

На правах рукописи

Тош

ГОРШКОВ Илья Борисович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕРМОГЕНЕРАЦИИ
АКУСТИЧЕСКИХ ВОЛН В КОЛЬЦЕВЫХ СИСТЕМАХ**

1.3.4 - Радиофизика

Автореферат

диссертации на соискание учёной степени кандидата

физико-математических наук

Саратов 2023

Работа выполнена на базе «Саратовского национального исследовательского государственного университета имени Н. Г. Чернышевского».

Научный руководитель: **Петров Владимир Владимирович**, доктор физико-математических наук, профессор.

Официальные оппоненты:

Верещагина Татьяна Николаевна, доктор технических наук, физико-энергетический институт им. А.И. Лейпунского, г. Обнинск, главный научный сотрудник отделения теплофизики.

Некрасова Светлана Олеговна, кандидат технических наук, «Самарского национального исследовательского университета им. академика С.П. Королева», г. Самара, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей.

Ведущая организация: ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург.

Защита состоится «17» февраля 2023 г. в 14:00 на заседании диссертационного совета 24.2.392.01 на базе ФГБОУ ВО «Саратовский национальный исследовательский государственный университет имени Н.Г. Чернышевского» по адресу: 410012, г. Саратов, ул. Московская, 155, 10 корпус, 511 аудитория.

С диссертацией можно ознакомиться в Зональной научной библиотеке имени В.А. Артисевич ФГБОУ ВО «Саратовский национальный исследовательский государственный университет имени Н.Г. Чернышевского» и на сайте https://www.sgu.ru/sites/default/files/dissertation/2022/09/14/gorshkovib_kandidatskaya_dissertaciya.pdf

Автореферат разослан «___» _____ 2022 г.

Ученый секретарь диссертационного совета



Сысоев И.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

Работа посвящена изучению радиофизических процессов, происходящих в автоколебательных системах в виде многоступенчатых термоакустических преобразователей тепловой энергии в акустическую с кольцевым резонатором. В термоакустических автоколебательных системах колеблющимся элементом является газ в акустическом резонаторе. Источником энергии является тепловая энергия, непрерывно подводимая к одному или нескольким теплообменникам. Нелинейным регулятором (усилителем колебаний), преобразующим постоянное тепловое воздействие на систему в переменное акустическое воздействие, является осуществляемый в теплообменном аппарате термодинамический цикл. Кольцевой тип резонатора позволяет изменять число теплообменных аппаратов (число ступеней) в резонаторе в широком диапазоне (от 1 до более чем 10), что невозможно с другими типами резонаторов. По этой и многим другим причинам кольцевые резонаторы последнее время все больше привлекают внимание исследователей. При этом на данный момент остаётся практически не изученным вопрос влияния количества ступеней кольцевого преобразователя на характеристики акустической волны и всего преобразователя в целом. Более подробное исследование этого вопроса важно для определения оптимального числа ступеней преобразователя, а также для изучения акустических автоколебательных контуров с тепловым возбуждением колебаний и большим числом усилителей в резонаторе.

Термоакустические системы обладают свойством широкой применимости, при этом термоакустические генераторы являются альтернативой другим генераторам малой мощности, таким как солнечные и ветровые установки, генераторы на основе двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и двигателей Стирлинга, газотурбинные установки с замкнутым циклом Брайтона и паротурбинный цикл Ренкина. Применение термоакустических генераторов актуально в качестве силовых установок на подводных лодках, космических аппаратах и базах, на микро ТЭЦ в труднодоступных районах Земли, на солнечных и геотермальных электростанциях; области применения термоакустических холодильников – сжижение газов, охлаждение частей приборов до криогенных температур, кондиционирование помещений.

Цель работы: выявление особенностей генерации и распространения акустических волн в многоступенчатых кольцевых термоакустических автоколебательных системах; оптимизация их волновых и энергетических характеристик, в частности параметров резонатора, количества ступеней, теплового усилителя акустических колебаний, а также оценка влияния данных параметров на мощность преобразователя и его эффективность.

Для достижения этой цели были поставлены и решены следующие задачи:

1. Сопоставительный анализ особенностей существующих термоакустических преобразователей энергии и методик их расчёта.
2. Построение математической модели и разработка алгоритма для численного моделирования процесса преобразования тепловой энергии в энергию акустических волн.
3. Разработка экспериментального образца четырехступенчатого термоакустического преобразователя.
4. Экспериментальное исследование акустических и тепловых характеристик разработанного термоакустического преобразователя.
5. Сопоставление результатов численного моделирования с экспериментальными данными, полученными в ходе работы, а также с данными других авторов.

Научная новизна

1. Впервые определена особенность изменения сдвига фазы между колебательной скоростью потока газа и колебательным давлением в кольцевой многоступенчатой автоколебательной термоакустической системе при увеличении количества ступеней.
2. Экспериментально получено распределение амплитуды колебаний давления акустической волны по длине резонатора автоколебательной термоакустической системы, показавшее удовлетворительное совпадение результатов экспериментов и численного моделирования.
3. В ходе численного моделирования работы автоколебательных термоакустических систем показано влияние количества ступеней в таких системах на их характеристики: акустический КПД, акустическую мощность, импеданс в регенераторе.
4. Методами численного моделирования для четырехступенчатой автоколебательной термоакустической системы получены оптимальные геометрические параметры теплового усилителя колебаний (теплообменников, регенератора).
5. Экспериментально исследованы характеристики двунаправленной турбины (гидравлическая мощность прокачиваемого воздуха, перепады давления на роторе и на сопловых аппаратах), предназначенной для преобразования волновой акустической энергии в электрическую, при различных: входной гидравлической мощности и частоте вращения ротора, что позволило оценить зависимость перепада давления на турбине от скорости потока на её входе.

