно с компрессором и электрогенератором. При средней ветровой нагрузке около 6 м/с, 30 л воды охлаждали с 20 до 14 °С и с 17 до 7 °С за 70 мин и 90 мин соответственно. Результаты показывают, что ветряной охладитель имел средний полный рабочий КПД около 50% (ветер-тепло). Тот же научно-исследовательский институт изучал аналогичный проект с трехлопастной ветряной турбиной с горизонтальной осью для охлаждения и отопления (тепловой насос). Результаты представлены для средней скорости ветра от 3 до 6 м/с после общего времени работы 60 мин. При охлаждении температура изменялась от 25 до 23 °С и от 23 до 3 °С; при нагреве – от 10 до 13 °С и от 10 до 25 °С соответственно, КПД (ветер-тепло) для системы охлаждения составлял 54%, а для системы отопления 52% [20].

В работе [29] рассматривалась модель ветряного теплового генератора, состоящего из двух частей: преобразователь ветровой энергии в тепловую и система передачи тепла на большие расстояния для отопления жилых помещений. В качестве ветротеплогенератора использовалась модель с гидравлическим демпфированием, в которой энергии ветра поглощалась ветряной турбиной и переходила в энергию давления масла через гидравлический насос. Поток гидравлического масла высокого давления проходил через узкое демпфирующее дроссельное отверстие, с помощью которого регулировалось давление и массовый расход. Моделирование показывает, что система позволяет нагревать рабочую

жидкость до 122 °С, причем по мере того, как средняя плотность энергии ветра продолжает увеличиваться, рост температуры постепенно замедляется. При повышении температуры вязкость гидравлического масла резко снижается, что ухудшает нагревательный эффект системы преобразования ветровой энергии. При передаче тепла на большие расстояния оценка эффективности преобразования энергии ветра в тепло составила 40%. Другое исследование [36] показало, что хорошо спроектированная ветроэнергетическая система со сжатым сухим воздухом и накопителем может достичь общего коэффициента полезного действия системы до 85%. В случае сжатого сухого воздуха последовательное соединение различных ветротермальных преобразователей нагревает сухой воздух до ~ 600 °С.

1.1.2 Преобразование энергии на основе процессов индукции

При ветротермальном преобразовании на основе индукции (Рисунок 1.3) используется энергия вращения лопастей ветряной турбины для механического вращения проводящей петли в магнитном поле [42-49].

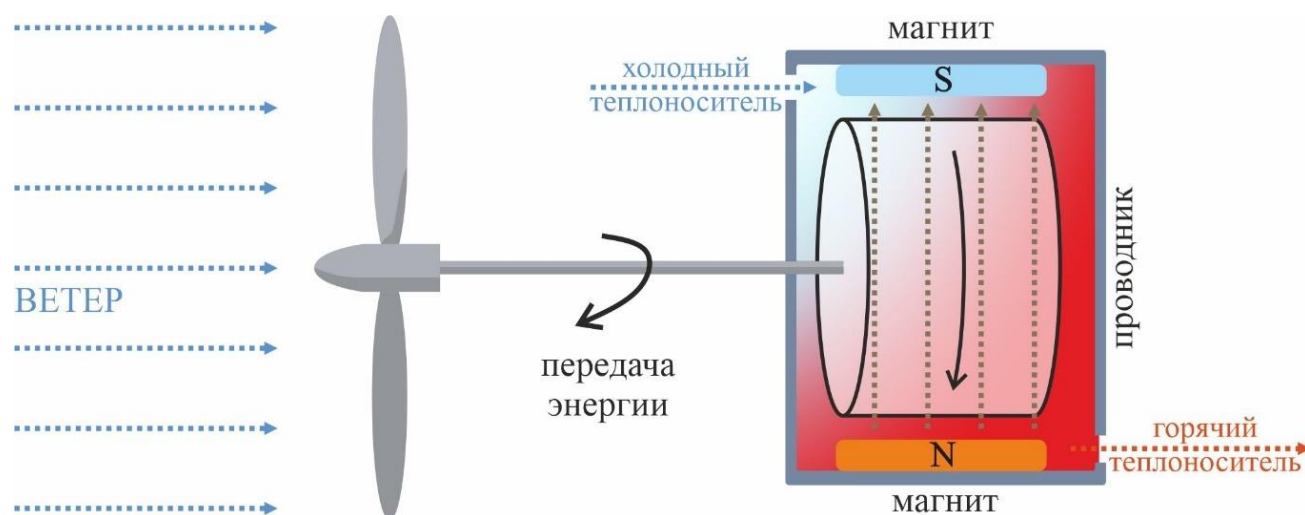


Рисунок 1.3 – Ветротермальный преобразователь на основе индукции

Проводник воспринимает постоянное магнитное поле как переменное магнитное поле из-за его вращения. Переменное магнитное поле индуцирует напряжение, которое приводит к протеканию вихревых токов в проводящем

материале и, как следствие, к рассеиванию тепла. Магнитные проводники рассеивают дополнительное тепло за счет эффекта магнитного гистерезиса [46]. В качестве альтернативы постоянные магниты можно вращать вокруг статического проводника, что приводит к тому же эффекту индукционного нагрева.

В работе [50] предложена конструктивная схема ветряного водонагревателя, основанная на принципе вихретокового нагревательного действия. Авторы спроектировали, изготовили и оптимизировали устройство для проверки влияния скорости вращения и конструкционного зазора на повышение температуры нагревательного элемента. Было показано, что при заданной ветровой нагрузке и магнитной энергии генератора, чем выше потребляемая мощность ветряной турбины, тем выше скорость вращения и тепловой КПД. При скорости вращения турбины 450 об/мин температура изменялась от 23 до 85 °С за 1 ч.

Т. Okazaki и др. в своей работе [19] показали, что индукционные ветротермальные преобразователи для горизонтальных ветровых турбин способны нагревать рабочий теплоноситель (водяной пар) до температуры 450 °С и использоваться совместно с накопительными системами тепловой энергии.

Другой перспективной технологией являются электродинамические ретардеры (тормоза-замедлители), которые широко используются для вспомогательного торможения большегрузных транспортных средств [51]. Внутри ретардера находится система из статора, на котором установлены электромагниты, и нескольких роторов, в которых индуцируются вихревые токи. Появление токов Фуко в материале ротора приводит к возникновению лапласовых сил, действующих в направлении, противоположном вращению ротора. В результате этого создается тормозящий момент, действующий на приводной вал и замедляющий таким образом движение автомобиля. Температура ретардера может достигать более 600 °С, хотя температура встроенного постоянного магнита остается ниже 100 °С. Мощность ретардера может составлять порядка нескольких сотен кВт. Вес ретардера составляет почти одну десятую веса электродвигателя/генератора той же мощности. Ретардеры

имеют достаточную прочность и рассчитаны на прерывистую нагрузку, холодный и жаркий климат, соль и влажность.

Известна работа [52] по исследованию уменьшения выброса парниковых газов на целлюлозном производстве в случае применения ветротермального преобразователя индукционного типа. Авторы показали, что добавление ветротеплогенератора в производственную модель позволяет эффективно получать тепловую энергию и снижает потребление ископаемого топлива для многократного производства целлюлозы.

В работе Lei Chen, Yulong Pei и др. [53] рассматривается моделирование и экспериментальное исследование прототипа индукционного преобразователя на постоянных магнитах высокой эффективности. Результаты показывают, что рабочая жидкость (вода) нагревалась от 10 до 16 °C за 2 мин при скорости вращения 1500 об/мин прототипа преобразователя мощностью 1,2 кВт. Эффективность преобразования турбины в тепло для индукционного нагрева составляла от 96% до 99% и уменьшалась с увеличением числа оборотов. В работе [54] представлены результаты экспериментальных и аналитических исследований ветроэнергетической системы с вихретоковым нагревателем на постоянных магнитах. Энергия, вырабатываемая в ферромагнитной твердой стали за счет вихревых токов, позволила нагреть воду с 26 °C до 40 °C в течение 15 мин. В диапазоне мощностей 0,4 до 3,8 кВт, при частоте вращения ветродвигателя от 100 до 400 об/мин, КПД теплогенератора составляло от 70% до 91% соответственно. Той же группой авторов [55] был сделан вывод о целесообразности прямого преобразования энергии ветра в тепло с использованием вихретокового нагревателя. Согласно расчетам, при одних и тех же ветровых условиях ветрогенератор будет производить больше тепловой энергии, чем электроэнергия. Количество тепловой энергии будет больше примерно на 6% за 12 месяцев, а в холодное время года, при увеличении скорости ветра на 12-18%. В другом исследовании [56] были разработаны оптимальные конструкции индукционных ветротермических преобразователей мощностью до 10 кВт.

Известно применение преобразователей с параллельной выработкой тепла и электроэнергии. Т. Tudorache, L. Melcescu и др. исследовали когенерационный индукционный преобразователь для ветроустановок малой мощности [57]. Авторы предложили конструкцию гибридного генератора на постоянных магнитах, в котором часть потерь рекуперирована теплоносителем. При входной механической мощности турбины 3,3 кВт, выходная электрическая мощность генератора достигала 2,4 кВт, а тепловая мощность составила 620 Вт. Эффективность преобразования турбины в тепло с учетом выработки электроэнергии составила 90%.

Группа компаний из Красноярска («Тепловетровые технологии», «ОКБ Микрон») работает над созданием крупномасштабной автономной ветроэнергетической станции [58]. В этом проекте генератор реализован по безредукторной схеме и вырабатывает тепловую и электрическую энергию одновременно. Предлагается модельный ряд ВЭУ от 0,2 МВт до 4 МВт выделяемой мощности. Тепловая энергия вырабатывается с использованием технологии индукционного нагрева. Конструкция генератора реализована через вращающийся ротор с постоянными магнитами и предусматривает комбинированную генерацию энергии. Теплогенератор прямого нагрева токами Фуко, имеет мощность 95% от номинальной мощности, а доля выработки электроэнергии может достигать 50%. Одним из преимуществ разрабатываемой установки является использование 5-ти лопастного ротора горизонтального типа. Данное решение позволяет обеспечить прибавку, около 15%, ко времени автономной работы.

1.1.3 Преобразование энергии на основе процессов трения

Ветротермальное преобразование на основе трения [18, 19, 31, 59-61] использует энергию вращения турбины для механического вращения рабочего движителя, погруженного в рабочую жидкость. Вращение погружного рабочего движителя генерирует тепло за счет потерь на трение между молекулами рабочего тела. Простейшее применение — это крыльчатка, непосредственно соединенная с

ветряной турбиной, которая перемешивает рабочую жидкость в резервуаре, снабженном перегородками (Рисунок 1.4). В литературе такая конструкция получила название «машина Джоуля».

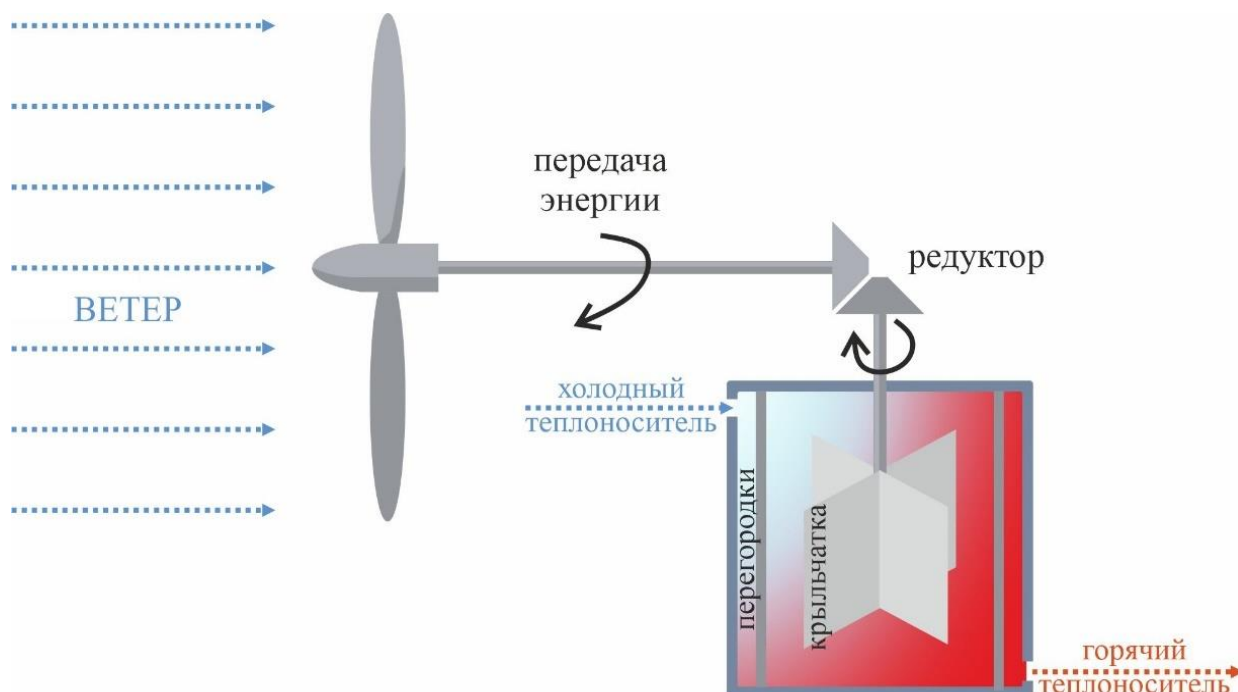


Рисунок 1.4 – Преобразователь на основе трения (машина Джоуля)

Коллектив авторов в работах [33, 62] численно исследовали прямую конверсию ветровой энергии в тепло при помощи Джоулевой машины. Было показано, что для обеспечения работы ВЭУ в режиме максимальной мощности необходимо согласовать моментные и скоростные характеристики ВЭУ и теплогенератора. Для выбранного класса ветродвигателей Савониуса соответствие достигалось оптимизацией диаметра перемешивающей крыльчатки. Результаты расчетов показали, что, используя оптимизированную конструкцию, при средней скорости ветра около 7 м/с, можно нагреть 270 л воды на 45 °С примерно за 50 ч. На рисунке 1.5 приведен график подводимой к теплогенератору мощности с учетом профиля скоростей ветра за 50 ч и соответствующий график роста температуры рабочей жидкости.

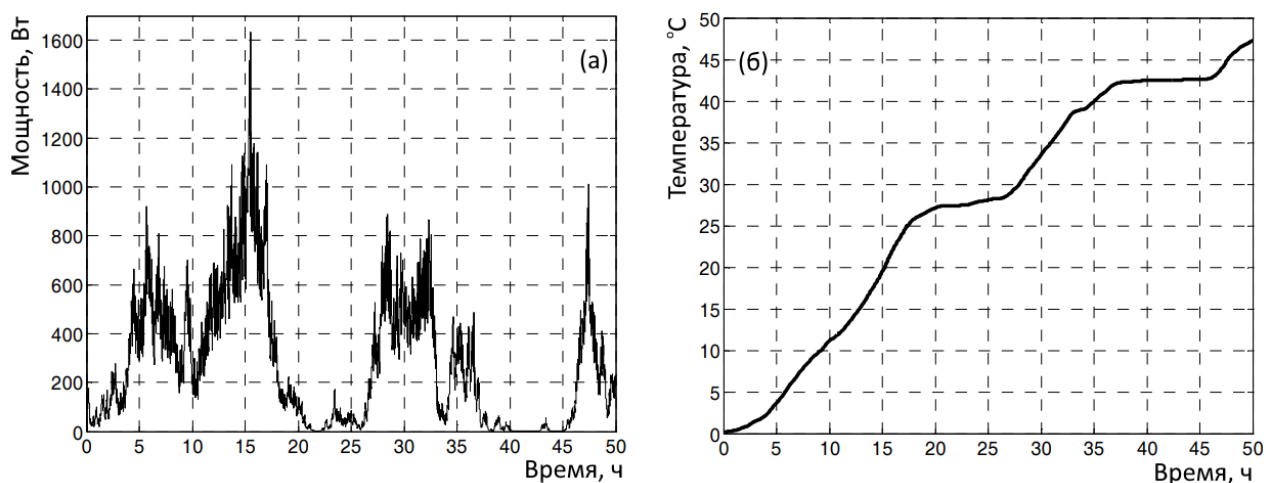


Рисунок 1.5 – График мощности, передаваемой ветряной турбиной теплогенератору в зависимости от времени (а), рост температуры теплоносителя от времени (б), (адаптирован из работы [33])

В другом исследовании [61], с применением нагревателя-мешалки, в качестве теплоносителя использовались различные рабочие жидкости: вода, гидравлическое масло и насыщенный раствор хлорида натрия. Температура 20 л рабочей жидкости в течение 1 ч, при постоянной скорости вращения, увеличивалась на 18, 25 и 28 °С. При скорости вращения в 500 об/мин КПД теплообменника составлял для каждой из жидкостей 40%, 27%, и 45% соответственно. Показано, что при одинаковой скорости физические параметры, такие как плотность, удельная теплоемкость и кинематическая вязкость рабочей жидкости оказывают большое влияние на эффективность нагрева. Авторы [63] проводили полевые испытания разработанного ветротеплогенератора с использованием ветряной турбины с вертикальной осью. В ходе испытаний температура масла-теплоносителя объемом 60 л (начиная с 16 °С) выросла на 6 °С за 6 ч работы генератора. Авторы пришли к выводу, что размер турбины и зубчатой передачи не подходит для выработки тепла на рассматриваемой ветряной установке. Исследование с нагревателем в виде концентрических дисков показывает, что температура 3 л воды (начиная с 20 °С) увеличивалась в течение 1 ч на 8 или 17 °С при вращении ротора со скоростью 300 или 400 об/мин [60]. Во многих работах отмечается, что при более высоких скоростях вращения,

при использовании высоковязких рабочих жидкостей [60, 61, 64, 65], жидкостей высокой плотности [66] и при максимальном заполнении резервуара [67] генерируется больше тепла.

Более сложное применение – гидродинамический ретардер (Рисунок 1.6), где рабочая жидкость циркулирует внутри тороидальной камеры, образованной ротором и статором, оба из которых оснащены лопастями. Вращая лопасти, можно регулировать зазор между вращающейся и неподвижной частями камеры. Поскольку жидкость должна проходить через пространство между вращающейся и неподвижной частями ретардера, тормозящий момент создается за счет вязкого сопротивления жидкости [18, 68].

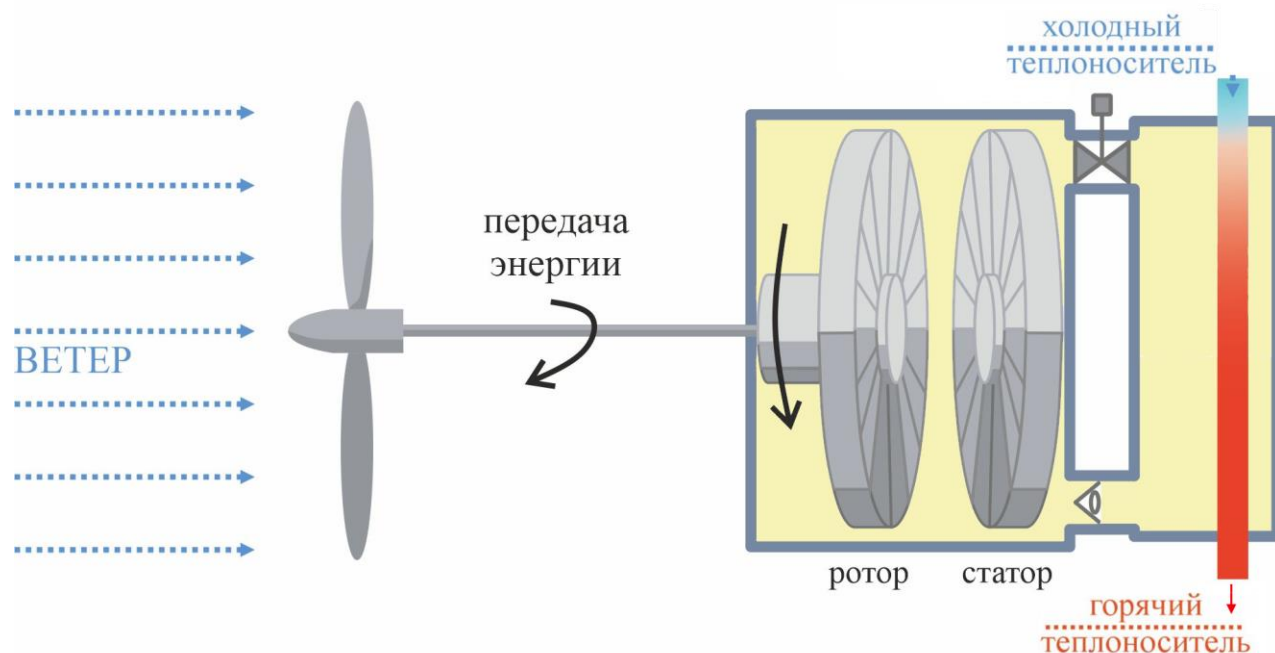


Рисунок 1.6 – Ветротермальный преобразователь на основе гидродинамического ретардера

В некоторых работах сообщается об эффективном преобразовании энергии вращения в тепло в цилиндрических теплогенераторах на основе течений Куэтта-Тейлора (Рисунок 1.7). Авторы [65] промоделировали и экспериментально исследовали выделение тепла при диссипации энергии трения высоковязкой жидкости, находящейся в кольцевом пространстве между двумя вращающимися цилиндрами. В качестве теплоносителя использовались рабочие жидкости с

различными вязкостями. Рассматривалось несколько конструкций теплогенератора, которые определялись геометрией вращающихся цилиндров. CFD (Computational Fluid Dynamics) анализ показал что при определенных размерах зазора можно получить наиболее высокую удельную мощность. Вязкое силиконовое масло в одиночном кольцевом канале нагревалось на 6° примерно за 2,5 мин в случае вращения одного из цилиндров с частотой 500 об/мин. Максимальная температура внешней стенки генератора была получена в оппозитном режиме при скорости вращения каждой из стенок 600 об/мин и достигала 62°C .

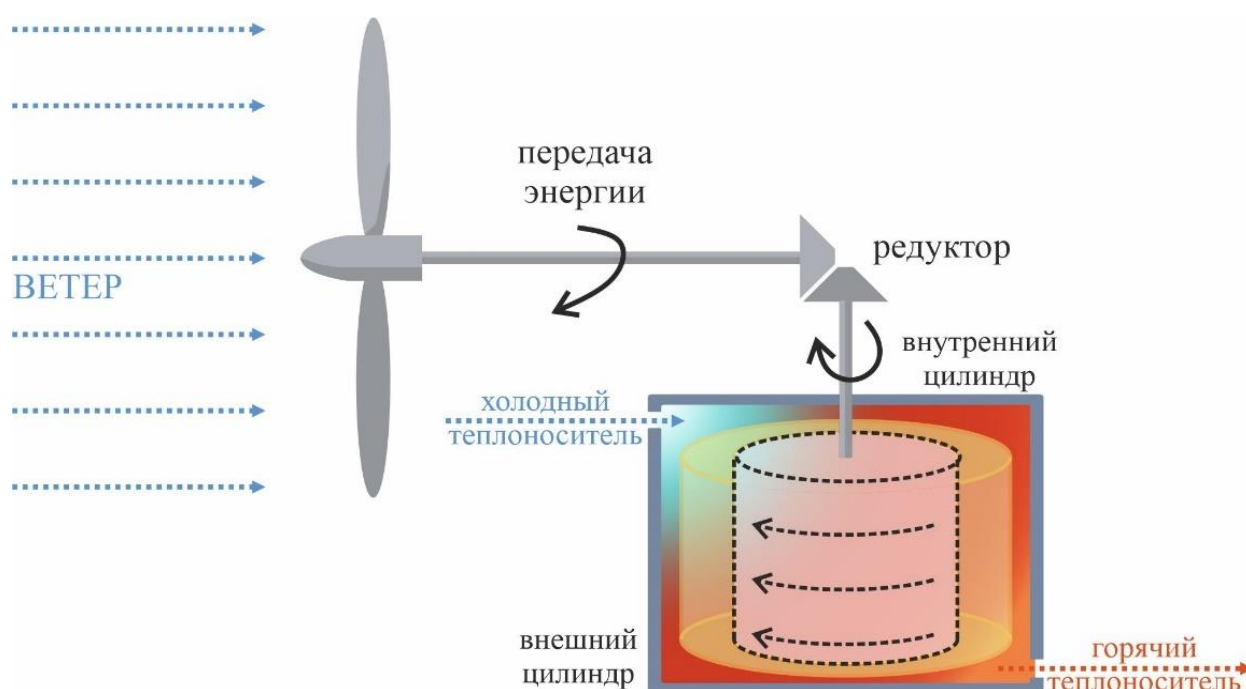


Рисунок 1.7 – Преобразователь на основе трения в кольцевом канале

Y. Kim, Y. Ryu и др. [64] разработали систему горячего водоснабжения с использованием ветровой энергии с тепловым насосом для сельскохозяйственного применения. В качестве теплового генератора использовался нагреватель с вращающимся цилиндром, ротор был прикреплен к электродвигателю, имитирующего ветровую турбину. При оборотах двигателя 660 об/мин и по истечении 40 мин температура воды и термомасла (масло-теплоноситель) объемом 70 л достигала 78 и 87°C соответственно (при начальной

температуре 20 °С). Температура рабочей жидкости повышалась по мере увеличения оборотов ротора. Было показано, что эффективной средой тепловыделения для рассматриваемой системы отопления является термомасло высокой вязкости. В случае циркуляции жидкости в контуре с теплообменником максимальная скорость теплообмена составила 31500 кДж/час при частоте вращения ротора двигателя 600 об/мин и объемном расходе воды 500 л/час. Потребление электроэнергии составило 14 кВт, что дало КПД всей системы в 62%.

Для полноты описания уровня технологий можно также выделить метод преобразования энергии ветра при трении твердых тел, который упоминается в работах [19, 69], однако, не поясняется в дальнейшем.

При запуске ветротеплогенератора необходимо преодолеть момент сопротивления трения и момент сопротивления инерции. Если стартовые характеристики низкие, то при малой скорости ветра будет сложно запустить ветродвигатель. Таким образом, система не может работать регулярно, что приводит к потере энергии ветра при низкой ветровой нагрузке. Моментные характеристики, как характеристика пусковой способности системы, имеют большое значение для изучения пускового процесса ветротеплогенераторов. В работе [70] рассматривается применение гидравлической муфты с ограничением крутящего момента, которая снижает пусковой момент теплогенератора с мешалкой с 2,2, 4,0 и 7,2 Н·м до 0,68, 0,9 и 1,46 Н·м соответственно в зависимости от начальных угловых ускорений.

Известны способы увеличения эффективности и удельной мощности теплогенераторов путем применения систем с многоцелевыми каналами. Подобные конструкции, представляющие собой набор плоских вращающихся дисков, предлагаются в патентах [71, 72] и в работах [60, 73]. Однако организовать встречное вращение дисков, которое бы приводило к удвоению относительной скорости вращения, в этих случаях является сложной задачей. Аналитическое исследование теплогенераторов такой конструкции для высоковязких жидкостей проводилось в работах [73, 74]. Были предложены

формулы для определения мощности теплогенератора в зависимости от его конструктивных параметров и свойств высоковязкой рабочей жидкости в случае ламинарного режима течения этой жидкости в зазорах между вращающимися и неподвижными дисками теплогенератора. В работе [75] исследовались процессы гидродинамики и теплообмена при прямом превращении механической энергии в тепловую для теплогенератора аналогичной конструкции, работающего в турбулентном режиме, с использованием маловязкой рабочей жидкости - воды.

Одним из наиболее многообещающих и перспективных исследований прямой конверсии энергии ветра в тепло является мультицилиндровая система Куэтта-Тейлора с оппозитным вращением стенок каналов [76]. Многощелевой теплогенератор состоит из двух цилиндрических роторов, вставленных друг в друга, образующих систему концентрических кольцевых каналов, заполненных вязкой жидкостью, и вращающихся в противоположных направлениях. Вариант получения тепла и обеспечение подачи теплоносителя за счет прямого потребления механической энергии ветроустановки, позволяет утверждать, что КПД разрабатываемой системы достигает 95%. Потери определяются только качеством теплоизоляции корпуса теплогенератора. Удвоение относительной скорости вращения роторов генератора приводит к увеличению вдвое количества выделяемой тепловой энергии. В качестве привода можно использовать две ветряные турбины с вертикальной осью без дополнительной редукции либо одну с распределением вращения на оба ротора. В такой системе жидкость испытывает сопротивление своему движению в результате трения между слоями, а также о стенки направляющей системы. Однако, в отличие от твердого тела, которое в процессе такого взаимодействия (трения) разогревается и частично начинает разрушаться, слои жидкости тормозятся и при относительном движении наблюдаются диссипативные процессы с выделением тепла. При достижении определенной скорости движения жидкости в ее объеме начинают возникать и разрушаться довольно сложные вихревые структуры. При торможении жидкости, а также при разрушении (диссипации) вихревых структур в жидкости выделяется тепловая энергия.

К росту эффекта вязкой диссипации в кольцевых зазорах приводит использование шероховатых поверхностей, либо модификация поверхностей и установка на них различных ребер, преград или впадин [77-82]. Но наличие подобных элементов шероховатости приводит к возрастанию момента трогания, что значительно усложняет эксплуатацию подобных генераторов тепла. Эти же недостатки имеют аппараты с вращающимися мешалками различных конструкций. Поэтому использование гладких поверхностей для производства тепловой энергии в теплогенераторе с узкими кольцевыми зазорами является более предпочтительным.

Для того чтобы разработать и реализовать достаточно эффективный ветровой теплогенератор на основе концепции трения необходимо исследовать процессы тепловыделения и гидродинамику течений в объеме между цилиндрами, исследовать влияние физических свойств теплоносителя, геометрии каналов и скорости вращения стенок на теплогенерацию в такой системе.

1.2 Течения между вращающимися цилиндрами и методы их исследования

Вращение цилиндрических тел в жидких и газообразных средах очень часто сопровождает работу технических систем. Аксиально вращающиеся каналы широко используются в энергетическом машиностроении, теплоэнергетике, химической технологии, авиационных двигателях, космических системах и др. Известно, что в закрученных потоках жидкостей и газов существенно интенсифицируются процессы обмена импульсом, теплотой и массой [83-85]. Благодаря своей эффективности и многообразию применений, аксиально вращающиеся каналы являются важным элементом современной технологии, который позволяет обеспечивать высокую производительность и надежность различных технических устройств. Исследование процессов гидродинамики и теплообмена во вращающихся системах способствует совершенствованию конструкций технических устройств и технологических процессов. Одним из наиболее интересных течений, которое имеет большое значение для прикладной и

теоретической науки, является течение Куэтта-Тейлора (Рисунок 1.8). Такое течение возникает из-за вязких сил в жидкости между двумя concentрическими вращающимися цилиндрами. Как указывалось ранее, течение в кольцевых каналах коаксиальных цилиндров активно используется для создания ветротермальных установок.

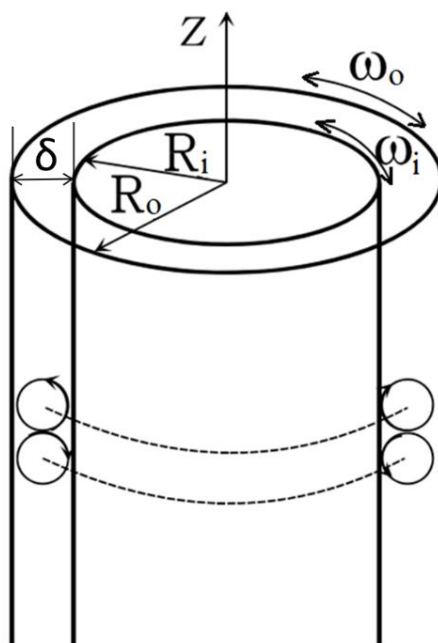


Рисунок 1.8 – Течение Куэтта-Тейлора между двумя concentрическими вращающимися цилиндрами

Опубликовано большое количество экспериментальных и теоретических исследований потока между concentрическими вращающимися цилиндрами со времен первых исследований Арнульфа Мэллока (1896 г.) [86] и Мориса Куэтта (1890 г.) [87]. М. Куэтт при помощи сконструированного им устройства проводил измерения вязкости жидкости и заметил, что крутящий момент, необходимый для вращения внешнего цилиндра, увеличивается линейно со скоростью вращения до определенной критической точки, после чего крутящий момент увеличивается быстрее. Это изменение было связано с переходом от устойчивого течения к неустойчивому при достижении критической скорости. Джефри Тейлор (1923 г.) [88] был первым, кто успешно применил линейную теорию устойчивости к конкретной задаче, и ему удалось получить отличное согласие теории с

экспериментами для неустойчивости течения между двумя концентрическими вращающимися цилиндрами. Тейлор заметил, что при малом отношении ширины зазора к радиусу цилиндра и заданной скорости вращения внешнего цилиндра, когда скорость вращения внутреннего цилиндра мала, течение остается ламинарным; когда скорость вращения внутреннего цилиндра превышает критическое значение, наступает неустойчивость и развиваются ряды ячеистых вихрей. Когда скорость вращения увеличивается до еще более высокого значения, ряды ячеек разрушаются, и создается картина турбулентности. Он предложил параметр, теперь широко известный как число Тейлора, $Ta = Re^2(\delta/R_0)$, для описания этого критического состояния первичной неустойчивости.

