

На правах рукописи



АБАКШИН АНТОН ЮРЬЕВИЧ

**ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА
ВО ВНУТРЕННЕМ КОНТУРЕ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА
СХЕМЫ «АЛЬФА»**

Специальность 05.04.02 – Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2014

Работа выполнена
в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении
высшего профессионального образования
«Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»
на кафедре «Двигатели, автомобили и гусеничные машины»

- Научный руководитель: **Куколев Максим Игоревич**
доктор технических наук, старший научный сотрудник,
ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет», профессор
- Официальные оппоненты: **Картошкин Александр Петрович**
доктор технических наук, профессор,
ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный аграрный университет», заведующий кафедрой «Автомобили и тракторы»
- Сударь Юрий Михайлович**
кандидат технических наук,
ФГКВООУ ВПО «Военно-космическая академия имени А.Ф.Можайского» МО РФ, начальник факультета
- Ведущая организация: ЗАО «Проектно-конструкторское бюро «Автоматика»,
г. Санкт-Петербург

Защита диссертации состоится 23 сентября 2014 года в _____ на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 в ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, в аудитории _____

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке и на сайте ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Автореферат разослан «__» _____ 2014 г.

Отзыв на автореферат, заверенный печатью учреждения, в двух экземплярах просим направить по вышеуказанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Факс: (812) 552 89 45

E-mail:

Ученый секретарь
диссертационного совета



Б. С. Хрусталёв

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Рост интереса потребителей и производителей к различным эффективным преобразователям энергии и, в частности, к двигателям с внешним подводом теплоты (ДВПТ), подтверждает необходимость проведения дальнейших работ по их исследованию и проектированию.

Преимущества ДВПТ, в частности – двигателей Стирлинга (ДС), а также ряд нерешенных проблем, связанных с анализом работы двигателей этого типа и применением их в новых областях человеческой деятельности, говорят об актуальности исследований в этой области на современном уровне.

Характеристики ДС во многом определяются процессами тепло- и массообмена в его внутреннем контуре, что обуславливает необходимость проведения дальнейших работ по анализу и моделированию этих процессов.

Степень разработанности темы исследования. Опубликованные результаты работ по численному моделированию процессов во внутреннем контуре ДС схемы «альфа», в которых был бы комплексно рассмотрен весь внутренний контур двигателя, в настоящее время представлены в объеме, который представляется недостаточным.

Известны работы ЦНИДИ, СПбГМТУ, МГТУ им. Н. Э. Баумана, МАДИ и др. 70 – 90х годов прошлого века. Развитие методов и методик расчета, появление новых конструкционных материалов и развитие трибологии определяют необходимость проведения дальнейших работ по моделированию процессов во внутреннем контуре ДС.

Известны аналитические методы расчета рабочего процесса ДС, такие, как метод Шмидта (1871 г.) и метод Финкельштейна (1960 г.). Они дают результаты недостаточной точности – например, погрешность при использовании метода Шмидта для расчета рабочих процессов двигателей современного уровня может достигать 30 - 40%. Узловые методы расчета такие, как методы Финкельштейна, Уокера и Жози (1970 г.), или метод, описанный Мартини (1978 г.), основываются, в большинстве случаев, на тех же допущениях, что и упрощенные аналитические методы. Это сказывается на точности расчетов. Опыт численного моделирования процессов во внутреннем контуре машин, работающих по циклу Стирлинга, описанный, в частности, в работах Саху (2010 г.), Дайсона (2005 г.) и др., основывается во многом на расчетах отдельных составных частей контура. При этом используемые численные методы и методики расчета требуют значительных вычислительных ресурсов и описывают процессы во внутреннем контуре машин специфических конструкций и иных компоновочных модификаций.

Научная новизна. Разработана численная модель процессов тепло- и массообмена во внутреннем контуре двигателя Стирлинга схемы «альфа», отличающаяся тем, что:

- учитываются гидравлические сопротивления всех элементов внутреннего контура;
- учитывается неравномерность распределения теплофизических параметров рабочего тела (РТ) во всех полостях внутреннего контура;
- учитывается реальное распределение температур материала насадки регенератора.

Теоретическая и практическая значимость работы. В работе предложена модель процессов тепло- и массообмена во внутреннем контуре ДС компоновочной модификации «альфа», отличающаяся большей по сравнению с аналитическими расчетными моделями точностью, большим удобством в применении и меньшим

требованиям к вычислительным ресурсам по сравнению с другими существующими численными моделями. В результате численного эксперимента с использованием разработанной модели, реализованной в среде Fluent, получены значения основных газодинамических и теплофизических параметров РТ во всем объеме контура и данные об их изменениях в течение рабочего цикла двигателя. Данные проведенных физических экспериментов позволили определить газодинамические и теплофизические характеристики элементов внутреннего контура ДС и построить его индикаторные диаграммы.

Практическая ценность работы заключается в том, что результаты работы (данные расчетов по предложенной модели и физических экспериментов) дают возможность проектантам ДС уже на ранних этапах проектирования принимать обоснованные решения по оптимизации конструкции внутреннего контура новых двигателей и уточнять аналитические методики расчета рабочего процесса в них.

Цель исследования: создание модели процессов тепло- и массообмена во внутреннем контуре двигателя Стирлинга схемы «альфа». При этом необходимо обеспечить возможность определения значений основных газодинамических и теплофизических параметров РТ во всем объеме внутреннего контура ДС и их изменений в течение рабочего цикла.

