



ПОЛИТЕХ
Санкт-Петербургский
политехнический университет
Петра Великого

На правах рукописи

Пацей Павел Сергеевич

**Улучшение топливно-экономических и экологических
показателей газового двигателя применением закрутки
заряда на впуске и выбором формы камеры сгорания**

05.04.02 - Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург

2021

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Научный руководитель: **Галышев Юрий Витальевич**
доктор технических наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения, ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого».

Официальные оппоненты: **Иванченко Александр Андреевич**
доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания и автоматики судовых энергетических установок ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова», г. Санкт-Петербург

Зейнетдинов Рахимулла Арифуллович
кандидат технических наук, доцент кафедры тракторы, автомобили и технический сервис ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный аграрный университет», г. Санкт-Петербург

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», г. Москва

Защита диссертации состоится «21» декабря 2021 года в 16.00 на заседании диссертационного совета У.05.04.02 при ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» по адресу: 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, Главный учебный корпус аудитория 130.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»: <https://www.spbstu.ru/science/the-department-of-doctoral-studies/defences-calendar/>

Автореферат диссертации разослан « 29 » октября 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
У.05.04.02, д.т.н., доцент



Р.Ю. Добрецов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Проектирование газовых поршневых двигателей, обеспечивающих высокие эффективные и экологические показатели, является одной из актуальных задач современного двигателестроения. В России разработана и реализуется государственная программа по расширению использования природного газа в качестве газомоторного топлива. Несмотря на большое количество инженерных разработок, направленных на создание газовых двигателей, до сих пор остаются недостаточно исследованные вопросы, касающиеся особенностей организации рабочего процесса, в частности влияния вихревого движения воздушного заряда на топливно-экономические и экологические показатели газового двигателя. Повышение уровня турбулентности в цилиндре перед началом процесса сгорания смеси особенно важно для газовых двигателей, работающих на обедненной смеси. Это достигается организацией вихревого движения в цилиндре (вертикальный, горизонтальный вихрь, squish течение) путем проектирования впускных каналов специальной формы, а также изменением геометрии камеры сгорания.

В настоящее время особое значение при проектировании поршневых газовых двигателей приобретает математическое моделирование процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре двигателя, что обеспечивает сокращение времени и материальных затрат на экспериментальную доводку рабочего процесса двигателя.

В связи с вышесказанным разработана математическая модель и расчетной методики на основе численного моделирования газодинамических процессов и процесса сгорания в цилиндре газового двигателя, позволяющей исследовать влияние формы камеры сгорания и впускных каналов на показатели газового двигателя и оптимизировать его рабочий процесс, является актуальной задачей.

Цель и задачи исследования:

Цель работы: Улучшение топливно-экономических и экологических показателей газового двигателя применением закрутки заряда на впуске и выбором формы камеры сгорания на основе численного моделирования газодинамических процессов и процесса сгорания в цилиндре газового двигателя.

Для достижения поставленной цели были решены следующие *основные задачи*:

- Разработка нестационарной трехмерной математической модели рабочего процесса газопоршневого двигателя с искровым зажиганием, и ее верификация с использованием результатов стендовых испытаний и данных, полученных из литературных источников.
- Разработка методики расчетного исследования влияния конструктивных (форма камеры сгорания, степень сжатия, форма впускных каналов, интенсивность вихревого движения заряда) и регулировочных (угол опережения зажигания, коэффициент избытка воздуха) параметров на топливно-экономические и экологические показатели газового двигателя, и

на возникновение детонации, основанная на численном нестационарном трехмерном моделировании рабочего процесса в газопоршневом двигателе.

- Проведение экспериментальных исследований рабочего процесса газопоршневого двигателя с искровым зажиганием на испытательном стенде.
- Разработка методики профилирования впускных каналов, основанная на численном трехмерном моделировании статической и динамической продувки впускных каналов.
- Исследование влияния конструктивных (степень сжатия, форма камеры сгорания, форма впускных каналов, интенсивность вихревого движения заряда) и регулировочных (угол опережения зажигания) параметров на рабочие и экологические показатели (образование NO_x) газопоршневого двигателя и возникновение детонации в камере сгорания.
- Выработка рекомендаций по конструктивным и регулировочным параметрам для проектирования газопоршневых двигателей с искровым зажиганием.

Объект исследований: газопоршневой двигатель с искровым зажиганием 12ЧН15/17,5 для карьерного самосвала БЕЛАЗ, работающий на обедненной смеси.

Предмет исследования: рабочий процесс газопоршневого двигателя, влияние конструктивных и регулировочных параметров на показатели двигателя.

Научная новизна:

- Разработана методика профилирования впускных каналов, основанная на численном трехмерном моделировании статической и динамической продувки впускных каналов двигателя.
- Разработана нестационарная трехмерная математическая модель, описывающая рабочий процесс в цилиндре газопоршневого двигателя с искровым зажиганием.
- Разработана методика исследования влияния конструктивных (форма камеры сгорания, степень сжатия, форма впускных каналов, интенсивность вихревого движения заряда) и регулировочных (угол опережения зажигания, коэффициент избытка воздуха) параметров на топливно-экономические и экологические показатели газового двигателя, и на возникновение детонации, основанная на численном нестационарном трехмерном моделировании рабочего процесса в газопоршневом двигателе с искровым зажиганием.
- Получены зависимости амплитуды колебания локального давления в камере сгорания газового двигателя от степени сжатия ϵ , позволяющие судить об интенсивности детонации.
- Получены новые данные о влиянии формы впускных каналов и камеры сгорания на показатели поршневого газового двигателя.

Теоретическая и практическая значимость:

- Разработана методика профилирования впускных каналов двигателя, способная предсказать число закрутки заряда при проектировании впускных каналов.
- Разработана математическая модель, способная с достаточной точностью спрогнозировать возникновение режимов детонации, топливно-экономические и экологические показатели газопоршневого двигателя с искровым зажиганием.
- Полученная на основе разработанной математической модели методика исследования влияния конструктивных и регулировочных параметров на показатели двигателя, позволяет на стадии проектирования определять их обоснованный выбор, обеспечивающий высокие топливно-экономические и экологические показатели газопоршневых двигателей с искровым зажиганием, а также избежать возникновения детонации при работе двигателя.
- Предложены практические рекомендации по оптимальному сочетанию конструктивных (форма камеры сгорания, форма впускных каналов, степень сжатия) и регулируемых (угол опережения зажигания) параметров, позволяющих избежать режимов детонации и способствующих улучшению топливно-экономических и экологических показателей газового двигателя.