Научная и практическая значимость

В результате исследования кольцевых многоступенчатых термоакустических систем установлен характер изменения разности фаз между колебаниями давления и скорости потока в зоне регенератора, а также мощности и КПД термоакустических систем с изменением числа их ступеней, что дополняет и расширяет современные представления теории термоакустики.

Результаты диссертационной работы открывают перспективу разработки серийно выпускаемых эффективных термоакустических преобразователей.

Результаты численного моделирования позволяют осуществлять проведение расчётов термоакустических преобразователей с заданными входными и выходными параметрами.

Разработанный экспериментальный прототип термоакустического преобразователя обладает рабочими характеристиками, которые позволяют рассматривать его как основу создания промышленно выпускаемых автоколебательных термоакустических систем, предназначенных для получения электрической энергии из различных тепловых источников, что имеет особое значение для районов, удалённых от магистральных ЛЭП.

Положения, выносимые на защиту:

- В многоступенчатой кольцевой автоколебательной термоакустической системе (термоакустическом преобразователе) максимум КПД и акустической мощности ступени наблюдается при количестве ступеней от 4 до 7, а при дальнейшем увеличении количества ступеней, разность фаз между колебательной скоростью и колебательным давлением в акустической волне в полости резонатора значительно сдвигается от нуля (бегущая волна) к 90 градусам (стоячая волна), что приводит к уменьшению КПД и является ограничением максимального количества ступеней.
- При увеличении количества ступеней кольцевой автоколебательной термоакустической системы для обеспечения максимальной выходной мощности и эффективности (КПД), необходимо увеличивать акустический импеданс в ступени.
- Результаты экспериментальных исследований профиля распределения амплитуды колебаний и мощности акустической волны по длине резонатора в кольцевой четырехступенчатой автоколебательной термоакустической системе.
- Алгоритм и результаты численного моделирования характеристик акустической волны (распределения амплитуды колебаний давления и скорости потока по длине резонатора, мощности, импеданса, разности фаз между колебаниями давления и скорости потока) в кольцевых многоступенчатых автоколебательных термоакустических системах.

Достоверность полученных результатов

Достоверность полученных результатов обеспечивается: а) применением обоснованных методов теоретического и численного анализа радиофизических и термоакустических процессов; б) использованием специальных программных комплексов, разработанных и протестированных на широком классе задач термоакустики; в) оценкой погрешности измерений.

Личный вклад автора

Автором лично выполнены все модельные и вычислительные исследования. Автором лично разработан экспериментальный прототип четырехступенчатого кольцевого термоакустического преобразователя. Лично автором проведены экспериментальные исследования и проведены сопоставления полученных экспериментальных и численных результатов. Автором лично написана компьютерная программа, защищенная свидетельством РФ на программу ЭВМ.

Апробация результатов исследования

Результаты работы докладывались на конференциях:

1. «SFM - Saratov Fall Meeting 2019» (Саратов, 2019 г);
2. XIII Международная научно-практическая конференция «Современные проблемы машиностроения» (Томск, 2020 г);
3. Международная научно-техническая конференция "Актуальные проблемы прикладной математики, информатики и механики" (Воронеж, 2020 г);
4. «Оптические технологии, материалы и системы (Оптотех-2019)» (Москва, 2019 г).

Гранты

Результаты диссертации получены в рамках выполнения гранта РФФИ (проект № 19-32-90127\19 – Исследование характеристик термоакустического кольцевого многоступенчатого двигателя с бегущей волной)

Публикации

По результатам диссертационной работы сделано 7 публикаций, из них 3 в периодических изданиях, включенных в список ВАК при Минобрнауки РФ, 3 статьи в прочих научных изданиях и 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объём работы

Работа содержит введение, 3 главы, заключение и список литературы (70 источников). Диссертация изложена на 145 страницах, включает 76 рисунков, 5 таблиц и приложение.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведена общая характеристика работы, обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цели и задачи исследования, а также пути их достижения. Отмечена научная новизна, практическая значимость и достоверность выполненной работы, приведены результаты, выносимые на защиту автором. Представлена информация по апробации и публикации результатов.

В первой главе кратко изложена теория линейной термоакустики и дается краткая история термоакустики от её появления до нашего времени. Описаны ключевые идеи, необходимые для вывода основных уравнений термоакустики – уравнений Ротта:

$$\frac{dP_1}{dx} = -(i\omega l + r_v)U_1, \tag{1}$$

$$\frac{dU_1}{dx} = -\left(i\omega c + \frac{1}{r_k}\right)P_1 + eU_1, \tag{2}$$

Уравнение (1) задаёт зависимость давления от координаты, уравнение (2) зависимость объёмного расхода от координаты направленной вдоль оси акустического резонатора.

Объясняется аналогия между термоакустическими процессами и процессами, происходящими в электрических схемах.