D. Coles [89], а также C. Andereck, S Liu, H. Swinney [90] в своих обзорных работах по исследованию течения Куэтта-Тейлора показали что для встречно и спутно вращающихся цилиндров структура течения в зазорах между вращающимися коаксиальными цилиндрами определяется соотношением между числами Рейнольдса внешнего и внутреннего цилиндров:

$$Re_{i,o} = \Omega_{i,o} \cdot \delta \cdot R_{i,o} / \nu, \quad (1.1)$$

где $\Omega_{i,o}$ – угловая скорость соответствующего внутреннего или внешнего цилиндров, δ – ширина зазора, $R_{i,o}$ – радиус внутреннего или внешнего цилиндров, ν – кинематическая вязкость жидкости.

В результате проведенных экспериментов авторы обнаружили удивительное разнообразие течений и построили карту режимов, изображенную на рисунке 1.9. Было показано, что особенности течения внутри зазора очень чувствительны к относительному вращению цилиндров. Число характерных режимов могло достигать нескольких десятков и, как показывает карта, при этом отсутствует их симметрия относительно линии равных скоростей вращающихся цилиндров. В зависимости от скорости вращения теплообмен между цилиндрами и процессы вязкой диссипации могут иметь свои особенности, и их интенсивность будет определяться, какой области диаграммы соответствует данный режим.

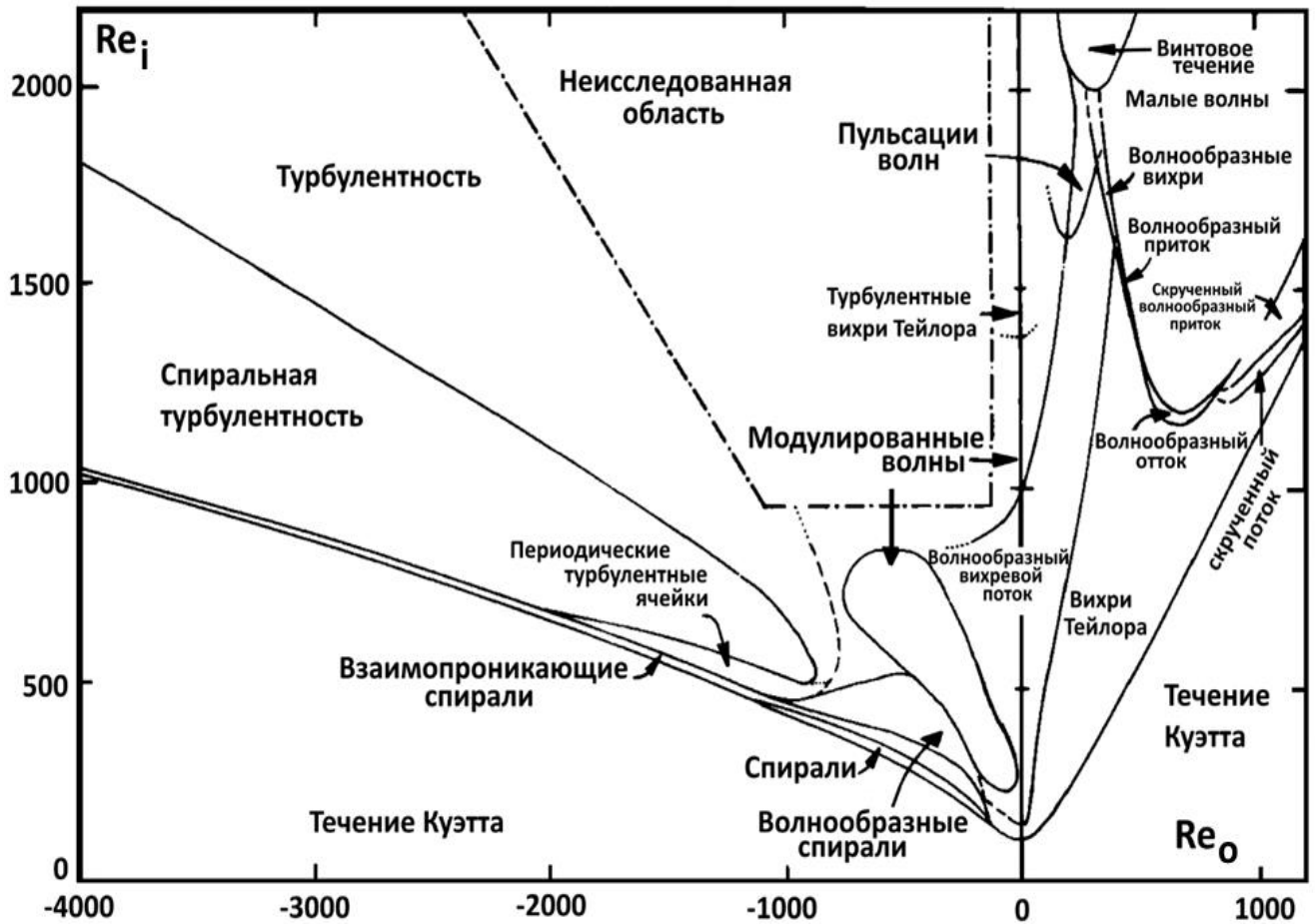


Рисунок 1.9 – Карта режимов течений между двумя вращающимися цилиндрами
(Адаптирован из работы [90])

В этом исследовании наблюдения выполнялись с применением оптических методов регистрации состояния потока с различного рода метками, что применимо для изучения течения одиночного канала при прозрачности внешнего цилиндра. Для визуализации течений в качестве рабочей жидкости использовалась реоскопическая смесь частиц AQIW(2%) с водой. На рисунке 1.10 приведены примеры визуализации картины течения, где можно заметить образование различных спиралевидных и вихревых образований. Частотные характеристики потоков были изучены с помощью измерения интенсивности лазерного луча, рассеянного частицами. Это позволило определить частоту колебаний гидродинамических структур внутри канала, а также оценить их амплитуды.

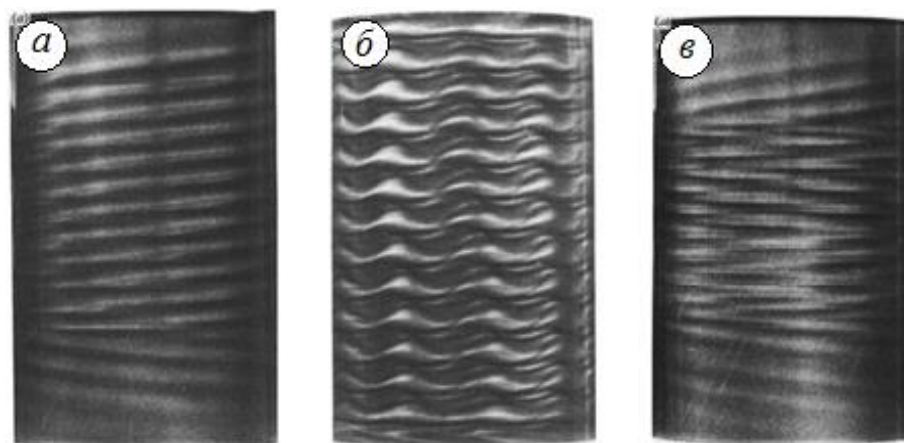


Рисунок 1.10 – Визуализация некоторых режимов течения в однощелевом пространстве (а – ламинарные спирали (SPI), б – модулированные волновые вихри (MWV), в – взаимопроникающие спирали (IPS))

(Адаптирован из работы [90])

Авторы [96] описывают реализацию томографического PIV метода для исследования диссипации энергии в кольцевом зазоре Куэтта-Тейлора для разных режимов течения. Так же известны работы с использованием рентгеновской томографии [99]. В работе [100] рассматривается методология исследования теплопереноса в течении Куэтта-Тейлора с аксиальной составляющей с использованием тепловизионной съемки. Во многих работах по исследованию теплообмена и структуры течения применяются контактные методы [93, 101]. Используются тензометрические датчики момента, локальные датчики давления, температуры и электропроводности.

В работе [93] рассматривается система с изменяемой величиной радиуса внешнего цилиндра. Используя разработанный экспериментальный стенд (T^3C), авторы изучали как течение Куэтта-Тейлора в режиме высоких чисел Рейнольдса, так и механизмы, лежащие в основе изменения сопротивления поверхностного трения из-за впрыска пузырьков, впрыска полимера, а также гидрофобности и шероховатости поверхностей цилиндров.

Известны работы по исследованию влияния оребрения и модификации поверхности цилиндров на теплообмен в кольцевом канале. Авторы [102] изучали

влияние шероховатости поверхности на теплообмен при осевом течении. Эксперименты проводились с внутренним вращающимся цилиндром для турбулентных чисел Тейлора и осевых чисел Рейнольдса от 900 до 2100. Использовались гладкий внутренний цилиндр, цилиндр с двумерной реберной шероховатостью и цилиндр с объемными кубическими выступами. При этом для некоторых поверхностей на определенных числах Рейнольдса и Тейлора было получено от 40 до 100% интенсификации теплообмена. В работе [103] исследовано влияние наличия полостей на поверхности внутреннего цилиндра на нагрев жидкости и возникновение кавитации на скоростях вращения от 1500 до 3500 об/мин. Было показано, что момент трения и количество выделяемой тепловой энергии для ротора с кавернами были больше, чем в случае гладкого ротора. По мере увеличения скорости вращения цилиндра эти характеристики возрастали. При высокой скорости вращения ротора внутри полости образовывалось множество мелких пузырьков, которые были вызваны кавитацией.

Достаточно большая часть литературы отводится численным расчетам и области CFD – моделирования. Однако, теплоотдача между цилиндрами исследовалась в гораздо меньшей степени и в этой проблеме осталось много неизученных вопросов. Особенно слабо изученным является процесс диссипативного нагрева жидкости в кольцевом промежутке между вращающимися цилиндрами [104].

Для многощелевых систем визуализация потока, а также моделирование являются достаточно сложными задачами. Для исследования структуры в зазорах такой конструкции необходимо создание многоканальной телеметрической системы, содержащей датчики давления, температуры, объединенных многоканальной аппаратурой сбора и передачи данных с использованием радиоканалов, встроенных в конструкцию вращающихся роторов.

В данной диссертационной работе применяется более простой, но не менее информативный способ, основанный на прямых измерениях величины момента сопротивления вращению роторов теплогенератора, амплитуды и частоты

пульсаций этого момента в зависимости от вязкости рабочей жидкости и скорости вращения роторов.

Выводы по первой главе

В мире возрастает потребность в получении энергии от возобновляемых источников энергии (ВИЭ). Одним из доступных и широко распространенных ВИЭ является ветер. Поэтому среди альтернативных источников энергии ветровая энергетика занимает одно из главных мест. Большинство разработок, использующих в качестве первичной энергии, энергию ветра направлены на генерацию электричества. При этом основная часть вырабатываемой электроэнергии преобразуется и потребляется в виде тепла. Особенно это актуально для регионов с холодным климатом. Вместе с этим при передаче и преобразовании энергии ветра в электрическую и затем в тепло возникают существенные технические потери. И вполне практической задачей можно назвать поиск методов прямого преобразования механической энергии ветра в тепловую.

На сегодняшний день область ветротермальной энергетике находится на экспериментальном этапе. Представленный обзор показывает, что для прямой конверсии вращательного движения в тепло разрабатывались конструкции, основанные на различных физических процессах, но в большинстве работ исследователи отдают предпочтение процессам трения в жидкости. Так как такие системы привлекательны простотой и технологичностью конструкции.

Исследователями предложено довольно большое разнообразие методов прямого получения тепла на основе трения. Однако, исследования диссипации структур потока Куэтта-Тейлора, возникающего в жидкости в зазоре между стенками вращающихся цилиндров, в литературе практически отсутствуют. Также практически отсутствуют данные о тепловыделении в мультицилиндровой системе Куэтта-Тейлора с оппозитным вращением стенок каналов.

ГЛАВА 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕТРОТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

Экспериментальная установка представляет собой устройство, в котором два низкооборотных электропривода с регулируемым числом оборотов (имитация двух роторных ветродвигателей) приводят во вращение роторы макета теплогенератора. Вложенные в зазоры друг друга односторонние роторы образуют систему цилиндрических коаксиальных кольцевых каналов диаметром от 196 до 304 мм. Каждый ротор имеет 7 цилиндрических колец, изготовленных из полос алюминиевого сплава высотой 50 мм и толщиной 1,5 мм. Образующаяся коаксиальная мультицилиндровая система состоит из 13 кольцевых цилиндрических каналов: 7 каналов шириной 2 мм и 6 каналов шириной 3,5 мм. Объем, занятый жидкостью в кольцевых каналах теплогенератора, равен 1,4 л. Конструкция теплогенератора имеет массу 12 кг.

Система заполняется рабочей вязкой жидкостью с заданными свойствами, которая при работе теплогенератора нагревается за счет больших сдвиговых напряжений в кольцевых каналах. При этом кинетическая энергия привода полностью преобразуется в тепловую энергию. Рабочая жидкость, используемая в установке, может быть выбрана с учетом заданных условий и требований к ее свойствам, таким как вязкость, плотность, температурный диапазон и т.д. Отбор тепловой энергии от теплогенератора осуществляется за счет циркуляции рабочей жидкости в замкнутом контуре, содержащем теплообменник и аккумулятор тепловой энергии. Установка позволяет исследовать влияние вязкости рабочей жидкости и угловой скорости вращения роторов на величину сопротивления их встречному вращению.

На рисунке 2.1 приведен фрагмент эскиза конструкции теплогенератора, фотографии роторов и блока теплогенератора в сборе.

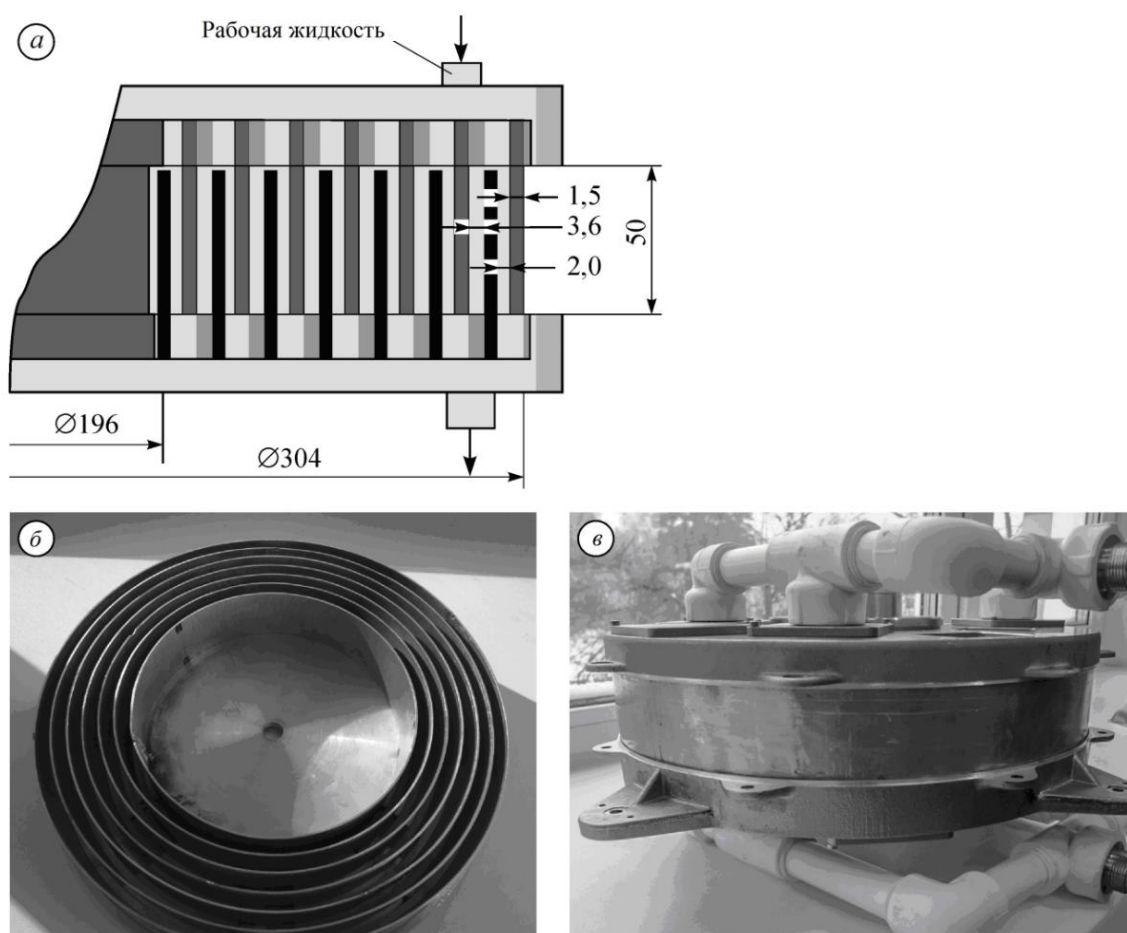


Рисунок 2.1 – Эскиз конструкции роторов (а), фотографии роторов (б) и теплогенератора в сборе (в)

Общая упрощенная схема макета теплогенератора (1) представлена на рисунке 2.2. Число оборотов электроприводов верхнего и нижнего роторов (2, 3) задается лабораторными автотрансформаторами (4) через блоки питания. Для предотвращения тепловых потерь корпус теплогенератора покрыт слоем теплоизоляции (5) (утеплитель пеноплекс толщиной 50 мм). Рабочая жидкость теплогенератора имеет возможность циркулировать через теплообменник аккумулятора тепловой энергии (14). Для контроля температуры в аккумуляторе тепла предусмотрена автоматическая термостабилизация. Динамометрическая система (7) позволяет измерять момент сопротивления вращению, возникающий при оппозитном вращении верхнего и нижнего роторов теплогенератора. Датчики (8) измеряют температуру рабочей жидкости на входе и выходе теплогенератора при циркуляции ее через теплообменник аккумулятора тепла, а

также температуру в кольцевых зазорах. Тахометры (10) измеряют скорость вращения верхнего и нижнего роторов теплогенератора. Расходомер (12) измеряет расход рабочей жидкости при циркуляции ее через теплообменник аккумулятора тепла. Информация с первичных датчиков поступает в микропроцессорный блок обработки данных (11) для обработки и хранения и передачи на ПК.

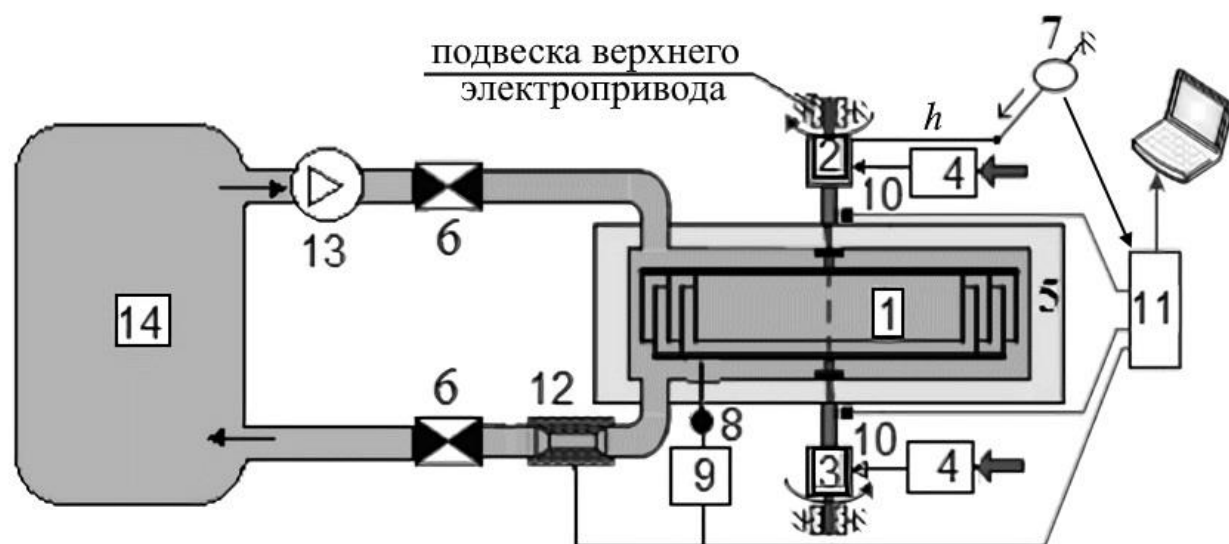


Рисунок 2.2 – Схема экспериментальной установки с макетом теплогенератора (1 – теплогенератор, 2 – верхний электропривод, 3 – нижний электропривод, 4 – блоки управления скоростью вращения электроприводов, 5 – теплоизоляция, 6 – запорно-регулирующая арматура (ручные балансировочные клапаны), 7 – система регистрации момента сопротивления вращению, 8 – датчик температуры, 9 – электронный блок термометра, 10 – датчики тахометров, 11 – микропроцессорный блок обработки данных, 12 – расходомер, 13 – циркуляционный насос, 14 – теплообменник)

Возможны три варианта работы экспериментальной установки.

1. При работе теплогенератора рабочая жидкость под воздействием циркуляционного насоса, может циркулировать по замкнутому контуру через теплообменник аккумулятора тепла. При этом измеряется расход рабочей жидкости расходомером и ее температура на входе и выходе теплогенератора датчиками температуры. Количество выработанной тепловой энергии можно

определить по разности энтальпий рабочей жидкости на входе и выходе теплогенератора. В этом режиме работы теплогенератор вырабатывает тепловую энергию, которая аккумулируется в аккумуляторе тепла.

2. Аккумулятор тепла работает в режиме термостата, поддерживая заданную температуру рабочей жидкости. В этом случае рабочая жидкость циркулирует по замкнутому контуру через термостат и во всех режимах работы теплогенератора имеет постоянные температуру и вязкость. В этом режиме удобно исследовать зависимость развиваемой генератором мощности от относительной угловой скорости вращения роторов при заданной постоянной вязкости рабочей жидкости.

3. Циркуляция рабочей жидкости в контуре аккумулятора тепла отсутствует. При работе теплогенератора за счет диссипативных процессов происходит нагрев рабочей жидкости. В этом режиме удобно исследовать зависимость развиваемой генератором мощности от вязкости рабочей жидкости при заданной фиксированной относительной угловой скорости вращения роторов. Зависимость от температуры вязкости каждой используемой в экспериментах рабочей жидкости известна. Непрерывно измеряя температуру рабочей жидкости, можно на любом этапе эксперимента определить ее вязкость.

Специальная серия тестовых экспериментов была посвящена измерению механических потерь в опорных подшипниках. Эти опыты проводились в режиме измерения паразитного момента сопротивления от потерь в подшипниках и силы сопротивления воздуха в кольцевых зазорах теплогенератора. Опыты показали, что в этом случае величина момента силы сопротивления в диапазоне рабочих частот вращения роторов $M < 0,1$ [Н·м], в то время, как регистрируемые в ходе эксперимента значения момента лежат в пределах (0,5-10) [Н·м].

2.1 Аппаратура регистрации данных о диссипативных процессах в потоке

Для изучения диссипативных процессов в многоцелевом теплогенератора Куэтта-Тейлора была разработана автоматизированная система регистрации и

хранения измеряемых параметров [105]. Общая структурная схема аппаратных средств макета теплового генератора приведена на рисунке 2.3. Схема разделена на блоки, оборудование в которых объединено по способу ввода измерительной информации в компьютер. Сигналы с тензодатчиков после двухканального операционного усилителя передаются в компьютер через цифровой осциллограф PCLab2000SE. Параметры электрической сети для работы электроприводов считываются через модуль измерения мощности МЭ110-224.1М. Датчики температуры и скорости вращения роторов теплогенератора подключаются через многоканальный аналоговый модуль ввода МВА8.

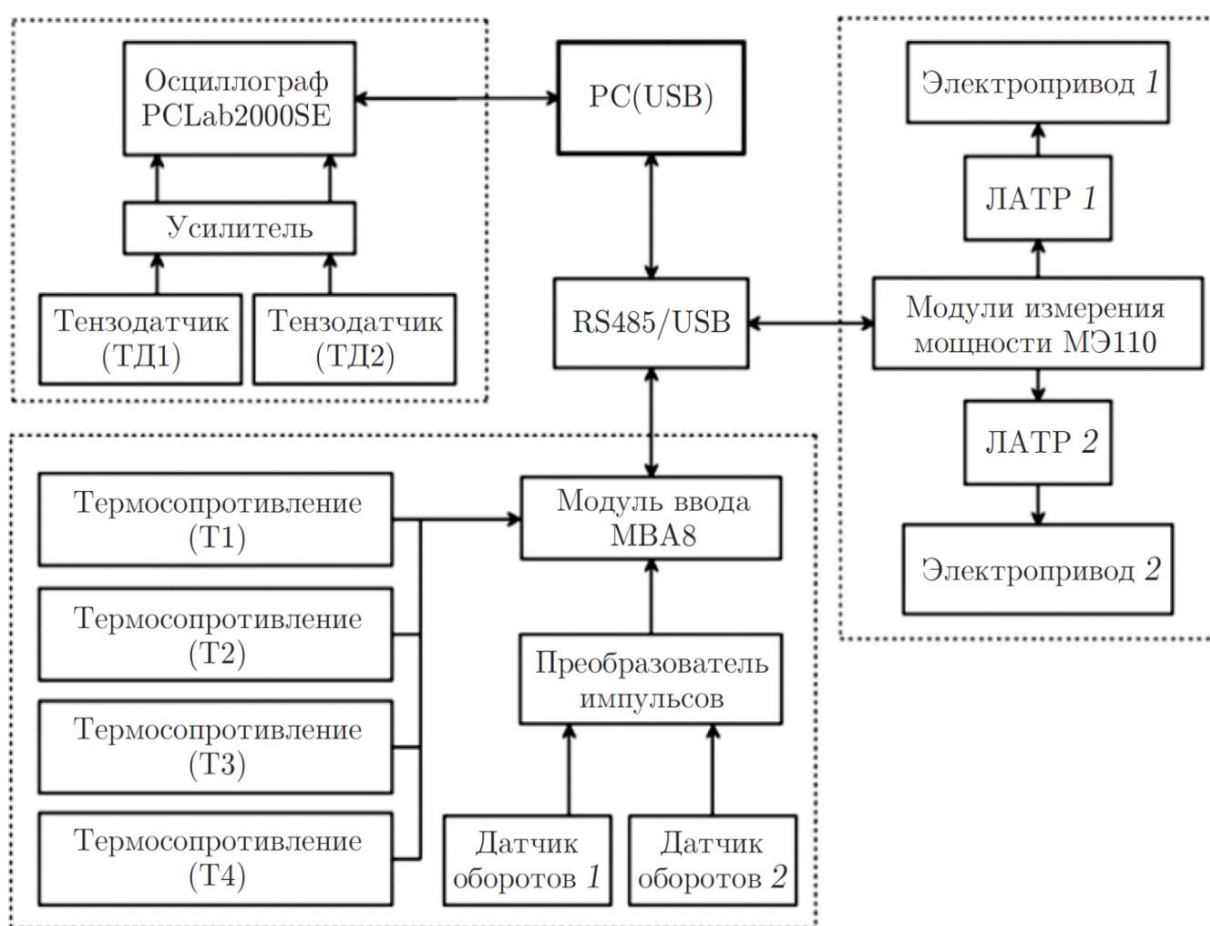


Рисунок 2.3 – Общая схема измерительного оборудования стенда

Для получения данных о температуре использовались первичные датчики - платиновые термометры сопротивления (PT1000), подключенные к аналоговому модулю ввода МВА8. Данный прибор обеспечивает неопределенность измерения

$\pm 0,25\%$ в диапазоне температур от $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+650\text{ }^{\circ}\text{C}$ с разрешающей способностью $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для измерения температуры рабочей жидкости использовался датчик T1, который устанавливался в специальное место на корпусе и опускался на небольшую глубину. Датчик T2 был установлен на верхней части кожуха и измерял температуру корпуса теплогенератора. Датчики температуры T3 и T4 устанавливались на входном и выходном патрубках теплогенератора и использовались в режимах работы при циркуляции рабочей жидкости.

В качестве датчиков оборотов использовались герконы (герметичные контакты с магнитным управлением), установленные на корпусе ТГ. Контакты переключались за счет воздействия вращающихся постоянных магнитов, прикрепленных к соответствующим осям роторов на заданном радиусе.

Динамометрическая система стенда позволяет измерить интегральный момент сопротивления встречному вращению роторов теплогенератора, величину пульсаций момента сопротивления. Цифровой осциллограф с выбранным временным интервалом регистрации данных формирует файлы осциллограмм момента сопротивления вращению роторов и спектров пульсаций этого момента при течении рабочей жидкости в зазорах мультицилиндровой системы роторов в зависимости от параметров рабочей жидкости (вязкости) и угловой скорости вращения роторов.

На рисунке 2.4а приведены фотографии стенда с установленной динамометрической системой. Статоры двигателей, закреплены в осевых подшипниках. Электродвигатели привода при оппозитном вращении роторов макета теплогенератора преодолевают сопротивление, которое создаёт на роторе двигателя обратный момент равный суммарному моменту сопротивления вращению роторов теплогенератора. Момент сопротивления вращению передается на тензодатчики через плечо рычага длиной $L = 0,115\text{ м}$. На рисунке 2.4б показаны механическая схема динамометрической системы для верхнего и нижнего роторов макета, а также схема тензодатчика.

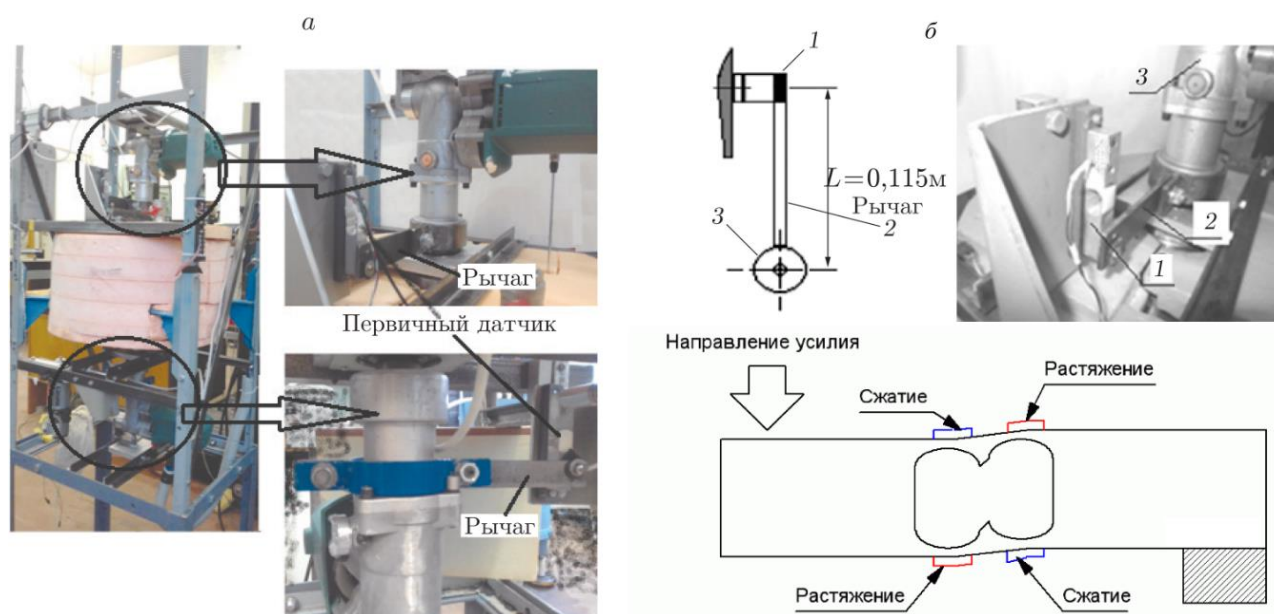


Рисунок 2.4 – Динамометрические системы верхнего и нижнего роторов:
 а – фотография стенда с динамометрической системой, б – механическая схема динамометрической системы и схема тензометрического датчика (1 – первичный датчик (тензодатчик); 2 – рычаг; 3 – статор электродвигателя)

Тензометрический датчик CN1501541594 (номинальная нагрузка – 5 кг) состоит из набора четырех резисторов, которые внутри образуют мостовую схему. Эти резисторы имеют свойства изменять свое сопротивление при деформации. Сопротивления резисторов влияют на электрический ток, проходящий через мостовую схему, поэтому их изменение может быть использовано для измерения деформации (Рисунок 2.4б). В качестве блока усилителя сигналов с тензодатчиков используется инструментальные усилители AD623BR, реализованные по стандартной мостовой схеме включения, с возможностью настройки коэффициента усиления и настройки уровня смещения напряжения нулевого сигнала. Принципиальная электрическая схема усилительного канала представлена на рисунке 2.5.