Методология и методы исследования. Численное моделирование статической и динамической продувки впускных каналов газопоршневого двигателя и рабочего процесса газопоршневого двигателя с искровым зажиганием выполнялось в программах Ansys Fluent и ANSYS Forte, основанных на методе конечных объемов. Разработанная математическая модель рабочего процесса газопоршневого двигателя с искровым зажиганием была верифицирована на основе экспериментальных индикаторных диаграмм, полученных из литературных источников, и данных, полученных на основе проведенных стендовых испытаний двигателя, работающего на газомоторном топливе.

Положения, выносимые на защиту:

- Методика профилирования впускных каналов, основанная на численном трехмерном моделировании статической и динамической продувки впускных каналов.
- Математическая модель, описывающая турбулентное течение, сгорание смеси и образование вредных веществ в цилиндре газопоршневого двигателя с искровым зажиганием.
- Методика расчетного исследования влияния конструктивных (форма камеры сгорания, степень сжатия, форма впускных каналов, интенсивность вихревого движения заряда) и регулировочных (угол опережения зажигания, коэффициент избытка воздуха) параметров на топливно-экономические и экологические показатели газового двигателя, и возникновение детонации, основанная на численном нестационарном трехмерном моделировании рабочего процесса в газопоршневом двигателе.

- Практические рекомендации по оптимальному сочетанию конструктивных (форма камеры сгорания, форма впускных каналов, степень сжатия) и регулируемых (угол опережения зажигания) параметров, позволяющих избежать режимов детонации и способствующих улучшению топливно-экономических и экологических показателей газового двигателя размерности 15/17,5.

Достоверность результатов исследования обуславливается:

- Использованием фундаментальных законов и уравнений газодинамики, теплофизики и теории горения с соответствующими граничными условиями, современных численных методов реализации математических моделей.
- Результатами экспериментальных работ, полученных на испытательном стенде с использованием поверенного измерительного оборудования.
- Использованием известных экспериментальных данных по внутрицилиндровым процессам газовых двигателей, полученных во ВНИИГАЗе, в фирмах КАМАЗ, Volvo и др.

Реализация работы. Результаты научной работы внедрены на предприятиях ООО «Морские пропульсивные системы» и ООО «Уральский дизель-моторный завод».

Апробация работы:

По основным разделам диссертационной работы были сделаны доклады на:

- Научно-практическая конференция с международным участием «Неделя науки СПбПУ», Санкт-Петербург, СПбПУ, 2014–2018 гг.
- Корабельная энергетика: из прошлого в будущее: Всероссийский межотраслевой научно-технического форум. Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2017.
- Актуальные проблемы морской энергетика: Седьмая Всероссийская межотраслевая научно-техническая конференция в рамках Второго Всероссийского научно-технического форума «Корабельная энергетика: из прошлого в будущее». Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2018.
- Международная конференция: International scientific conference on energy, environmental and construction engineering (EECE-2018). Санкт-Петербург, 19–20 ноября 2018 г.

Основные положения диссертационной работы представлены в 12 печатных работах (4 статьи входит в список ВАК РФ) и в одной научной статье, опубликованной в сети (входит в список журналов Scopus).

Структура и объем работы. Диссертационная работа содержит 211 страницы машинописного текста, 144 рисунка, 31 таблицу, состоит из введения, 4-х глав, заключения и списка литературы из 193 наименований (119 из них относятся к зарубежным изданиям).

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность использования природного газа, в качестве альтернативного топлива для двигателей внутреннего сгорания. Обоснована актуальность работы, сформулированы цели и задачи исследования.

В первой главе приведён аналитический обзор работ, посвящённых теоретическому и экспериментальному изучению газопоршневых двигателей, выполненных отечественными и иностранными исследователями: Гайворонский А. И., Галышев Ю. В., Иващенко Н. А., Кавтарадзе Р. З., Марков В. А., Патрахальцев Н. Н., Фомин В. М., Хачиян А. С., Хмельницкий А. П., Heywood J., Johansson B., Olsson K. и др. Рассмотрено влияние турбулизации заряда в цилиндре двигателя на скорость сгорания смеси, на эффективные и экологические показатели двигателя, а также возможность управления этими процессами изменением конструктивных и регулировочных параметров двигателей. Проанализированы также работы исследовательских институтов и крупных автопроизводителей: ВНИИГАЗ, КАМАЗ, Volvo.

На основе выполненного анализа опубликованных работ по заданной тематике и потребностей современного двигателестроения были определены цель и основные задачи данной диссертационной работы, изложенные выше.

Вторая глава посвящена разработке и верификации *нестационарной трехмерной математической модели рабочего процесса газового двигателя с искровым зажиганием*. Разработанная модель описывает турбулентное движение и сгорание заряда в цилиндре газового двигателя с искровым зажиганием. Численная реализация модели осуществляется с применением программного комплекса Ansys Forte.

Рабочий процесс в газопоршневом ДВС с искровым зажиганием характеризуется сложным сочетанием физико-химических явлений. Приведена модель, описывающая турбулентное течение заряда и его сгорание в цилиндре двигателя, теплообмен между зарядом и стенками камеры сгорания, впускных и выпускных каналов.

Для описания нестационарного трехмерного турбулентного переноса в цилиндре двигателя, используется система уравнения Навье-Стокса в форме Рейнольдса, записанная для многокомпонентной смеси. В диссертации подробно описаны уравнение закона сохранения массы компонентов смеси, уравнение неразрывности смеси, уравнение сохранения энергии и уравнение состояния смеси.

Для замыкания системы уравнений Рейнольдса, нужно рассчитывать турбулентную вязкость ν_T , для этого используются модели турбулентности. В данной работе применяется RNG $k-\epsilon$ модель – улучшенная (и рекомендуемая) версия $k-\epsilon$ модели. Она получена на основе теоретического анализа уравнений Навье-Стокса (Re-Normalized Group (RNG) Method).

Рабочий процесс в поршневом двигателе с принудительным зажиганием характеризуется зажиганием пламени вблизи места искры с последующим распространением пламени в цилиндр двигателя. Для описания процесса искрового зажигания используется модель DPIK (Discrete Particle Ignition Kernel model). Для моделирования распространения полностью развитого турбулентного пламени в камере сгорания в ANSYS Forte используется G -equation модель. При подаче искры пламя имеет размер меньше характерного размера элемента расчетной сетки. Когда пламя достигает определенного размера происходит переключение от модели DPIK на G -equation модель.