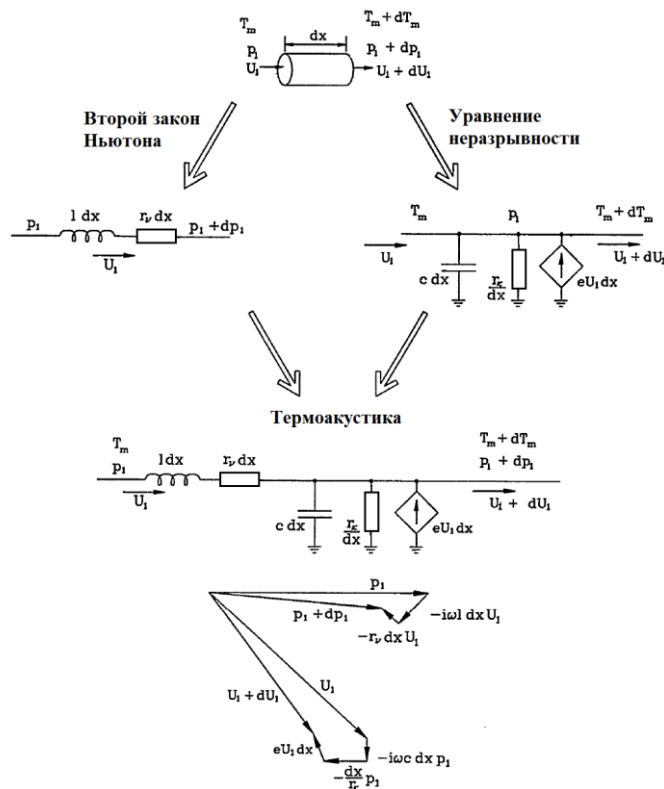


Рисунок 1 – Обобщение всех процессов в единый термоакустический процесс

Любой элемент термоакустического устройства с точки зрения радиофизики можно представить в виде электрической схемы, показанной на рисунке 1. Аналогом инерционного свойства газа является индуктивность в электрической схеме, аналогом сжимаемости газа является электрическая емкость, вязкостные и термические потери при колебаниях моделируются при помощи резисторов, а аналогом термоакустического эффекта является источник переменного тока. Термоакустическое устройство является комбинацией таких элементарных электрических схем.

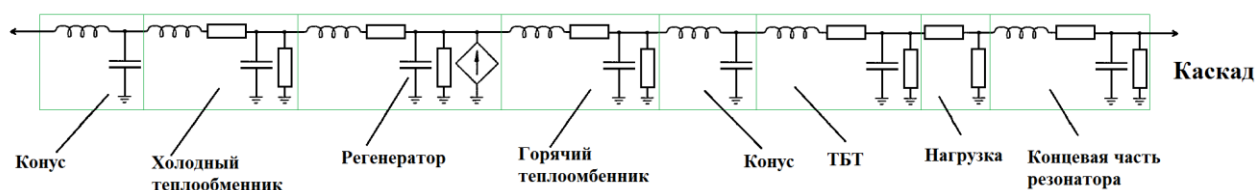


Рисунок 2 – Упрощённая схема одного из каскадов кольцевого преобразователя по электроакустической аналогии.

Например, электрическая схема по электроакустической аналогии для одного из каскадов кольцевого термоакустического преобразователя, изучаемого в данной работе, показана на рисунке 2.

Таким образом, с точки зрения радиофизики термоакустический преобразователь является автоколебательным контуром. Источник переменного тока может быть как усилителем колебаний так и поглотителем колебаний. Его свойства определяются функцией e в уравнении (2).

$$e = \frac{(f_k - f_v)}{(1 - f_v)(1 - Pr)} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \quad (3)$$

Здесь f_v и f_k – комплексные функции, определяющие вязкостное и тепловое взаимодействие со стенкой канала, Pr – число Прандтля, T_m средняя за цикл температура газа в канале.

Во второй главе описывается идеальный и реальный термодинамический цикл Стирлинга, а также даётся краткая история развития устройств работающих по циклу Стирлинга. Даётся объяснение принципа работы термоакустических двигателей с бегущей волной и со стоячей волной. Анализируются современные практические достижения в области термоакустических двигателей с бегущей волной.

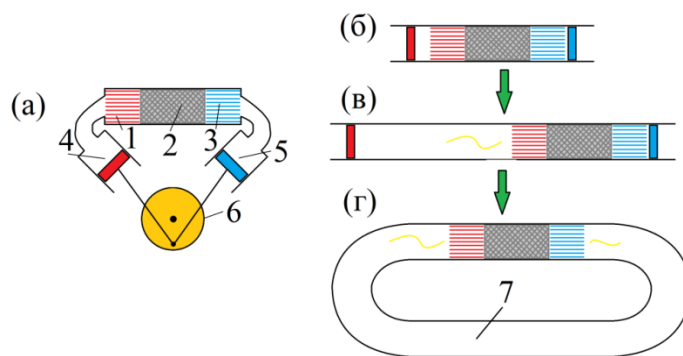


Рисунок 3 - «Превращение» двигателя Стирлинга «альфа» типа в термоакустический двигатель с бегущей волной: (а) двигатель Стирлинга «альфа» типа (1 – горячий теплообменник, 2 – регенератор, 3 – холодный теплообменник, 4 – горячий поршень, 5 – холодный поршень, 6 – кривошипно-шатунный механизм), (б) двигатель Стирлинга альфа типа, развёрнутый в линию, (в) ДС с большим мёртвым объёмом, (г) одноступенчатый термоакустический двигатель с бегущей волной (7 – акустический резонатор).

Приводится сравнение конструкций и принципа работы термоакустических двигателей и поршневых двигателей Стирлинга (рисунок 3).

Описана методика расчёта многоступенчатых кольцевых термоакустических двигателей в программе Delta EC (рисунок 4).