Для достижения цели исследования решались следующие задачи:

- оценка современного состояния исследований в области моделирования работы ДС;
- подбор, разработка, апробация предполагаемых к применению методов и методик расчета;
- формирование расчетной модели внутреннего контура двигателя для проведения численного эксперимента;
- оценка достоверности и адекватности сформированной модели;
- проведение численного эксперимента;
- подготовка и проведение физического эксперимента;
- выработка рекомендаций по вопросам моделирования и оптимизации конструкции двигателей для применения на начальных этапах их проектирования.

Методы исследования. В исследовании применялся распространенный в Гидроаэродинамике метод, основанный на решении системы уравнений Навье-Стокса. Он дополнялся соотношениями, позволяющими определить:

- характер и параметры течения РТ в объеме, заполненном пористым твердым материалом;
- характер и параметры процессов теплообмена в объеме, заполненном пористым твердым материалом;
- воздействие поршней на сжимаемую жидкость.

При этом система уравнений решалась с применением дискретизации расчетной области по методу контрольного объема.

Достоверность результатов численных расчетов в рамках принятых допущений определялась путем проведения дополнительных расчетов с целью проверки независимости решения от применяемого метода дискретизации по времени и пространству, а также по результатам проверочных аналитических расчетов и опубликованным данным расчет-

ных и экспериментальных исследований течения РТ во внутреннем контуре ДС других авторов.

С целью уточнения расчетных методов и проверки полученных данных в рамках исследования проводился ряд физических экспериментов. Они включали эксперименты на действующей установке с ДС схемы «альфа», определяющие достоверность полученных в результате численных расчетов параметров течения РТ во внутреннем контуре двигателя, а также эксперименты на модельных установках для определения гидравлических характеристик элементов внутреннего контура ДС - трубчатых теплообменных аппаратов и регенератора.

Личный вклад автора состоит в создании модели, проведении численных расчетов, участии в создании экспериментальных установок и проведении физических экспериментов, обработке, обобщении и анализе полученных данных.

Апробация. Основные результаты данного исследования докладывались и обсуждались на:

- Всероссийских конференциях «Фундаментальные исследования и инновации в технических университетах» (СПбГПУ, г. Санкт-Петербург - 2010, 2011 гг.);

- XXX, XXXI, XXXII отраслевых научно-технических конференциях молодых специалистов «Морское подводное оружие. Морские подводные роботы – вопросы проектирования, конструирования и технологий. МПО-МС» (ОАО «Концерн «Морское подводное оружие – Гидроприбор», г. Санкт-Петербург - 2011, 2012, 2013 гг.). Доклады отмечены дипломами;

- IX молодежной научно-технической конференции «Взгляд в будущее – 2011» (ОАО «ЦКБ МТ «Рубин», г. Санкт-Петербург - 2011 г.);

- Международных научно-практических конференциях «Неделя науки СПбГПУ» (г. Санкт-Петербург - 2010, 2011, 2012 г.). Доклады на конференциях 2011 и 2012 годов отмечены дипломами, как лучшие доклады секции «Двигатели внутреннего сгорания»;

- Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции «Актуальные проблемы морской энергетики» (СПбГМТУ, г. Санкт-Петербург – 2012 г.).

По результатам исследования опубликовано 15 статей в периодических научных изданиях, а также в сборниках трудов конференций, в том числе 6 – в изданиях, рекомендованных ВАК РФ.

Результаты исследования докладывались на семинарах кафедр «Двигатели внутреннего сгорания» Уфимского государственного авиационно-технического университета (2012) и «Двигатели, автомобили и гусеничные машины» Санкт-Петербургского государственного политехнического университета (2011-2013 гг.).

На защиту выносятся следующие положения:

1. Модель процессов тепло- и массообмена во внутреннем контуре ДС схемы «альфа»;
2. Результаты численного исследования течения РТ во внутреннем контуре ДС;
3. Результаты физических экспериментов по определению параметров течения РТ и теплообмена во внутреннем контуре и теплообменных аппаратах ДС.

II. КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность, определены цель и задачи исследования, определены научная новизна и методология проведения исследования.

В **Главе I** «История и современное состояние научных исследований в области двигателей Стирлинга» приведен краткий обзор истории создания ДС, обзор истории и современного состояния работ в области расчетов и моделирования процессов во внутреннем контуре ДС.

В области теории и расчетов ДС ведущая роль в настоящее время, наряду с экспериментальными, принадлежит работам, связанным с численным моделированием процессов тепло- и массообмена с использованием ЭВМ.

Различными аспектами проектирования и расчетов ДС в разные годы занимались Ефимов С. И., Красивский Ю. В., Лушпа А. Т., Добросоцкий А. В., Яманин А. И., Столяров С. П., Бурцев Ю. И., Иванченко Н. Н., Сегаль М. С. и другие исследователи. За рубежом начиная со второй половины XIX в. работы в этой области вели Г. Шмидт, Т. Финкельштейн, В. Мартини и многие другие.

Проведенный обзор и краткий анализ работ в области теории расчетов ДС позволил установить уровень развития научных исследований в этой области. За время, прошедшее с момента изобретения ДС, был достигнут огромный прогресс в области термодинамики, гидроаэродинамики, теории тепловых двигателей, материаловедения, вычислительной техники и др. Активно развивались методы математического описания физических процессов. Развитие всех этих областей знания происходило параллельно с развитием теории ДС при существенном взаимном влиянии.

В **Главе II** «Численная модель процессов тепло- и массообмена во внутреннем контуре двигателя Стирлинга» приводится описание составленной в работе модели внутреннего контура ДС.

В качестве образца для проведения исследований был выбран ДС схемы «альфа» рабочим объемом $0,00028 \text{ м}^3$. Экспериментальный прототип имеет номинальную мощность 1 кВт при номинальной частоте вращения 3000 об/мин.