G -equation модель состоит из системы осредненных по Фавру уравнений. Оно включает в себя уравнение для осредненного по Фавру \tilde{G} (1), и его дисперсии G^{n2} (2), а также модельное уравнение для отношения площади турбулентного к площади ламинарного пламени σ_T . Применение уравнения для σ_T приводит к явному выражению для скорости турбулентного пламени S_T . Перечисленные уравнения, вместе с осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса и уравнениями модели турбулентности, составляют полный набор уравнений, описывающих распространение турбулентного пламени в предварительно перемешанной смеси.

$$\frac{\partial \tilde{G}}{\partial \tau} + (\tilde{u} - \bar{u}_{vertex}) \cdot \nabla \tilde{G} = \frac{\bar{\rho}_u}{\rho_b} S_T^0 |\nabla \tilde{G}| - D_T \tilde{k} |\nabla \tilde{G}| \quad (1)$$

$$\frac{\partial G^{n2}}{\partial \tau} + \tilde{u} \cdot \nabla G^{n2} = \nabla_{\parallel} \cdot \left(\frac{\bar{\rho}_u}{\rho_b} D_T \nabla_{\parallel} G^{n2} \right) + 2D_T (\nabla \tilde{G})^2 - c_s \frac{\tilde{\epsilon}}{\tilde{k}} G^{n2} \quad (2)$$

где \tilde{G} – скаляр, описывающий контур фронта пламени, осредненный по Фавру; \tilde{u} – скорость течения; $(\tilde{u} - \bar{u}_{vertex})$ – осредненная по Фавру скорость распространения фронта пламени; ρ_u – локальная плотность несгоревшей смеси; ρ_b – локальная плотность сгоревшей смеси; S_T^0 – скорость турбулентного горения; D_T – коэффициент турбулентной диффузии; c_s – модельная константа; \tilde{k} – средняя кривизна фронта пламени, которую можно представить в виде:

$$\tilde{k}_M = \nabla \cdot \left(-\frac{\nabla \tilde{G}}{|\nabla \tilde{G}|} \right) \quad (3)$$

Расчет скорости турбулентного горения играет решающую роль при моделировании сгорания в искровом двигателе. В большинстве опубликованных корреляциях, при вычислении турбулентной скорости горения, важную роль занимает скорость ламинарного пламени смеси.

Ламинарная скорость пламени вычисляется по закону “power law”:

$$S_L^0 = S_{L,ref}^0 \left(\frac{T_u}{T_{u,ref}} \right)^a \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^\beta \quad (4)$$

где индекс *ref* означает нормальные условия (температура равна 298 K, давление 1 атм.), индекс 0 означает, что пламя плоское и нерастянутое. $S_{L,ref}^0$ вычисляется по формуле, предложенной Гюльдером :

$$S_{L,ref}^0 = \omega \phi^\eta \exp(-\zeta (\phi - \sigma)^2) \quad (5)$$

где ω , η , ζ и σ – коэффициенты, полученные при обработке экспериментальных данных. Для метана $\omega = 39,0542$; $\eta = -0,4333$; $\zeta = 6,0157$; $\sigma = 1,1$. Зависимость ламинарного пламени от температуры и давления учитывается с помощью коэффициентов α и β :

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 \phi^{\alpha_3} \quad (6)$$

$$\beta = \beta_1 + \beta_2 \phi^{\beta_3} \quad (7)$$

где ϕ – коэффициент избытка воздуха, $\alpha_1 = 2,98$; $\alpha_2 = -0,8$; $\alpha_3 = 1$; $\beta_1 = -0,38$; $\beta_2 = 0,22$; $\beta_3 = 1$.

Зависимость турбулентной скорости сгорания от скорости ламинарного пламени:

$$\frac{S_T^0}{S_L^0} = 1 + I_p \left\{ -\frac{a_4 b_3^2}{2b_1} \frac{\ell_I}{\ell_F} + \left[\left(\frac{a_4 b_3^2}{2b_1} \frac{\ell_I}{\ell_F} \right)^2 + a_4 b_3^2 \frac{u' \ell_I}{S_L^0 \ell_F} \right]^{1/2} \right\} \quad (8)$$

где S_L^0 – скорость ламинарного пламени; u' – средняя пульсационная скорость; a_4, b_1, b_3 – модельные константы, $a_4 = 0,78$, $b_1 = 1,5$, $b_3 = 1,0$; ℓ_I – характерный размер крупных вихрей; ℓ_F – толщина фронта пламени:

$$\ell_F = \frac{(\lambda/C_p)_0}{(\rho s_l^0)_u}, \quad (9)$$

где λ – коэффициент теплопроводности; C_p – теплоемкость.

I_p – переменная развития пламени :

$$I_p = \left[1 - \exp(-c_{m2}) \frac{t - t_0}{\tau} \right], \quad (10)$$

где c_{m2} – коэффициент развития пламени, модельная константа, относится к искровому зажиганию. Физический смысл переменной развития пламени таков, она моделирует, как все более возмущающее воздействие окружающих турбулентных вихрей влияет на поверхность фронта пламени ядра воспламенения, когда ядро воспламенения переходит из режима ламинарного пламени в режим полностью развитого турбулентного

пламени. C_{m2} – модельная константа, используется только при моделировании искрового зажигания, увеличения ее значения будет приводить к ускорению перехода от модели искрового зажигания к G-equation модели. t – текущее значение времени, t_0 – момент подачи искры, τ – время существования ядра пламени.

Для отслеживания роста ядра зажигания в программе Ansys Forte используется модель DPIK (Discrete Particle Ignition Kernel model). В данной модели местоположение поверхности ядра отслеживается лагранжевыми частицами. Плотность поверхности пламени получается из плотности частиц в каждой вычислительной ячейке. Предполагая, что температура внутри ядра является однородной, темп роста ядра описывается следующим уравнением:

$$\frac{dr_k}{dt} = \frac{\rho_u}{\rho_k} (S_{plasma} + S_T) \quad (11)$$

где r_k – радиус ядра, ρ_u – локальная плотность несгоревшей смеси; ρ_k – плотность газа внутри области ядра.

S_{plasma} вычисляется по выражению:

$$S_{plasma} = \frac{\dot{Q}_{spk} \cdot \eta_{eff}}{4\pi r_k^2 \left[\rho_u (u_k - h_u) + P \frac{\rho_u}{\rho_k} \right]} \quad (12)$$

Переход от модели ядра к G-equation модели контролируется сравнением радиуса ядра с критическим размером, который пропорционален локально усредненному значению характерного размера крупных вихрей:

$$r_k \geq C_{m1} \cdot l = C_{m1} \cdot 0.16 \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (13)$$

Для того чтобы в двигателе смоделировать процесс детонации, требующий описания низкотемпературных химических реакций, и образование вредных веществ (в том числе оксидов азота NOx), нужно использовать подробные механизмы химической кинетики сгорания метана в воздухе. В данной работе использовался известный механизм GRI-mech 3.0, разработанный для моделирования сгорания метана в воздухе. Механизм содержит 325 реакций, в реакциях участвует 53 различных веществ.