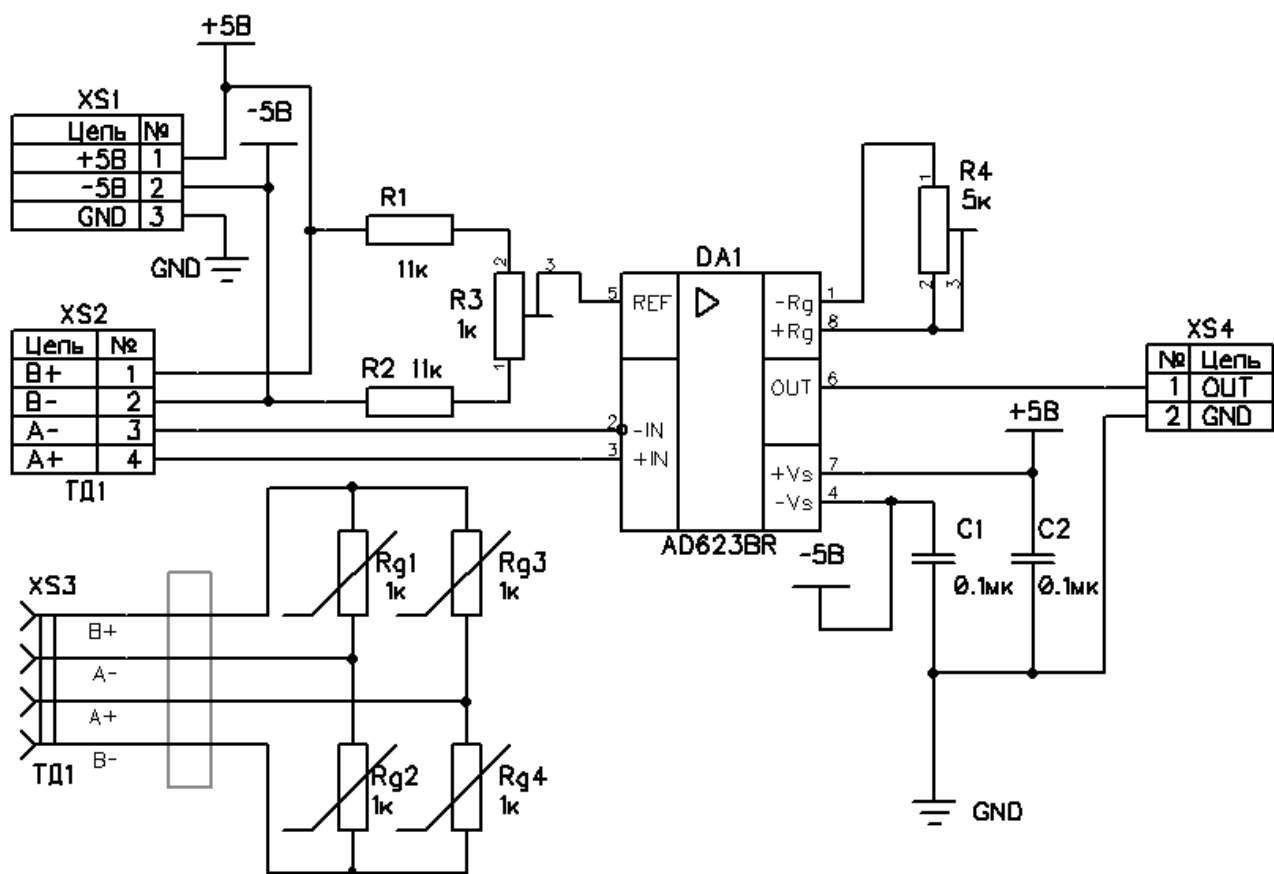


Рисунок 2.5 – Принципиальная электрическая схема усилительного канала тензометрической системы

Статическая калибровка измерительного канала динамометрической системы регистрации момента сопротивления вращению роторов выполнялась с применением весового набора грузов массой от 0 до 5 кг. Для каждого значения весовой нагрузки вычислялось значение величины момента силы, действующей через плечо на тензодатчики верхнего и нижнего роторов макета теплогенератора. При этом измерялся электрический сигнал на выходе усилителя. На рисунке 2.6 приведен график калибровки тензометрической системы по весу (зависимость момента сопротивления от величины сигнала с тензодатчика). Из графика калибровки следует, что эта зависимость является линейной.

Весовой набор контролировался весами с приведенной погрешностью 0,06%. Напряжение на выходе измерялось вольтметром с приведенной погрешностью 3%. Погрешность аппроксимации составляла 1%. Суммарная погрешность определения момента силы с учетом всех источников погрешности

рабочего измерительного канала динамометрической системы (тензодатчиков (ТД1 и ТД2), усилителя сигналов и цифрового осциллографа (Рисунок 2.3)) в статическом режиме не превышала 4%.

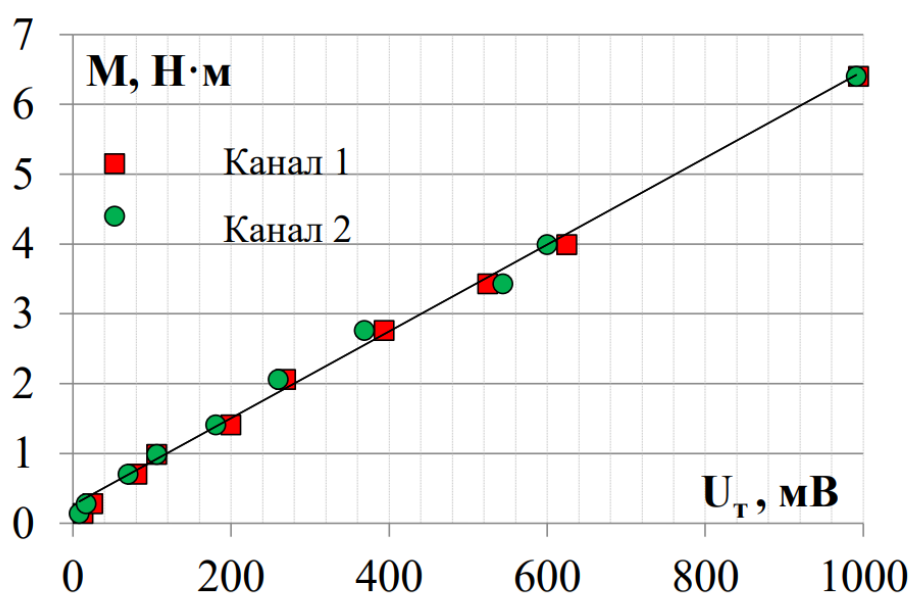


Рисунок 2.6 – Калибровочная характеристика 2-х измерительных каналов момента сопротивления

Амплитудно-частотная характеристика динамической системы была проведена на специально разработанном устройстве. Устройство представляло собой механический генератор пульсирующего момента силы. На рисунке 2.7 приведена схема генератора и его фотография.

Усилие от двигателя (1) передаётся через эксцентрик (2) с ходом $dl = \pm 1,5$ мм толкателю (3), который через пружину (4) воздействует на измерительную балку (5) и формирует сигнал с тензодатчиков. Далее сигнал преобразуется измерительным каналом, описанным выше.

На рисунке 2.8 приведен график коэффициента амплитудно-частотной характеристики измерительной системы момента в нагруженном (когда объём заполнен рабочей жидкостью) и в свободном (при пустом объеме) режимах. Здесь переменная $f_{\text{МГ}}$ – частота механического генератора.

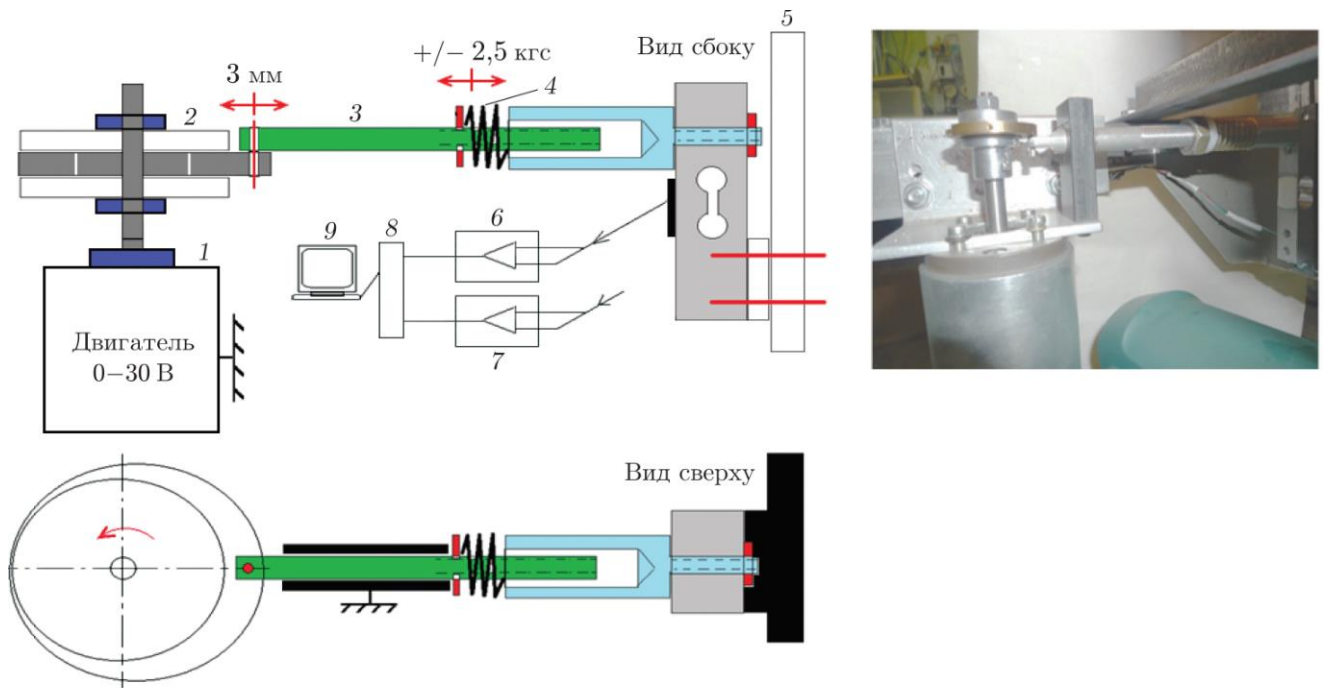


Рисунок 2.7 – Схема кривошипно-шатунного механизма генератора и его фотография: 1 – электродвигатель постоянного тока; 2 – эксцентрик; 3 – толкатель; 4 – пружина; 5 – балка тензодатчика; 6, 7 – усилитель, 8 – двухканальный осциллограф (анализатор спектра); 9 – система сбора данных

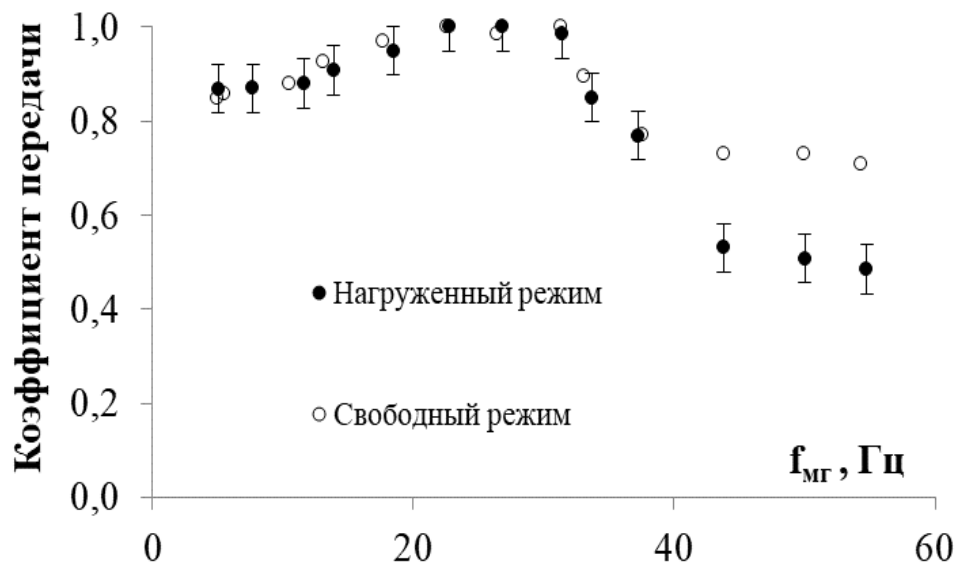


Рисунок 2.8 – Амплитудно-частотная характеристика динамометрической измерительной системы

Анализ данных показывает, что в полосе частот $\sim (17-38 \text{ Гц})$ имеется 15% подъём передаточной функции, в диапазоне от 38 Гц спад передаточной функции до уровня 50%. Полученная АЧХ динамометрической измерительной системы позволяет вносить поправки при вычислении момента сопротивления вращению роторов в диапазоне до 60 Гц в соответствие со следующей зависимостью:

$$K = 0,0146 \cdot f_{\text{МГ}} - 0,0004 \cdot f_{\text{МГ}}^2 + 0,8355. \quad (2.1)$$

Поправки необходимы для определения истинного вклада отдельных частот пульсаций в генерацию тепловой энергии.

Для определения рабочей характеристики передачи момента вращения от электроприводов к роторам теплогенератора были проведены исследования по зависимости потребления электроэнергии электроприводами роторов от возникающего при этом момента сопротивления вращению при относительном вращении роторов теплогенератора. Была реализована двухканальная схема регистрации потребления электроэнергии верхним и нижним электроприводами (см. Рисунок 2.3).

Конструкция измерительных каналов верхнего и нижнего роторов были идентичными. Регуляторы напряжения (ЛАТРы) задавали момент вращения электродвигателям. Параметры электрической сети регистрировались специализированными приборами, позволяющими получать данные о напряжении, силе тока, частоте, полной, активной и реактивной мощностям и коэффициенте мощности ($\cos \varphi$), преобразовывать эти данные в цифровой код и передавать результаты измерений в компьютер. В качестве измерителя параметров потребляемой электрической энергии был использован модуль МЭ110-224.1М. Калибровки каналов измерения электрической мощности не потребовалось, т.к. модули имели сертификат поверки.

2.2 Методики измерения производительности теплогенератора

Макет теплогенератора заполнялся рабочей вязкой жидкостью с заданными свойствами. Вязкость рабочей жидкости изменялась за счет изменения массовой

концентрации глицерина в воде и температуры смеси. Измерения кинематической вязкости производились с помощью стеклянного капиллярного вискозиметра с погрешностью измерения $\pm 1,5\%$. Во время проведения эксперимента автоматизированная система регистрации данных, согласно заданному интервалу, регистрировала время, температуру, момент сопротивления, записывала графики осциллограмм момента сопротивления вращению.

В ходе проведения исследований, для определения мощностных характеристик разработанного макета теплового генератора, использовалось несколько различных методов [106]:

1) Выделяемая тепловая мощность Q определялась путем вычисления количества теплоты, выделившегося за известный промежуток времени. При использовании этого метода, система была хорошо теплоизолирована пенополистиролом, а циркуляция жидкости в контуре теплообменника отсутствовала. Автоматизированная система регистрации фиксировала прирост температуры рабочей жидкости известной массы за определенный промежуток времени. Тепловая мощность определялась суммарной работой на нагрев жидкости и теплоизолированного корпуса системы и вычислялась по следующей формуле:

$$Q = (c_{жс} \cdot m_{жс} \cdot \Delta T + c_{ал} \cdot m_{ал} \cdot \Delta T) / t, \quad (2.2)$$

где $c_{жс}$ и $c_{ал}$ – удельные теплоемкости рабочей жидкости и материала корпуса теплогенератора (алюминий), $m_{жс}$ и $m_{ал}$ – массы рабочей жидкостью и корпуса теплогенератора, ΔT – разница температур до и после нагрева, t – время нагрева.

2) Одним из возможных способов определения тепловой мощности является анализ механической энергии вращения на основании измеренного момента сопротивления вращению. Положение о том, что трение жидкости о движущиеся стенки кольцевого канала и относительном смещении параллельных слоев в объеме жидкости в закрытой системе полностью переходит в тепловую энергию, позволило предложить методику измерения тепловой мощности по измеренному моменту сопротивления вращению роторов теплогенератора и их скорости вращения:

$$N = M \cdot \Omega, \quad (2.3)$$

где N [Вт] – механическая мощность вращающейся системы, M [Н·м] – измеренный момент сопротивления вращению роторов, Ω [1/с] – относительная угловая скорость вращения роторов.

3) Другой метод определения выделяемой тепловой энергии основан на определении разности энтальпий жидкости h на входе и выходе теплогенератора. В этом случае в экспериментах использовался циркуляционный контур и жидкостный расходомер. Количество вырабатываемого тепла можно определить следующим образом:

$$Q = G \cdot (h_1 - h_2) = G \cdot c_{жс} \cdot (T_1 - T_2), \quad (2.4)$$

где G – измеренный расход рабочей жидкости, $c_{жс}$ – удельная теплоемкость рабочей жидкости, T_1 – температура рабочей жидкости на входе теплогенератора, T_2 – температура рабочей жидкости на выходе теплогенератора.

Наиболее надежным и не требующим больших временных затрат среди перечисленных методов является способ определения тепловой мощности путем измерения механической мощности вращающейся системы.

Для того чтобы подтвердить, что вычисляемая по формуле (2.3) мощность совпадает с тепловой мощностью, которая выделяется при работе теплогенератора, была проведена специальная серия экспериментов. Одновременно с измерением момента сопротивления вращению роторов, определялась выделяемая в теплогенераторе тепловая энергия по изменению температуры теплоизолированной мультицилиндровой системы за известный промежуток времени, с учетом массы и теплоемкости рабочей жидкости и составляющих частей системы теплогенератора. На рисунке 2.9 приведено сравнение результатов измерения мощности, выделяемой теплогенератором, по результатам измерения момента сопротивления вращению (синий маркер) и по тепловым измерениям (красный маркер) в зависимости от скорости встречно вращающихся роторов макета. Относительная скорость оппозитного вращения Ω_{Σ} изменялась при равных скоростях верхнего и нижнего роторов.

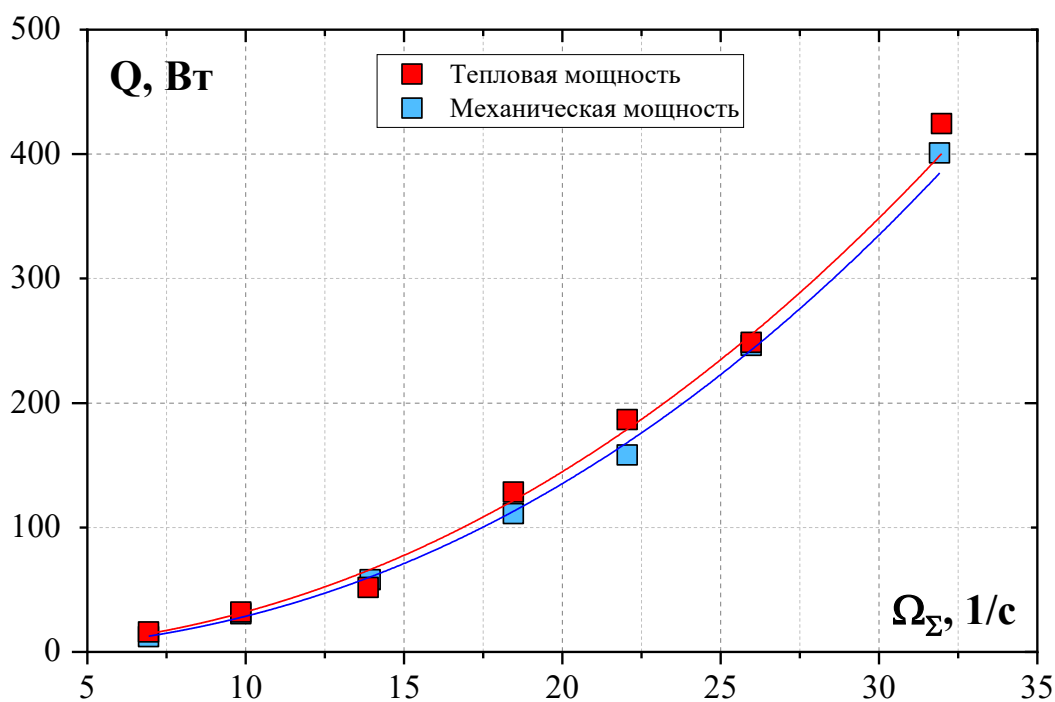


Рисунок 2.9 – Сравнение измерений тепловой и механической мощности, вырабатываемой теплогенератором

Результаты измерений, полученные двумя независимыми методами, совпадают с точностью 3%. Это говорит о том, что определение выделяемой теплогенератором тепловой мощности может осуществляться методом измерения значений момента сопротивления вращению роторов. При этом, метод, основанный на измерении момента сопротивления вращению, позволяет регистрировать быстрые процессы в потоке при исследовании течения Куэтта-Тэйлора в многоцелевом пространстве роторов теплогенератора.

2.3 Методика спектрального анализа структуры потока

Состояние потока влияет на коэффициент сопротивления вращению и зависит от скорости вращения и геометрических параметров цилиндров, состояния их поверхности (рельефа), вязкости и плотности рабочей жидкости. В зависимости от скорости вращения цилиндров в кольцевой системе Куэтта-Тэйлора возникают локальные структуры (вихри, спирали и их комбинации), которые влияют на диссипативные процессы в потоке. Большая часть

исследований этих процессов выполняются с применением оптических и PIV методов, которые применимы при работе с оптически прозрачными однощелевыми макетами ТГ. Продолжением развития бесконтактных методов регистрации гидродинамических процессов в однощелевой системе Тейлора (величины момента сопротивления вращению цилиндра, мгновенных значений температуры) является отработка метода получения достоверных данных в многощелевом ТГ с непрозрачными стенками, где контактный способ к потоку отсутствует.

Примеры наблюдения возникающих сложных структурных образований в жидкости в однощелевом пространстве приведены в [90], где авторы получили удивительно большое разнообразие различных состояний потока. На рисунке 1.9 приведена карта режимов течения в одиночном зазоре, по осям которой расположены числа Re для внешнего и внутреннего цилиндров. Числа Рейнольдса определяются скоростью вращения соответствующего цилиндра и его геометрией. При визуализации и спектральных исследованиях потока использовался оптический метод регистрации структуры течения через прозрачную внешнюю стенку цилиндра.

Экспериментальных данных о характере возникающих вихревых и спиралевидных течений в многощелевой цилиндрической системе с подвижными, непрозрачными стенками, на сегодняшний день нет. Для исследований особенностей течения в многощелевом устройстве реализован метод регистрации пульсаций и величины момента сопротивления вращению роторов. Данные, полученные созданной измерительной системой, дают информацию о спектре генерируемых пульсаций момента в жидкости одновременно во всех щелевых каналах. Для построения спектров пульсаций момента используется алгоритм БПФ (Быстрое преобразование Фурье). Также, при анализе спектров учитывается АЧХ тензодатчика, приведенная на рисунке 2.8. Спектральный анализ пульсаций течения в многощелевом пространстве на основе сопоставления с данными о течениях в однощелевом аппарате, приведенными в [90], позволил перенести

характер гидродинамических процессов от однощелевой модели в многощелевое пространство исследуемого аппарата.

На рисунке 2.10 представлен пример регистрации сигнала спектра пульсаций интегрального момента сопротивления динамометрической системой для двух вязкостей рабочей жидкости в многощелевом пространстве генератора. Относительная угловая скорость вращения каждого из роторов (верхнего и нижнего) теплогенератора поддерживалась постоянной $\Omega = 22$ рад/с.

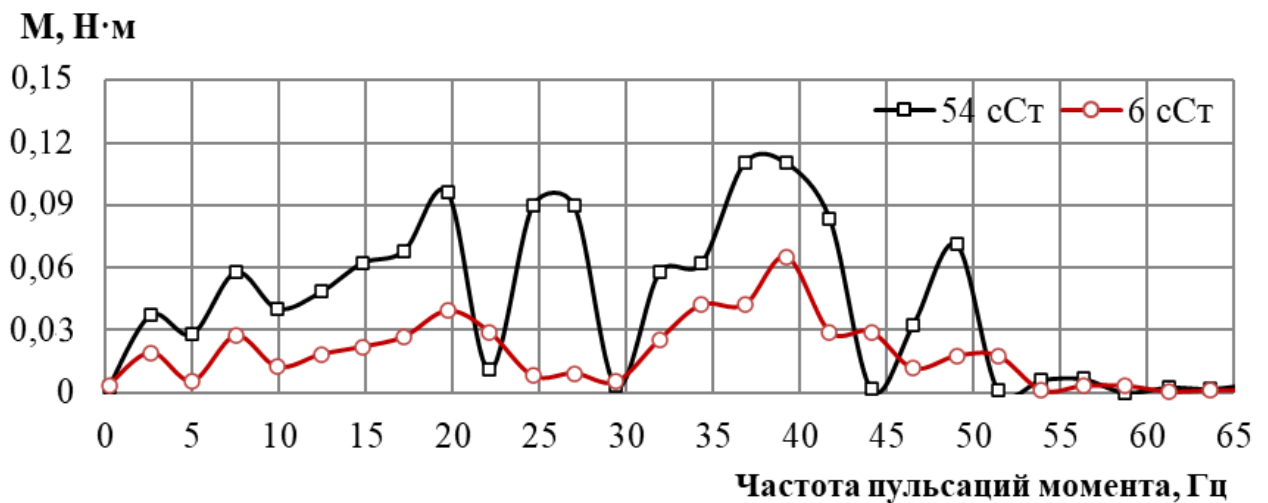


Рисунок 2.10 – Спектр сигнала динамометрической системы

Обширный объём полученных данных позволил составить подробную карту энергии пульсаций неоднородностей, возникающих в жидкости, находящейся в многощелевом пространстве теплогенератора в зависимости от чисел Рейнольдса внутреннего и внешнего цилиндров Re_i и Re_o (см. формулу 1.1).

Анализ данных позволяет соотнести наблюдаемые энергетические спектры с описанными в [90] типами жидкостных структур: вихри и ламинарные спирали Тейлора, волнистые вихри, турбулентные вихри Тейлора, а также различные комбинации этих потоков и степень их энергетической связи. Энергии вихрей в потоках Тейлора в однощелевом и, особенно, многощелевом пространстве не были описаны ранее.

Выводы по второй главе

Создан экспериментальный стенд для исследования тепловыделения и структуры течения в многощелевом теплогенераторе Куэтта-Тейлора в широком диапазоне вязкостей рабочей жидкости и скоростей вращения роторов, позволяющий проводить исследования в режимах:

1. Аккумуляции тепловой энергии в теплообменнике.
2. Термостатирования рабочей жидкости.
3. Постоянной угловой скорости вращения.

Создана система автоматизированной регистрации первичных данных температуры, расхода рабочей жидкости, момента сопротивления вращения роторов теплогенератора, тепловой энергии теплогенератора. Разработана динамометрическая система измерения интегрального момента сопротивления встречному вращению роторов теплогенератора, величины пульсаций момента сопротивления. Проведены статическая и динамическая калибровка системы.

Отработана методика измерения количества выделяемой тепловой энергии с неопределённостью 3% путем измерения среднего момента сопротивления вращению и относительной скорости вращения роторов теплогенератора.

Разработана методика анализа спектра момента сопротивления, которая позволяет исследовать характеристики течения в щелевом пространстве мультицилиндрового теплогенератора с непрозрачными стенками.

ГЛАВА 3 ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В МНОГОЦИЛИНДРОВОЙ СИСТЕМЕ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

Глава посвящена экспериментальному исследованию характеристик теплового генератора, состоящего из двух мультицилиндровых роторов, вложенных друг в друга и образующих систему кольцевых каналов. Роторы могли вращаться с различной относительной скоростью как в спутном, так и во встречном направлениях, но наибольшее внимание уделено встречному режиму вращения, как наиболее эффективному для целей выработки тепловой энергии. Исследовалось влияние режимов вращения цилиндров и вязкости рабочей жидкости на количество выделяемого тепла [107, 108]. Скорость вращения каждого из роторов достигала до 300 об/мин (5 Гц). Такие скорости вращения вполне достижимы при использовании вертикальных ветровых турбин малой мощности и при средних скоростях ветра около 5 м/с. При проведении экспериментов выделяемая генератором тепловая мощность определялась на основании измеренного момента сопротивления вращению по формуле (2.3). В ряде экспериментов тепловая мощность определялась по измеренной разности энтальпий и расходу жидкости, а также по нагреву всей системы за определенный промежуток времени. Результаты тепловых измерений, как это показано на рисунке 2.9, с точностью $\pm 3\%$ совпадали с данными, полученными по формуле (2.3).

На начальном этапе экспериментов были выбраны и подготовлены рабочие жидкости, а также определены их теплофизические характеристики. Выбор рабочей жидкости для теплогенератора зависит от нескольких факторов, таких как конструкция теплогенератора, температурный режим и условия эксплуатации. В качестве рабочих жидкостей можно использовать различные вязкие жидкости, которые обладают определенными характеристиками и свойствами, а также могут быть эффективно использованы для генерации и передачи тепла. Одним из примеров теплоносителей, которые можно применять в многоцелевых оппозитных теплогенераторах, являются силиконовые или моторные масла. Они

имеют высокую температурную стабильность, что позволяет им работать в широком диапазоне температур без деградации своих свойств. Другой, более доступной жидкостью для проведения экспериментов, является глицерин. Для охвата большого диапазона значений вязкости и, соответственно чисел Рейнольдса, использовались дистиллированная вода и водоглицериновые растворы различных концентраций. Необходимые концентрации растворов подготавливались путем перемешивания химически чистого глицерина (99,5%) и дистиллированной воды в соответствии с их массовой концентрацией. Теплофизические свойства использованных рабочих жидкостей представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Характеристики рабочей жидкости

№	Массовая концентрация Y , %	Температура T , °C	Кинематическая вязкость ν , м ² /с	Плотность ρ , кг/м ³
1	Вода 100	24	$0,9 \cdot 10^{-6}$	996
2	Вода 55, глицерин 45	30	$2,5 \cdot 10^{-6}$	1120
3	Вода 55, глицерин 45	20	$5,2 \cdot 10^{-6}$	1130
4	Вода 30, глицерин 70	23–45	$5–28 \cdot 10^{-6}$	1180–1160
5	Вода 20, глицерин 80	20–45	$15–58 \cdot 10^{-6}$	1210–1185
6	Вода 12, глицерин 88	27–45	$24–2 \cdot 10^{-6}$	1225–1200

Кинематическая вязкость и плотность раствора определялись его температурой и массовой концентрацией воды и глицерина. Зависимость вязкости и плотности жидкостей от температуры исследовалась в специальной серии экспериментов. Результаты измерений табулировались и использовались при обработке опытных данных. Измерения кинематической вязкости производились с помощью стеклянного капиллярного вискозиметра ВПЖ-2 согласно методике ГОСТ 33-82 с погрешностью измерения $\pm 1,5\%$. На рисунке 3.1 приведены полученные в ходе эксперимента зависимости кинематической вязкости рабочих жидкостей от температуры.