Составленная модель процессов тепло- и массообмена во внутреннем контуре ДС базируется на численных методах, основанных на решении балансовых уравнений в рамках контрольных объемов, совокупность которых образует расчетную область, моделирующую, в сочетании с соответствующими условиями однозначности, внутренний контур двигателя. Модель основана на следующих допущениях:

- отсутствие утечек РТ из внутреннего контура и притока РТ в него;
- отсутствие утечек теплоты через стенки контура, кроме поверхностей нагревателя и охладителя;
- отсутствие влияния сил гравитации и внешних сил на течение РТ в контуре;
- синусоидальное изменение скорости движения поршней двигателя;
- граничные условия и геометрия расчетной области остаются постоянными в рамках одного шага дискретизации по физическому времени.

Основными уравнениями баланса, использовавшимися для моделирования течения РТ во внутреннем контуре, являлись уравнения законов сохранения массы, импульса и энергии.

Уравнение закона сохранения массы при двухмерной постановке задачи и принятых допущениях: $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_y) = 0$. Уравнение закона сохранения импульса в общем случае: $\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_y) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F}$. Здесь члены $\rho \vec{g}$ и \vec{F} используются для учета влияния гравитации и внешних сил соответственно. Для замкнутого внутреннего контура ДС, содержащего РТ под давлением порядка 1-10 МПа, влияние сил гравитации на течение РТ пренебрежимо мало.

Член $\bar{\tau}$ соответствует тензору напряжений в выделенном контрольном объеме РТ: $\bar{\tau} = \mu \left(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \vec{v} I$. Здесь I – единичная матрица.

Переход к двухмерной постановке осуществляется аналогично преобразованию уравнения закона сохранения массы.

Уравнение закона сохранения энергии имеет вид: $\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla(k_{эфф} \Delta T + \tau_{эфф} \vec{v}) + S_h$. Здесь $k_{эфф}$ – эффективный коэффициент теплоотдачи, являющейся, в общем случае, суммой коэффициента теплоотдачи при ламинарном режиме течения РТ и составляющей, соответствующей поправке на турбулентный режим течения. Член $k_{эфф} \Delta T$ определяет процесс теплообмена теплопроводностью, $\tau_{эфф} \vec{v}$ – теплота, выделяемая в результате внутреннего трения в вязкой жидкости. S_h – член, определяющий приток или отток энергии в результате действия источников теплоты в объеме.

В уравнении закона сохранения собственно энергия определяется, как:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}. \text{ Здесь эффективная энтальпия РТ: } h = \int_{T_n}^T C_p dT + \frac{p}{\rho}, \text{ где } T_n = 298,15 \text{ К.}$$

Переход к уравнениям в двухмерной постановке осуществляется аналогично преобразованию уравнения закона сохранения массы.

Дополнительные соотношения, примененные в расчетной модели с целью более точного описания процессов во внутреннем контуре двигателя, включают уравнения, составляющие модель турбулентности. Также введены соотношения, описывающие гидравлическое сопротивление материала регенератора и теплообмен материала регенератора с РТ, движение поршней ДС.

Для учета явлений, связанных с турбулентным течением РТ во внутреннем контуре двигателя, использовалась модель турбулентности $k - \varepsilon$ (Б. Лондер, Б. Шарма и др., 70-е годы 20-го века). Она предполагает введение дополнительных величин: турбулентной кинетической энергии k и скорости ее диссипации ε . Эти величины определяются из соотношений:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_m}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k;$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_m}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon.$$

Здесь G_k определяет увеличение кинетической энергии турбулентности в результате влияния средних градиентов скорости: $G_k = -\rho \bar{v}_i \bar{v}_j (\partial v_j / \partial x_i)$. Член G_b в общем случае определяет увеличение k в результате влияния взвешивающих сил. В рамках рассматриваемой задачи $G_b = 0$.

В соотношениях выше Y_m определяет влияние пульсаций, имеющих место при турбулентном течении сжимаемой жидкости: $Y_m = 2\rho\varepsilon M_m^2$. Здесь M_m - турбулентное число Маха: $M_m = \sqrt{k/a^2}$, где a - скорость звука в данных условиях среды. Таким образом, турбулентная вязкость в данной модели определяется, как: $\mu_m = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$.

Определенные эмпирическим путем значения констант модели: $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $C_\mu = 0,09$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$ (Б. Лондер, Б. Сполдинг, 1972 г.).

Для математического описания работы регенератора применен подход, представляющий регенератор в виде пористой зоны с характеристиками проницаемости, соответствующими данному материалу регенератора и типу набивки. Такой подход имеет меньшую точность по сравнению с прямым моделированием течения через насадку регенератора ввиду введения коэффициентов сопротивления, определяемых эмпирическим путем, однако отличается большей универсальностью, позволяя моделировать течение РТ через регенераторы любого типа, в том числе имеющие нерегулярную структуру набивки.

Пористая зона моделируется путем добавления источника в уравнение закона сохранения импульса. Величина источника вычисляется, как:

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \rho |v| v_j \right).$$

Здесь i - индекс, соответствующий пространственной координате (x, y, z), $|v|$ - полная скорость (модуль векторной суммы всех компонент), D и C - матрицы коэффициентов вязкого и инерционного сопротивления.

Для пористой зоны с однородной пористостью уравнение принимает вид: $S_i = - \left(\frac{\mu}{\kappa} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |v| v_j \right)$.

Здесь κ - проницаемость зоны, C_2 - коэффициент инерционного сопротивления (члены матриц D и C , в данном случае - диагональных).