Верификация математической модели проводилась путем сравнения индикаторной диаграммы, полученной из литературного источника, с диаграммой, полученной в результате математического моделирования. Экспериментальные данные были взяты из работ Гайворонского А. И. и Кавтарадзе Р. З., в которых описаны результаты натурных испытаний, выполненных во ВНИИГАЗе, газопоршневого двигателя с искровым зажиганием. Испытания проводились на переведенном на газ дизельном двигателе, КамАЗ-740.13.Г-260. Газовый двигатель с искровым зажиганием

и турбонаддувом, диаметр цилиндра $D=120$ мм, ход поршня $S=120$ мм, степень сжатия $\varepsilon=11,25$, частота вращения вала в номинальном режиме $n=2240$ об/мин, коэффициент избытка воздуха $\alpha_B=1,29$.

Результаты моделирования показали, что при выбранных значениях коэффициентов $b_1=2,25$ и $c_{m2}=2,0$ расчетная диаграмма наиболее близка к экспериментальной диаграмме. Погрешность расчета для P_z составляет 0,74%.

Также верификация математической модели проводилась путем сравнения результатов численного моделирования с результатами натурных испытаний. Стендовые испытания проводились на двигателе ВАЗ-2111 с искровым зажиганием, переведенном на газ.

Полученные расчетные значения эффективной мощности и эффективного КПД совпадают в пределах 1 % со значениями, полученными в ходе натурных испытаний. Значение образования NO_x расходится с результатами стендовых испытаний в пределах 5%.

Разработанная нестационарная трехмерная математическая модель рабочего процесса в газопоршневом двигателе с искровым зажиганием, позволяет получить результаты моделирования близкие к экспериментальным данным. Это говорит о высокой точности выбранной модели и возможности ее использования для численного исследования рабочих процессов в газопоршневом двигателе с искровым зажиганием.

Третья глава посвящена описанию моторных испытаний двигателя ВАЗ-2111, которые проводились на испытательном стенде. Базовый вариант автомобильного бензинового двигателя ВАЗ-2111 был переоборудован в вариант, использующий газомоторное топливо – сжиженный нефтяной газ (СНГ) «пропан-бутан».

Общий вид стенда с двигателем ВАЗ-2111, оборудованного для испытаний газомоторного топлива изображен на рисунке 1.

В результате стендовых испытаний были определены эффективные и экологические показатели двигателя ВАЗ-2111 на различных режимах работы. Полученные результаты были использованы для верификации нестационарной трехмерной математической модели рабочего процесса газопоршневого двигателя с искровым зажиганием.

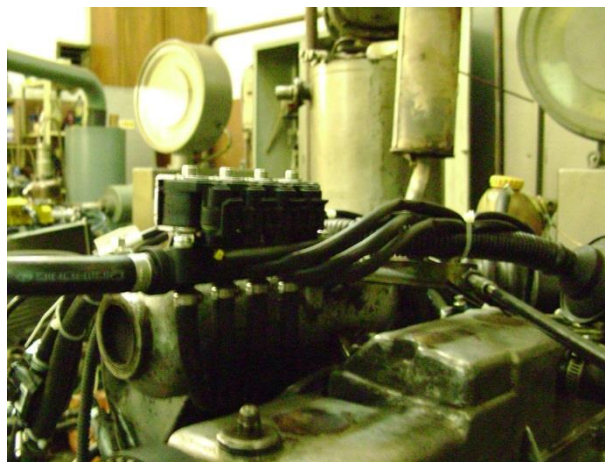


Рисунок 1 – Общий вид стенда с двигателем ВАЗ-2111, оборудованного для испытаний на газомоторном топливе

Четвертая глава посвящена анализу влияния конструктивных и регулировочных параметров на возникновение детонации, на топливно-

экономические и экологические показатели газопоршневого двигателя с искровым зажиганием.

Прототипом исследуемого двигателя является двигатель 15/17,5, разработанный ПАО «Звезда». Конструктивная схема проектируемого двигателя – 12V90, четырехтактный, V-образный, транспортный газовый двигатель с искровым зажиганием и турбонаддувом, частота вращения вала на номинальном режиме $n=1900$ об/мин, коэффициент избытка воздуха $\alpha_v=1,4$.

Профилирование тангенциальных каналов с помощью численного моделирования. В настоящей работе было предложено организовывать закрутку заряда на впуске с помощью тангенциального впускного канала. При профилировании тангенциального канала основными конструктивными параметрами, при заданном расположении горловины, являются угол входа α в плане и угол наклона β к оси в вертикальной плоскости. Исследовалось влияние углов α и β на процесс наполнения цилиндра двигателя и на закрутку заряда.

Сначала была проведена статическая продувка. В расчетную область были включены только тангенциальный канал и цилиндр двигателя (рисунок 2). Угол входа α изменялся от 0° до 15° , угол наклона β к оси изменялся от 25° до 40° . Результаты моделирования показали:

- Увеличение угла β приводит к увеличению массового расхода через канал, но при этом снижается абсолютная величина момента силы вихря, как следствие уменьшается вихревое число;

- При профилировании тангенциального канала для обеспечения максимальной степени закрутки необходимо увеличивать угол α и уменьшать угол β , при этом стоит отметить, что чрезмерное уменьшение угла β ведет к ухудшению расходных характеристик канала.

Следующим этапом было проведено моделирование статической продувки при работе двух каналов одновременно: тангенциального канала и канала наполнения (однофункционального). Был выбран вариант геометрии, соответствующий параметрам $\alpha=15^\circ$, $\beta=35^\circ$, как вариант, обеспечивающий достаточную величину закрутки при сравнительно небольшом гидравлическом сопротивлении.

Результаты моделирования показали, что вихревое число уменьшилось. Это связано с влиянием однофункционального канала.

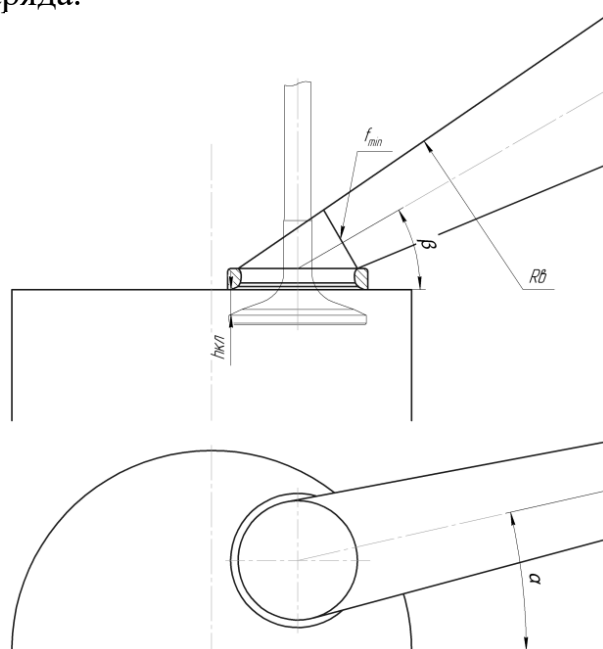


Рисунок 2 – Схема тангенциального канала

Заряд, поступающий из данного канала, оказывает сильное влияние на осевую составляющую скорости, что снижает закрутку заряда. При работе только тангенциального канала формируется организованное вихревое движение, при этом положение оси вихря близко к оси цилиндра. Это означает, что для более точного исследования влияния формы впускных каналов на вихревое число, в расчетную область нужно включать оба впускных канала.