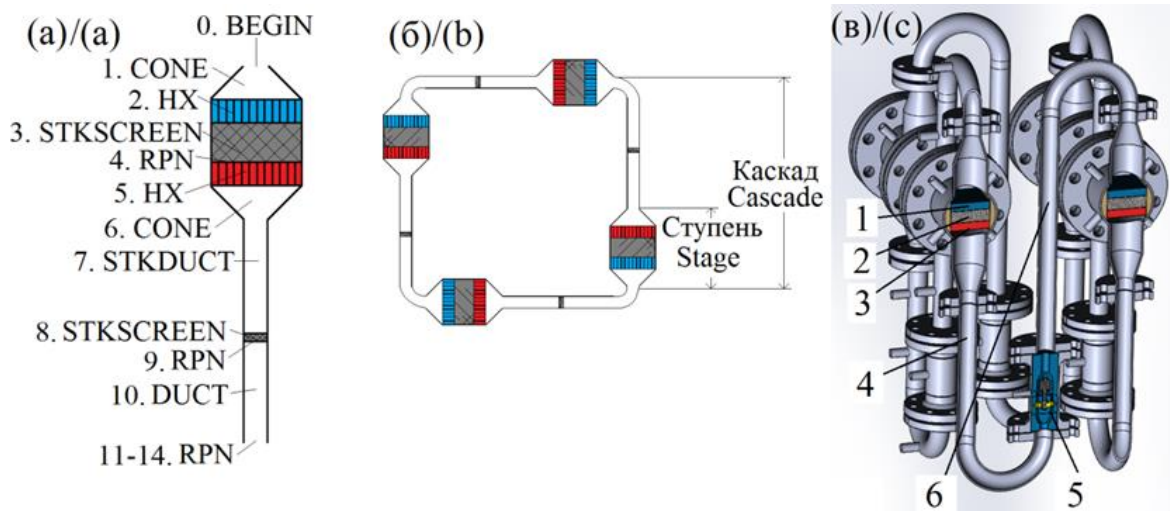


Рисунок 4 - Схема расчётной модели в Delta EC. (а) Расчётные блоки (б) Пример 4-х ступенчатого двигателя с 4-мя одинаковыми каскадами.

(в) 3D модель возможной практической реализации конструкции с одинаковыми каскадами: 1 – холодный теплообменник, 2 – регенератор, 3 – горячий теплообменник, 4 – ТБТ, 5 – турбогенератор, 6 – концевая часть резонатора.

Был проведён численный расчёт восьми моделей кольцевых многоступенчатых термоакустических двигателей с числом ступеней от 3-х до 10-ти. Рабочее тело – аргон под давлением 1,5 МПа, диаметр теплообменных аппаратов 160 мм, диаметр акустического резонатора 41,2 мм, длина кольцевого корпуса двигателя у всех моделей была равна 8 метрам. Ступени во всех двигателях были конструктивно одинаковые. В ходе расчётов изменялось количество ступеней и количество акустических нагрузок, при сохранении неизменной суммарной длины корпуса. Для каждой из восьми исследуемых моделей была проведена оптимизация величины акустической нагрузки, для достижения максимума КПД двигателя.

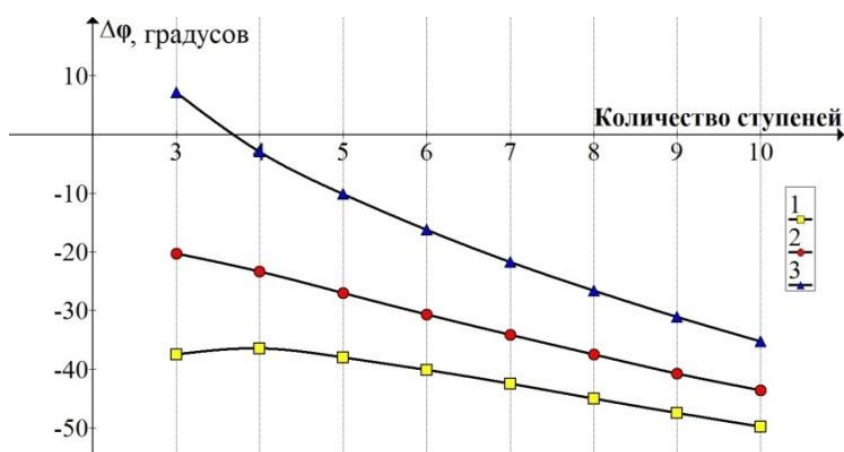


Рисунок 5 - Зависимость разности фаз между колебаниями давления и объёмного расхода $\Delta\varphi_{PU}$ от количества ступеней n: 1 - на входе в холодный конус, 2 - на входе в регенератор, 3 – на выходе из регенератора.

При увеличении количества ступеней происходит постепенное приближение $\Delta\varphi_{PU}$ к 90 градусам во всех элементах двигателя, что свидетельствует о том, что в зоне теплообменного аппарата увеличивается стоячая компонента волны относительно бегущей (рисунок 5). Это приводит к тому, что термодинамический цикл при увеличении числа ступеней отклоняется от реального цикла Стирлинга и его эффективность уменьшается. Это является одним из основных ограничений при увеличении числа ступеней. Вторым ограничением является уменьшение частоты колебаний при увеличении числа ступеней, что приводит к уменьшению акустической мощности.

Затем, было проведено численное исследование оптимальной формы акустического резонатора кольцевого ТАД для числа ступеней n от 3-х до 12. Было установлено, что при увеличении n, оптимальная площадь поперечного сечения теплообменного аппарата увеличивается относительно площади поперечного сечения резонатора (рисунок 6).