Значения коэффициентов $1/\kappa$ и C_2 принимались исходя из опубликованных данных экспериментальных и расчетных исследований регенераторов различных типов (С. Шопфер, Д. Шендэйдж, 2011 и др.), а также собственного экспериментального исследования регенератора используемого типа.

Для учета теплообмена в регенераторе применялся метод, предполагающий введение дополнительного скалярного параметра, соответствующего температуре насадки регенератора, в зоне, соответствующей регенератору.

Коэффициент теплоотдачи определялся через определение значения критерия Нус-

сельта из соотношения: $Nu = 0,41Re^{0,6} \cdot Pr_{жс}^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_p}\right)^{0,25}$. Соотношение выбрано в пред-

положении, что материал регенератора организован в форме структурированных слоев проволочной сетки, имеющей характерный диаметр проволоки. $q = \alpha \cdot (T_p - T_{жс}) \cdot \bar{A}$. Здесь α - коэффициент теплоотдачи, определяемый с использованием значения критерия Нуссельта, вычисленного по предыдущему соотношению. Коэффициент \bar{A} характеризует плотность набивки регенератора, являясь соотношением между площадью поверхности и объемом пористого материала (m^2/m^3). Данный коэффициент является общепринятой характеристикой многих стандартных пористых материалов, используемых в регенераторах. Также его значение может быть определено аналитически (для структурированных материалов) или опытным путем.

Для учета влияния движения поршней двигателя применялся алгоритм изменения геометрии расчетной сетки и количества ячеек в ней в начале каждого шага дискретизации по времени. Выражение для скорости движения поверхности поршня, находящегося в охлаждаемой полости: $v = -\pi \cdot \sin(t \cdot c_v)$. Здесь t - время протекания процесса (за начальное положение принималась верхняя мертвая точка поршня охлаждаемой полости). c_v - максимальная скорость движения поршня, м/с. Аналогично для поршня, находящегося в нагреваемой полости: $v = -\pi \cdot \sin((t \cdot c_v) + \psi)$. Здесь ψ - фазовый угол отставания одного из поршней от другого, рад.

Суть численного решения уравнений законов сохранения состоит в применении метода интегрирования их в рамках контрольного объема. В результате уравнения принимают форму, в которой возможно их алгебраическое решение.

Пример уравнения переноса скалярной переменной в интегральной форме:

$$\int_V \frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} dV + \oint \rho \varphi \vec{v} d\vec{A} = \oint \Gamma_\varphi \nabla \varphi d\vec{A} + \int_V S_\varphi dV. \text{ Здесь } \varphi - \text{искомая переменная, } \Gamma_\varphi - \text{коэффициент ее диффузии, } S_\varphi - \text{величина ее источника, отнесенная к единице объема.}$$

В процессе численного расчета уравнение интегрируется в рамках контрольного объема, затем преобразуется в систему линейных уравнений переноса величины φ между соседними узловыми точками расчетной сетки, решение которых и дает искомые значения переменной в каждой узловой точке сетки.

Для пространственной дискретизации большей части основных переменных (составляющих скорости, температуры, плотности) применялась схема дискретизации первого порядка против потока. При ее применении предполагалось, что значение переменной в рамках всего контрольного объема равно ее значению в центральной точке объема, при этом для расчета значения использовались данные из соседнего объема в направлении, противоположном направлению нормальной скорости.

С целью согласования полей скоростей и давления с законом сохранения массы применялся алгоритм SIMPLE (Б. Сполдинг, С. Патанкар, 1970-е гг.), предполагающий коррекцию значений давления и компонент скорости в каждой ячейке расчетной сетки с использованием значений, полученных исходя из изменения массы вещества в контрольном объеме.

Для вычисления градиентов значений переменных между ячейками применялся метод наименьших квадратов. При этом в качестве крайних точек вектора, характеризую-

щего направление градиента, использовались центральные узловые точки соседних контрольных объемов.

Для дискретизации переменных по времени также применялась схема первого порядка против потока: $\frac{\varphi^{n+1} - \varphi^n}{\Delta t} = F(\varphi)$. Здесь φ - искомая переменная, n – номер текущего шага по времени, $F(\varphi)$ - функция, включающая в себя схему дискретизации переменной φ по пространству в той или иной форме.

Особенностью предлагаемой модели является решение задачи моделирования течения РТ в двухмерной постановке. Таким образом, расчетная сетка, общая геометрия которой повторяет геометрию внутреннего контура двигателя, состоит из плоских двухмерных элементов.

Расчетная модель внутреннего контура ДС была реализована в среде FLUENT 14.5. При моделировании течения РТ в зонах, соответствующих полостям расширения и сжатия, применялась расчетная сетка, геометрия которой (Рис. 1) повторяла геометрию полостей с максимальной точностью. При этом был разработан метод, позволяющей наиболее эффективно проводить расчет параметров течения в этих зонах, суть которого состоит в разделении области на зону упрощенной геометрии, а также одну или несколько зон более сложной геометрии. Таким образом, появилась возможность организовать процесс изменения геометрии расчетной сетки оптимальным образом.

При решении данной задачи было учтено, что, в связи с особенностями объекта исследования и примененного метода расчета теплообмена существовала вероятность получения недостоверных значений при неверно выбранном шаге по времени. Это предопределило выбор шага по времени, меньшего, нежели период, за который достигается тепловое равновесие между твердым материалом насадки и жидким РТ в регенераторе.