При работе двух каналов одновременно течение в цилиндре становится более сложным, образуется два крупных вихря от действия каждого канала. При работе канала наполнения вместе с тангенциальным каналом массовый расход уменьшается на 11,9 %, по сравнению с вариантом, в котором работают два канала наполнения. Увеличивается гидравлическое сопротивление впускной системы, что может негативно повлиять на процесс наполнения.

Метод статической продувки позволяет, при сравнительно небольших вычислительных затратах, оценить аэродинамические характеристики каналов, но при этом он не дает представления об изменениях скорости течения смеси в цилиндре двигателя во время процесса наполнения. Для анализа изменения процесса наполнения необходимо провести нестационарный трехмерный расчет, моделирующий полностью процесс наполнения цилиндра двигателя, с учетом движения клапанов и поршня.

Было проведено моделирование процесса наполнения двигателя для вариантов геометрии тангенциального канала $0^\circ \leq \alpha \leq 15^\circ$, $0^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$. Замена одного однофункционального канала на тангенциальный позволило добиться значительной закрутки заряда на впуске. При наполнении цилиндра вихревое число увеличивается до некоторого значения, достигнув которого оно стабилизируется и меняется слабо (рисунок 3), что говорит о том, что в цилиндре установилось устойчивое вихревое течение.

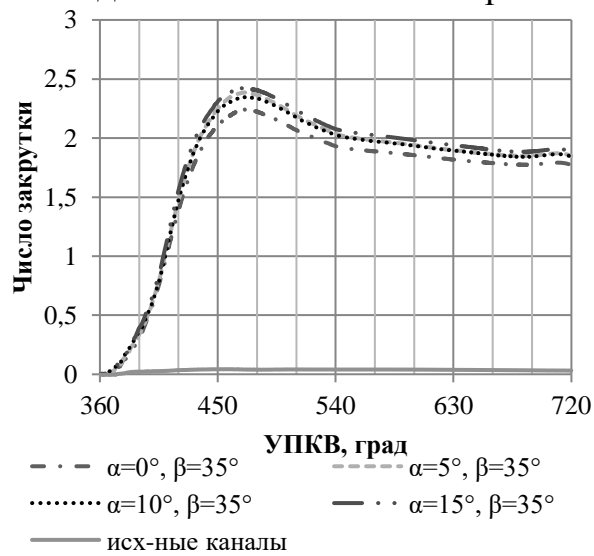


Рисунок 3 – Изменение вихревого числа в зависимости от угла поворота коленчатого вала

Вывод: статическая продувка не дает полной картины движения заряда внутри камеры сгорания. Моделирование процесса наполнения дает возможность точнее спрогнозировать влияние формы впускных каналов на гидравлическое сопротивление впускной системы, массу поступившего в цилиндр двигателя заряда, турбулизацию заряда и число закрутки.

Влияние степени сжатия на рабочий процесс газового двигателя. При проектировании газового двигателя с искровым зажиганием возникает

вопрос о выборе степени сжатия ϵ . При достижении порогового значения ϵ в камере сгорания возникает процесс детонации.

В данном параграфе диссертации приведено численное исследование зависимости амплитуды колебания локального давления в камере сгорания газового двигателя от степени сжатия ϵ , позволяющие судить об интенсивности детонации. При нестационарном трехмерном моделировании рабочего процесса газопоршневого двигателя использовалась подробная кинетика горения метана, которая включает в себя низкотемпературные химические реакции, позволяющие моделирование процесса детонации. Степень сжатия менялась в диапазоне от 11 до 15, использовалась плоская камера сгорания.

В качестве результатов численного исследования были получены значения P_z , T_z и A_{pmax} в зависимости от степени сжатия ϵ . A_{pmax} это максимальная амплитуда колебания локального значения давления. По значению A_{pmax} можно судить об интенсивности детонации.

При степени сжатия $\epsilon=11-11,5$ значение A_{pmax} не превышает 2,1 бар, детонация отсутствует, а P_z не превышает значения 122 бар. Детонация возникает при степени сжатия $\epsilon \geq 12$. Для данного газового двигателя, при УОЗ $=-30^\circ$, максимальное значение давления цикла P_z не должно превышать 122 бар (рисунок 4), для того чтобы избежать режима детонации.

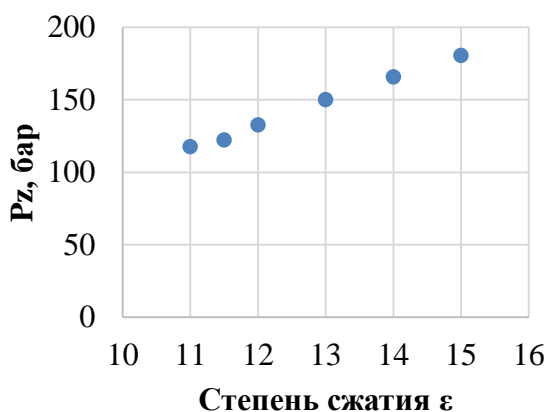


Рисунок 4 – Зависимость максимального давления цикла P_z от степени сжатия ϵ , УОЗ $=-30^\circ$ УПКВ

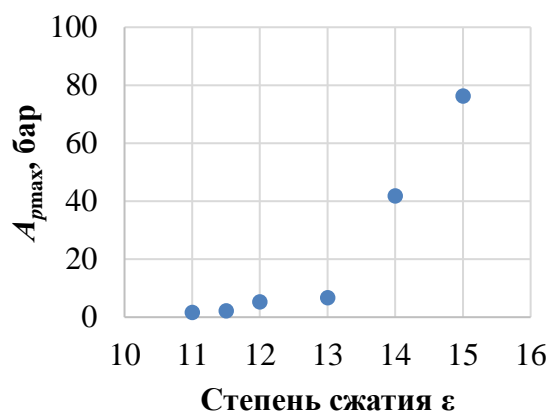


Рисунок 5 – Зависимость максимальной амплитуды колебания локального значения давления A_{pmax} от степени сжатия ϵ , УОЗ $=-30^\circ$ УПКВ

С увеличением степени сжатия возрастает максимальная температура цикла T_z , т. е. чрезмерное повышение степени сжатия значительно влияет также на теплонапряженное состояние деталей двигателя.