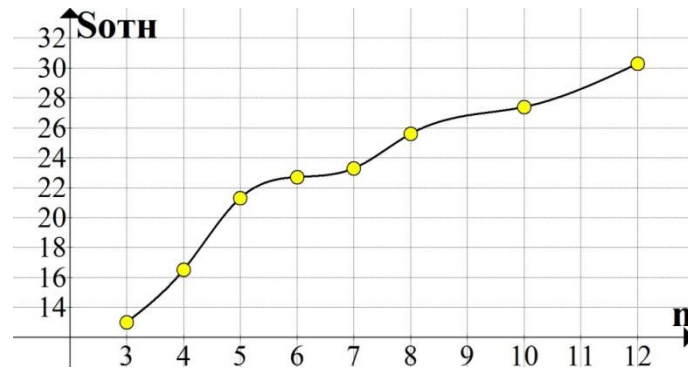


Рисунок 6 - Зависимость отношения площадей поперечного сечения теплообменного аппарата и резонатора $S_{отн}$ от числа ступеней n

В ходе расчетов было показано, что можно настроить преобразователь, как на максимум акустической мощности, так и на максимум эффективности, причём эти два максимума достигаются при значительно отличающихся друг от друга настройках. В реальном устройстве обычно стоит задача добиться как наибольшей мощности, так и наибольшей эффективности. Для того, чтобы добиться учета обоих параметров был введен новый параметр – коэффициент качества:

$$K_{кач} = W_n \eta_{общ}^5 \quad (4)$$

Чем больше степень, в которую возводится КПД, тем ближе получаются настройки к максимуму КПД.

Была произведена оптимизация моделей с различным числом ступеней для достижения максимального $K_{кач}$.

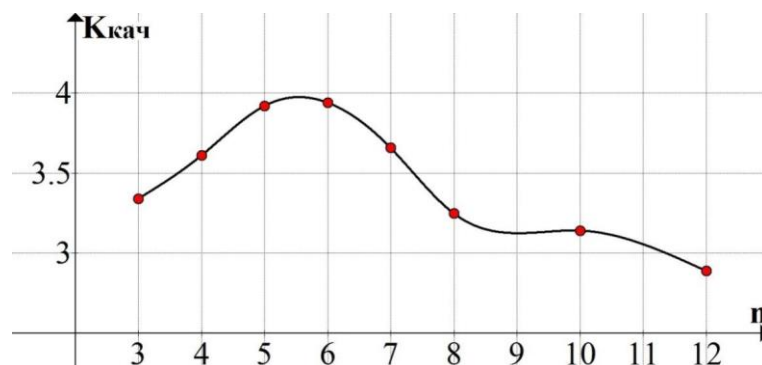


Рисунок 7 – Зависимость коэффициента качества $K_{кач}$ после оптимизации моделей от числа ступеней n .

На рисунке 7 видно, что начиная с числа ступеней равному 6, $K_{\text{кач}}$ уменьшается, что связано с увеличением $\Delta\varphi_{PU}$ в зоне регенератора и с уменьшением частоты колебаний.

Также, была исследована зависимость характеристик двигателя от геометрических параметров теплообменников и регенератора (рисунок 8).

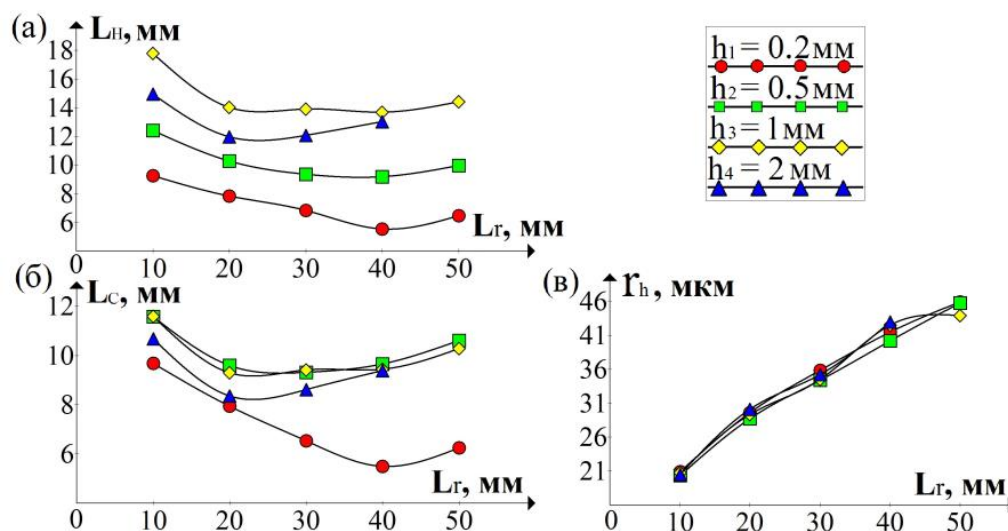


Рисунок 8 - Зависимость оптимальных размеров теплообменного аппарата от длины регенератора L_r : (а) длины горячего теплообменника L_H , (б) длины холодного теплообменника L_C , (в) гидравлического радиуса пор регенератора r_h . Графики приведены для различных расстояний между пластинами теплообменников h_1, h_2, h_3, h_4

Было показано, что при оптимизации параметров ТАД на максимум КПД, оптимальный гидравлический радиус пор регенератора зависит от его длины и не зависит от геометрических характеристик теплообменников. Также результаты численного моделирования свидетельствуют о том, что жертвуя эффективностью и выходной мощностью можно сделать теплообменники более технологичными в производстве значительно увеличив расстояние между пластинами относительно величины 0,2 мм. При увеличении расстояния между пластинами теплообменников в 10 раз мощность уменьшается лишь в 2 раза, а эффективность только лишь на 26 %.

В **третьей главе** представлены результаты экспериментальных исследований прототипа 4-х ступенчатого термоакустического двигателя и двунаправленной импульсной турбины. На рисунке 9 приведена фотография общего вида разработанного 4-х ступенчатого ТАД.