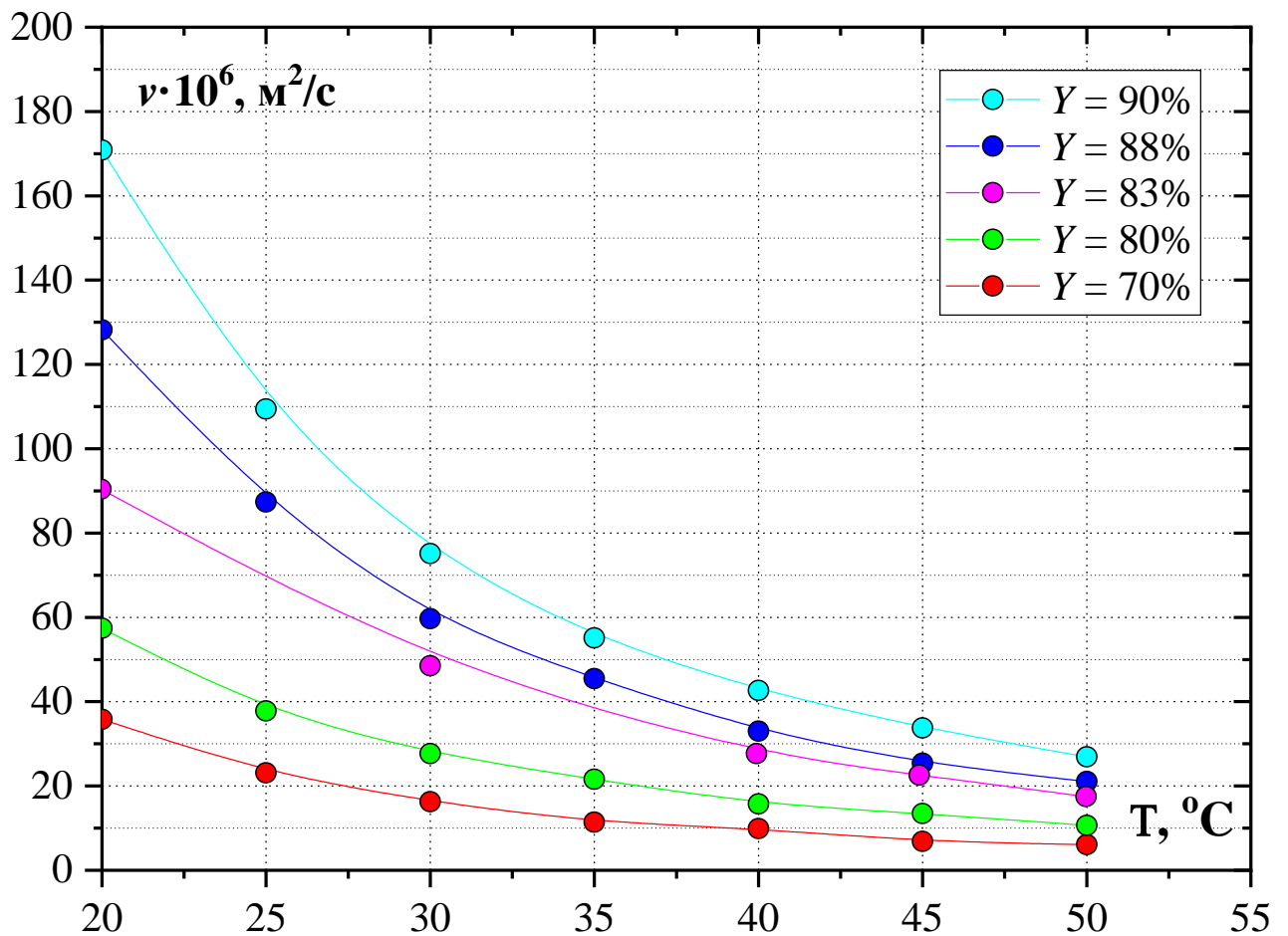


Рисунок 3.1 – Зависимость кинематической вязкости рабочих жидкостей от температуры

Как видно, величина вязкости, особенно для растворов с большим содержанием глицерина, значительно снижается по мере повышения температуры. Вязкость рабочей жидкости напрямую влияет на эффективность теплогенерации и, следовательно, на общую производительность системы. Это является важным фактором при выборе состава рабочей жидкости в реальных тепловых генераторах.

3.1 Влияние скорости вращения цилиндров на тепловыделение

В первой серии экспериментов изучались характеристики теплогенератора с различной скоростью независимо вращающихся верхнего и нижнего роторов. В

качестве рабочей жидкости использовался 70% водоглицериновый раствор. На данном этапе определялись потенциальные возможности теплогенераторов подобного типа.

Измерение момента сопротивления вращению роторов осуществлялось следующим образом: статор нижнего электропривода был заторможен, а статор верхнего привода был подвешен на свободно вращающейся оси подвески. Момент сопротивления вращению передавался через плечо рычага длиной $h = 115$ мм на тензометрический датчик системы регистрации момента. Данные с тензодатчика регистрировались цифровым осциллографом PC-Lab2000SE в режиме записи среднего значения момента сопротивления вращению. Система измерения момента перед проведением серии экспериментов калибровалась в статическом режиме путем нагрузки тензодатчиков образцовыми грузами известной массы. Калибровочная зависимость измеренного момента сопротивления вращению от выходного сигнала с тензодатчика (см. Рисунок 2.6) была линейной, а неопределенность измерения момента сопротивления вращению составляла $\sim 1\%$ от верхнего предела измерения динамометрической системы, равного 20 Н·м. Дополнительные потери за счет трения в подшипниках не превышали 5% от максимального значения, их величина определялась в специальных экспериментах при отсутствии рабочей жидкости и они учитывались при обработке опытных данных. Скорости вращения нижнего и верхнего электроприводов могли изменяться независимо друг от друга с помощью блоков управления, а частота их вращения измерялась с помощью двух тахометров.

Внутренний объем теплогенератора был последовательно включен в замкнутый гидравлический контур, заполненный рабочей жидкостью, основным элементом которого являлась термостатированная емкость. Система термостатирования емкости позволяла поддерживать постоянное, заданное для проведения конкретного эксперимента значение температуры циркулирующей в гидравлическом контуре рабочей жидкости с погрешностью $\pm 0,2$ °С. Циркуляцию рабочей жидкости обеспечивал насос, а измерение расхода –

ультразвуковой расходомер. Запорно-регулирующая арматура обеспечивала регулирование расхода рабочей жидкости в гидравлическом контуре и, при необходимости, отключение внутреннего объема теплогенератора от гидравлического контура установки. Датчик температуры с электронным блоком обеспечивал измерение температуры рабочей жидкости во внутреннем объеме теплогенератора с погрешностью $\pm 0,1$ °С. Информация от системы измерения момента сопротивления вращению, электронного блока, термометра, тахометров и расходомера поступала для обработки в микропроцессорный блок, а затем передавалась в компьютер для архивирования и хранения.

Гидравлический контур экспериментальной установки теплогенератора заполнялся соответствующей рабочей жидкостью. Чтобы обеспечить стабильность параметров эксперимента, автоматическая система термостатирования емкости (см. Рисунок 2.2) поддерживала постоянной заданную температуру рабочей жидкости. Циркуляционный насос и запорно-регулирующая арматура обеспечивали циркуляцию через теплогенератор рабочей жидкости с небольшим расходом ($\sim 0,3$ м³/ч), который измерялся ультразвуковым расходомером. Такой небольшой расход рабочей жидкости, с одной стороны, не вносил искажений в результаты экспериментов за счет наличия осевой составляющей движения рабочей жидкости в мультицилиндровой системе теплогенератора, а с другой, – надежно обеспечивал постоянство температуры и, как следствие, вязкости рабочей жидкости при проведении экспериментов.

Влияние скорости вращения роторов на момент сопротивления вращению при использовании водоглицеринового раствора №4 при начальной температуре 20 °С показано на рисунке 3.2. Здесь $\Omega_{\text{в}}$ и $\Omega_{\text{н}}$ – угловые скорости вращения верхнего и нижнего роторов, соответственно. В этих экспериментах измерялся момент сопротивления вращению роторов M в диапазоне изменения угловой скорости вращения верхнего и нижнего роторов $\Omega = (0-31)$ рад/с. Кинематическая вязкость рабочей жидкости ν соответственно таблице 3.1 имела значение $28 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

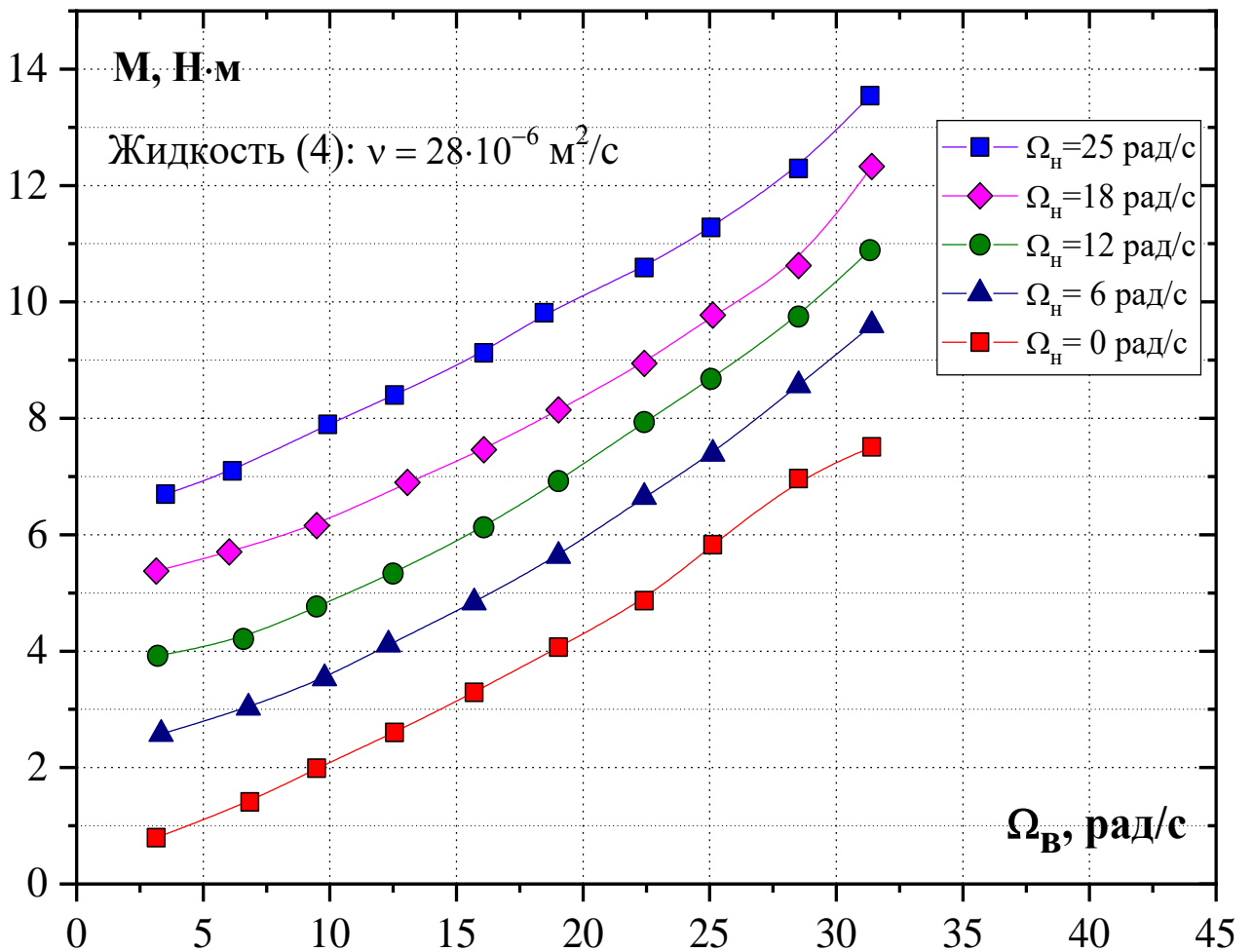


Рисунок 3.2 – Влияние скорости вращения роторов на величину момента сопротивления вращению для жидкости №4 при постоянной вязкости

Отметим, что здесь показаны данные, полученные при неподвижном нижнем роторе и при оппозитном вращении роторов с различными скоростями. Видно, что с ростом скоростей вращения как нижнего, так и верхнего роторов, момент сопротивления возрастает, что приводит также к увеличению выделяемой тепловой мощности (Рисунок 3.3). В диапазоне относительных скоростей вращения ротора, исследованном в этих экспериментах, момент сопротивления вращению увеличивался в 14 раз, в то время как изменение тепловой мощности составило около 400 Вт. Из рисунка 3.3 следует, что оппозитное вращение роторов теплогенератора с равными скоростями приводит к практическому удвоению выделяемой энергии.

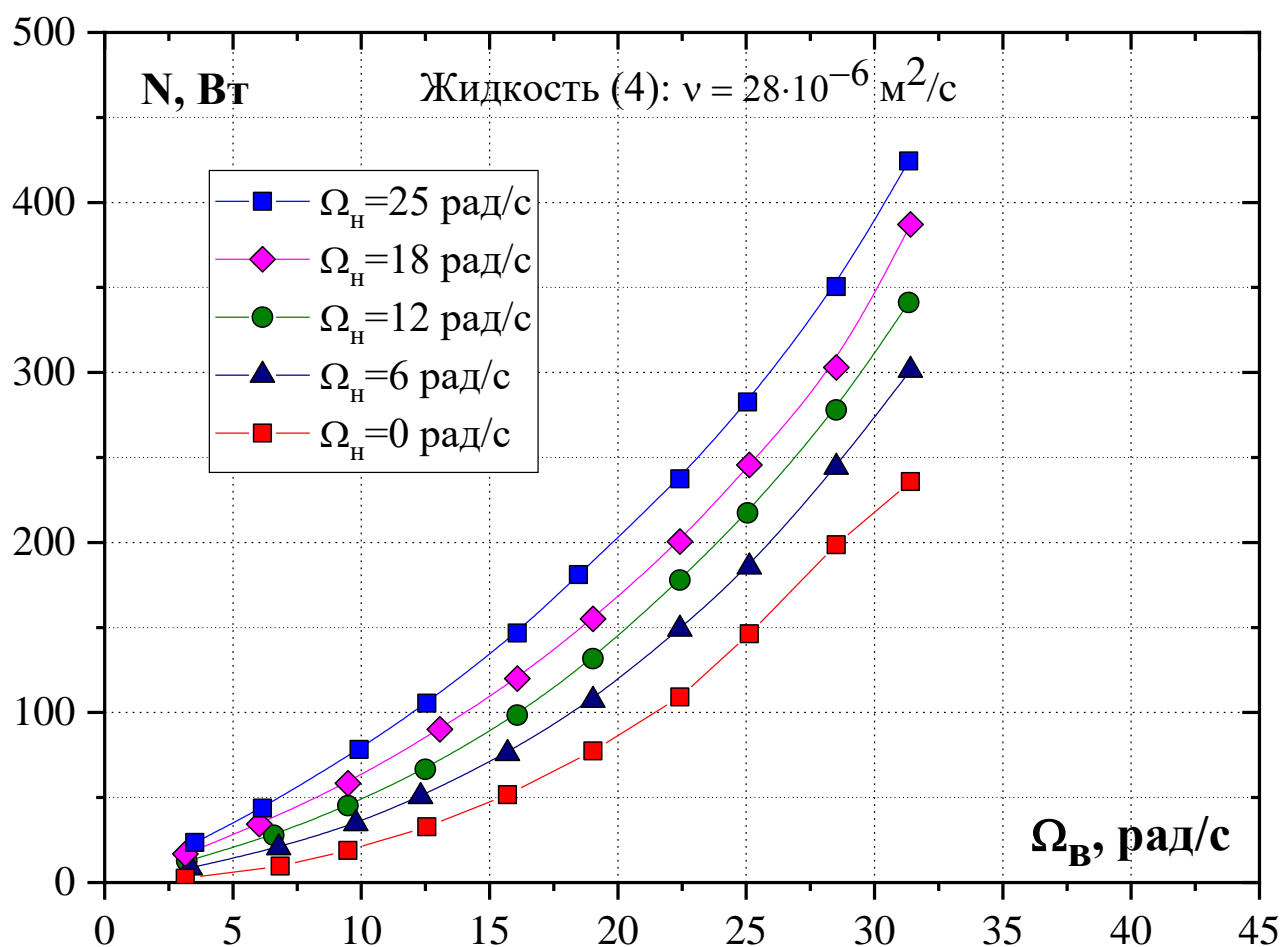


Рисунок 3.3 – Влияние скорости вращения роторов на выделяемую тепловую энергию для жидкости №4 при постоянной вязкости

В следующей серии исследований проводились эксперименты в оппозитных режимах вращения роторов с жидкостями под номерами 1–3 (см. Таблицу 3.1). Использовались жидкости, имеющие относительно небольшую вязкость. В этих экспериментах измерялся момент сопротивления вращению роторов M в диапазоне изменения относительной угловой скорости вращения роторов $\Omega_{\Sigma} = (12,5–56,5)$ рад/с в оппозитных режимах. Кинематическая вязкость жидкостей ν соответственно таблице 3.1 принимала значения $0,9 \cdot 10^{-6}$, $2,5 \cdot 10^{-6}$ и $5,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Результаты трех экспериментов для жидкостей № 1–3 приведены на рисунке 3.4 в виде зависимости момента сопротивления вращению M от относительной угловой скорости вращения роторов теплогенератора Ω_{Σ} при постоянной вязкости рабочей жидкости ν .

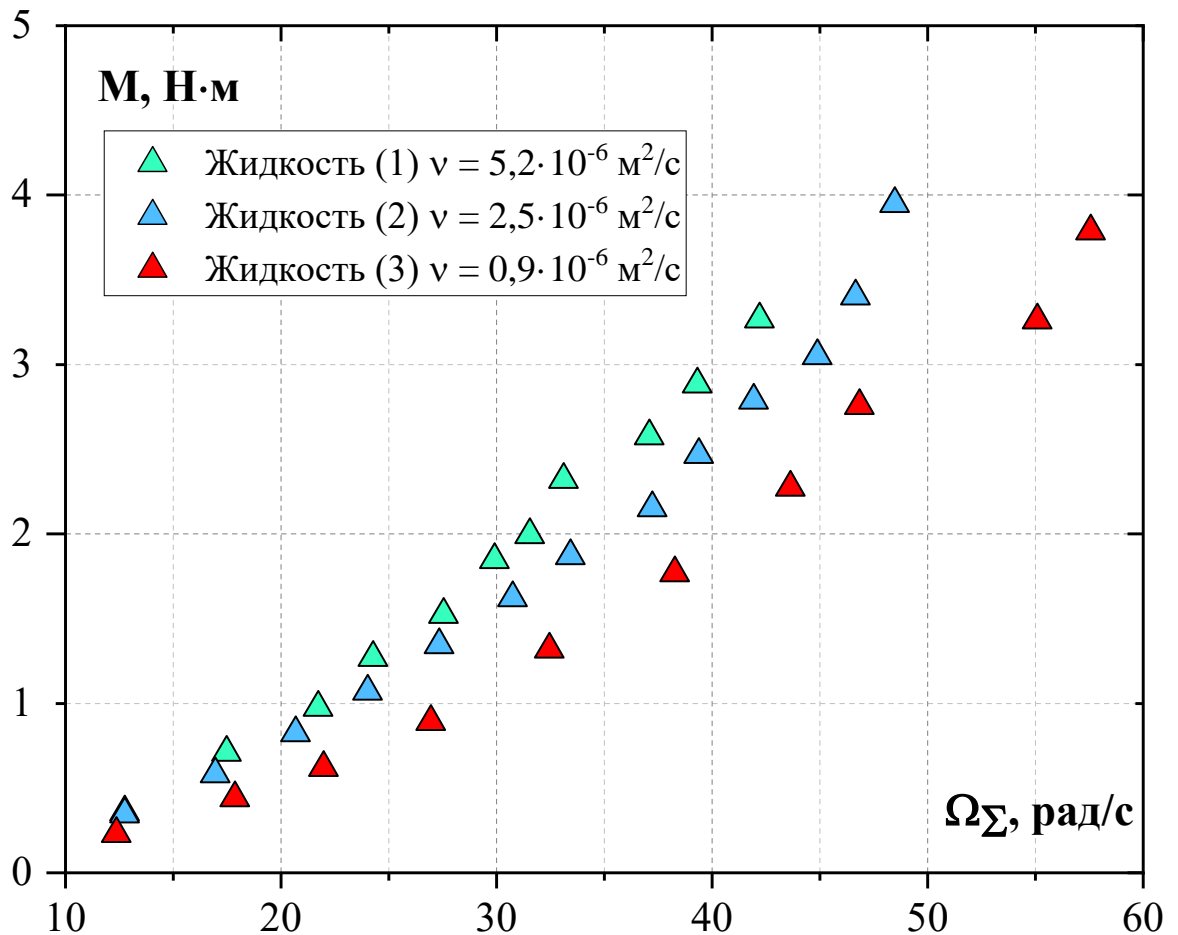


Рисунок 3.4 – Зависимость момента сопротивления вращению от относительной угловой скорости вращения роторов теплогенератора для жидкостей №1–3 при постоянной вязкости

Из анализа данных рисунка 3.4 следуют вполне очевидные выводы. В экспериментах с низковязкими жидкостями № 1–3 (при фиксированной вязкости рабочей жидкости ν) в оппозитных режимах работы наблюдается степенная зависимость величины M от угловой скорости Ω . Причем при одинаковых значениях Ω большему значению вязкости соответствует большее значение M .

3.2 Влияние вязкости рабочей жидкости на тепловыделение

В данной серии экспериментов анализировалось влияние изменения вязкости рабочей жидкости на процесс тепловыделения при заданной фиксированной относительной угловой скорости вращения роторов. Здесь

использовались рабочие жидкости № 4–6 (см. Таблицу 3.1). При проведении этих экспериментов внутренний объем теплогенератора, заполненный соответствующей рабочей жидкостью, был отключен от гидравлического контура экспериментальной установки с помощью запорно-регулирующей арматуры. С каждой рабочей жидкостью эксперимент проводился в описанной ниже последовательности.

1. С помощью блоков управления оборотами электроприводов устанавливалось встречное вращение верхнего и нижнего роторов теплогенератора с частотой вращения каждого, равной 3,5 Гц, что соответствовало относительной угловой скорости вращения роторов $\Omega = 44$ рад/с. Осуществление непрерывного контроля над температурой рабочей жидкости позволяло на любом этапе эксперимента определять ее вязкость по аппроксимационным зависимостям (см. рисунок 3.1).

2. В процессе проведения эксперимента через каждые 3 мин регистрировались температура рабочей жидкости T и момент сопротивления вращению M . В таблице 3.1 для каждой рабочей жидкости приведены диапазоны изменения ее температуры T , вязкости ν и плотности ρ в процессе проведения экспериментов этой серии.

На рисунке 3.5 показаны опытные данные трех экспериментов с жидкостями № 4–6 в виде зависимости момента сопротивления вращению M от вязкости рабочей жидкости ν при постоянной относительной угловой скорости вращения роторов теплогенератора $\Omega = 44$ рад/с и приведены экспериментальные точки из предыдущих экспериментов, полученные также при угловой скорости $\Omega = 44$ рад/с (жидкости № 1–3).

В экспериментах с жидкостями № 4–6 (при фиксированной относительной угловой скорости вращения роторов Ω) в процессе каждого эксперимента при возрастании температуры рабочей жидкости происходит соответствующее уменьшение вязкости этой жидкости.

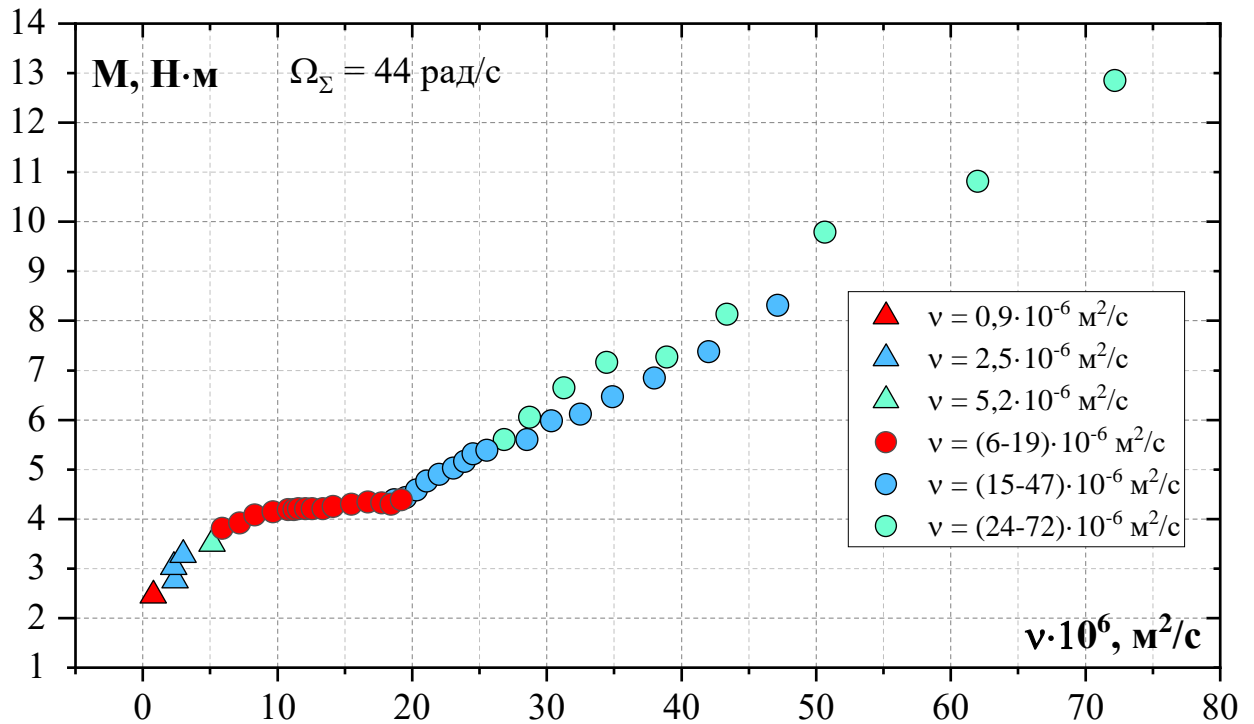


Рисунок 3.5 – Зависимость момента сопротивления вращению от вязкости рабочей жидкости при фиксированной суммарной оппозитной скорости

Из рисунка 3.5 видно, что при уменьшении вязкости до значений, примерно, $\nu = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \div 22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ момент сопротивления уменьшается по линейному закону. В области малых значений вязкости ($7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} < \nu < 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) наблюдается плато со слабой зависимостью момента сопротивления от вязкости. С уменьшением вязкости ниже $\nu = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ момент сопротивления продолжает уменьшаться с большей скоростью в сравнении с диапазоном $\nu = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \div 22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Кроме того, следует подчеркнуть, что все опытные данные на рисунке 3.5, полученные для смесей с сильно отличающимися свойствами, обобщаются между собой, что говорит в пользу достоверности полученных результатов.

На рисунке 3.6 приведена динамика температуры для двух видов рабочей жидкости №4-5 объемом 1,4 л при оппозитном режиме вращения с относительной скоростью 44 рад/с.

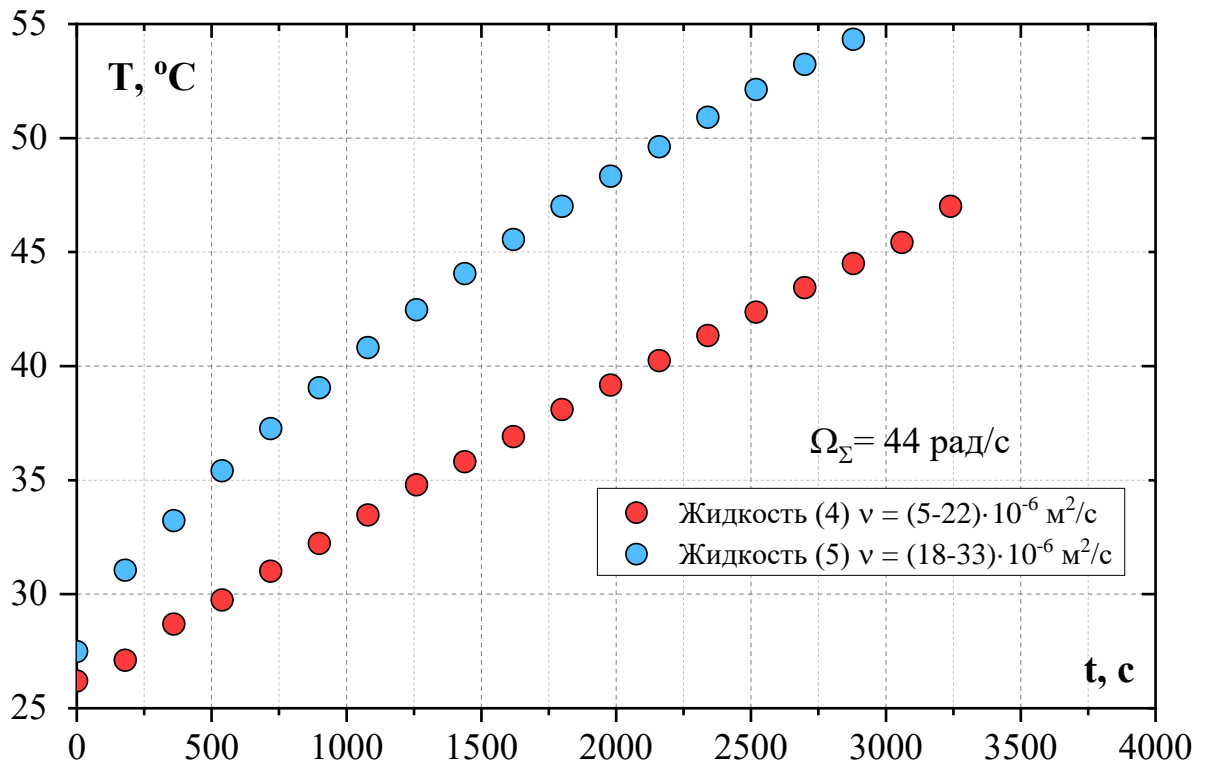


Рисунок 3.6 – Нагрев рабочей жидкости в теплогенераторе в зависимости от времени

Анализ графика показывает, что изменение температуры для 70% раствора (жидкость №4) почти линейно зависит от времени, что связано с малым изменением момента M в диапазоне вязкостей $(5-22) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (Рисунок 3.5), в то время как для более вязкой жидкости №5 наблюдается логарифмический рост температуры. Диапазон значений вязкости рабочей жидкости при нагреве см. на рисунке 3.5.

3.3 Эквивалентный одиночный канал

Экспериментальные данные, изображенные на рисунках 3.4 и 3.5, получены для определенных геометрии и размеров системы кольцевых каналов теплогенератора. Эти данные трудно использовать для анализа работы теплогенераторов иной геометрии и размеров. Один из возможных подходов к обобщению полученных данных заключается в представлении конструкции теплогенератора в виде одиночного эквивалентного кольцевого канала между

двумя коаксиальными цилиндрами. Приведем геометрию экспериментального многоцилиндрового макета к одиночному эквивалентному кольцевому каналу. В качестве базисных величин такого эквивалентного канала примем, что:

– радиус внутреннего цилиндра равен среднему значению радиуса мультицилиндровой системы (Рисунок 2.1а): $R_i = R_{cp} = 0,124$ м;

– высота эквивалентного канала равна сумме высот всех каналов теплогенератора: $L = \sum L_k = 13 \cdot 0,05 = 0,65$ м;

– объем эквивалентного канала равен сумме объемов кольцевых зазоров теплогенератора: $V = \sum V_k = 1,4 \cdot 10^{-3}$ м³;

– ширина эквивалентного канала (зазора между двумя цилиндрами) $\delta = V / (2\pi \cdot R_i \cdot L) = 0,0027$ м;

– радиус внешнего цилиндра эквивалентного канала $R_o = R_i + \delta$.

Такой подход позволяет свести мультицилиндровую систему произвольного теплогенератора к эквивалентному классическому одиночному каналу с течением Куэтта-Тэйлора и перенести полученные данные на иные размеры и геометрию теплогенераторов.

Если исходить из принципа суперпозиции движения оппозитно вращающихся цилиндров, то момент сопротивления и нагрев жидкости, соответственно, должен определяться относительной скоростью вращения цилиндров $\Omega_\Sigma = \Omega_B + \Omega_H$. В этом случае число Рейнольдса, построенное по относительной скорости вращения, запишется в виде $Re = \Omega_\Sigma \cdot R_{cp} \cdot \delta / \nu$, где $R_{cp} = (R_i + R_o + \delta) / 2$ – средний радиус кольцевого канала, ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости. Принимая во внимание малую величину ширины зазора относительно внутреннего радиуса в качестве R_{cp} можно использовать внутренний радиус эквивалентного канала ($R_{cp} = R_i$).