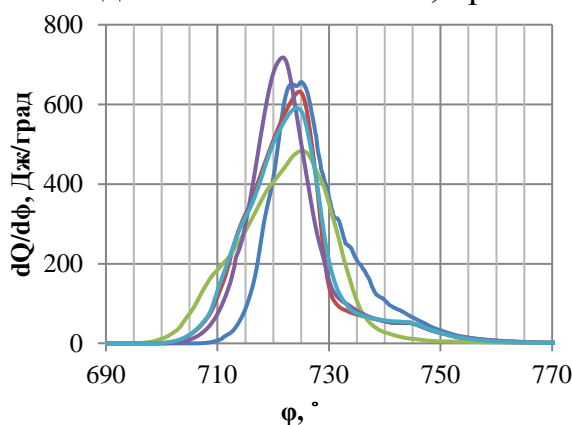
При степени сжатия $\epsilon=14-15$ амплитуда колебания локального значения давления в камере сгорания принимает значения от 42 до 76 бар (см. рисунок 5). Данные значения степени сжатия соответствуют развитому режиму детонации.

Далее в работе рассматривались камеры сгорания со степенью сжатия $\varepsilon=11$, чтобы избежать режима детонации.

Влияние формы камеры сгорания на топливно-экономические и экологические показатели газопоршневого двигателя. В этом параграфе диссертации проведен анализ результатов численного моделирования рабочего процесса газопоршневого двигателя с искровым зажиганием для 5 различных форм камеры сгорания: плоская, цилиндрическая, полусферическая, turbine и reentrant cylindric. В расчетную область включены впускные и выпускные каналы, моделируется рабочий процесс с фазами наполнения, сжатия, рабочего хода (воспламенение и сгорание смеси), до момента начала открытия выпускных клапанов.

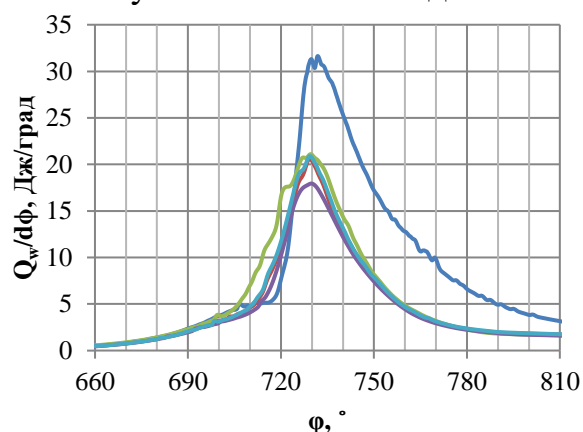
Камера сгорания reentrant cylindric по геометрическим соотношениям сильно отличается от остальных типов КС. Данная камера обладает самым большим значением squish соотношения, что должно приводить к более высокой турбулизации заряда во время фазы сжатия, а значит и повысить скорость сгорания смеси. В то же время у КС типа reentrant cylindric самое большое соотношение площади камеры сгорания к площади углубления, что приводит к более высоким тепловым потерям в стенки.

Камеры сгорания (рисунок 6) сильно отличаются друг от друга характером, продолжительностью, максимальным значением скорости тепловыделения и моментом, при котором наступает пик тепловыделения.



— Reentrant Cylindric, УОЗ=-14
 — Turbine, УОЗ=-22
 — Плоская, УОЗ=-26
 — Полусферическая, УОЗ=-20
 — Цилиндрическая, УОЗ=-22

Рисунок 6 – Изменение скорости тепловыделения в камере сгорания в зависимости от угла поворота коленчатого вала при УОЗ, соответствующему максимальному крутящему моменту



— Reentrant Cylindric, УОЗ=-14
 — Turbine, УОЗ=-22
 — Плоская, УОЗ=-26
 — Полусферическая, УОЗ=-20
 — Цилиндрическая, УОЗ=-22

Рисунок 7 – Изменение скорости передачи теплоты в стенки камеры сгорания в зависимости от угла поворота коленчатого вала, при УОЗ, соответствующему максимальному крутящему моменту

По графику (см. рисунок 7) изменения скорости передачи теплоты в стенки камеры сгорания в зависимости от угла поворота коленчатого вала видно, что КС типа reentrant cylindric теряет намного больше теплоты в стенки, чем другие КС. Это объясняет, почему у данной камеры сгорания

меньше среднее индикаторное давление и КПД. Для всех камер сгорания пик тепловых потерь наступает примерно в момент, соответствующий 730° УПКВ.