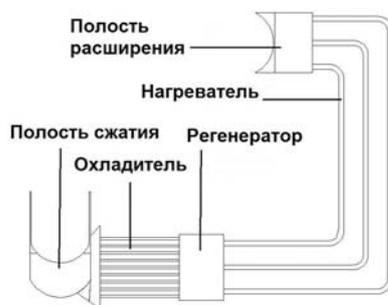


Рис.1. Общий вид двухмерной модели внутреннего контура

В главе также приведены результаты предварительных расчетов с использованием отдельных элементов составленной расчетной модели, подтверждающие её адекватность.

В **Главе III** «Численное исследование процессов тепло- и массообмена во внутреннем контуре двигателя Стирлинга» изложены сведения о реализации предлагаемой модели.

Проведено численное исследование процессов во внутреннем контуре двигателя на установившемся режиме работы. Описаны основные характеристики исследуемого двигателя и РТ, условия однозначности, заданные при проведении численного эксперимента.

Основные геометрические параметры прототипа, использовавшиеся при построении геометрии расчетной области, приведены в таблице 1. При задании граничных условий учитывались данные физических экспериментов, а также данные о работе двигателей схожих типов и их систем.

В качестве РТ при проведении численных расчетов использовался воздух. Сжимаемость РТ учитывалась путем использования уравнения состояния идеального газа. Зависимость вязкости РТ от температуры учитывалась путем применения формулы Сазерленда.

Было установлено условие непроницаемости всех стенок внутреннего контура для РТ и условие равенства нулю модуля вектора скорости во всех узловых точках расчетной сетки, располагавшихся на стенках контура.

Таблица 1. Основные геометрические параметры прототипа.

Величина	Единицы измерения	Значение
Диаметр цилиндра расширения	м	0,05
Диаметр цилиндра сжатия	м	0,05
Ход поршня в полости расширения	м	0,03
Внутренний диаметр трубок охладителя	м	0,002
Длина трубок охладителя	м	0,075
Внутренний диаметр трубок нагревателя	м	0,004
Средняя длина трубок нагревателя	м	0,33072
Диаметр регенератора	м	0,055
Длина регенератора	м	0,037

На поверхностях, соответствующих внутренним стенкам трубок охладителя, задавалась температура - 305 К. На поверхностях, через которые осуществлялся подвод теплоты к РТ, поле температуры задавалось в соответствии с экспериментальными данными о работе нагревателя прототипа. Было задано линейное изменение температуры от 600 до 700 К по мере удаления от оси цилиндра расширения в направлении вертикальной оси расчетной модели внутреннего контура.

Частота вращения коленчатого вала, достигнутая в ходе физических экспериментов и задаваемая при численном моделировании, составила 300 об/мин.

Для моделирования работы регенератора применялась модель протекания РТ через зону, заполненную пористым материалом. При этом на основании данных о характеристиках регенераторов схожей конструкции, а также экспериментальных данных, полученных в данной работе, были установлены коэффициенты вязкого сопротивления $\frac{1}{\kappa} = 8 \cdot 10^6$ 1/м, инерционного сопротивления $C_2 = 650$ 1/м во всей зоне, соответствующей регенератору, в обоих направлениях. Пористость зоны (относительный объем каждой ячейки расчетной сетки, занятый жидкостью) равнялась 0,675. Расчет процессов теплообмена между материалом насадки регенератора и РТ велся по методике, описанной выше.

Теоретическая максимальная размерность расчетной сетки составила 6132 ячейки. За начальный момент времени при проведении численного эксперимента был принят момент равенства нулю скорости поршня в полости расширения при его нахождении в нижней мертвой точке. В качестве начальных значений при инициализации полей физических величин, характеризующих рассматриваемые процессы, принимались следующие значения: давление РТ во внутреннем контуре $2 \cdot 10^5$ Па; температуры РТ во всем контуре и материала насадки регенератора 550 К. При задании начальных значений величин учитывались условия проведения и данные физических экспериментов. С целью достижения установившегося режима работы двигателя моделировалась его работа в течение 20 полных рабочих циклов.

Полученное в ходе численного расчета поле давлений РТ во внутреннем контуре представлено на рисунке 2. На рисунке 3 представлены полученные зависимости массовых расходов РТ через различные сечения во внутреннем контуре (см. рисунок 2) в зависимости от угла поворота коленчатого вала двигателя.

Достоверность и адекватность полученных данных подтверждена в ходе проведения проверочных расчетов, а также сопоставления результатов численного исследования с собственными экспериментальными данными и данными расчетов и экспериментов других авторов. На рисунке 4 представлено сопоставление графиков зависимости давления РТ в полостях расширения и сжатия от угла поворота коленчатого вала двигателя.

Предложенный метод дает возможность проведения расчетов по оптимизации характеристик теплообменных аппаратов, регенератора, внутреннего контура двигателя в короткие сроки и с большой точностью. В рамках данной работы было проведено параметрическое исследование с целью определения оптимального для данного двигателя типа набивки регенератора. На рисунке 5 показаны скоростные характеристики двигателя при применении регенераторов различных типов, полученные в ходе численных расчетов.