На рисунке 3.7 приведена зависимость момента сопротивления вращению от числа Рейнольдса при постоянной скорости вращения цилиндров для рабочих жидкостей №4-6.

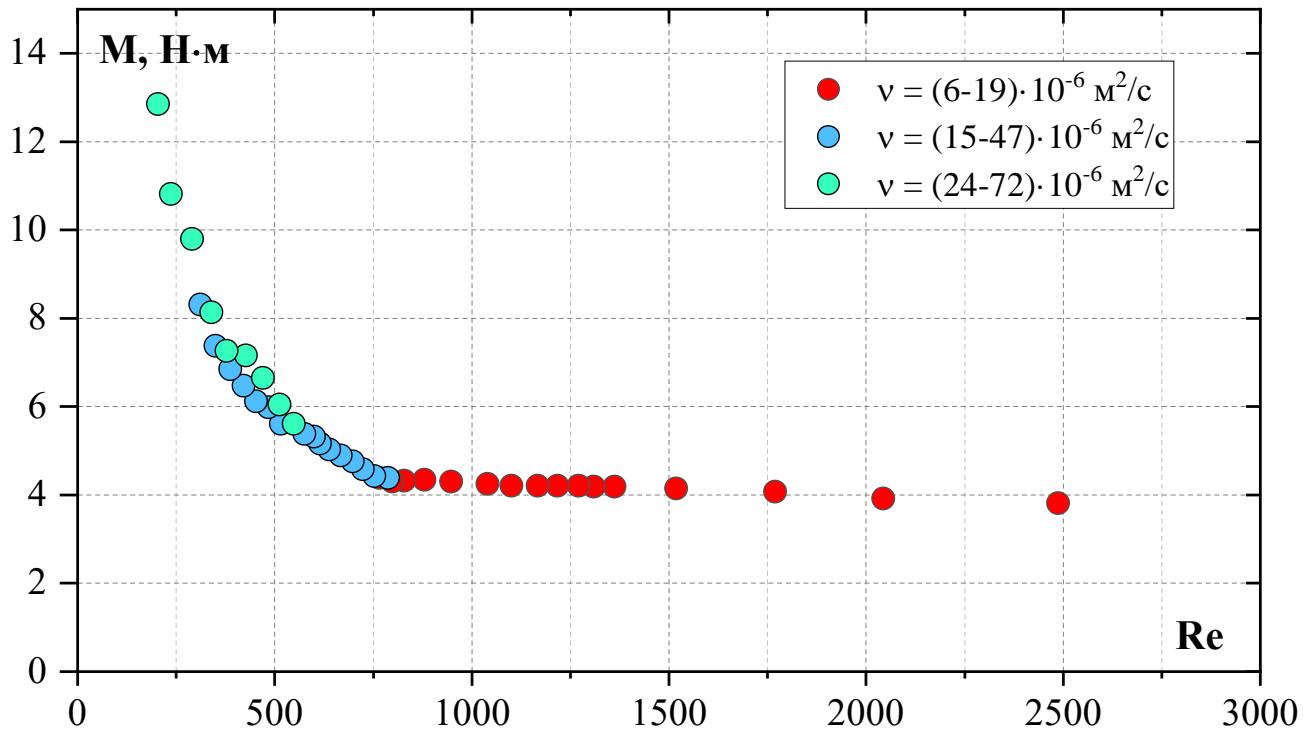


Рисунок 3.7 – Зависимость момента сопротивления вращению от числа Рейнольдса для рабочих жидкостей №4-6 при фиксированной относительной угловой скорости $\Omega_{\Sigma} = 44$ рад/с

Построенные данные показывают, что при заданной фиксированной скорости в оппозитном режиме наибольшее выделение тепла происходит в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 0-800$, где вязкость жидкости сильно влияет на момент сопротивления вращению. При наибольшей вязкости рабочей жидкости №6 ($\nu = 72 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) выделяемая тепловая мощность в оппозитном режиме вращения с относительной скоростью вращения 44 рад/с составляла порядка 600 Вт. При этом мощность теплогенератора с ростом числа Рейнольдса при постоянной относительной угловой скорости вращения роторов уменьшается по зависимости близкой к гиперболе.

Для обобщенного анализа течения Куэтта-Тейлора используется зависимость безразмерного коэффициента момента сопротивления от числа Рейнольдса. Воспользуемся описанным выше подходом, базирующимся на замене мультицилиндровой системы одиночным эквивалентным кольцевым каналом с эффективными размерами. Приведем экспериментальные данные, полученные на

многоцилиндровом макете, к представлению относительного коэффициента сопротивления C_M , используемого в [109], для сравнения и проверки правильности подхода. Тогда коэффициент момента сопротивления вращению внутреннего цилиндра для одиночного эквивалентного кольцевого канала, следуя [109], можно записать в виде:

$$C_M = M/M_0, \quad (3.1)$$

где M – определенный экспериментально момент сопротивления, а $M_0 = (\pi/2)\rho\Omega^2 R_i^4 L$ – характерный момент сопротивления вращению для эквивалентного кольцевого канала [109].

Экспериментальные данные, приведенные на рисунках 3.4 и 3.5, были обработаны в виде зависимости коэффициента момента сопротивления как функции от числа Рейнольдса – $C_M = f(\text{Re})$. Здесь Re – число Рейнольдса, построенное по относительной скорости вращения и среднему радиусу кольцевого эквивалентного канала. Результаты такой обработки представлены на рисунке 3.8. Вертикальными линиями выделены три области значений чисел Рейнольдса, в которых, по данным работы [109], наблюдаются следующие режимы течения: $\text{Re} < 280$ (число Тэйлора $\text{Ta} = \text{Re} \cdot (\delta/R_i)^{1/2} < 41,3$) – ламинарное течение без вихрей, в этой области $C_M \sim \text{Re}^{-1}$; $280 < \text{Re} < 2800$ ($41,3 < \text{Ta} < 400$) – ламинарное течение с вихрями Тэйлора (переходная область); $\text{Re} > 2800$ ($\text{Ta} > 400$) – турбулентное течение, в этой области $C_M \sim \text{Re}^{-0,2}$. Пунктирными линиями на рисунке 3.8 представлены результаты расчета и экспериментов из работы [88] для течения Куэтта – Тэйлора в зазоре между двумя коаксиальными цилиндрами, из которых внутренний вращается, а наружный неподвижен. Эти результаты были получены для случая, когда отношение $\delta/R_i = 0,028$ (в настоящих экспериментах для приведенного одиночного эквивалентного канала это отношение было близко к данным [88]: $\delta/R_i = 0,021$). Для ламинарного режима течения в результате расчета получено $C_M \sim \text{Re}^{-1}$, для турбулентного – $C_M \sim \text{Re}^{-0,2}$.

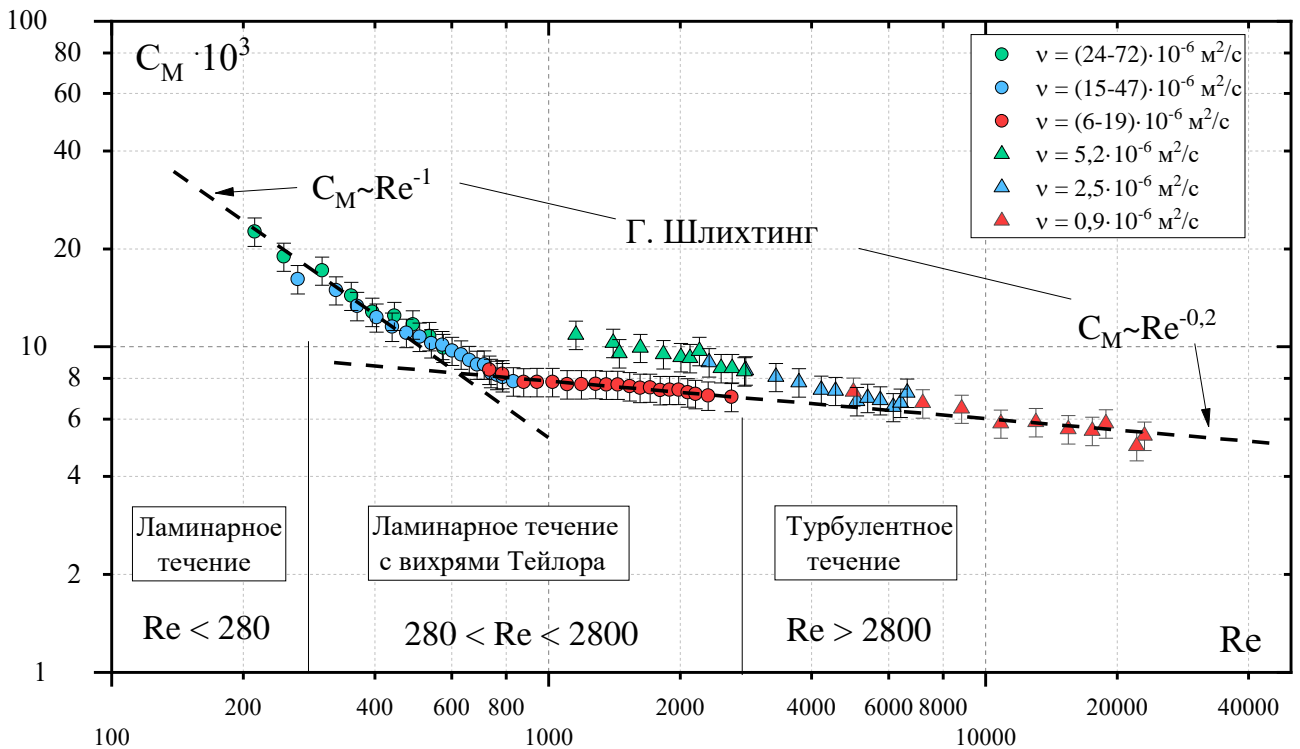


Рисунок 3.8 – Зависимость коэффициента момента сопротивления вращению внутреннего цилиндра для одиночного эквивалентного кольцевого зазора от числа Рейнольдса

Несмотря на значительное отличие исследуемой мультицилиндровой системы Куэтта–Тэйлора от классического кольцевого канала между двумя вращающимися цилиндрами, для которого справедливы расчеты [88] и указанные выше диапазоны чисел Рейнольдса для характерных режимов течения, на рисунке 3.8 можно наблюдать хорошее согласование между теорией и представленными авторами экспериментальными данными. Этот важный вывод дает основание для практического использования модели эквивалентного одиночного канала между вращающимися цилиндрами для описания сопротивления в сложных многоцилиндровых устройствах. Подобный подход можно использовать, в том числе, и при проведении оптимизационных инженерных расчетов диссипативных теплогенераторов.

Представление мультицилиндровой конструкции теплогенератора в виде одиночного эквивалентного кольцевого канала между двумя вращающимися круглыми цилиндрами, из которых внутренний вращается, а внешний

неподвижен, позволяет обобщить полученные экспериментальные данные в виде зависимости коэффициента момента сопротивления вращению внутреннего цилиндра для одиночного эквивалентного кольцевого зазора от числа Рейнольдса. Полученные в такой обработке экспериментальные данные показали хорошее совпадение с расчетными и экспериментальными данными для классического случая течения Куэтта–Тэйлора в одиночном кольцевом зазоре между двумя коаксиальными цилиндрами, из которых внутренний вращается, а внешний неподвижен.

Полученные результаты [110] можно использовать для проведения оптимизационных инженерных расчетов при проектировании теплогенераторов, работающих на основе использования течения Куэтта–Тэйлора. Один из возможных подходов для выполнения таких расчетов заключается в использовании зависимости безразмерной удельной мощности мультицилиндровой системы Куэтта–Тэйлора от числа Рейнольдса.

3.4 Влияние оснований цилиндров на тепловыделение

Для рассматриваемой конструкции теплогенератора кроме основной диссипации энергии в кольцевых зазорах, вклад в тепловыделение также вносят основания внешних цилиндров роторов, которые находятся в корпусе (кожухе) устройства (см. Рисунок 2.1а). В большинстве работ по исследованию формирования различных структур течения в одиночном канале используются конструкции с большой высотой цилиндров, при этом авторы говорят о незначительности краевых эффектов и их влияния на структуру потока. Однако для случаев, где радиус основания превышает высоту цилиндров вклад в тепловыделение будет значителен. На этом эффекте основаны многоцелевые теплогенераторы, в которых основная диссипация энергии происходит между набором неподвижных стенок и тонкими вращающимися дисками [73, 74]. В этом случае момент сопротивления вращению дисков, помимо вязкости рабочей жидкости и скорости вращения, также определяется геометрией дисков и зависит от ширины зазора между диском и кожухом, что было показано в работе [111].

Рассчитаем вклад в общий момент сопротивления, а следовательно, и в тепловыделение оснований цилиндров двух роторов экспериментальной мультицилиндровой системы. Ширина зазора между кожухом теплогенератора и дисками верхнего и нижнего роторов составляла $S_g = 11$ мм и $S_n = 14$ мм соответственно. Согласно работам [111, 112], можно оценить вклад в момент сопротивления для каждого из дисков ротора по следующей зависимости:

$$C_{M_\delta} = 0,338 \cdot (\lg(S/R + 2,37) - 0,165) / \text{Re}_\delta^{0,2}, \quad (3.2)$$

где $C_{M_\delta} = 4M / (\rho \cdot \Omega^2 \cdot R^5)$ – коэффициент момента сопротивления вращающегося диска, S/R – относительный зазор между кожухом и диском, $\text{Re}_\delta = R^2 \Omega / \nu$ – число Рейнольдса для диска, вращающегося в замкнутом пространстве, M_δ – момент сопротивления диска.

Если принять относительные осевые зазоры равными $S_B/R_d = 0,072$ и $S_n/R_d = 0,092$ (где $R_\delta = 0,152$ м – радиус оснований), то вычисляя по формуле (3.2) коэффициенты момента сопротивления для каждой из сторон вращающихся оснований можно оценить M_δ и его вклад в суммарный момент многоцилиндровой экспериментальной модели:

$$M_\delta = 0,0188 \cdot \rho \cdot \Omega^2 \cdot R_\delta^5 / \text{Re}_\delta^{0,2}. \quad (3.3)$$

Расчеты показывают, что для режимов работы с максимальной скоростью вращения цилиндров и наибольшей вязкостью рабочей жидкости этот вклад в тепловыделение, составляет от 2 до 3%.

Выводы по третьей главе

Проведено опытное исследование влияния скорости вращения роторов на величину момента сопротивления с рабочими жидкостями различной вязкости.

- Показано, что со средне вязкой жидкостью ($\nu = 28 \cdot 10^{-6}$ м²/с) с ростом скоростей вращения как нижнего, так и верхнего роторов, момент сопротивления увеличивается. При переходе от режима с одним заторможенным ротором к оппозитному вращению роторов с относительной скоростью до 55 рад/с момент

сопротивления вращению увеличивается в 14 раз. В то время как увеличение тепловой мощности составляет около 400 Вт. Оппозитное вращение с равными скоростями приводит к увеличению выделяемой энергии в 1,9 раз.

- В экспериментах с низковязкими жидкостями ($\nu = 0,9 \cdot 10^{-6}$, $2,5 \cdot 10^{-6}$ и $5,2 \cdot 10^{-6}$ м²/с) в оппозитных режимах работы наблюдается увеличение момента сопротивления от угловой скорости по степенной зависимости для всех значений вязкости. Причем, при одинаковых значениях суммарной относительной скорости роторов, большему значению кинематической вязкости соответствует большее значение момента сопротивления.

- Показано, что оппозитное вращение с равными скоростями приводит к практическому удвоению выделяемой тепловой энергии за счет удвоения относительной скорости вращения роторов. Что делает использование многоцилиндровой системы с оппозитным вращением в конструкциях ветротеплогенераторов более эффективным и показывает возможность применения таких систем в регионах с небольшими скоростями ветра.

Проведено исследование влияния изменения вязкости рабочей жидкости на момент сопротивления и процесс тепловыделения при заданной фиксированной относительной угловой скорости вращения роторов.

- При оппозитном режиме роторов с одинаковой скоростью вращения, момент сопротивления снижается с уменьшением вязкости. Кривая имеет три ярко выраженных участка с динамикой изменения близкими к линейному закону. В диапазоне вязкости от $\nu = 7 \cdot 10^{-6}$ м²/с и ниже момент сопротивления имеет самую высокую скорость изменения. В области значений вязкости $7 \cdot 10^{-6}$ м²/с $< \nu < 20 \cdot 10^{-6}$ м²/с наблюдается слабая зависимость момента сопротивления от вязкости (плато). При значениях вязкости $\nu = 20 \cdot 10^{-6}$ м²/с ÷ $72 \cdot 10^{-6}$ м²/с скорость изменения момента опять увеличивается, но динамика изменения проявляется слабее в сравнении с низковязким диапазоном.

Проведена оценка вклада в тепловыделение верхнего и нижнего оснований цилиндров экспериментальной мультицилиндровой системы. Показано, что что

для режимов работы с максимальной скоростью вращения цилиндров и наибольшей вязкостью рабочей жидкости вклад верхнего и нижнего оснований экспериментальной мультицилиндровой системы в тепловыделение, составляет от 2 до 3%.

Предложена методика представления многоцилиндровой конструкции в виде системы Куэтта–Тэйлора с классическим одиночным кольцевым каналом между двумя цилиндрами, из которых внутренний вращается, а внешний неподвижен. Методика позволяет:

- Обобщить полученные экспериментальные данные в виде зависимости коэффициента момента сопротивления вращению внутреннего цилиндра для одиночного эквивалентного кольцевого зазора от числа Рейнольдса.
- Провести оптимизационные инженерные расчеты при проектировании теплогенераторов, работающих на основе использования течения Куэтта–Тэйлора.

ГЛАВА 4 ОСОБЕННОСТИ ТЕЧЕНИЯ В МНОГОЦИЛИНДРОВОЙ СИСТЕМЕ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

Многоцилиндровая система, исследованная в настоящей работе, имеет много общего с одноцилиндровой круговой системой Куэтта-Тэйлора, описанной в [90], но она является более сложной по конструкции и протекающим в ней процессам. Обширная часть диссертационной работы была направлена на получение дополнительной информации о течениях, возникающих в многощелевых зазорах, методом регистрации момента сопротивления вращению и частотного спектра пульсаций момента [113] в зависимости от вязкости рабочей водоглицериновой смеси. В этих экспериментах вязкость рабочей жидкости изменялась в диапазоне $\nu = (6-54) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при нагреве в рабочем объеме диссипативными процессами. Аналогично ранее рассмотренным смесям, перед проведением экспериментов была определена зависимость кинематической вязкости от температуры. Полученная зависимость легла в основу определения зависимости действующего значения момента сопротивления и генерируемой мощности от числа Re для среднего условного диаметра зазора. Вторым параметром была угловая скорость вращения каждого из роторов (верхнего и нижнего) теплогенератора, которая поддерживалась постоянной $f = 3,5 \text{ Гц}$ в момент регистрации экспериментальных данных. Для измерения характеристик момента сопротивления была применена описанная в Главе 2 система регистрации, которая позволила получить данные о величине момента силы сопротивления вращению и получить спектральные характеристики частот основных гармоник пульсаций момента сопротивления вращению.

В экспериментах по исследованию течения в многощелевом теплогенераторе [114] использовались три вида рабочей жидкости (Таблица 4.1), представляющих собой водоглицериновые растворы с концентрациями 70, 80, 88%. Вязкость и плотность раствора определялись его температурой и концентрацией воды и глицерина (см. Рисунок 3.1). Зависимость вязкости и плотности рабочих жидкостей от температуры была определена в специальной

серии экспериментов. Результаты измерений табулировались и использовались при обработке опытных данных.

Таблица 4.1 – Характеристики рабочих жидкостей (исследование структуры течений)

№	Массовая концентрация Y , %	Температура T , °C	Кинем. вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /с,	Плотность ρ , кг/м ³
1	Вода 30, глицерин 70	26-50	6-19	1180-1160
2	Вода 20, глицерин 80	28-56	15-32	1200-1180
3	Вода 12, глицерин 88	31-47	24-54	1220-1205

Все эксперименты проводились при встречном вращении роторов теплогенератора. Роторы вращались с одинаковыми фиксированными угловыми скоростями так, что их относительная угловая скорость вращения была равна $\Omega = 44$ рад/с. При проведении экспериментов внутренний объем теплогенератора с помощью запорно-регулирующей арматуры (см. Рисунок 2.2) был отключен от термостатированной емкости с рабочей жидкостью.

4.1 Пульсации момента сопротивления кольцевого потока в системе Куэтта-Тейлора

На рисунке 4.1 представлен пример временных осциллограмм, на которых динамометрическая система зарегистрировала поведение мгновенного момента сопротивления вращению роторов теплогенератора для двух значений вязкости рабочей жидкости: $\nu = 18 \cdot 10^{-6}$ м²/с и $\nu = 6,8 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Из рисунка 4.1 следует, что кроме пульсаций малой амплитуды, существуют стохастические пульсации момента сопротивления с амплитудой до $\pm 20\%$ от величины усреднённого значения этого момента, а вероятность возникновения подобных пульсаций носит случайный характер затухающих низкочастотных негармонических колебаний [115].

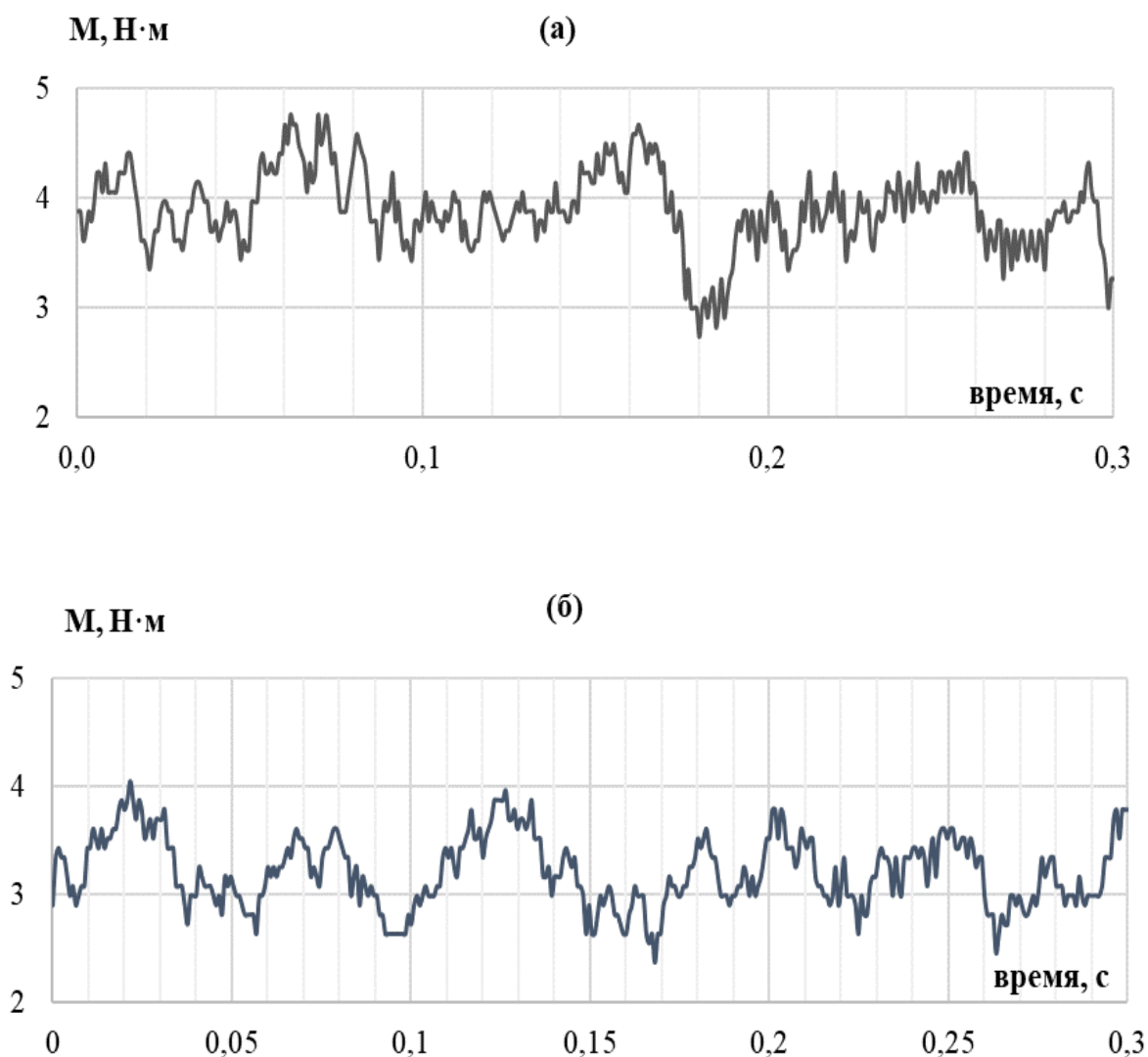


Рисунок 4.1 – Осциллограммы пульсаций момента сопротивления вращению роторов для двух вязкостей рабочей жидкости (а) $\nu = 18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\Omega_{\Sigma} = 3 \text{ Гц}$; (б) $\nu = 6.8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\Omega_{\Sigma} = 3 \text{ Гц}$

Анализ осциллограмм на рисунке 4.1 показывает, на пульсации момента сопротивления малой амплитуды и большой частоты наложены колебания, частота которых существенно ниже. Такое поведение момента сопротивления можно связать со спиралевидными и вихревыми образованиями, возникающими в щелевом пространстве кольцевого течения Куэтта-Тейлора и описанными в [90].

Основной задачей рассматриваемой части исследования являлось изучение отличия или совпадения структуры течения вязкой жидкости в зависимости от числа Рейнольдса в одно- и многощелевых зазорах круговой системы Куэтта-

Тэйлора с переменным диаметром цилиндров. Известно, что сила сопротивления вращению зависит от характера кольцевого течения, на которое влияют вязкость жидкости, скорость вращения, величина зазора, высота и диаметр цилиндров. Результаты исследований характера кольцевого течения в однощелевой круговой системе Куэтта-Тэйлора подробно изложены в [90]. Авторы систематически исследовали особенности гидродинамики течения в круговой системе Куэтта-Тэйлора с двумя независимо вращающимися цилиндрами, образующими узкую одиночную кольцевую щель, заполненную рабочей жидкостью. На основе проведенных исследований авторы [90] была составлена подробная карта режимов течения в такой щели как функцию чисел Рейнольдса внутреннего и внешнего цилиндров Re_i и Re_o , соответственно.

$$Re_{i,o} = R_{i,o} \cdot \delta \cdot \Omega_{i,o} / \nu, \quad (4.1)$$

где Ω_i и Ω_o – это угловые скорости вращения внутреннего и внешнего цилиндров по отношению к неподвижной системе координат, R_i и R_o – радиусы внутреннего и внешнего цилиндров, $\delta = R_o - R_i$ – ширина щели между цилиндрами, ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости, заполняющей эту щель.

4.2 Зональная карта режимов течений для встречного вращения роторов

Для сопоставления результатов экспериментов с системой кольцевых каналов с данными из работы [90] были выполнены расчёты чисел Рейнольдса (Re_i и Re_o) для внешней и внутренней поверхности всех тринадцати цилиндрических зазоров макета теплогенератора во всём диапазоне изменения вязкости рабочей жидкости. В таблице 4.2 приведены результаты расчета этих чисел Рейнольдса для максимального и минимального значений вязкости рабочей жидкости в проведенной серии экспериментов. Расчеты проведены для относительной скорости вращения роторов теплогенератора $\Omega_z = 44$ рад/с, толщина стенки составляла 1,5 мм.

Таблица 4.2 – Расчет чисел Рейнольдса для внешней и внутренней поверхностей каждого цилиндра многощелевой системы

№	R_i , мм	R_o , мм	Зазор δ , мм	$\nu = 5,14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$		$\nu = 54,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	
				Re_o	Re_i	Re_o	Re_i
1	97,5	99,5	2	851	834	80	78
2	101,0	104,6	3,6	1611	1556	152	147
3	106,1	108,1	2	925	908	87	85
4	109,6	113,2	3,6	1744	1688	164	159
5	114,7	116,7	2	998	981	94	92
6	118,2	121,8	3,6	1876	1821	177	172
7	123,3	125,3	2	1072	1055	101	99
8	126,8	130,4	3,6	2009	1953	189	184
9	131,9	133,9	2	1146	1129	108	106
10	135,4	139,0	3,6	2141	2086	202	197
11	140,5	142,5	2	1219	1202	115	113
12	144,0	147,6	3,6	2274	2218	214	209
13	149,1	151,1	2	1293	1276	122	120

Отличие течения в многощелевом пространстве с двумя встречно вращающимися роторами от однощелевого варианта заключается в том, что на процессы в зазорах влияют реальные значения радиусов цилиндров и характеристическое отношение высоты столба жидкости к величине зазора между цилиндрами. Для дальнейшего сопоставления экспериментальных данных о влиянии величины зазора между цилиндрами различного радиуса были получены расчетные значения чисел Re , которые определялись контрольными точками температуры в процессе нагрева (Рисунок 3.1). На рисунке 4.2 для сопоставления показаны расчетные значения чисел Рейнольдса для ожидаемых режимов течения, возникающих в потоке в режиме равных встречных скоростей вращения. Согласно таблице 4.2 параметр Re_i изменялся в диапазоне от 78 до 2218, а

параметр Re_o – от 80 до 2274. Расчеты показывают, что в этом случае вычисленные значения средних значений чисел $\sim Re_i$ и $\sim Re_o$ ряда радиусов укладываются на линию под углом $\sim 45^\circ$. Эта линия проходит по областям различных режимов потока, пересекая области AZI (азимутальных ламинарных потоков со слабыми вихрями Экмана), IPS (взаимопроникающих спиралей), SPI (спиральных вихрей), TVF (вихревого течения Тейлора), MWV (модулированных волновых вихрей), WIS (волновых взаимодействующих спиралей), TRA (турбулентных вихрей), INT (интерактивных вихрей), SPT (слабо турбулентных вихрей), TUR (турбулентных вихрей), WVF (волновых вихрей).