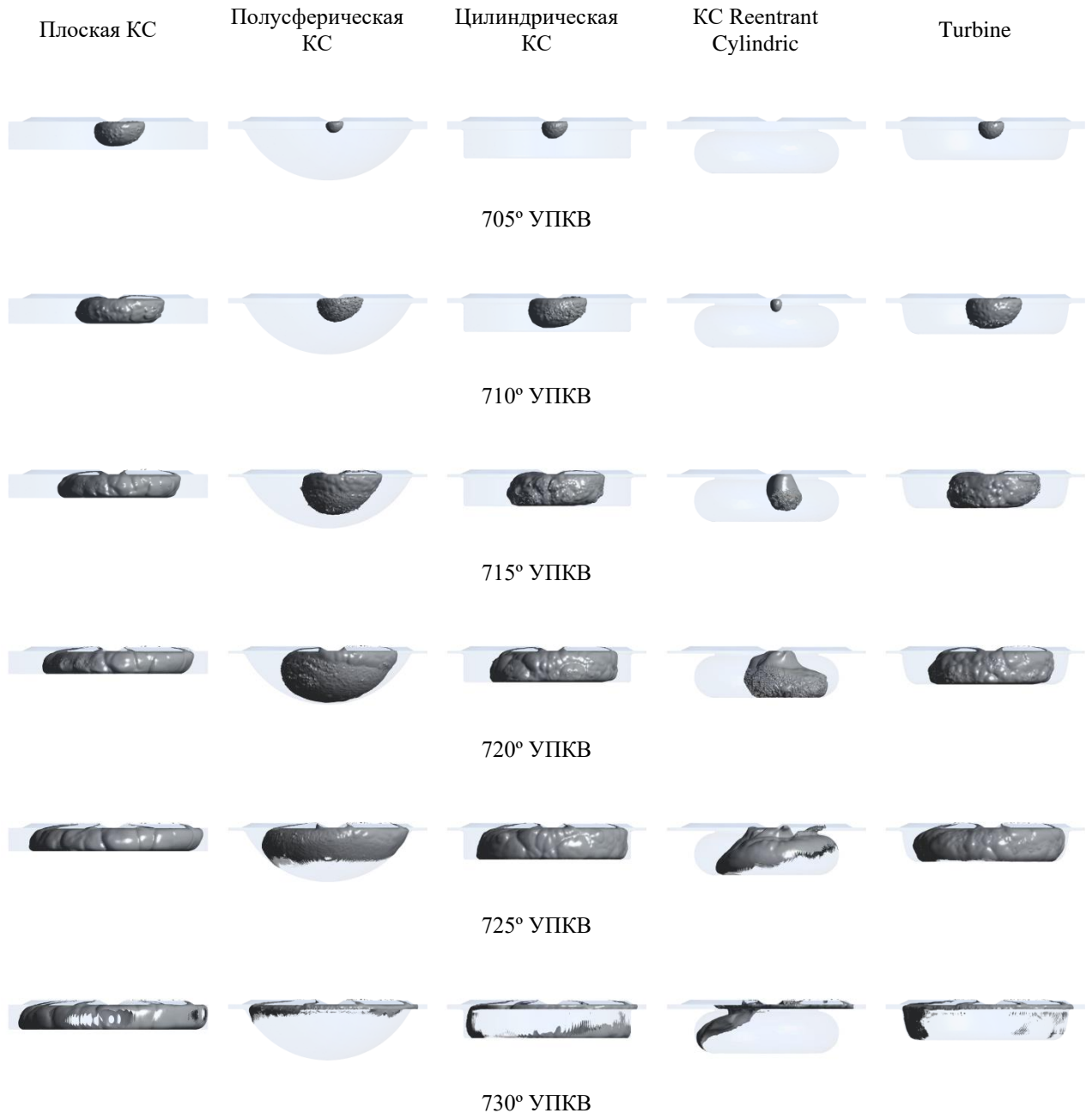


Рисунок 8 – Развитие поверхности фронта пламени в зависимости от значения УПКВ

Рисунок 8 показывает, что в момент, соответствующий 730° УПКВ, фронт пламени у всех КС подходит близко к поверхности камеры сгорания. Камера сгорания типа reentrant cylindric имеет самые высокие тепловые потери, так как обладает наибольшей площадью поверхности КС. Так как оксиды азота образуются при высокой температуре, большие тепловые потери в КС reentrant cylindric, приводят не только к понижению топливно-экономических показателей, но и к уменьшению количества образовавшихся оксидов азота.

Для каждой исследуемой камеры сгорания проводилась серия расчетов, в которой менялось значение угла опережения зажигания (рисунок 9). При сравнении топливно-экономических и экологических показателей газопоршневого двигателя, для каждой КС выбирался УОЗ, соответствующий максимальному крутящему моменту, т. е. максимальному значению индикаторной мощности (рисунок 10).

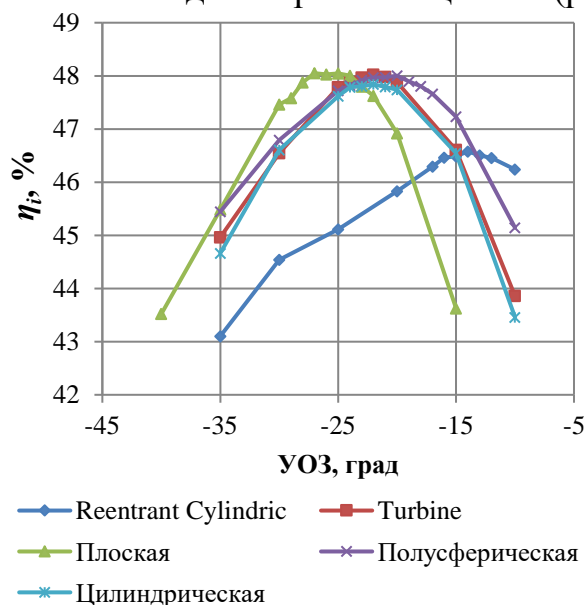


Рисунок 9 – Зависимость индикаторного КПД от угла опережения зажигания, для исследуемых камер сгорания

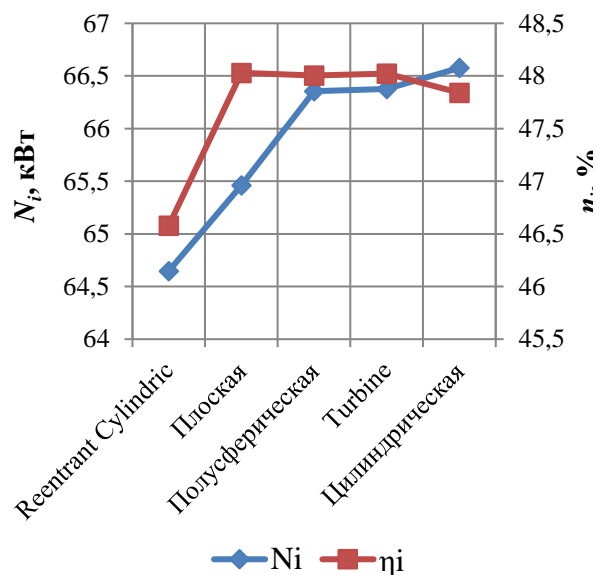


Рисунок 10 – Значения индикаторной мощности и КПД для исследуемых типов КС, при УОЗ, соответствующем максимальному крутящему моменту

Плоская, turbine, полушферическая и цилиндрическая камеры сгорания имеют близкие значения индикаторного КПД. Среди этих 4 камер сгорания Плоская КС обладает самым низким значением количества образовавшихся оксидов азота 42,1 г/кВт·ч.

При анализе результатов моделирования, было выдвинуто предположение, что изменение формы камеры сгорания путем увеличения расстояния от поршня до крышки ГБЦ в ВМТ может положительно сказаться на показателях двигателя.

Было предложено изменить полушферическую и цилиндрическую камеры сгорания, увеличить расстояние от поршня до крышки ГБЦ в ВМТ с 2 мм до 10 мм, с сохранением значения степени сжатия $\epsilon=11$.

Увеличение расстояния между поршнем и крышкой ГБЦ позволило для полушферической и цилиндрической КС сохранить КПД и мощность, при этом уменьшить выбросы оксидов азота. Изменение полушферической камеры сгорания позволило уменьшить выбросы оксидов азота на 10 %, по сравнению с предыдущей версией полушферической КС, а изменение цилиндрической КС – на 7 %. Если сравнивать измененные камеры сгорания с плоской КС, то увеличение расстояния от поршня до крышки ГБЦ позволило получить для полушферической КС на 2 % меньше выбросов оксидов азота, а для цилиндрической КС – меньше на 4 %.

Влияние числа закрутки на топливно-экономические и экологические показатели газопоршневого двигателя. Данный параграф диссертации посвящен исследованию влияния закрутки заряда на впуске, организованной с помощью замены одного впускного канала наполнения на тангенциальный канал, на топливно-экономические и экологические показатели газопоршневого двигателя. Было проведено моделирование рабочего процесса в газопоршневом двигателе с плоской, цилиндрической, полусферической камерами сгорания. Цилиндрическая и полусферическая камеры сгорания выбраны с расстоянием 10 мм между поверхностью поршня и крышкой ГБЦ в ВМТ.