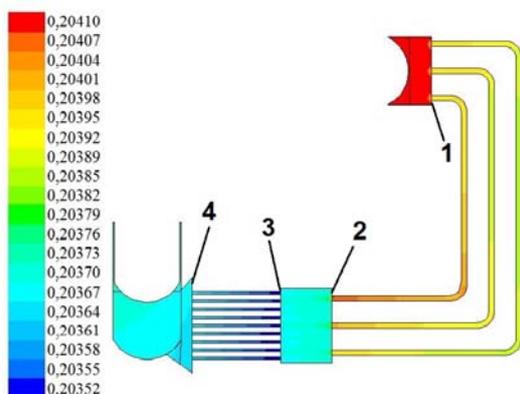


Рис. 2. Поле давлений РТ (МПа) при $\varphi=0^\circ$

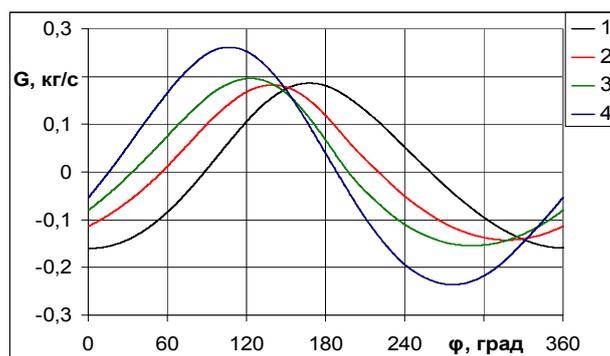


Рис. 3. Графики изменения массовых расходов РТ

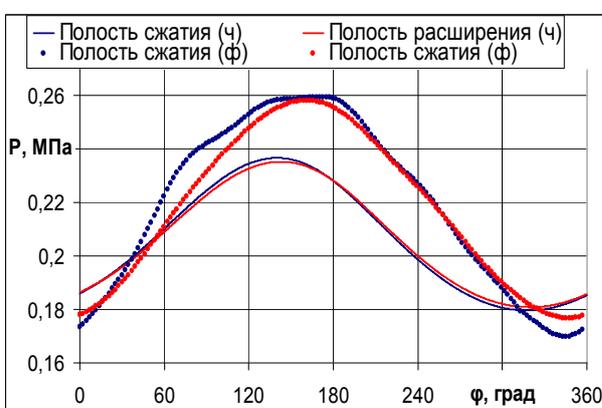


Рис. 4. Индикаторные диаграммы ДС, полученные в результате численного (ч) и физического (ф) экспериментов

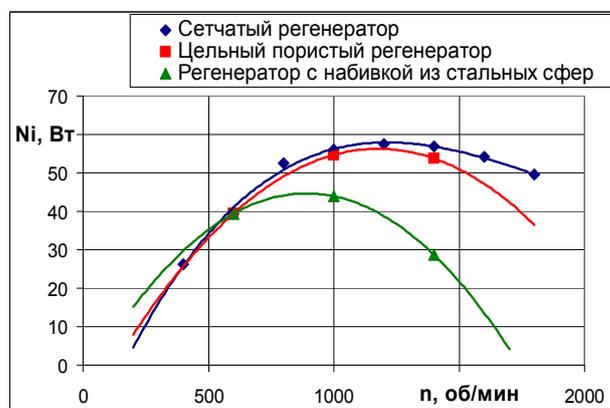


Рис. 5. Графики зависимости индикаторной мощности ДС от частоты вращения коленчатого вала при применении трех различных конструкций регенератора

Из графиков видно качественное соответствие данных численного и физического экспериментов. Количественное расхождение находится в пределах 10% и, видимо, связано с неточностью получения экспериментальных данных.

В результате численного расчета были получены значения основных теплофизических параметров РТ во всех точках внутреннего контура за цикл. Сделаны выводы о влиянии гидравлических характеристик внутреннего контура двигателя на рабочий цикл. Дав-

ления РТ, меняясь в течение рабочего цикла, различаются меньше в отдельных полостях внутреннего контура в каждый момент времени.

В Главе IV «Экспериментальное исследование процессов тепло- и массообмена во внутреннем контуре двигателя Стирлинга» приводятся сведения об экспериментальных работах по определению характеристик ДС и теплообменных аппаратов.

Целью проведенных физических экспериментов было уточнение и проверка достоверности модели. В связи с этим решались следующие задачи:

- Снятие индикаторных диаграмм ДС, определение величины гидравлических потерь во внутреннем контуре ДС и оценка их влияния на параметры ДС;
- Исследование процессов теплообмена и определение величины гидравлических потерь в трубчатых теплообменных аппаратах;
- Определение величины гидравлических потерь в регенераторах.

Для определения гидравлических характеристик внутреннего контура и снятия индикаторной диаграммы проводились испытания с применением описанного стенда, включающего ДС. Принципиальная схема установки показана на рисунке 6.

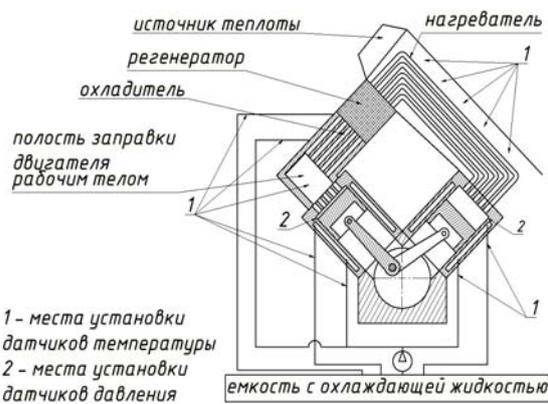


Рис. 6. Принципиальная схема установки для снятия индикаторных диаграмм ДС

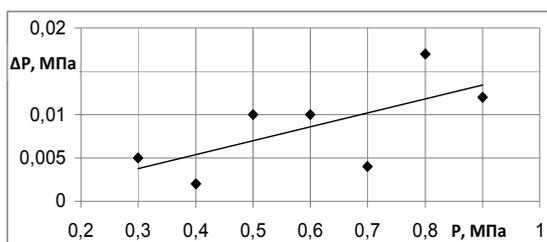


Рис. 8. Зависимость падения давления в регенераторе от давления на входе

В ходе экспериментов были получены индикаторные диаграммы (см. рис. 5), а также изучены гидравлические характеристики внутреннего контура ДС. Было выявлено, что в данном ДС при давлении заправки внутреннего контура рабочим телом 1 МПа и частоте вращения коленчатого вала двигателя 1400 об/мин мощность гидравлических потерь может превышать 200 Вт.