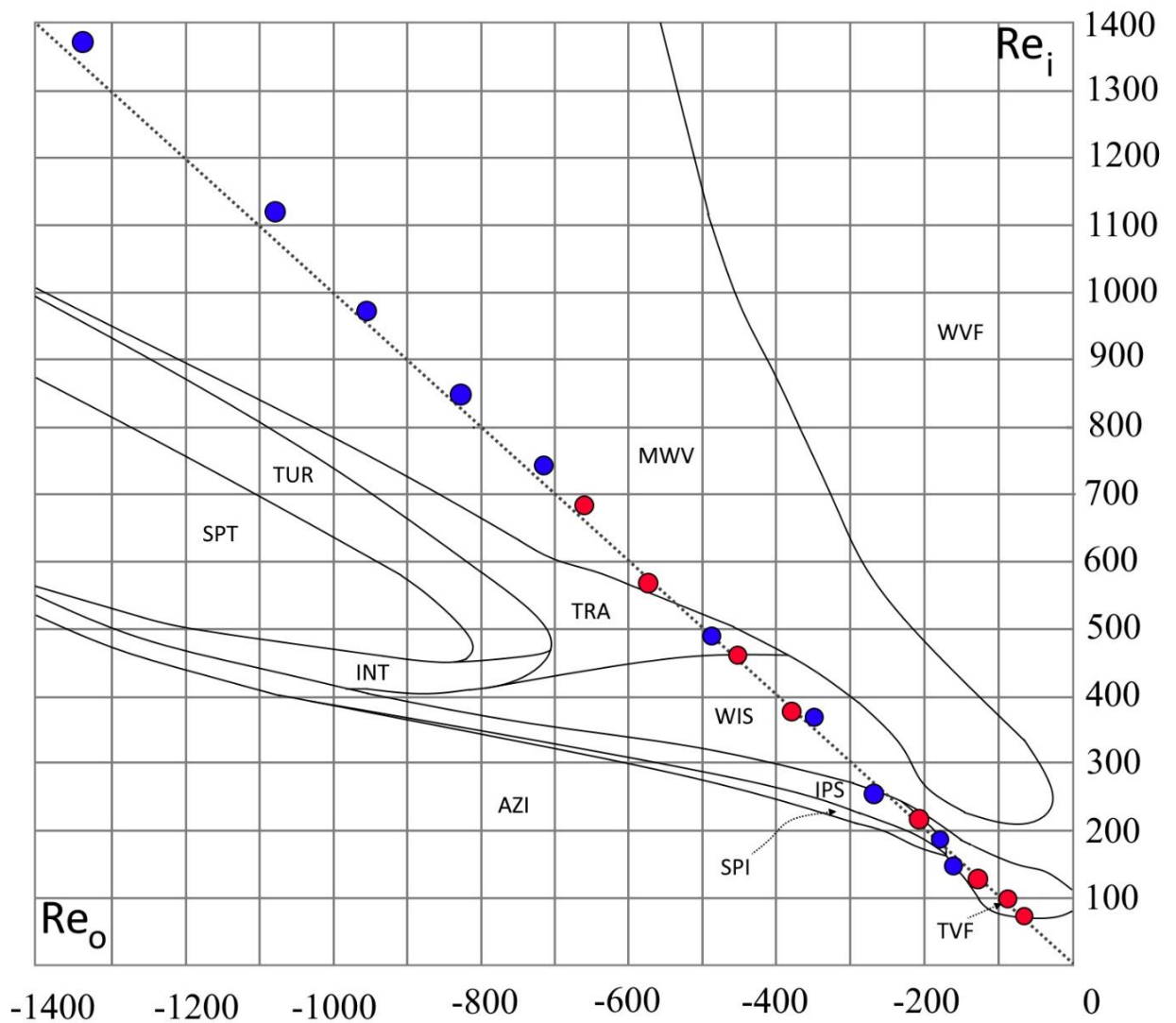


Рисунок 4.2 – Зональная карта вида течений в зависимости от вязкости и радиуса щели. Красный маркер – зазор 2 мм, синий – 3,6 мм (базовая часть рисунка заимствована из работы [90])

Если исходить из предположения, что при достаточно малом отношении ширины кольцевого зазора δ (2 мм и 3,6 мм) к его высоте L_k (50 мм) можно не учитывать влияния конечности высоты кольцевого зазора на структуру течения в зазоре, то можно утверждать, что структура течения, как в одиночном кольцевом зазоре, так и в кольцевых зазорах многоцилиндровой системы зависит только от пары значений чисел Рейнольдса Re_i и Re_o . Если эти пары чисел Рейнольдса одинаковы для одиночного кольцевого зазора и для некоторого зазора в многоцилиндровой системе, то структура течения в таких зазорах будет одинакова. Исходя из сформулированного выше предположения и принимая во внимание рассчитанные в таблице 4.2 значения чисел Рейнольдса Re_i и Re_o для обсуждаемых экспериментов, можно утверждать, что в ходе проводимых экспериментов в кольцевых зазорах многоцилиндровой системы макета теплогенератора реализовывалась некоторая комбинация режимов течения, соответствующая значениям данных на карте режимов течения согласно рисунку 4.2. Эти процессы протекают параллельно в щелевых зазорах различного радиуса для одного значения вязкости, формируя пёструю интегральную спектральную картину пульсаций потока во времени.

4.3 Частотный спектр пульсаций момента сопротивления

Как указывалось ранее, в ходе проведения экспериментов были получены графики осциллограмм и спектры пульсаций момента сопротивления вращению роторов теплогенератора [116]. На рисунке 4.3 приведена характерная осциллограмма сигнала с датчика момента силы сопротивления для режима: $Re_i \sim 100$ и $Re_o \sim 100$ при вязкости рабочей жидкости $\nu = 54 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. На осциллограмме с достаточно длительным временем записи наблюдаются $\sim 20\%$ нерегулярно-возникающие и затухающие пульсации различной формы и амплитуды.

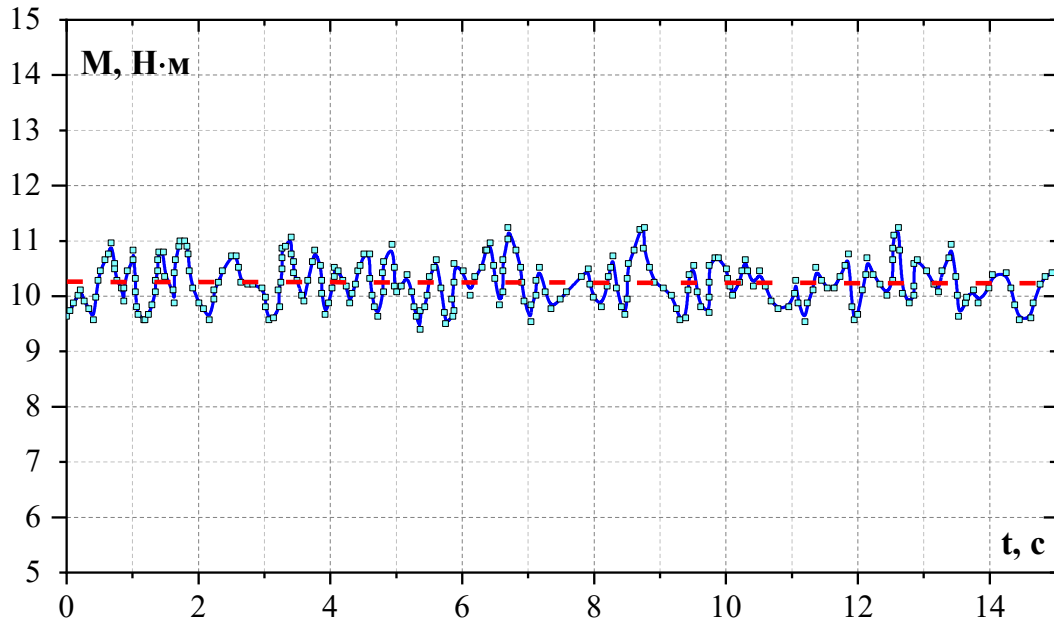


Рисунок 4.3 – Осциллограмма пульсаций момента силы сопротивления вращению

На рисунке 4.4 приведены амплитудно-частотные спектры пульсаций интегрального момента силы сопротивления вращению для двух характерных вязкостей: $Re \sim 100$ ($\nu = 54,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) и $Re \sim 1200$ ($\nu = 5,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$). Анализ значений частоты и амплитуды гармоник пульсаций потока при неизменной скорости вращения позволяет выделить характерные частоты и области. Можно отметить, что в низкочастотной области (0-60 Гц) наблюдается группа пульсаций с постоянной частотой. К этой группе относится и гармоника помехи от механизма привода ($f_1 = 14$ Гц). Характерное поведение частоты f_1 указывает на то, что данный сигнал связан с гармоникой частоты механизма привода, так как при тестовом изменении частоты привода, пропорционально изменяется частота этой гармоники и отсутствует влияние изменения вязкости. При дальнейшем анализе во всех вычислениях было учтено влияние помехи, наведенной механизмом привода. Кроме низкочастотной области, в высокочастотной области (180 – 540 Гц) наблюдаются пульсации при частотах f_2 и f_3 с низкой амплитудой гармоник.



Рисунок 4.4 – Спектр пульсаций момента силы сопротивления
 (а) $Re \sim 100$ ($\nu = 54,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$); (б) $Re \sim 1200$ ($\nu = 5,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$)

На рисунке 4.5 приведены амплитудно-частотные спектры пульсаций интегрального момента силы сопротивления для четырёх значений вязкости рабочей жидкости, охватывающих весь исследованный диапазон вязкостей: ($54,4 \cdot 10^{-6}$, $27 \cdot 10^{-6}$, $16,5 \cdot 10^{-6}$ и $5,6 \cdot 10^{-6}$) $\text{м}^2/\text{с}$, пересчитанные в единицы измерения момента сопротивления. Усредненный (по вязкостям) спектр пульсаций интегрального момента приведен на рисунке 4.6. В этом усредненном спектре наблюдаются те же три области частот, в которых преимущественно происходит выделение тепла.

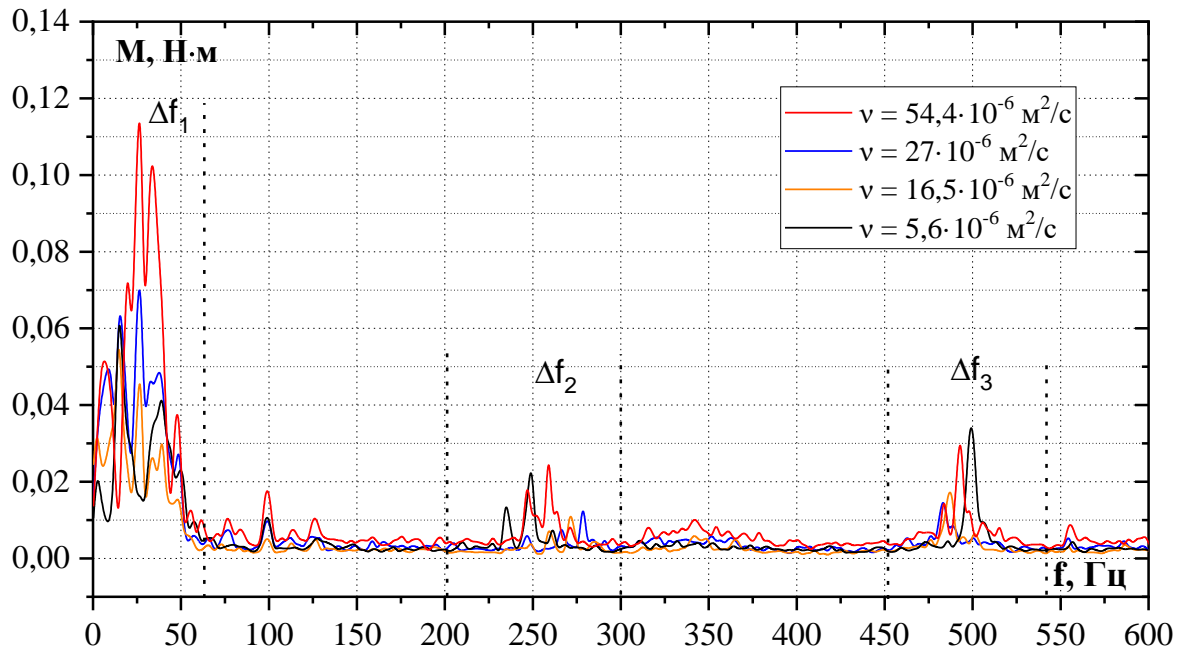


Рисунок 4.5 – Спектры пульсаций момента сопротивления вращению роторов теплогенератора при постоянной относительной скорости вращения $\Omega_{\Sigma} = 44$ рад/с для четырех значений вязкости рабочей жидкости: $(54,4 \cdot 10^{-6}, 27 \cdot 10^{-6}, 16,5 \cdot 10^{-6}$ и $5,6 \cdot 10^{-6})$ м²/с

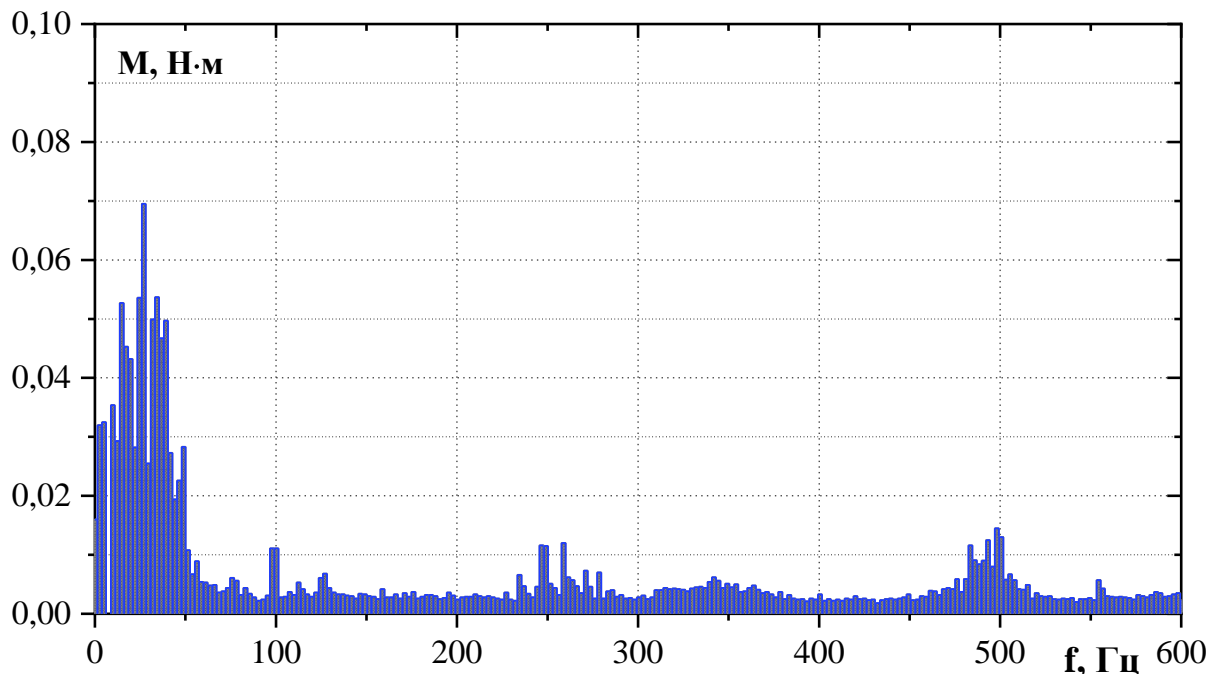


Рисунок 4.6 – Спектр пульсаций момента сопротивления вращению роторов теплогенератора при постоянной относительной скорости вращения $\Omega_{\Sigma} = 44$ рад/с, усредненный по четырем значениям вязкости рабочей жидкости: $(54,4 \cdot 10^{-6}, 27 \cdot 10^{-6}, 16,5 \cdot 10^{-6}$ и $5,6 \cdot 10^{-6})$ м²/с.

В этих спектрах, отражающих распределение энергии пульсаций по частотам, можно выделить три частотных поддиапазона: низкочастотный $\Delta f_1 = (0,2 - 60)$ Гц и два высокочастотных $\Delta f_2 = (230 - 300)$ Гц и $\Delta f_3 = (460 - 540)$ Гц. Из рисунка 4.5 следует, что во всем рассмотренном диапазоне вязкостей рабочей жидкости спектры по распределению энергии по частотам практически подобны, но наблюдается зависимость амплитуды гармоник от вязкости. В низкочастотной области Δf_1 с ростом вязкости амплитуда увеличивается. В диапазонах Δf_2 и Δf_3 ситуация с амплитудой гармоник не однозначна. Максимальные амплитуды в этих диапазонах частот имеют смеси с максимальной и минимальной вязкостями ($\nu = 54 \cdot 10^{-6}$ м²/с и $\nu = 6 \cdot 10^{-6}$ м²/с). Для двух остальных смесей с вязкостью $\nu = 27 \cdot 10^{-6}$ м²/с и $\nu = 16,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с наблюдается подавление амплитуды.

Согласно изложенному выше анализу осциллограмм (Рисунки 4.1, 4.3) и работе [90], можно предположить, что низкочастотная часть этих спектров отражает спиралевидные структуры потока, а высокочастотная часть соответствует вихревым образованиям.

4.4 Анализ спектра пульсаций момента сопротивления в низкочастотной области

Рассмотрим подробно низкочастотный поддиапазон Δf_1 . На рисунке 4.7 детально изображен амплитудно-частотный спектр низкочастотного поддиапазона. Можно отметить, что в этой области частот (0,2-60) Гц наблюдается группы пульсаций с постоянной частотой и зависимостью амплитуды пульсаций от вязкости. Можно выделить шесть областей частот, в которых наблюдаются повышенные значения амплитуд пульсаций, связанные с отдельными частотами (f_1-f_6). В спектрах для всех значений вязкости наблюдаются характерные резонансные процессы с частотами $f_j = (15, 19, 27, 35, 39, 49)$ Гц. Эти частоты определяются радиусом цилиндров и зазором щелей, в которых существуют данные пульсации.

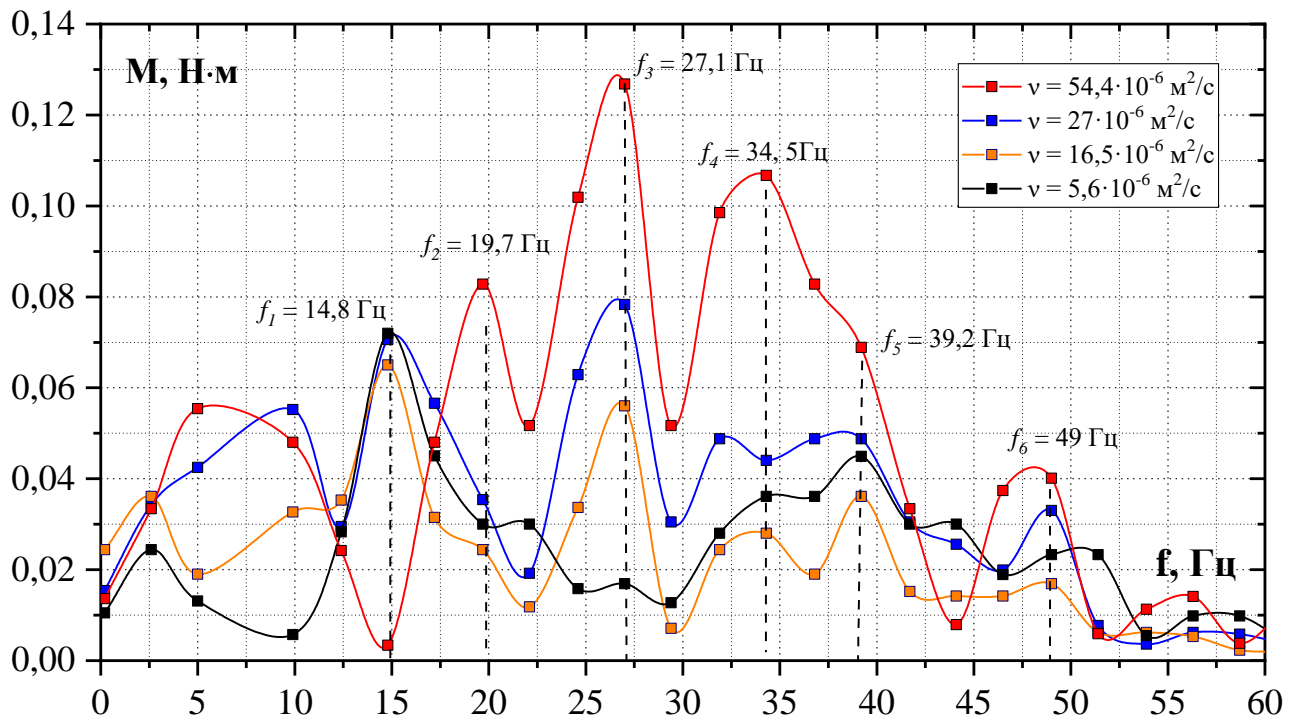


Рисунок 4.7 – Амплитудно-частотные характеристики низкочастотного диапазона

Основная часть энергии пульсирующих структур (до 90%) выделяется в областях f_2, f_3, f_4 частотного диапазона (14 – 40) Гц. В таблице 4.3 приведены эти частоты и соответствующие им максимальные значения амплитуд пульсаций.

Таблица 4.3 – Амплитуды пульсаций низкочастотного поддиапазона

Область пульсаций	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6
Средняя частота пульсаций, Гц	14,8	19,7	27,1	34,5	39,2	49
Максимальная амплитуда пульсаций, Н·м	0,072	0,082	0,127	0,11	0,068	0,04

Эффект изменения амплитуды отдельных гармоник под воздействием вязкости и отсутствие её влияния на частоту пульсаций, указывают на то, что радиус цилиндра щелевого зазора в основном определяет параметры возможных частот пульсаций (см. Таблицу 4.2). Как показано в работе [90], низкочастотная область пульсаций связана с возникновением спиралевидных образований (IPS). Опираясь на это определение, были рассчитаны параметры возможных

пульсаций для этой области при условии, что максимальный диаметр витка спирали равен величине зазора между цилиндрами ($\delta = 2$ мм; 3,6 мм) или меньше его, а длина спирали, которая определяет волновое число W и частоту регистрируемых пульсаций, равна доле окружности зазора или имеет максимальную длину, равную длине окружности зазора ($W = 1$). Частоты пульсаций момента сопротивления вращению роторов, генерируемые такими спиральными структурами, можно определить выражением:

$$f_s = (f_i + f_o)/W, \quad (4.2)$$

где f_i – частота вращения внутренней стенки кольцевого зазора, f_o – частота вращения внешней стенки кольцевого зазора, $W = l_s/l$ – волновое число, равное отношению длины l_s спиралевидной структуры к полной длине окружности кольцевого зазора l . На рисунке 4.8 изображена схема расположения спиралевидной структуры в одном из кольцевых зазорах теплогенератора.

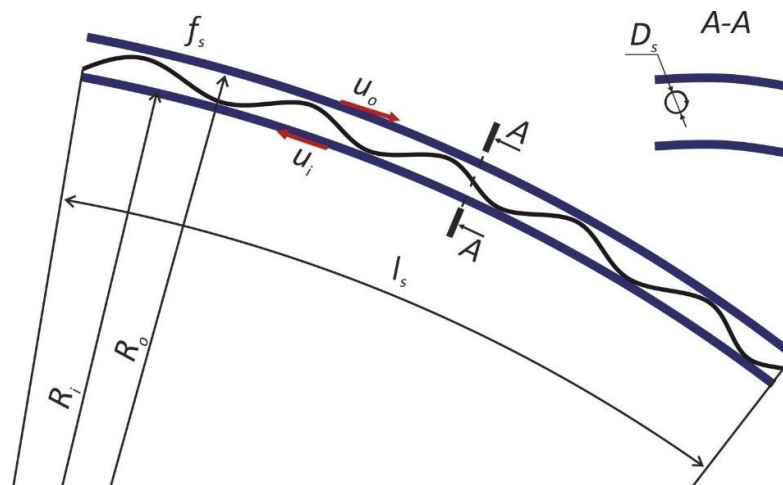


Рисунок 4.8 – Схема спиралевидного образования: l_s – длина спирали; u_o , u_i – линейные скорости, соответственно, внешнего и внутреннего цилиндров кольцевого зазора теплогенератора; R_o , R_i – радиусы внешнего и внутреннего цилиндров; D_s – диаметр спирали; f_s – частота вращения спирали

В таблице 4.4 приведены расчетные значения величины волнового числа W спиралевидных структур для соответствующих им значений, отмеченных выше частот (f_j), найденные по формуле (4.2).

Таблица 4.4 – Расчетные значения волнового числа W для спиралевидных структур

Область пульсаций	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6
f_s , Гц - средняя частота пульсаций	14,8	19,7	27,1	34,5	39,2	49
Волновое число W	0,47	0,35	0,26	0,2	0,18	0,14

4.5 Анализ спектра пульсаций момента сопротивления в высокочастотной области

Рассмотрим подробнее высокочастотные области спектра пульсаций момента сопротивления. На рисунке 4.9 приведена высокочастотная область спектров (200–600) Гц, где наблюдаются две группы, возникающих под воздействием вихревых структур, пульсаций с малой амплитудой гармоник.

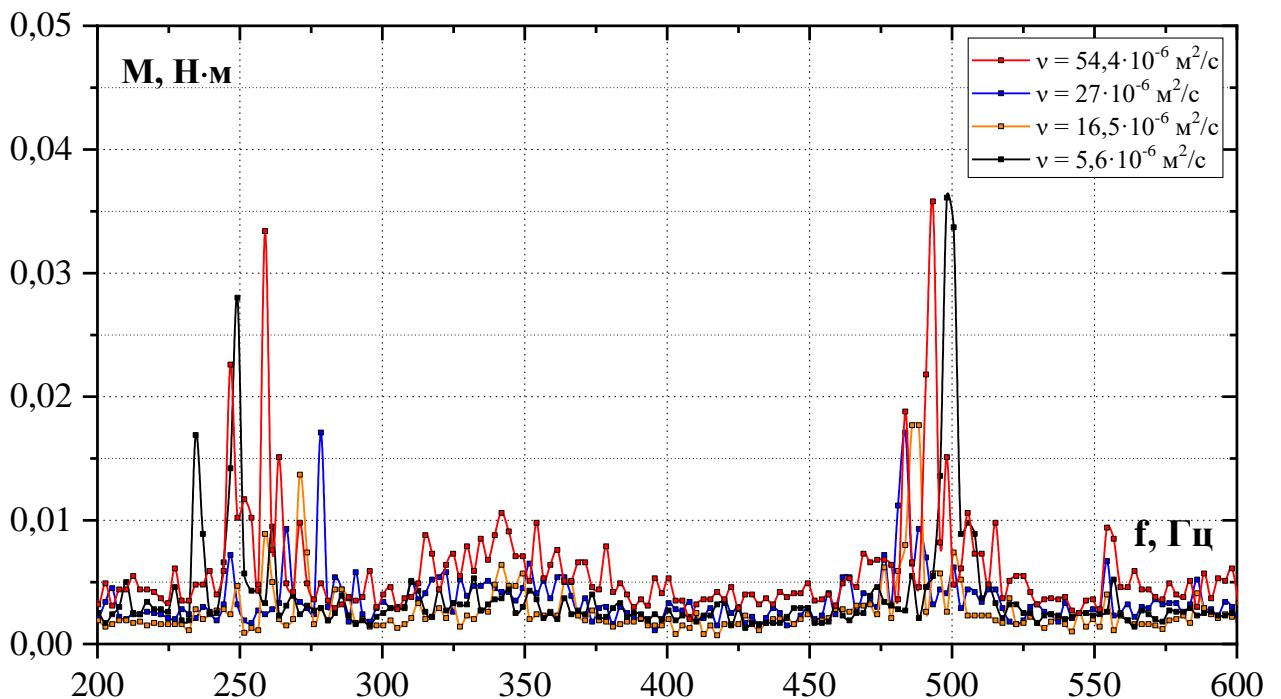


Рисунок 4.9 – Высокочастотная область амплитудно-частотных спектров, соответствующая вихревым структурам потока

Можно предположить, что вихревые структуры, генерирующие пульсации потока в области частот от 230 Гц до 300 Гц возникают в кольцевых зазорах шириной 3,6 мм, а вихревые структуры, генерирующие пульсации потока в области частот от 460 Гц до 540 Гц возникают в кольцевых зазорах шириной 2 мм. На рисунке 4.10 приведена схема таких вихревых структур в кольцевом зазоре многощелевого теплогенератора.

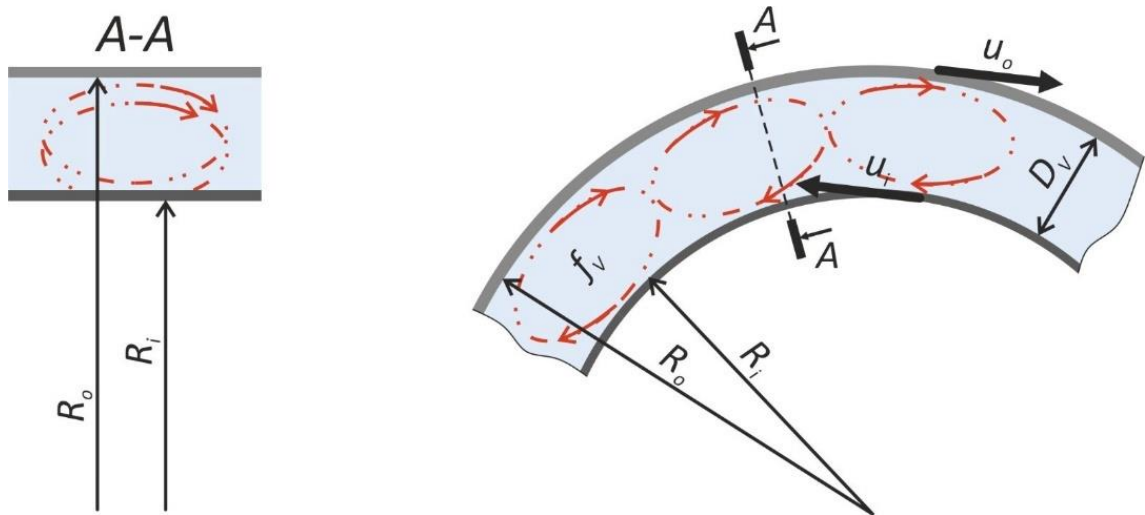


Рисунок 4.10 – Схема вихревой структуры в кольцевом зазоре теплогенератора; u_o , u_i – линейная скорость внешнего и внутреннего цилиндров кольцевого зазора теплогенератора; R_o , R_i – радиусы внешнего и внутреннего цилиндров; D_v – диаметр вихревой структуры (максимальный размер равен ширине кольцевого зазора δ); f_v – частота вихревой структуры (вихри Тэйлора)

Минимальную частоту вращения такого вихря можно определить выражением:

$$f_v = u_o / \pi \delta, \quad (4.3)$$

где u_o – линейная скорость движения внешней стенки кольцевого зазора, δ – ширина кольцевого зазора. Если линейные скорости движения внешней u_o и внутренней u_i стенок будут равны, то образовавшаяся вихревая структура будет неподвижна по отношению к внешней системе координат. Если одна из этих скоростей будет больше, то вихревая структура будет перемещаться по окружности кольцевого зазора с линейной скоростью $u = u_o - u_i$.

В таблице 4.5 приведены расчетные значения частот пульсаций вихревых структур для кольцевых зазоров теплогенератора шириной 2,0 мм и 3,6 мм. Частота вращения внешней стенки кольцевого зазора принималась равной 3,5 Гц.

Таблица 4.5 – Расчетные значения частот пульсаций для вихревых структур

Номер кольцевого зазора	$\delta = 3,6$ мм			$\delta = 2,0$ мм		
	R_o , мм	u_o , м/с	f_v , Гц	R_o , мм	u_o , м/с	f_v , Гц
1				99,5	2,19	349
2	104,6	2,30	203			
3				108,1	2,38	379
4	113,2	2,49	220			
5				116,7	2,57	409
6	121,8	2,68	237			
7				125,3	2,75	438
8	130,4	2,87	254			
9				133,9	2,94	468
10	139,0	3,06	271			
11				142,5	3,13	498
12	147,6	3,24	287			
13				149,1	3,32	529

Как следует из рисунка 4.9, расчетные диапазоны частот структурных образований потока в кольцевых зазорах хорошо коррелируют с экспериментально измеренными спектрами. Не следует ожидать полного совпадения расчетных и измеренных частотных диапазонов, в которых происходит выделение тепла, так как в многоцилиндровой системе кольцевых зазоров теплогенератора могут происходить сложные процессы взаимного влияния событий, одновременно происходящих в разных кольцевых зазорах. Это обстоятельство может привести к значительной деформации суммарного спектра

пульсаций момента сопротивления вращению роторов по сравнению с аналогичным спектром в одиночном кольцевом зазоре.

Выводы по четвертой главе

Предложена методика исследования диссипативных процессов в многоцилиндровой системе Куэтта-Тэйлора с помощью анализа спектров пульсаций момента силы сопротивления вращению роторов теплогенератора.

Показано, что частота энергонесущих образований определяется геометрией конструкции и угловой скоростью вращения роторов теплогенератора, а амплитуда гармоник в низкочастотной области зависит от вязкости рабочей жидкости: чем больше вязкость, тем больше амплитуда.

В усредненном спектре пульсаций момента силы сопротивления вращению роторов теплогенератора наблюдаются две области частот, в которых происходит выделение тепла. Низкочастотная область (до 60 Гц) связана со спиралевидными структурами потока, которые геометрически привязаны к диаметрам отдельных кольцевых зазоров. Такие структуры могут занимать всю окружность кольцевой щели теплогенератора или некоторую ее часть. Высокочастотная область (от 230 до 540 Гц) связана с вихревыми структурами, частота которых определяется шириной кольцевого зазора δ . Так как в испытанной конструкции теплогенератора присутствовали две группы кольцевых зазоров (шириной 3,6 мм и 2,0 мм), то в высокочастотной области спектров пульсаций момента сопротивления вращению можно выделить две подобласти, соответствующие этим значениям ширины кольцевых зазоров (230 – 300 Гц и 460 – 540 Гц).

Расчетные диапазоны частот структурных образований потока в кольцевых зазорах хорошо коррелируют с экспериментально измеренными спектрами.

ГЛАВА 5 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ КОНСТРУКЦИЙ МНОГОЦИЛИНДРОВЫХ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРОВ

Обзор существующей литературы по теме исследования показал, что ветротермальная энергетика все еще является слабо развитой технологией. Тем не менее, концепция прямого преобразования энергии является достаточно многообещающей. Проектирование полномасштабных прототипов ветротермальных преобразователей может значительно повысить уровень этой технологии. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили возможность использования класса течений Куэтта-Тейлора для эффективной тепловой генерации и продемонстрировали, что диссипация энергии положительно коррелирует с вязкостью и температурой теплоносителя, а также со скоростью вращения ветряной турбины. В этой главе предлагается методика инженерного расчета мультицилиндрового теплогенератора произвольной мощности, а также рассматривается способ построения теплогенератора с оппозитным вращением роторов от одиночной удаленной ветровой турбины.