При разработке конструкции двигателя основной задачей было обеспечить возможность быстрой замены и изменения размеров теплообменного аппарата, а также изменение его положения внутри ступени. Для этой цели большая часть корпуса ступени была составлена из паронитовых прокладок в местах с низкой

температурой и прокладок из прокладочного асбестового картона в местах с высокой температурой. Получившаяся стопка из прокладок и теплообменников была зажата между фланцами с помощью болтовых соединений для скрепления конструкции и придания ей герметичности. Изменяя число прокладок можно изменять длину корпуса ступени в необходимом месте и тем самым изменять расположение теплообменников внутри ступени. Получившаяся конструкция предназначена для работы с атмосферным давлением газа внутри двигателя.

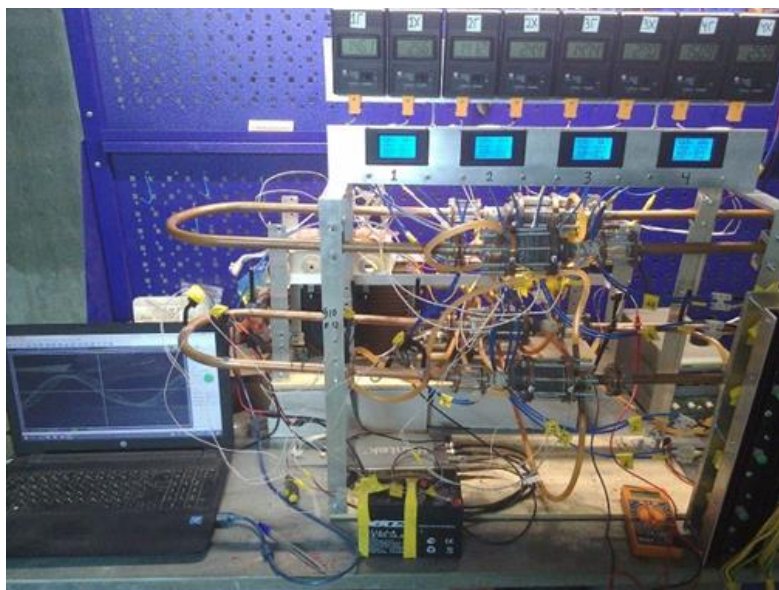


Рисунок 9 - Внешний вид экспериментального стенда

Теплообменник состоит из медных пластин согнутых по спирали Архимеда на один оборот. Такая форма пластин призвана обеспечить более равномерное распределение потоков газа по площади поперечного сечения теплообменника и таким образом, повысить его тепловую мощность. При этом расстояние между пластинами в центральной части отличается от расстояния между пластинами на периферии теплообменника не более чем на 15 %. Благодаря небольшому диаметру теплообменника (32 мм) становится возможным отвод и подвод тепловой энергии через его боковую поверхность. В холодном теплообменнике спиральные пластины вставлены в кольцевой канал, по которому протекает охлаждающая вода и соединены с каналом при помощи слоя высокотемпературного герметика Grey 999 gasket maker толщиной около 0,5 мм. Герметик скрепляет пластины и улучшает термический контакт между пластинами и каналом охлаждения.

Конструкция горячего теплообменника аналогична конструкции холодного, только вместо канала охлаждения по периметру расположена спираль из нихромовой проволоки, для его нагрева. Для теплоизоляции горячий теплообменник помещен внутрь стопки прокладок из асбестового прокладочного картона. Для уменьшения тепловых потерь через корпус резонатора, со стороны горячего

теплообменника была сделана вставка из кварцевого стекла с длиной 30 мм и внутренним диаметром 17 мм. Регенератор представляет собой стопку из 30 сеток из нержавеющей стали с диаметром проволоки 0,2 мм и расстоянием между проволоками 0,67 мм. Каждый из четырёх резонаторов, соединяющих ступени представляет собой круглую медную трубу с внутренним диаметром 13 мм, согнутую ровно посередине на 180 градусов с радиусом изгиба 205 мм. Таким образом, длина двух прямых концевых участков резонатора, соединенных со ступенью составляют по 414 мм каждый и между ними находится изогнутый участок длиной 322 мм. В сумме, длина резонатора от внутренней поверхности горячего фланца одной ступени, до внутренней поверхности холодного фланца другой ступени составляет 1,15 метра.

Измерение колебаний давления производилось с помощью 7 датчиков, расположенных на одном из резонаторов на расстояниях 155, 265, 435, 585, 735, 910 и 1020 мм от торцевой поверхности ступени со стороны горячего теплообменника (отмеченных точками на рисунке 10).

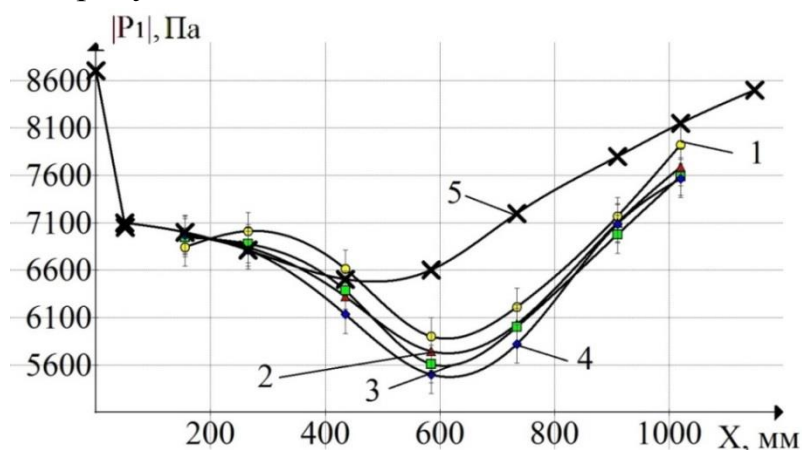


Рисунок 10 - Распределение амплитуды колебаний давления $|P_1|$ по длине резонатора X в разных экспериментах. 1, 2, 3, 4 – графики соответствующие порядковым номерам экспериментов, 5 – график на основе численного моделирования в Delta EC.