Схема установки, использовавшейся для определения гидравлических и теплофизических характеристик теплообменных аппаратов, представлена на рисунке 7.

Для определения гидравлических потерь в трубчатом и набивном теплообменных аппаратах проводились измерения давления на выходах из теплообменных аппаратов при

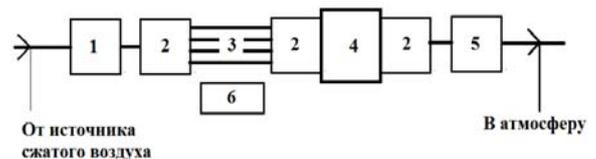


Рис. 7. Схема установки для определения гидравлических и теплофизических характеристик теплообменных аппаратов: 1 - электромеханический пневмораспределитель; 2 - измерительный блок с подключенными манометром и датчиком температуры; 3 - теплообменный аппарат; 4 - регенератор; 5 - расходомер; 6 - источник теплоты

прохождении через них потока воздуха при различных значениях входного давления. На рисунке 8 показана зависимость падения давления в набивном теплообменном аппарате от давления на входе в аппарат.

В ходе экспериментов были изучены гидравлические характеристики регенератора (одного из основных элементов внутреннего контура ДС) в том числе в условиях пульсирующего потока. Полученные значения падения давления использовались для расчета коэффициентов сопротивления материала набивки регенератора при проведении численного эксперимента.

Также были изучены процессы теплообмена в трубчатом теплообменном аппарате. Результаты экспериментов использовались для проверки достоверности результатов численного расчета.

В **Заключении** приведены выводы, сделанные по итогам численного и экспериментального исследования процессов тепло- и массообмена во внутреннем контуре ДС. Выявленные закономерности использованы для выработки рекомендаций по моделированию процессов во внутреннем контуре и проектированию двигателей рассматриваемого типа.

ВЫВОДЫ

1. Проведенный анализ работ в области исследований рабочих процессов ДС выявил актуальность исследования и необходимость проведения дальнейшего моделирования процессов в их внутреннем контуре.
2. Предложенная расчетная модель внутреннего контура ДС позволяет с достаточной точностью производить моделирование и оптимизационные расчеты процессов тепло- и массообмена во внутреннем контуре. Проведенная оценка результатов численного эксперимента подтвердила достоверность полученных данных и применимости используемых методов для исследования процессов во внутреннем контуре ДС.
3. По результатам численного эксперимента установлено, что мощность гидравлических потерь во внутреннем контуре на моделируемом режиме работы находится в пределах 30 Вт, что обуславливает расхождение между давлениями РТ в различных полостях контура на одном шаге по времени в пределах 0,003 МПа. Выявлено, что различие между температурами материала набивки регенератора в различных его точках на одном шаге по времени не превышает 3 К. Численный эксперимент подтвердил возможность использования модели для проведения расчетов с целью оптимизации внутреннего контура ДС.
4. Параметрическое исследование показало целесообразность применения регенеративного теплообменного аппарата с набивкой из стальной сетки с ячейками квадратной формы шириной 3 мм, из проволоки толщиной 1 мм, в ДС данной и схожих конструкций и размерностей. Данный тип материала насадки обеспечивает оптимальное сочетание теплофизических и гидравлических характеристик по сравнению с другими доступными для анализа типами, что приводит к улучшению индикаторных показателей двигателя в широком диапазоне режимов работы, в том числе на режимах максимальной мощности и максимального КПД. Для двигателей, работающих преимущественно на низких частотах вращения коленчатого вала, целесообразно применение других типов материала насадки, таких, как цельный пористый материал на основе бронзы, обеспечивающих лучшие теплофизические характеристики.

5. Физический эксперимент по определению гидравлических потерь внутреннего контура ДС выявил зависимости мощности гидравлических потерь от частоты вращения коленчатого вала двигателя и уровня давления РТ в контуре. Мощность гидравлических потерь достигала 210 Вт при давлении РТ 1 МПа и частоте вращения 1400 об/мин для двигателя мощностью 1 кВт. Получены индикаторные диаграммы двигателя на различных режимах его работы. Расхождение между значениями давления РТ в контуре, полученными в ходе численных и физических экспериментов, находится в пределах 10%.
6. Физические эксперименты на модельных установках позволили изучить гидравлические характеристики основных элементов внутреннего контура ДС, а именно трубчатого и набивного теплообменных аппаратов. Значение падения давления в трубчатом теплообменном аппарате при входном давлении 0,3 МПа, равное 0,01 МПа, позволило определить коэффициенты сопротивления набивки регенератора, использовавшихся при проведении численного эксперимента. Результаты экспериментов использовались также для проверки достоверности и адекватности результатов численного расчета.
7. Задачами дальнейших исследований являются: расширение возможностей модели для математического описания работы двигателей других компоновочных модификаций, свободнопоршневых ДС и ДС с жидкими поршнями; составление модели процессов тепло- и массообмена в ДС, полностью описывающей процессы во внутреннем контуре двигателей как с прямым, так и с непрямым подводом теплоты; проведение экспериментальных работ для получения данных, дающих возможность дальнейшего повышения точности моделирования.