5.1 Расчет конструктивных параметров мультицилиндрового теплогенератора

Рассмотрим алгоритм расчета геометрических конструктивных параметров многоцилиндровой кольцевой системы теплогенератора, в том числе и габаритных размеров этой системы для выбранных заранее значений мощности теплогенератора и вязкости его рабочей жидкости [117].

Для составления рекомендаций к расчету теплогенераторов с течением Куэтта-Тейлора произвольной мощности экспериментальные данные, полученные в Главе 3, представляются в виде единой безразмерной зависимости как функция безразмерной мощности от числа Рейнольдса:

$$N_B = f(Re). \quad (5.1)$$

Эта зависимость является основой для проведения расчетов конструкционных параметров теплогенераторов заданной мощности при заранее заданных скоростях вращения роторов теплогенератора, вязкости рабочей жидкости и некоторых геометрических параметрах. Здесь безразмерный комплекс интерпретируется как безразмерная мощность:

$$N_B = N / m \cdot \nu \cdot \Omega^2, \quad (5.2)$$

где N , Вт ($\text{кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с}^3$) – мощность теплогенератора (1); m , кг – масса рабочей жидкости в кольцевых зазорах теплогенератора; ν , $\text{м}^2 / \text{с}$ – кинематическая вязкость рабочей жидкости; Ω , рад/с – относительная угловая скорость вращения роторов теплогенератора. На рисунке 5.1 полученные экспериментальные данные представлены в виде обобщенной безразмерной зависимости $N_B = f(Re)$.

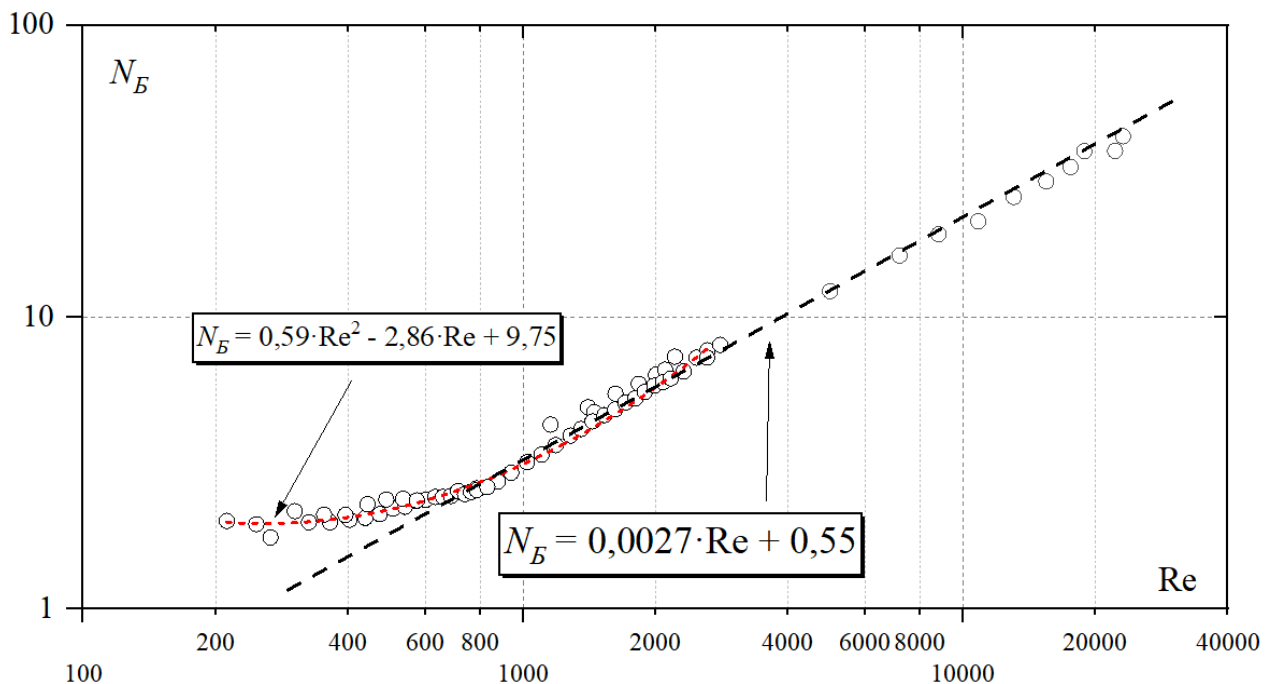


Рисунок 5.1 – График обобщенной безразмерной мощности в зависимости от числа Рейнольдса

Как видно из графика, все экспериментальные данные, полученные в экспериментах, существенно отличающихся по условиям их проведения (переменная частота вращения роторов теплогенератора, разная вязкость и температура рабочей жидкости) хорошо обобщаются единой зависимостью. Эта

зависимость в практически важном диапазоне чисел Рейнольдса вполне удовлетворительно аппроксимируется линейной зависимостью:

$$N_B = 0,0027 \cdot Re + 0,55. \quad (5.3)$$

Безразмерная зависимость (5.3) дает возможность рассчитать геометрические конструктивные параметры многоцилиндровой кольцевой системы теплогенератора, в том числе и габаритные размеры этой системы для выбранных заранее значений мощности теплогенератора и вязкости жидкости.

Приведем пример расчета нескольких вариантов геометрических параметров теплогенератора мощностью 10, 20 и 50 кВт у которых максимальная частота вращения каждого ротора составляет $f = 5$ Гц. Выполним для каждого значения мощности генератора три варианта расчета, которые отличаются друг от друга значениями вязкости рабочей жидкости ν , шириной зазора δ , средним радиусом зазора R_s и конструктивной высотой колец роторов теплогенератора L . Эти варианты значений исходных параметров рассчитываемого теплогенератора приведены в таблице 5.1. На рисунке 5.2 приведена схема с основными размерами для многощелевого и эквивалентного каналов.

Расчет параметров вариантов теплогенератора производится в следующей последовательности:

1. Выбираются диапазон значений безразмерной мощности N_B и соответствующий ему диапазон чисел Рейнольдса Re (Рисунок 5.1). Так как для дальнейших расчетов используется экспериментально полученная безразмерная зависимость $N_B = f(Re)$, то рекомендуется выбирать исходные параметры для расчета теплогенератора таким образом, чтобы значения числа Рейнольдса находились в линейной части экспериментально исследованной области зависимости N_B (Рисунок 5.2). Например, это может быть область $1000 < Re < 10000$. Такое ограничение введено для того, чтобы проводимый расчет не выходил за рамки проведенных экспериментальных исследований. вполне возможно, что методика расчета будет работать и вне этих рамок. Для случая

небольших чисел Рейнольдса (ламинарная область течения) можно использовать квадратичную аппроксимацию, приведенную на рисунке 5.2.

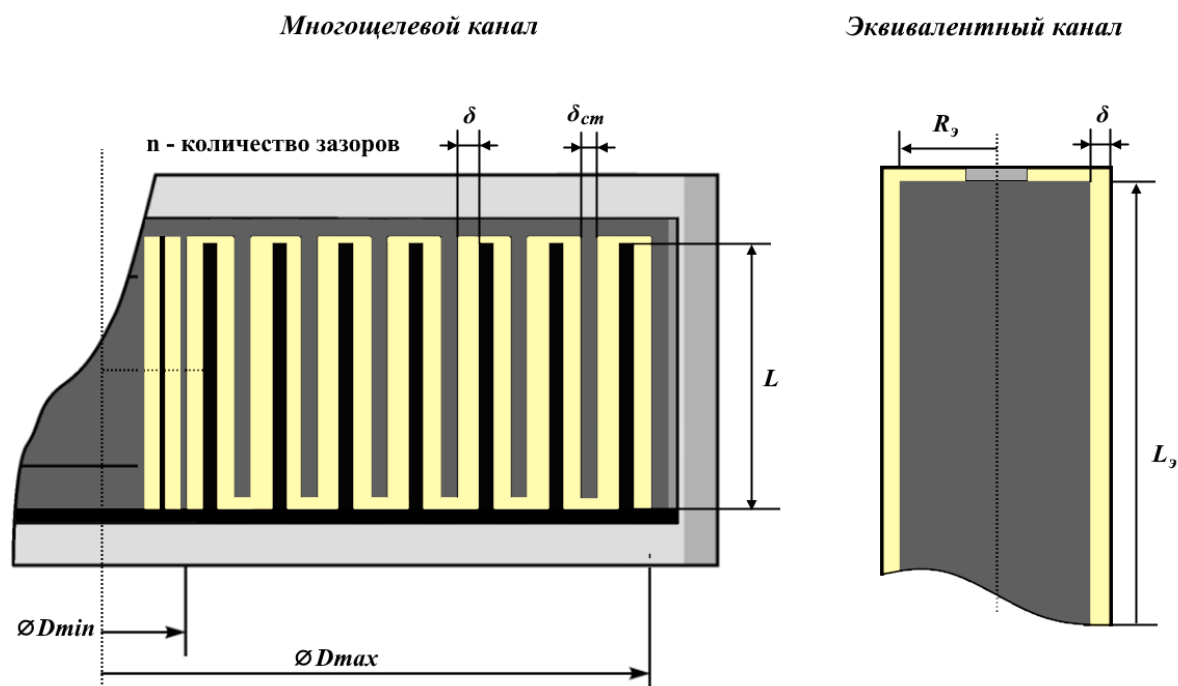


Рисунок 5.2 – Основные размеры конструкций многощелевой модели и эквивалентного канала

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчета геометрических параметров теплогенератора

Номер варианта	N , кВт	f , Гц	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	ρ , кг/м ³	R_9 , м	δ , мм	$\delta_{ст}$, мм	L , мм
1	10	5	5	1100	0,20	3	1	200
2	10	5	10	1130	0,20	4	1	150
3	10	5	15	1160	0,25	5	1	100
4	20	5	5	1100	0,25	3	1	300
5	20	5	10	1130	0,30	4	1	200
6	20	5	15	1160	0,35	5	1	100
7	50	5	5	1100	0,25	3	1	500
8	50	5	10	1130	0,30	4	1	400
9	50	5	15	1160	0,35	5	1	300

2. По формуле (5.3) вычисляем значения безразмерного комплекса мощности N_B .

3. Используя выражение (5.2), вычисляем значения массы рабочей жидкости, которая должна находиться в кольцевых зазорах рассчитываемого теплогенератора: $m = N/N_B \cdot \nu \cdot \Omega^2$.

4. Используя заданные в таблице 5.1 значения плотностей рабочей жидкости ρ , вычисляем значения объема рабочей жидкости в кольцевых зазорах рассчитываемого теплогенератора: $V = m/\rho$.

5. Вычисляем высоту эквивалентного кольцевого зазора $L_э$ по формуле: $L_э = V/2\pi R_э \delta$. Здесь $2\pi R_э \delta$ – площадь поперечного сечения эквивалентного кольцевого зазора.

6. Вычисляем количество кольцевых каналов (зазоров) n в многоцилиндровой конструкции теплогенератора: $n = L_э/L$, где L – заданная высота системы кольцевых зазоров теплогенератора. Полученные дробные значения величин n округляются до целых значений (в сторону увеличения n).

7. Учитывая заданные значения ширины кольцевых зазоров δ , толщины стенок между ними δ_{cm} и вычисленное значение количества кольцевых зазоров рассчитываем минимальный D_{min} и максимальный D_{max} диаметры расчетных вариантов многоцилиндровых кольцевых систем теплогенератора по формулам:

$$D_{min} = 2(R_э - n/2 \cdot (\delta_{cm} + \delta)) \quad (5.4)$$

$$D_{max} = 2(R_э + n/2 \cdot (\delta_{cm} + \delta)) \quad (5.5)$$

Результаты расчетов приведены в таблице 5.2.

Представление конструкции многоцилиндровой системы теплогенератора, в котором используется кольцевое течение Куэтта-Тэйлора, в виде эквивалентного одиночного кольцевого зазора позволило обобщить результаты исследований таких генераторов, проведенных с различными рабочими жидкостями при различных условиях и режимах, в виде единой зависимости безразмерной мощности теплогенератора от числа Рейнольдса: $N_B = f(Re)$.

Таблица 5.2 – Результаты расчета геометрических параметров теплогенератора

Номер варианта	Re	N, кВт	N_B	m, кг	V, л	$L_э$, м	n, шт.	D_{min} , м	D_{max} , м
1	7536	10	33,6	15,1	13,7	3,64	18	0,327	0,473
2	5024	10	22,8	11,1	9,8	1,96	13	0,335	0,465
3	5233	10	23,7	7,1	6,2	0,78	8	0,453	0,547
4	9420	20	41,7	24,3	22,1	4,70	16	0,437	0,562
5	7536	20	33,6	15,1	13,4	1,77	9	0,556	0,644
6	7327	20	32,7	10,3	8,9	0,81	8	0,651	0,749
7	9420	50	41,7	60,8	55,3	11,74	23	0,406	0,594
8	7536	50	33,6	37,7	33,4	4,43	11	0,545	0,655
9	7327	50	32,7	25,9	22,3	2,03	7	0,659	0,741

Полученная зависимость хорошо аппроксимируется линейной или квадратичной функцией в экспериментально исследованном диапазоне чисел Рейнольдса $200 < Re < 20000$. На основе полученной аппроксимации предложен алгоритм расчета геометрических конструктивных параметров многоцилиндровой кольцевой системы теплогенератора, в том числе и габаритных размеров этой системы для выбранных заранее значений мощности теплогенератора и вязкости его рабочей жидкости. В качестве примера приведены расчеты конструктивных размеров девяти вариантов теплогенераторов для трех значений мощности: 10, 20 и 50 кВт.

5.2 Распределение вращательного момента от вала удаленного ветроколеса

Оппозитный ветротеплогенератор, макетный образец которого рассматривается в настоящей работе, обладает высокой эффективностью за счёт встречного вращения роторов теплогенератора при низких скоростях ветра. Но, как показывает практика, такая схема компоновки двух ветродвигателей с

теплогенератором не совсем удобна при практической реализации подобных агрегатов большой мощности. Чем крупнее агрегат, тем технически сложнее разместить ветродвигатели сверху и снизу от теплогенератора, так как приходится поднимать теплогенератор на большую высоту для обеспечения нормального режима работы нижнего ветродвигателя. Экономические затраты на производство также играют значительную роль при проектировании конструкций оппозитных теплогенераторов, при этом для создания встречного вращения роторов, основной вклад в стоимость ветротеплогенератора вносит наличие двух ветровых турбин.

Рассмотрим задачу упрощения конструкции мультицилиндровых ветровых теплогенераторов, использующих оппозитно вращающиеся роторы [118]. Такое упрощение особенно важно при реализации проектов, использующих ветротеплогенераторы большой мощности (больших габаритных размеров). Метод распределения момента вращения от вала одного ветрового колеса на оба ротора позволяет отказаться от использования второй ветровой турбины. Он заключается в преобразовании механической энергии ветра в теплогенераторе с двумя оппозитно вращающимися многоцилиндровыми роторами с помощью одного ветродвигателя за счет применения раздаточного механизма, который от вала ветродвигателя получает вращательный момент силы, разделяет его на два встречных направления и передаёт на оба ротора, которые вращаются при этом навстречу друг другу с одинаковыми угловыми скоростями.

На рисунке 5.3 представлена схема конструкции оппозитного теплогенератора с распределением момента от одного вращающегося вала. Теплогенератор содержит раздаточный механизм, состоящий из двух «венцовых» шестерён большого диаметра и двух «паразитных» шестерён малого диаметра, расположенный в объёме между верхним и нижним однотипными соосными многоцилиндровыми роторами и осуществляющий оппозитное вращение роторов.

В теплогенераторе заложена конструкция с встречно вращающимися однотипными соосными многоцилиндровыми роторами (3, 4). Рабочий вал ветродвигателя (6) сочленен через муфту сцепления (7) с рабочим валом (13) верхнего ротора (3) теплогенератора и через раздаточный механизм (9, 10, 11)

передает часть вращающего момента ветродвигателя нижнему многоцилиндровому ротору (4) теплогенератора. Рабочие валы (13, 15) верхнего и нижнего роторов теплогенератора зафиксированы в подшипниках качения (8) и (16), при этом рабочий вал верхнего ротора имеет шариковый подпятник (14), опирающийся на рабочий вал (15) нижнего ротора. «Венцовые» шестерни (9) и (11) раздаточного механизма жестко связаны, соответственно, с нижним и верхним роторами (4) и (3), «паразитные» шестерни (10) закреплены на неподвижной раме (5), жестко связанной с корпусом теплогенератора. Корпус теплогенератора, состоящий из боковой цилиндрической стенки (2) и верхней крышки (1), является опорной конструкцией всего агрегата.

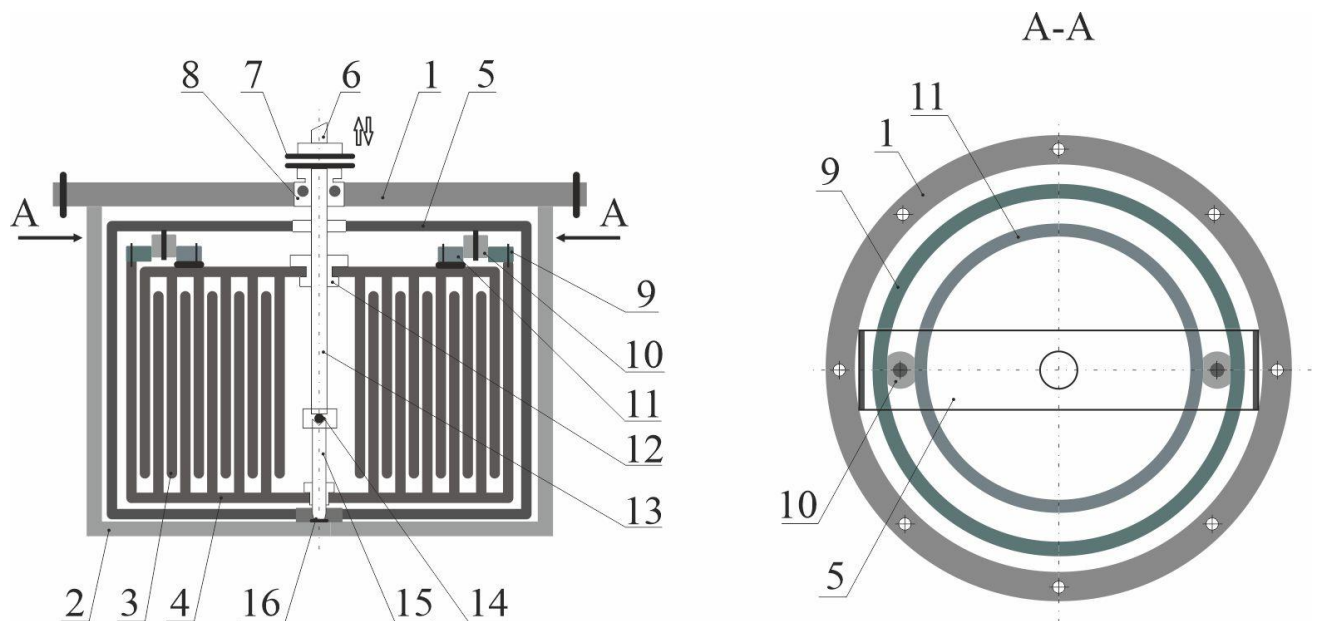


Рисунок 5.3 – Схема конструкции теплогенератора с распределением момента от одного вращающегося вала: 1 – крышка корпуса теплогенератора, 2 – цилиндрический корпус теплогенератора, 3 – верхний ротор теплогенератора, 4 – нижний ротор теплогенератора, 5 – рама передаточного механизма, 6 – вал ветродвигателя, 7 – муфта сцепления, 8 – узел верхнего подшипника с сальником, 9 – зубчатое колесо «венцовой» шестерни нижнего ротора, 10 – промежуточная «паразитная» шестерня, 11 – зубчатое колесо «венцовой» шестерни верхнего ротора, 12 – ступица верхнего ротора, 13 – рабочий вал верхнего ротора, 14 – опорный подшипник верхнего ротора, 15 – рабочий вал нижнего ротора, 16 – узел нижнего подшипника с сальником

Рассмотрим примерную схему ветровой теплостанции (Рисунок 5.4) на основе предложенной конструкции теплогенератора. Она состоит из одного ветродвигателя с вертикальной осью, который приводит во встречное вращение два однотипных соосных многоцилиндровых ротора теплогенератора. В предложенной конструкции ось ветродвигателя расположена вертикально, лопасти ветроколеса вращаются в одном направлении и не требуют управления ориентацией на направление ветра. В состав ветротеплостанции входит аккумулятор тепла с теплообменником, через который генерируемое тепло передается потребителю через систему трубопроводов. Ветродвигатель устанавливается на опорной мачте соответствующей высоты в зависимости от погодных условий.

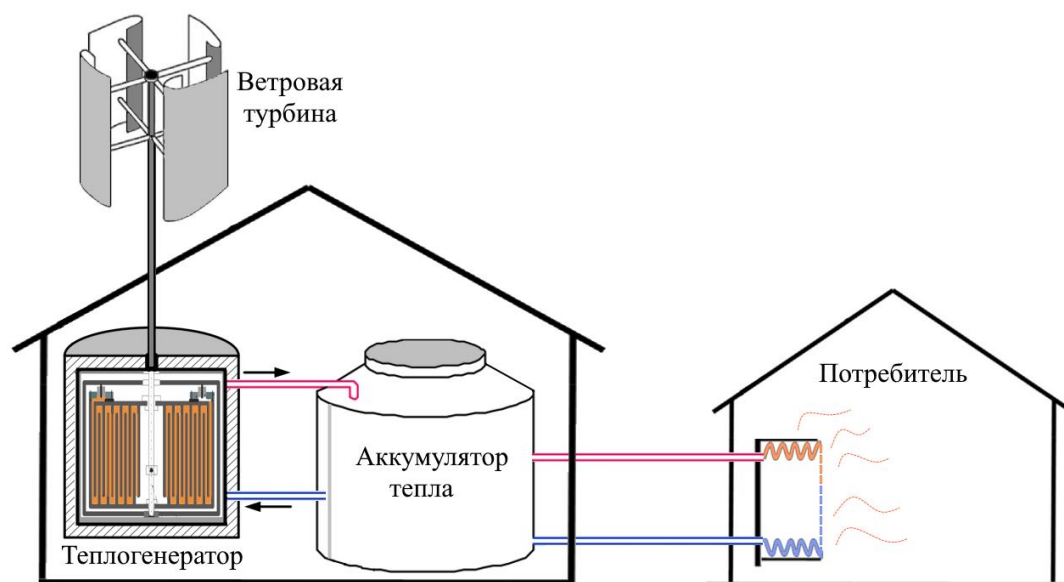


Рисунок 5.4 – Схема ветровой теплостанции

В целом, подобные ветровые теплостанции могут быть эффективным и экологически чистым решением для генерации тепловой энергии, однако, необходим серьезный подход при проектировании, строительстве и обслуживании таких станций.

Выводы по пятой главе

Предложена методика обобщения экспериментальных данных и

алгоритм расчета конструктивных параметров мультицилиндрового теплогенератора произвольной мощности.

- Представление конструкции многоцилиндровой системы теплогенератора, в котором используется кольцевое течение Куэтта-Тэйлора в виде эквивалентного одиночного кольцевого зазора, позволило обобщить результаты исследований таких генераторов, проведенных с различными рабочими жидкостями при различных условиях, в виде единой зависимости безразмерной мощности теплогенератора от числа Рейнольдса: $N_B = f(Re)$.

- Полученная зависимость хорошо аппроксимируется линейной функцией в экспериментально исследованном диапазоне чисел Рейнольдса $700 < Re < 20000$. В диапазоне чисел Рейнольдса меньше 700 ($Re < 7000$) зависимость аппроксимируется квадратичной функцией.

- На основе предложенного обобщения разработан алгоритм расчета геометрических конструктивных параметров многоцилиндровой кольцевой системы теплогенератора, в том числе и габаритных размеров системы для выбранных заранее значений мощности теплогенератора и вязкости его рабочей жидкости.

- Приведены расчеты конструктивных размеров девяти вариантов теплогенераторов для трех значений мощности: 10, 20 и 50 кВт с максимальной частотой вращения каждого ротора $f=5$ Гц и тремя вариантами заданных значений: вязкости рабочей жидкости, шириной кольцевого зазора, средним радиусом кольцевого зазора и конструктивной высотой колец роторов теплогенератора.

- Предложена конструкция, заключающаяся в преобразовании механической энергии ветра в теплогенераторе с двумя оппозитно вращающимися многоцилиндровыми роторами с помощью одного ветродвигателя за счет применения раздаточного механизма, который от вала ветродвигателя получает вращательный момент силы, разделяет его на два встречных направления и передаёт на оба ротора, которые вращаются при этом навстречу друг другу.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Впервые предложена конструкция коаксиальной многоцилиндровой системы кольцевых каналов с оппозитным вращением стенок и экспериментально обосновано её применение в качестве генератора тепловой энергии прямого преобразования.

2. Предложена и экспериментально обоснована методология измерения тепловой мощности теплогенератора косвенным методом на основе регистрации момента сопротивления вращения цилиндров.

3. Впервые получены экспериментальные данные об интенсивности тепловыделения в коаксиальной многоцилиндровой системе с оппозитным вращением стенок.

4. С помощью разработанной методологии исследования показано, что для жидкостей с вязкостью в диапазоне $(1 - 83) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ частотные спектры момента сопротивления подобны. Основная часть тепловой энергии пульсаций (до 90%) выделяется в низкочастотных областях спектра.

5. Предложен подход, который позволяет представить мультицилиндровую конструкцию теплогенератора в виде одиночного эквивалентного кольцевого канала между двумя вращающимися цилиндрами, из которых внутренний вращается, а внешний неподвижен. Данный подход позволяет обобщить полученные экспериментальные данные в виде зависимости коэффициента момента сопротивления вращению внутреннего цилиндра для одиночного эквивалентного кольцевого зазора от числа Рейнольдса. Полученные в такой обработке экспериментальные данные показали хорошее совпадение с расчетными и экспериментальными данными для классического случая течения Куэтта–Тэйлора в одиночном кольцевом зазоре.

6. Предложена зависимость безразмерной удельной мощности мультицилиндровой системы от числа Рейнольдса, позволяющая проводить сравнительный анализ характеристик мультицилиндровых теплогенераторов различных размеров и геометрии. На основе полученной аппроксимации

предложен алгоритм расчета геометрических конструктивных параметров многоцилиндровой кольцевой системы теплогенератора, в том числе и габаритных размеров этой системы для выбранных заранее значений мощности теплогенератора и вязкости его рабочей жидкости.

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- C_M – коэффициент момента сопротивления;
- dl – ход эксцентрика механического генератора, м;
- G – расход жидкости, м³/с;
- D – диаметр цилиндра, м;
- f – частота, Гц
- h – энтальпия;
- K – коэффициент передачи;
- l – длина окружности, м;
- L – высота канала, м;
- m – масса, кг;
- M – момент сопротивления вращению цилиндров, Н·м;
- n – количество зазоров;
- N – мощность, Вт;
- R – радиус цилиндра, м;
- Re – число Рейнольдса;
- S – зазор между кожухом и дисками роторов, м;
- t – время, с;
- T – температура, °С;
- Ta – число Тейлора;
- u – линейная скорость, м/с;
- U – напряжение, В;
- V – объем, м³;
- W – волновое число;
- Y – массовая концентрация, %.
- Z – продольная ось цилиндров;

Греческие символы:

δ – ширина зазора, мм;

ν – кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$;

ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$;

Ω – относительная угловая частота вращения, $\text{рад}/\text{с}$

ω – угловая частота вращения, $\text{рад}/\text{с}$

Δ – диапазон;

Индексы:

t – тензодатчик;

i – внутренний;

o – внешний;

$ж$ – жидкость;

$ал$ – алюминий (материал корпуса);

$мг$ – механический генератор;

M – мощность по измерениям момента сопротивления;

h – мощность по тепловым измерениям;

v – верхний;

n – нижний;

$ср$ – средний;

k – номер канала;

O – характерный момент сопротивления эквивалентного канала;

δ – диск ротора;

j – номер гармоники спектра частот;

S – спиралевидная структура;

V – вихревая структура;

min – минимальный;

max – максимальный;

$ст$ – стенка цилиндра;

ε – эквивалентный;

B – безразмерная мощность;

Σ – суммарный, относительный.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Велькин, В. И. Возобновляемая энергетика и энергосбережение: учебник / В. И. Велькин, Я. М. Щелоков, С. Е. Щеклеин. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2020. – 312 с.
2. Щеклеин, С. Е. Энергетика 21-го века / С. Е. Щеклеин // Культура и экология – основы устойчивого развития России. Безальтернативность зеленой стратегии. Часть 1: материалы Международного форума (13–15 апреля 2021, Екатеринбург, Россия). – Екатеринбург: ФГАОУ ВО УрФУ, 2021. – С. 28–46.
3. IEA, Global Energy Review 2021 [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2021>, (дата обращения 12.02.2023)
4. АРВЭ, Ежеквартальный информационный обзор рынка ВИЭ в России I квартал 2023 [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://rreda.ru/information-obzor-january-march-2023> (дата обращения 12.02.2023)
5. Cheng, M. The state of the art of wind energy conversion systems and technologies: A review / M. Cheng, Y. Zhu // Energy Convers. Manag. – 2014. – Vol. 88. – P. 332–347. – DOI : 10.1016/j.enconman.2014.08.037.
6. Willis, D. J. Wind energy research: State-of-the-art and future research directions / D. J. Willis, C. Niezrecki, D. Kuchma, E. Hines, S. Arwade, R. J. Barthelmie, M. DiPaola, P. J. Drane, C. J. Hansen, M. Inalpolat, J. H. Mack, A. T. Myers, M. Rotea // Renew. Energy. – 2018. – Vol. 125. – P. 133–154. – DOI : 10.1016/j.renene.2018.02.049.
7. Yaramasu, V. High-power wind energy conversion systems: State-of-the-art and emerging technologies / V. Yaramasu, B. Wu, P. C. Sen, S. Kouro, M. Narimani // Proc. IEEE. – 2015. – Vol. 103 (5). – P. 740–788. – DOI : 10.1109/jproc.2014.2378692.
8. Joselin Herbert, G. M. A review of wind energy technologies / G.M. Joselin Herbert, S. Iniyan, E. Sreevalsan, S. Rajapandian // Renew. Sustain. Energy Rev. – 2007. – Vol. 11 (6). – P. 1117–1145. – DOI : 10.1016/j.rser.2005.08.004.