На графике (рисунок 10) мы видим характерное распределение амплитуды колебаний давления по длине резонатора. Мощность подводимой тепловой энергии к двигателю здесь 480 Вт, температура горячих теплообменников $T_r = 230$ °С, а холодных $T_x = 70$ °С. Амплитуда колебаний давления со стороны горячего теплообменника меньше, чем со стороны холодного и к тому же присутствует провал амплитуды в центре. Распределение $|P_1|$, объясняется тем, что разность фаз между колебаниями скорости и давления в резонаторе не равно 0 градусов как в

бегущей волне, а достигает значений в 35 градусов (по результатам расчётов в DeltaEC), то есть это сумма бегущей и стоячей волн. Стоячая компонента возникает при отражении волны от поверхностей теплообменников и торцевых поверхностей ступеней. Бегущая волна присутствует только внутри ступеней двигателя.

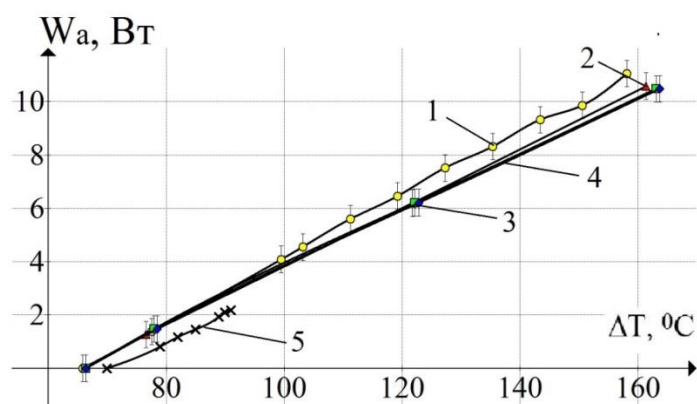


Рисунок 11 - Зависимость акустической мощности в начале резонатора $W_{a,n}$ (на выходе из горячего теплообменника) от среднего перепада температур между горячими и холодными теплообменниками ΔT . №1, №2, №3, №4 – порядковые номера экспериментов. Aster 1 – график для термоакустического двигателя компании Aster Thermoacoustics.

Как видно из рисунка 11, экспериментальная зависимость от ΔT - линейная. Максимальная мощность акустической волны наблюдалась в первом эксперименте с расстояниями между теплообменниками и торцевыми фланцами равными 6 мм и достигала 11 Вт при $\Delta T = 158$ °C. С увеличением данных расстояний акустическая мощность снижалась.

В данном разделе также приведены результаты экспериментального исследования двунаправленной турбины в постоянном потоке газа, предназначенной для преобразования акустической энергии в механическую. На рисунке 12 показана фотография разработанной двунаправленной турбины.



Рисунок 12 - Разработанная экспериментальная двунаправленная импульсная турбина

Внешний диаметр лопаток соплового аппарата (СА) и лопаток ротора составляет 44 мм, а внутренний диаметр 30,8 мм. Угол загиба краёв лопаток относительно осевого направления – 60 градусов, как на роторе, так и на СА. На роторе расположено 20 лопаток, а на каждом СА по 12 лопаток.

В эксперименте наблюдалось уменьшение перепада давления на входном СА, при увеличении частоты вращения ротора ω (рисунок 13,а). Перепад давления на выходном СА, в отличие от входного, наоборот, значительно увеличивается при увеличении частоты вращения ротора (рисунок 13,б). Паразитный перепад давления ΔP_{CA2} при частоте вращения 7000 об/мин составил 15% от перепада давления на всей турбине. Таким образом, при данной конструкции турбины, при постоянном потоке газа, выходной сопловой аппарат снижает эффективность турбины только на 15 %.