По теме исследования опубликованы следующие работы:

Работы, опубликованные в перечне периодических научных изданий, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ:

1. Абакшин А.Ю. Двигатели с внешним подводом теплоты (Ч. I) / А.Ю. Абакшин, С.Н. Яковлева, В.П. Бреусов, М.И. Куколев // Двигателестроение, 2009. - №3(237). – С. 41-44.
2. Абакшин А.Ю. Двигатели с внешним подводом теплоты (Ч. II) / А.Ю. Абакшин, С.Н. Вильдяева, В.П. Бреусов, М.И. Куколев // Двигателестроение, 2009. - №4(238). – С. 41-45.
3. Абакшин А.Ю. Двигатели с внешним подводом теплоты (Ч. III) / А. Ю. Абакшин, С.Н. Вильдяева, В.П. Бреусов, М.И. Куколев // Двигателестроение, 2009. - №4(238). – С. 41-45.
4. Ноздрин Г.А. Учет влияния дополнительных объемов при расчете двигателей с внешним подводом теплоты по циклу Шмидта / Г.А. Ноздрин, М.И. Куколев, А. Ю. Абакшин // Научно-технические ведомости СПбГПУ, 2012. - №2-2(1477). - С. 59 - 625.
5. Абакшин А. Ю. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена в цилиндрах двигателя с внешним подводом теплоты / А. Ю. Абакшин, Г.А. Ноздрин, М.И. Куколев // Научно-технические ведомости СПбГПУ, 2012. — №2-2(1477). — с.164-167.
6. Кукис В.С. Перспективы улучшения характеристик двигателя Стирлинга / В.С. Кукис, М.И. Куколев, А.И. Костин, В.С. Дворцов, Г.А. Ноздрин, А.Ю. Абакшин // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — с. 3 - 6.

Статьи:

7. Абакшин А Ю. Моделирование процессов тепло- и массообмена в тепловой тру-

бе системы нагрева ДВПТ / А.Ю. Абакшин, С.Н. Вильдяева, В.П. Бреусов, С.В. Булович, М.И. Куколев // Материалы междунар. науч.-тех. конф. «Улучшение эксплуатационных показателей автомобилей, тракторов и двигателей»– СПб: СПбГАУ., 2010.– С. 56 – 60.

8. Абакшин А. Ю. Моделирование элементов ДВПТ в среде Fluent / А. Ю. Абакшин, Г.А. Ноздрин, С.Н. Вильдяева // Материалы XXX отраслевой науч.-тех. конф. молодых специалистов «Морское подводное оружие. Морские подводные роботы – вопросы проектирования, конструирования и технологий. МПО-МС-2011». – СПб.: ОАО «Концерн «Морское подводное оружие – Гидроприбор», 2011. – С. 43-50.

9. Ноздрин Г.А. Разработка расчетной модели ДВПТ / Г.А. Ноздрин, С.Н. Вильдяева, А. Ю. Абакшин // Материалы IX молодежной науч.-тех. конф. «Взгляд в будущее – 2011». – СПб: ОАО «ЦКБ МТ «Рубин», 2011. – С. 315 – 321.

10. Абакшин А. Ю. Численное моделирование элементов систем ДВПТ / А. Ю. Абакшин, Г.А. Ноздрин С.Н. Вильдяева // Материалы IX молодежной науч.-тех. конф. «Взгляд в будущее – 2011». – СПб: ОАО «ЦКБ МТ «Рубин». СПб, 2011. – С. 377 – 382.

11. Абакшин А. Ю. Разработка стенда для испытаний двигателя с внешним подводом теплоты / А.Ю. Абакшин, Г.А. Ноздрин, В.С. Дворцов // Материалы XXXI отраслевой науч.-тех. конф. молодых специалистов «Морское подводное оружие. Морские подводные роботы – вопросы проектирования, конструирования и технологий. МПО-МС-2011». – СПб.: ОАО «Концерн «Морское подводное оружие – Гидроприбор», 2011.– С. 59-62.

12. Абакшин А. Ю. Численное определение скоростных характеристик двигателя Стирлинга / А. Ю. Абакшин, М. И. Куколев // сб. науч. трудов по материалам Международной науч.-практ. конф. «Альтернативные источники энергии на автомобильном транспорте: проблемы и перспективы рационального использования» – Воронеж: ФГБОУ ВПО «ВГЛТА». – 2014. – Т. 1 – с. 13-20.

Тезисы докладов:

13. Абакшин А. Ю. Моделирование системы нагрева ДВПТ / А. Ю. Абакшин, С.Н. Вильдяева, В.П. Бреусов, С.В. Булович, М.И. Куколев // Материалы междунар. науч.-практ. конференции «XXXVIII Неделя науки СПбГПУ» - Ч.III. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – С. 8-9.

14. Абакшин А. Ю. Моделирование работы тепловой трубы в составе нагревателя двигателя Стирлинга / А. Ю. Абакшин, С.Н. Вильдяева, В.П. Бреусов, С.В. Булович, М.И. Куколев // Материалы XIV Всероссийской конференции «Фундаментальные исследования и инновации в технических университетах» – Том 1. – СПб: Изд-во СПбГПУ, 2010. – С. 180-182.

15. Абакшин А. Ю. Численное моделирование внутреннего контура двигателя внешнего подвода теплоты // Материалы XV Всероссийской конференции «Фундаментальные исследования и инновации в технических университетах» – Том 2. – СПб: Изд-во СПбГПУ, 2011. – С. 4-7.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

A - площадь, м²;

C_p - изобарная теплоемкость, Дж/К;

Nu – критерий Нуссельта;

p - давление, Па;

P_r - критерий Прандтля;

q - плотность теплового потока, Вт/м²;

Re - критерий Рейнольдса;

T - температура, К;

t - время, с;

V - объем, м³;

v - скорость, м/с;

ρ - плотность, кг/м³.