9. Díaz-González, F. A review of energy storage technologies for wind power applications / F. Díaz-González, A. Sumper, O. Gomis-Bellmunt, R. Villafáfila-Robles // *Renew. Sustain. Energy Rev.* – 2012. – Vol. 16 (4). – P. 2154–2171. – DOI : 10.1016/j.rser.2012.01.029.
10. Безруких, П. П. Ветроэнергетика: Справочно-методическое издание / П. П. Безруких, П. П. Безруких (мл.), С. В. Грибков. – Москва: Теплоэнергетик, 2014. – 299 с.
11. Шефтер, Я. И. Использование энергии ветра / Я. И. Шефтер. – Москва: Энергоатомиздат, 1983. – 200 с.
12. Overview of the energy storage systems for wind power integration enhancement / M. Swierczynski, R. Teodorescu, C. N. Rasmussen, P. Rodriguez, H. Vikelgaard // *Proc. of the 2010 IEEE Int. Symp. Ind. Electron. (4–7 July 2010, Bari, Italy)*. – Bari, 2010. – P. 3749–3756. – DOI: 10.1109/ISIE.2010.5638061.
13. Shonhiwa, C. Concentrator Augmented Wind Turbines: A review / C. Shonhiwa, G. Makaka // *Renew. Sustain. Energy Rev.* – 2016. – Vol. 59. – P. 1415–1418. – DOI : 1418. 10.1016/j.rser.2016.01.067.
14. Городов, Р. В. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: учебное пособие / Р. В. Городов, В. Е. Губин, А. С. Матвеев. – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2009. – 294 с.
15. Tong, W. Wind power generation and wind turbine design / W. Tong. – Ashurst: WIT Press, 2011. – 768 p.
16. Wan, K. K. W. Future trends of building heating and cooling loads and energy consumption in different climates / K. K. W. Wan, D. H. W. Li, D. Liu, J. C. Lam // *Build. Environ.* – 2011. – Vol. 46 (1). – P. 223–234. – DOI : 10.1016/j.buildenv.2010.07.016.
17. Marchenko, O. V. Efficiency of wind energy utilization for electricity and heat supply in northern regions of Russia / O. V. Marchenko, S. V. Solomin // *Renew. Energy.* – 2004. – Vol. 29 (11). – P. 1793–1809. – DOI : 10.1016/j.renene.2004.02.006.
18. Cao, K. K. Expanding the horizons of power-to-heat: cost assessment for new space heating concepts with wind powered thermal energy systems /

- K. K. Cao, A. N. Nitto, E. Sperber, A. Thess // *Energy*. – 2018. – Vol. 164. – P. 925–936. – DOI : 10.1016/j.energy.2018.08.173.
19. Okazaki, T. Concept study of wind power utilizing direct thermal energy conversion and thermal energy storage / T. Okazaki, Y. Shirai, T. Nakamura // *Renew. Energy*. – 2015. – Vol. 83. – P. 332–338. – DOI : 10.1016/j.renene.2015.04.027.
20. Jwo, C. S. Development of a wind directly forced heat pump and its efficiency analysis / C. S. Jwo, Z. J. Chien, Y. L. Chen, C. C. Chien // *Int. J. Photoenergy*. – 2013. – Vol. 2013. – P. 1–8. – DOI : 10.1155/2013/862547.
21. Zolfaghari, S. Optimal wind energy penetration in power systems: an approach based on spatial distribution of wind speed / S. Zolfaghari, G. H. Riahy, M. Abedi, S. Golshannavaz // *Energy Convers. Manag.* – 2016. – Vol. 118. – P. 387–398. – DOI : 10.1016/j.enconman.2016.04.019.
22. Zheng, J. Integrated heat and power dispatch truly utilizing thermal inertia of district heating network for wind power integration / J. Zheng, Z. Zhou, J. Zhao, J. Wang // *Appl. Energy*. – 2018. – Vol. 211. – P. 865–874. – DOI : 10.1016/j.apenergy.2017.11.080
23. Gu, W. Optimal operation for integrated energy system considering thermal inertia of district heating network and buildings / W. Gu, J. Wang, S. Lu, Z. Luo, C. Wu // *Appl. Energy*. – 2017. – Vol. 199. – P. 234–246. – DOI : 10.1016/j.apenergy.2017.05.004.
24. Li, G. Optimal dispatch strategy for integrated energy systems with CCHP and wind power / G. Li, R. Zhang, T. Jiang, H. Chen, L. Bai, H. Cui, X. Li // *Appl. Energy*. – 2017. – Vol. 192. – P. 408–419. – DOI : 10.1016/j.apenergy.2016.08.139.
25. Ting, C. C. Development of a wind forced chiller and its efficiency analysis / C. C. Ting, J. N. Lee, C. H. Shen // *Appl. Energy*. – 2008. – Vol. 85 (12). – P. 1190–1197. – DOI : 10.1016/j.apenergy.2008.03.014.
26. Ting, C.C. Developing the dual system of wind chiller integrated with wind generator / C. C. Ting, C. W. Lai, C. B. Huang // *Appl. Energy*. – 2011. – Vol. 88 (3). – P. 741–747. – DOI : 10.1016/j.apenergy.2010.09.002.

27. Blarke, M. B. Towards an intermittency–friendly energy system: comparing electric boilers and heat pumps in distributed cogeneration / M. B. Blarke // *Appl. Energy*. – 2012. – Vol. 91 (1). – P. 349–365. – DOI : 10.1016/j.apenergy.2011.09.038.
28. Kensby, J. Potential of residential buildings as thermal energy storage in district heating systems – Results from a pilot test / J. Kensby, A. Trüschel, J. O. Dalenbäck // *Appl. Energy*. – 2015. – Vol. 137. – P. 773–781. – DOI : 10.1016/j.apenergy.2014.07.026.
29. Cheng, W. L. Theoretical analysis of a wind heating conversion and long distance transmission system / W. L. Cheng, B. C. Han, Y. L. Nian, B. B. Han // *Energy Convers. Manag.* – 2017. – Vol. 137. – P. 21–33. – DOI : 10.1016/j.enconman.2017.01.021.
30. Zdankus, T. Experimental study of a small scale hydraulic system for mechanical wind energy conversion into heat / T. Zdankus, J. Cerneckiene, A. Jurelionis, J. Vaiciunas // *Sustain.* – 2016. – Vol. 8 (637). – P. 1–18. – DOI : 10.3390/su8070637.
31. Hu, Y. Structure design and parameter computation of a seawater desalination system with vertical axis wind turbine / Y. Hu, K. Li, H. Jin // *Commun. Comput. Inf. Sci.* – 2017. – Vol. 763. – P. 43–51. – DOI : 10.1007/978-981-10-6364-0_5.
32. Zdankus, T. Experimental investigation of a wind to thermal energy hydraulic system / T. Zdankus, J. Cerneckiene, R. Jonynas, G. Stelmokaitis, P. A. Fokaides // *Renew. Energy*. – 2020. – Vol. 159. – P. 140–150. – DOI : 10.1016/j.renene.2020.05.175.
33. Chakirov, R. Direct conversion of wind energy into heat using Joule machine / R. Chakirov, Y. Vagapov // *Proc. of the 4th Int. Conf. Environ. Comput. Sci. (23–25 September 2011, Singapore)*. – Singapore, 2011. – Vol. 19. – P. 12–17.
34. Serov, A. F. Improving the efficiency of carousel wind turbine using aerodynamic shield / A. F. Serov, V. N. Mamonov, A. D. Nazarov, N. B. Miskiv // *J. Phys. Conf. Ser.* – 2021. – Vol. 2119. – P. 012093. – DOI : 10.1088/1742-6596/2119/1/012093.
35. Повышение эффективности карусельного ветродвигателя с помощью аэродинамического экрана / Н. Б. Миськив, А. Ф. Серов, В. Н. Мамонов,

- А. Д. Назаров // Тезисы докладов Всерос. конф. XXXVI «Сибирский теплофизический семинар» (5–7 октября 2020, Новосибирск, Россия). – Новосибирск: ИТ СО РАН, 2020.– С. 296.
36. Garvey, S. D. Analysis of a wind turbine power transmission system with intrinsic energy storage capability / S. D. Garvey, A. J. Pimm, J. A. Buck, S. Woolhead, K. W. Liew, B. Kantharaj, J. E. Garvey, B. D. Brewster // *Wind Eng.* – 2015. – Vol. 39 (2). – P. 149–174. – DOI : 10.1260/0309-524x.39.2.149.
37. Swinfen–Styles, L. Combining wind–driven air compression with underwater compressed air energy storage / L. Swinfen–Styles, S. D. Garvey, D. Giddings // *Proc. of 2019 Offshore En. Stor. Sum.* (10–12 July 2019, Brest, France). – IEEE, 2019. – P. 1–8. – DOI : 10.1109/oses.2019.8867344.
38. Tapiador, J. I. A novel automated wind chiller hybrid cooling system for a cold storage room application / J. I. Tapiador, A. Y. Chua // *Int. J. Mech. Eng. Robot. Res.* – 2018. – Vol. 7 (6). – P. 662–668. – DOI : 10.18178/ijmerr.7.6.662-668.
39. Klueter, H. H. Feasibility of wind–powered mechanically–driven heat pump for a dairy / H. H. Klueter, L. A. Liljedahl // *Trans. Am. Soc. Agric. Eng.* – 1982. – Vol. 25 (3). – P. 746–758. – DOI : 10.13031/2013.33606.
40. Gunkel, W. W. Performance analysis of a wind–assisted heat pump for a dairy / W. W. Gunkel, G. B. Kromann, V. R. Nattuvetty // *Trans. Am. Soc. Agric. Eng.* – 1985. – Vol. 28(1). – P. 255–262. – DOI : 10.13031/2013.32237.
41. Zdankus, T. Wind energy usage for building heating applying hydraulic system / T. Zdankus, J. Cerneckiene, L. Greicius, V. Stanevicius, N. Bunikis // *J. Sustain. Archit. Civ. Eng.* – 2019. – Vol. 25 (2). – P. 63–70. – DOI : 10.5755/j01.sace.25.2.21542.
42. Tudorache, T. FEM optimal design of wind energy–based heater / T. Tudorache, M. Popescu // *Acta Polytech. Hungarica.* – 2009. – Vol. 6 (2). – P. 55–70.
43. Nebi, O. Finite element analysis of an eddy current heater for wind or water kinetic energy conversion into heat / O. Nebi, V. Fireteanu // *Renew. Energy Power Qual. J.* – 2010. – Vol. 1(8). – P. 882–887. – DOI : 10.24084/repqj08.506.

44. Dirba, I. Practical application of eddy currents generated by wind / I. Dirba, J. Kleperis // IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng. – 2011. – Vol. 23. – P. 012011. – DOI : 10.1088/1757-899X/23/1/012011.
45. Matsuo, T. A basic theory of induction heating for a wind–powered thermal energy system / T. Matsuo, T. Okazaki // IEEE Trans. Magn. – 2017. – Vol. 53 (11). – P. 1–5. – DOI : 10.1109/TMAG.2017.2708744.
46. Model of induction heater on permanent magnets using wind energy / O. Grigorash, A. Kirichenko, K. Pigarev // Proc. of 2019 Int. Conf. Ind. Eng. Appl. Manuf. ICIEAM 2019 (25–29 March 2019, Sochi, Russia). – IEEE, 2019. – P. 1–6. – DOI : 10.1109/ICIEAM.2019.8743026.
47. Concept of offshore direct wind–to–heat system integrated with thermal energy storage for decarbonising heating / Y. C. Chen, J. Radcliffe, Y. Ding // Proc. of 2019 Offsh. En. Stor. Sum. OSES 2019 (10–12 July 2019, Brest, France). – IEEE, 2019. – P. 1–8. – DOI : 10.1109/oses.2019.8867047.
48. Karasu, H. Analysis and efficiency assessment of direct conversion of wind energy into heat using electromagnetic induction and thermal energy storage / H. Karasu, I. Dincer // J. Energy Resour. Technol. Trans. ASME. – 2018. – Vol. 140 (7). – P. JERT-17-1492. – DOI : 10.1115/1.4039023.
49. Development of a horizontal axis wind turbine for the production of thermal energy / V. Bostan, I. Bostan, I. Sobor, V. Dulgheru, V. Gladis // Proc. of the Conf. for Sus. Ener. CSE (19–21 October 2017, Brasov, Romania). – Springer, 2017. – P. 500–510. – DOI : 10.1007/978-3-319-63215-5_36.
50. Liu, X. H. The study of the heat device in wind–magnetic water heater / X. H. Liu, C. C. Chen, H. D. Yu, G. D. Wei, Z. De Tian // Adv. Mater. Res. – 2011. – Vol. 201–203. – P. 460–464. – DOI : 0.4028/www.scientific.net/AMR.201-203.460.
51. Study on temperature rise performance of eddy current retarder in automobile / L. Chengye, J. Kejun, Z. Yan // Proc. of the 2010 Int. Conf. Futur. Inf. Technol. Manag. Eng. FITME (9–10 October 2010, Changzhou, China). – IEEE, 2010. – Vol. 1. – P. 550–553. – DOI : 10.1109/FITME.2010.5655807.

52. Yamaki, A. Lifecycle greenhouse gas emissions of thermal energy storage implemented in a paper mill for wind energy utilization / A. Yamaki, Y. Kanematsu, Y. Kikuchi // *Energy*. – 2020. – Vol. 205. – P. 118056. – DOI : 10.1016/j.energy.2020.118056.
53. Chen, L., Pei Y., Chai F., Cheng S. Investigation of a novel mechanical to thermal energy converter based on the inverse problem of electric machines / L. Chen, Y. Pei, F. Chai, S. Cheng // *Energies*. – 2016. – Vol. 9 (7). – P. 1–19. – DOI : 10.3390/en9070518.
54. Sobor, I. Small wind energy system with permanent magnet eddy current heater / I. Sobor, V. Rachier, A. Chicuic, R. Ciuperca // *Bull. Polytech. Inst. Jassy, Electrotechnics, Energ. Electron. Sect.* – 2013. – Vol. 13 (4). – P. 143–150.
55. Sobor, I. Concerning the conversion efficiency increase of the available wind potential / I. Sobor, A. Chicuic, R. Ciuperca, V. Rachier // *Ann. Univ. Craiova, Electr. Eng. Ser.* – 2011. – Vol. 35. – P. 122–127.
56. Makarchuk, O. Optimization of the design of electromagnetic transformer of mechanical energy into heat for VAWT / O. Makarchuk // *Przeglad Elektrotechniczny*. – 2015. – Vol. 1 (12). – P. 153–156. – DOI : 10.15199/48.2015.12.38.
57. Tudorache, T. Electromagnetic analysis of a hybrid permanent magnet generator / T. Tudorache, L. Melcescu, V. Bostan, G. Colt, M. Popescu, M. Predescu // *Rev. Roum. des Sci. Tech. Ser. Electrotech. Energ.* – 2018. – Vol. 63 (1). – P. 33–37.
58. Ветроэнергетическая станция «Терус» / И. С. Личадеев, И. И. Тисленко, А. В. Мирошников, Д. А. Салов // *Перспектив Свободный - 2022: материалы XVIII Международной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых (25–30 апреля 2022, Красноярск, Россия)*. – Красноярск: Сибирский Федеральный Университет, 2022. – С. 1576–1579.
59. Analysis of wind heating system to solve winter heating in northeast China / S. Su // *Proc. of the 2017 2nd Int. Conf. on Mat. Sci., Mach. and Energy Eng. MSMEE*

(13–14 May 2017, Dalian, China). – Atlantis Press, 2017. – Vol. 123. – P. 428–431. – DOI : 10.2991/msmee-17.2017.86.

60. Ma, J. Direct wind heating greenhouse underground heating system / J. Ma // IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. – 2019. – Vol. 300. – P. 042056. – DOI : 10.1088/1755-1315/300/4/042056.

61. Experimental study on the performance of wind stirring system with different working fluids / K. Yang, X. P. Sun, Y. Guo, S. S. Bi, X. Y. Qiu // Proc. of the 2018 Int. Conf. on En. Dev. and Env. Prot. EDEP (17–19 August 2018, Nanjing, China). – Atlantis Press, 2018. – Vol. 174. – P. 100–105. – DOI : 10.2991/edep-18.2018.17.

62. Simulation of wind heat generator / M. Katawaluwa, H. Zhang, Y. Vagapov, J. Evans // Proc. of 2006 IEEE Int. Conf. Electro Inf. Technol. (7– 10 May 2006, Michigan, U.S.A.) – IEEE, 2006. – P. 479–482. – DOI : 10.1109/EIT.2006.252138.

63. Kim, Y. J. An experimental study on a windheat generation system with a Savonius wind turbine / Y. J. Kim., Y. S. Ryou, K. C. Kang, Y. Paek, J. H. Yun, Y. K. Kang // Agri. and Biosys. Eng. – 2005. – Vol. 6 (2). – P. 65–69.

64. Windheat heating system development for greenhouse plant bed heating / Y. J. Kim, Y. S. Ryou, Y. H. Yoon, K. C. Kang. // Proc. of the 2001 ASAE Annual International Meeting (30 July – 1 August, Sacramento, USA). – ASAE, 2013. – P. 018017. – DOI : 10.13031/2013.4745.

65. Saffar, A. Viscous heating in a wind heater device: CFD simulation and experiments / A. Saffar, M. Hajighasemi, S. H. Hashemabadi, S. Noroozi // Chem. Eng. Commun. – 2016. – Vol. 203 (9). – P. 1173–1178. – DOI : 10.1080/00986445.2016.1150841.

66. Liu, X. Experimental study on the heating effect of a wind–energy stirring heater / X. Liu, X. Sun, J. Li, X. Qiu, K. Yang, Y. Cao // J. Therm. Sci. – 2021. – Vol. 30 (3). – P. 772–781. – DOI : 10.1007/s11630-021-1344-4.

67. Some factors affecting the performance of windheat generation system / Y. J. Kim, Y. S. Ryou, Y. H. Yoon, K. C. Kang, Y. Baek // Proc. of the 2002 ASAE

Ann. Int. Meet. and CIGR XVth World Cong. (28–31 July 2002, Chicago, USA). – ASAE, 2002. – P. 024236. – DOI : 10.13031/2013.10539.

68. Sami, S. A concept of power generator using wind turbine, hydrodynamic retarder, and organic Rankine cycle drive / S. Sami // J. Renew. Sustain. Energy. – 2013. – Vol. 5 (2). – DOI : 10.1063/1.4798314.

69. Zheng, M. Prospect of wind energy application in China's oilfields for heating / M. Zheng, Y. Tian, H. Teng, J. Hu, F. Wang, Y. Zhao, L. Yu // Int. Rev. Appl. Sci. Eng. – 2017. – Vol. 8 (2). – P. 141–144. – DOI : 10.1556/1848.2017.8.2.6.

70. Chen, L. Start-up performance and optimization of the stirring wind-heating system / L. Chen, X. Ma, H. Xie, Y. Li, J. Liu, D. Liu // IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. – 2021. – Vol. 657. – P. 012085. – DOI : 10.1088/1755-1315/657/1/012085.

71. Ветрова А. А., Бирюлин И. Б., Школьник Б. И., Белая В. А., Нугманов М. Р. Ветровой теплоэлектрический генератор // Патент России № 2371604.2009. Бюл. № 30.

72. Бирюлин И. Б., Солод Н. П. Ветровой теплоэлектрический генератор // Патент России № 2226620.2003. Бюл. № 32.

73. Дербасова, Е. М. Исследование гидродинамики механических теплогенераторов для систем автономного теплоснабжения / Е. М. Дербасова, Р. В. Муқанов, Н. Д. Шишкин // Вестник ДагГТУ. Технические науки. – 2014. – Т. 3 (34). – С. 28–35.

74. Шишкин, Н. Д. Аналитическое исследование параметров механических ветротеплогенераторов / Н. Д. Шишкин, Е. А. Манченко, В. С. Герлов // Вестник АстрГТУ. – 2013. – Т. 55 (1). – С. 42–47.

75. Теплообменное устройство прямого преобразования энергии ветра в тепловую / С. С. Рыжков, Т. С. Рыжкова // Материалы IV Минского международного форума. Тепломассообмен в энергетических установках (22–26 мая 2000, Минск, Республика Беларусь). – Минск, 2000. – Т. 10. – С. 273–279.

76. Мамонов, В.Н. Экспериментальное исследование тепловых процессов в мультикольцевой системе Куэтта со встречным вращением цилиндров /

В. Н. Мамонов, А. Д. Назаров, А. Ф. Серов, В. И. Терехов // Теплофизика и аэромеханика. – 2016. – Т. 23 (1). – С. 145–148.

77. Nouri–Borujerdi, A. Heat transfer enhancement in annular flow with outer grooved cylinder and rotating inner cylinder: review and experiments / A. Nouri–Borujerdi, M. E. Nakhchi // Appl. Therm. Eng. – 2017. – Vol. 120. – P. 257–268. – DOI : 10.1016/j.applthermaleng.2017.03.095.

78. Jeng, T. M. Heat transfer enhancement of Taylor–Couette–Poiseuille flow in an annulus by mounting longitudinal ribs on the rotating inner cylinder / T. M. Jeng, S. C. Tzeng, C. H. Lin // Int. J. Heat Mass Transf. – 2007. – Vol. 50. – P. 381–390. – DOI : 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.06.005.

79. Childs, P. R. N. A review of forced convective heat transfer in stationary and rotating annuli / P. R. N. Childs, C. A. Long // Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci. – 1996. – Vol. 210 (2). – P. 123–134. – DOI : 10.1243/pime_proc_1996_210_179_02.

80. Fénot, M. A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow / M. Fénot, Y. Bertin, E. Dorignac, G. Lalizel // Int. J. Therm. Sci. – 2011. – Vol. 50 (7). – P. 1138–1155. – DOI : 10.1016/j.ijthermalsci.2011.02.013.

81. Kreith, F. Convection heat transfer in rotating systems / F. Kreith // Adv. Heat Transf. – 1969. – Vol. 5. – P. 129–251. – DOI : 10.1016/S0065-2717(08)70130-8.

82. Дорфман, Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел / Л. А. Дорфман – М.: Физматгиз, 1960. – 260 с.

83. Леонтьев, А. И. Вихревые технологии для энергетики / А. И. Леонтьев, С. В. Алексеенко, Э. П. Волчков, Б. В. Дзюбенко, Ю. Г. Драгунов, С. А. Исаев, А. А. Коротеев, Ю. А. Кузма–Кичта, И. А. Попов, В. И. Терехов – М.: Издательский дом МЭИ, 2017. – 350 с.

84. Попов, И. А. Перспективные методы интенсификации теплообмена для теплоэнергетического оборудования / И. А. Попов, А. Б. Яковлев, А. В. Щелчков, Д. В. Рыжков, Л. А. Обухова // Энергетика Татарстана. – 2011. – Т. 21 (1). – С. 25–29.

85. Леонтьев, А. И. Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках (обзор) / А. И. Леонтьев, Ю. А. Кузма–Кичта, И. А. Попов // Теплоэнергетика. – 2017. – Т. 2. – С. 36–54. – DOI : 10.1134/S0040363617020060.
86. Mallock, A. Experiments on Fluid Viscosity / A. Mallock // Phil. Trans. of the Royal Soc. A. – 1895. – Vol. 187 – P. 41–56. – DOI : 10.1098/RSTA.1896.0003.
87. Couette, M. M. Distinction de deux régimes dans le mouvement des fluids / M. M. Couette // J. Phys. Theor. Appl. – 1890. – Vol. 9 (1). – P. 414–424. – DOI : 10.1051/jphystap:018900090041401.
88. Taylor, G. I., Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders / G.I. Taylor // Philos. Trans. R. Soc. London. Ser. A. – 1923. – Vol. 223. – P. 289–343. – DOI : 10.1098/rsta.1923.0008.
89. Coles, D. Transition in circular Couette flow / D. Coles // J. Fluid Mech. – 1965. – Vol. 21 (3). – P. 385–425. – DOI : 10.1017/S0022112065000241.
90. Andereck, C.D. Flow regimes in a circular Couette system / C. D. Andereck, S. S. Liu, H. L. Swinney // J. Fluid Mech. – 1986. – Vol. 164. – P. 155–183. – DOI : 10.1017/S0022112086002513.
91. Van Ruymbeke, B. Quantitative visualization of swirl and cloud bubbles in Taylor–Couette flow / B. van Ruymbeke, Y. Murai, Y. Tasaka, Y. Oishi, C. Gabillet, C. Colin, N. Latrache // J. Vis. – 2017. – Vol. 20 (2). – P. 349–358. – DOI : 10.1007/s12650-016-0391-5.
92. Huisman, S. G. Applying laser Doppler anemometry inside a Taylor–Couette geometry using a ray–tracer to correct for curvature effects / S.G. Huisman, D. P. M. van Gils, C. Sun // Eur. J. Mech. B/Fluids. – 2012. – Vol. 36. – P. 115–119. – DOI : 10.1016/j.euromechflu.2012.03.013.
93. Van Gils, D. P. M. The Twente turbulent Taylor–Couette (T3C) facility: strongly turbulent (multiphase) flow between two independently rotating cylinders / D. P. M. van Gils, G. W. Bruggert, D. P. Lathrop, C. Sun, D. Lohse // Rev. Sci. Instrum. – 2011. – Vol. 82 (2). – P. 025105. – DOI : 10.1063/1.3548924.
94. Василенко, Ю. Г. О зарождении вихрей Тейлора в течении Куэтта / Ю. Г. Василенко, Е. А. Кузнецов, В. С. Львов, Ю. Е. Нестерихин,

- В. С. Соболев, М. Д. Спектор, С. А. Тимохин, Е. Н. Уткин, Н. Ф. Шмойлов // ПМТФ. – 1980. – Т. 2. – С. 58–64.
95. Huisman, S. G. Multiple states in highly turbulent Taylor–Couette flow / S. G. Huisman, R. C. A. van der Veen, C. Sun, D. Lohse // *Nat. Commun.* – 2014. – Vol. 5. – P. 3820. – DOI : 10.1038/ncomms4820.
96. Tokgoz, S. Spatial resolution and dissipation rate estimation in Taylor–Couette flow for tomographic PIV / S. Tokgoz, G. E. Elsinga, R. Delfos, J. Westerweel // *Exp. Fluids.* – 2012. – Vol. 53 (3). – P. 561–583. – DOI : 10.1007/s00348-012-1311-7.
97. Ravelet, F. Influence of global rotation and Reynolds number on the large–scale features of a turbulent Taylor–Couette flow / F. Ravelet, R. Delfos, J. Westerweel // *Phys. Fluids.* – 2010. – Vol. 22. – P. 055103. – DOI : 10.1063/1.3392773.
98. Wereley, S. T. Spatio–temporal character of non–wavy and wavy Taylor–Couette flow / S. T. Wereley, R. M. Lueptow // *J. Fluid Mech.* – 1998. – Vol. 364. – P. 59–80. – DOI : 10.1017/S0022112098008969.
99. Saint–Michel, B. X–ray radiography of viscous resuspension / B. Saint–Michel, S. Manneville, S. Meeker, G. Ovarlez, H. Bodiguel // *Phys. Fluids.* – 2019. – Vol. 31. – P. 103301. – DOI : 10.1063/1.5103271.
100. Swann, P. B. Taylor–Couette–Poiseuille flow heat transfer in a high Taylor number test rig / P. B. Swann, H. Russell, I. H. Jahn // *J. Glob. Power Propuls. Soc.* – 2021. – Vol. 5. – P. 126–147. – DOI : 10.33737/jgpps/140252.
101. Ohmura, N. Effective mass diffusion over cell boundaries in a Taylor–Couette flow system / N. Ohmura, K. Kataoka, Y. Shibata, T. Makino // *Chem. Eng. Sci.* – 1997. – Vol. 52 (11). – P. 1757–1765. – DOI : 10.1016/S0009-2509(97)00012-2.
102. Heat transfer enhancement in axial Taylor–Couette flow / S. Gilchrist, C. Y. Ching, D. Ewing // *Proc. ASME Summer Heat Transf. Conf. (17–22 July, 2005, San Francisco, USA).* – ASME, 2005. – Vol. 1. – P. HT2005-72746. – DOI : 10.1115/HT2005-72746.

103. Hamakawa, H. Experimental study of heating fluid between two concentric cylinders with cavities / H. Hamakawa, H. Mori, M. Iino, M. Hori, M. Yamasaki, T. Setoguchi // *J. Therm. Sci.* – 2008. – Vol. 17 (2). – P. 175–180. – DOI : 10.1007/s11630-008-0175-x.
104. Racina, A. Specific power input and local micromixing times in turbulent Taylor–Couette flow / A. Racina, M. Kind // *Exp. Fluids.* – 2006. – Vol. 41. – P. 513–522. – DOI : 10.1007/s00348-006-0178-x.
105. Миськив, Н. Б. Автоматизированная система обеспечения исследования структуры течения в многокольцевом потоке Куэтта – Тейлора / Н. Б. Миськив, А. Д. Назаров, А. Ф. Серов, В. Н. Мамонов // *Автометрия.* – 2020. – Т. 56 (3). – С. 101–109. – DOI : 10.15372/AUT20200311.
106. Диссипативные процессы в цилиндрическом потоке Куэтта–Тейлора. Оборудование и метод исследования / А. Ф. Серов, В. Н. Мамонов, А. Д. Назаров, Н. Б. Миськив // Тезисы докладов всероссийской конференции: XXXV Сибирский теплофизический семинар (27–29 августа 2019, Новосибирск, Россия). – Новосибирск: ИТ СО РАН, 2019.– С. 220.
107. Экспериментальное исследование конверсии механической энергии в тепло в мультицилиндровой системе Куэтта–Тейлора с независимо вращающимися / А. Ф. Серов, А. Д. Назаров, В. Н. Мамонов, В. И. Терехов, Н. Б. Миськив // Труды Седьмой Российской национальной конференции по теплообмену: в 3 томах (22–26 октября 2018, Москва, Россия). – М.: Издательский дом МЭИ, 2018. – Т. 3. – С. 281.
108. Метод исследования процессов генерации тепла в многощелевом пространстве круговой системы Куэтта–Тейлора / Н. Б. Миськив, А. Д. Назаров, В. Н. Мамонов, А. Ф. Серов // Тезисы докладов V Всероссийской научной конференции: Теплофизика и физическая гидродинамика (13–20 сентября 2020, Ялта, Россия). – Новосибирск: ИТ СО РАН, 2020. – С. 164.
109. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – Москва: Наука, 1974. – 713 с.

110. Мамонов, В. Н. Генерация тепла в мультицилиндровой системе Куэтта–Тэйлора / В. Н. Мамонов, Н. Б. Миськив, А. Д. Назаров, А. Ф. Серов, В. И. Терехов // Теплофизика и аэромеханика. – 2019. – Т. 26 (5). – С. 729–739.
111. Афанасьев, А. А. К определению момента сил трения диска, вращающегося в ограниченном пространстве, заполненном вязкой несжимаемой жидкостью / А. А. Афанасьев, А. В. Ковалев // Вестник ВГУ. Серия физика. Математика. – 2014. – Т. 4. – С. 94–101.
112. Роговский, Т. А. О гидродинамическом сопротивлении дисков колеса центробежного насоса / Т. А. Роговский, З. Р. Горбис // Теплоэнергетика. – 1970. – Т. 9. – С. 46–49.
113. Метод и техника наблюдения энергетического спектра потока в круговой системе Куэтта с независимо вращающимися цилиндрами / Н. Б. Миськив, А. Ф. Серов, А. Д. Назаров, В. Н. Мамонов // Труды Седьмой Российской национальной конференции по теплообмену: в 3 томах (22–26 октября 2018, Москва, Россия). — М.: Издательский дом МЭИ, 2018. – Т. 3. – С. 258.
114. Serov, A. F. Flow regimes in a multi-gap circular Couette–Taylor system with opposite rotating cylinders / A. F. Serov, V. N. Mamonov, A. D. Nazarov, N. B. Miskiv // J. Phys. Conf. Ser. – 2021. – Vol. 2119. – P. 012103. – DOI : 10.1088/1742-6596/2119/1/012103.
115. Пульсации силы сопротивления кольцевого потока в системе Куэтта–Тейлора при встречном вращении цилиндров / Н. Б. Миськив, А. Ф. Серов, А. Д. Назаров, В. Н. Мамонов // Тезисы докладов XV Всероссийской школы–конференции: Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики (20–23 ноября 2018, Новосибирск, Россия). – Новосибирск: ИТ СО РАН, 2018. – С. 91.
116. Структура низкочастотных пульсаций в потоках многощелевой оппозитной системы Куэтта – Тейлора / А. Ф. Серов, В. Н. Мамонов, А. Д. Назаров, Н. Б. Миськив // Тезисы докладов Всероссийской конференции:

XXXVII Сибирский теплофизический семинар (14–16 сентября 2021, Новосибирск, Россия). – Новосибирск: ИТ СО РАН, 2021. – С. 278.

117. Миськив, Н. Б. Расчет конструктивных параметров мультицилиндрового теплового генератора на основе течения Куэтта–Тэйлора / Н. Б. Миськив, А. Д. Назаров, А. Ф. Серов, В. Н. Мамонов // Доклады АН ВШ РФ. – 2022. – Т. 4 (57). – С. 29–38. – DOI : 10.17212/1727-2769-2022-4-29-38

118. Серов А. Ф., Назаров А. Д., Миськив Н. Б., Мамонов В. Н., Терехов В. В. Многоцелевой оппозитный ветротеплогенератор на эффекте Куэтта–Тэйлора с распределителем вращательного момента от вала удаленного ветроколеса // Патент России № 2774137.2022. Бюл. № 17.

ПРИЛОЖЕНИЕ «А»
ПАТЕНТ НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2774137

**Многощелевой оппозитный ветроплогенератор на
эффекте Куэтта-Тэйлора с распределителем
вращательного момента от вала удаленного ветроколеса**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
учреждение науки Институт теплофизики им. С.С.
Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук
(RU)*

Авторы: *Серов Анатолий Фёдорович (RU), Назаров Александр
Дмитриевич (RU), Миськив Николай Богданович (RU), Мамонов
Валерий Николаевич (RU), Терехов Виктор Иванович (RU)*

Заявка № 2021120373

Приоритет изобретения **12 июля 2021 г.**

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений
Российской Федерации **15 июня 2022 г.**

Срок действия исключительного права
на изобретение истекает **12 июля 2041 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 68b80077e14e40f0a94edbd24145d5c7
Владелец **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 2.03.2022 по 26.05.2023

Ю.С. Зубов