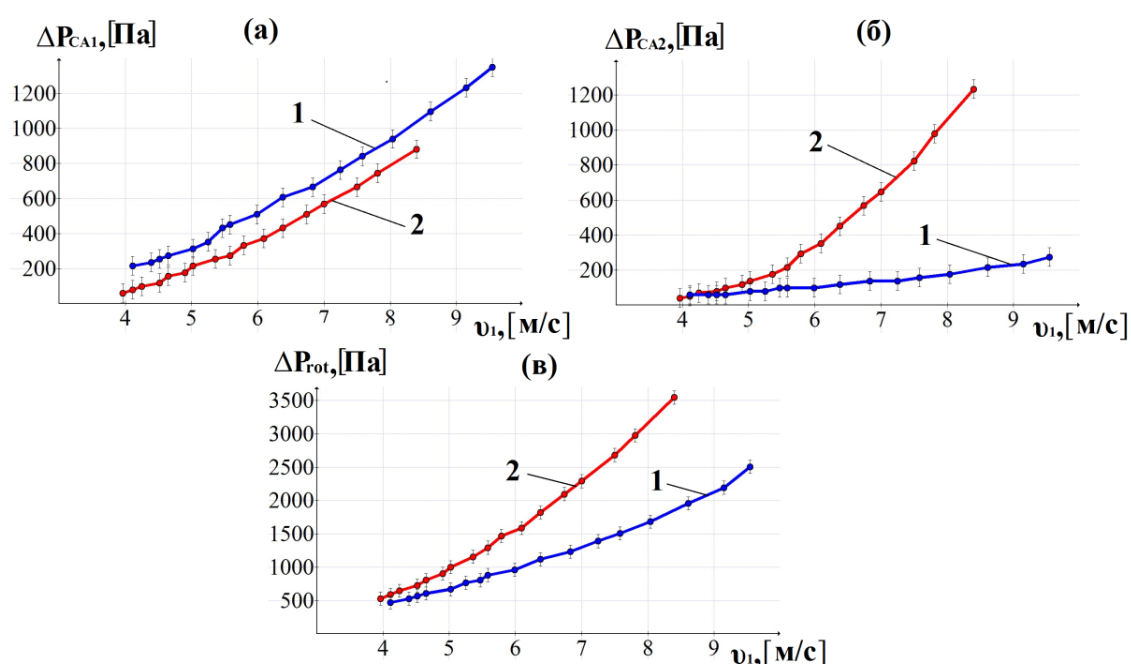


Рисунок 13 - Зависимость перепада давления от средней по сечению скорости потока на входе: (а) входной сопловой аппарат, (б) выходной сопловой аппарат, (в) ротор. 1 – неподвижный ротор турбины, 2 – свободно вращающийся ротор турбины.

Результаты измерений показывают, что двунаправленная импульсная турбина не является активной, то есть на роторе данной турбины присутствует значительный перепад давления относительно перепада давления на сопловых аппаратах. Степень реактивности ρ в ходе экспериментов составляла от 0,61 до 0,84. Двунаправленная импульсная турбина имеет низкую эффективность по сравнению с обычной турбиной. Основные причины такого поведения: наличие соплового аппарата на выходе из ротора, что приводит к паразитному перепаду давления на роторе и

вращение ротора в моменты времени, когда поток газа имеет низкую скорость, что приводит к тому, что ротор начинает работать в режиме газового тормоза.

Заключение

В результате проведённого исследования решены актуальные научно-технические задачи, имеющие значение для совершенствования технологических особенностей разработки кольцевых термоакустических двигателей с бегущей волной:

1. Впервые определена закономерность изменения сдвига фазы между колебательной скоростью и колебательным давлением в кольцевом многоступенчатом ТАД при увеличении количества ступеней;

3. Экспериментально доказано, что уменьшение зазоров L между торцевыми поверхностями корпуса теплообменного аппарата и боковыми поверхностями теплообменников позволяет уменьшить габариты ТАД без ухудшения эффективности вплоть до величины отношения диаметра D ступени к зазору L , равному $D/L= 5.3$;

4. Экспериментально получено распределение амплитуды колебаний давления акустической волны по длине резонатора ТАД, показавшее удовлетворительное совпадение полученных ранее результатов численного моделирования с экспериментальными данными;

5. Экспериментально исследованы характеристики двунаправленной турбины (гидравлическая мощность прокачиваемого воздуха, перепады давления на роторе и на сопловых аппаратах), предназначенной для преобразования акустической энергии в электрическую, при различных: подаваемой гидравлической мощности и частоте вращения ротора, что позволило оценить зависимость перепада давления на турбине от скорости потока на её входе;

6. В ходе численного моделирования работы ТАД показано влияние количества ступеней на характеристики термоакустического двигателя: акустический КПД, акустическую мощность, импеданс в регенераторе;

7. Методами численного моделирования для четырехступенчатого ТАД были получены оптимальные геометрические размеры теплообменников, регенератора и акустического резонатора;

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Статьи в изданиях, рекомендованных ВАК

1. Горшков И. Б., Петров В. В. Численное моделирование кольцевого четырехступенчатого термоакустического двигателя с бегущей волной // Изв. Сарат.

ун-та. Нов. сер. Сер. Физика. 2018. Т. 18, вып. 4. С. 285–296. DOI: <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2018-18-4-285-296>

2. Горшков И. Б., Петров В. В. Численный расчёт влияния количества ступеней кольцевого термоакустического двигателя Стирлинга на его характеристики // Известия Саратовского университета. Новая серия. Серия: Физика. 2021. Т. 21, вып. 2. С. 133–144. DOI: <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2021-21-2-133-144>

3. Горшков И. Б., Петров В. В. Экспериментальное исследование двунаправленной импульсной турбины в постоянном потоке газа // Известия Саратовского университета. Новая серия. Серия: Физика. 2021. Т. 21, вып. 3. С. 242–248. DOI: <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2021-21-3-242-248>

Прочие публикации

1. Горшков И.Б. Численное моделирование зависимости оптимальной величины нагрузки кольцевого четырехступенчатого термоакустического двигателя от температуры горячего теплообменника // XIII Международная научно-техническая конференция «Современные проблемы машиностроения». – 2020. – С. 301-302.

2. Кочетков М.Е., Осинцев О.Н., Горшков И.Б. Построение экспериментального кольцевого четырёхступенчатого термоакустического преобразователя с бегущей волной // «ОПТОТЕХ-2019» – 2019. – С. 252-256.

3. Горшков И.Б. Численное моделирование зависимости характеристик кольцевого четырёхступенчатого термоакустического двигателя Стирлинга от геометрических параметров теплообменных аппаратов // Международная научно-техническая конференция "Актуальные проблемы прикладной математики, информатики и механики"– 2020. – С. 829-836.

4. Программа для управления термоакустическим двигателем / Горшков И.Б. // № RU 2020612938, 2019 г.