При замене одного оригинального канала на тангенциальный канал, у всех исследуемых камер сгорания, практически не меняются значения индикаторной мощности и индикаторного КПД. Угол опережения зажигания, соответствующий максимальному крутящему моменту, при использовании тангенциального канала становится более поздним.

Замена одного впускного канала на тангенциальный создает закрутку заряда в камере сгорания (рисунок 11). При этом закрутка заряда на впуске позволяет турбулизовать заряд, т. е. увеличить кинетическую энергию смеси в камере сгорания (рисунок 12).

Турбулизация заряда увеличивает скорость сгорания смеси (рисунок 13), при закрутке заряда, процесс тепловыделения в цилиндре двигателя происходит более интенсивно.

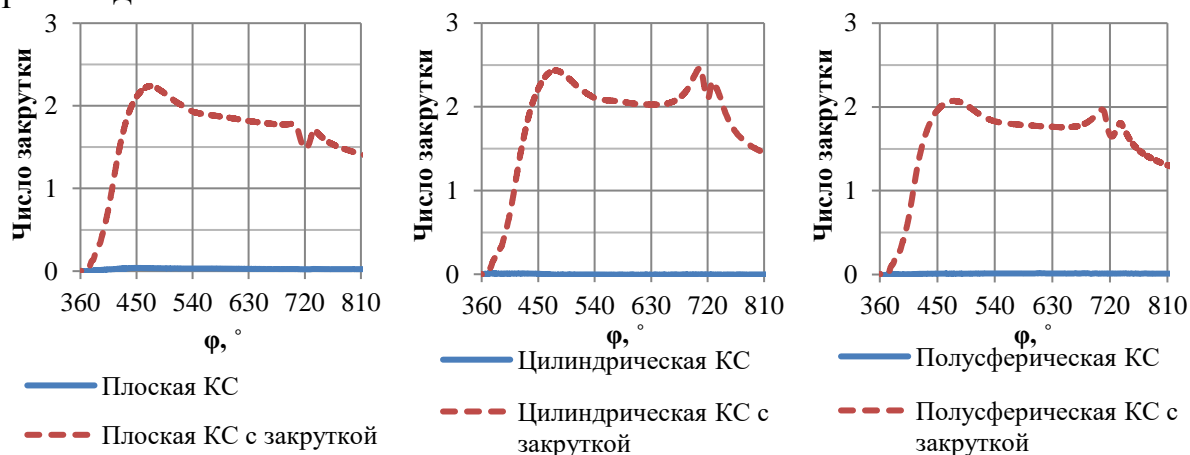


Рисунок 11 – График зависимости числа закрутки в камере сгорания в зависимости от УПКВ, при УОЗ, соответствующему максимальному крутящему моменту

Применение закрутки уменьшает время сгорания заряда. Для каждого вида КС, при всех значениях УОЗ, при замене одного канала наполнения на тангенциальный, уменьшается время тепловыделения (рисунок 14).

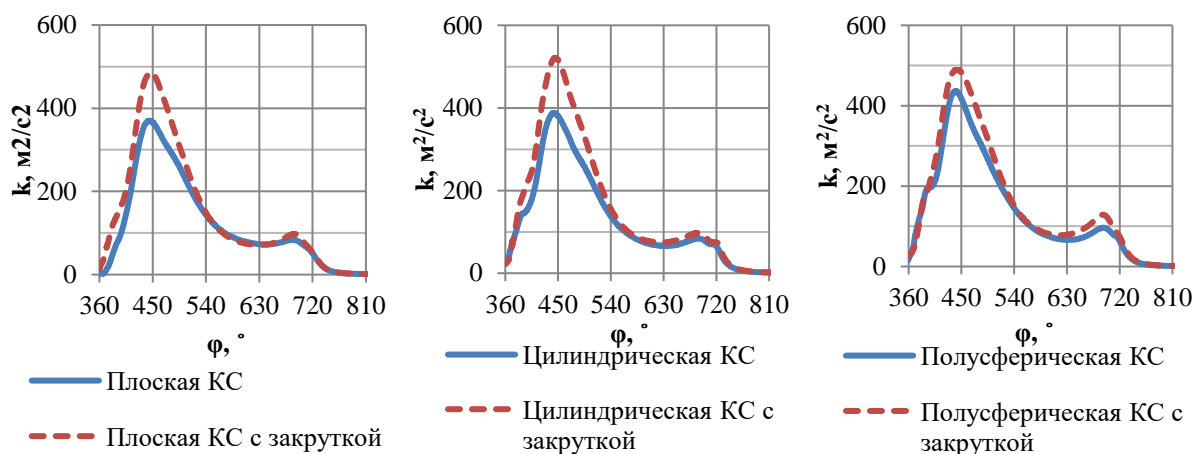


Рисунок 12 – График зависимости осредненного значения турбулентной кинетической энергии в камере сгорания в зависимости от УПКВ, при УОЗ, соответствующему максимальному крутящему моменту

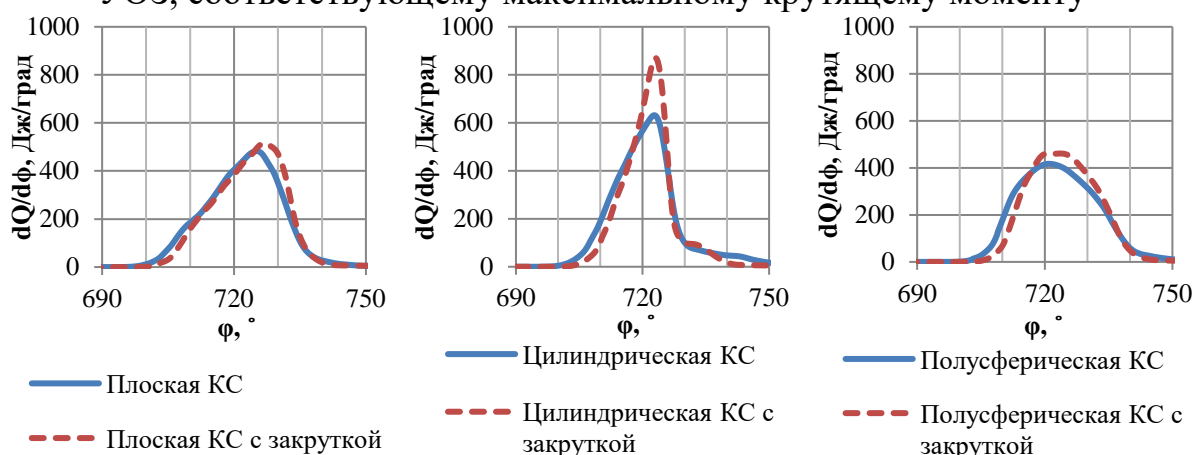


Рисунок 13 – Изменение скорости тепловыделения в камере сгорания в зависимости от УПКВ, при УОЗ, соответствующему максимальному крутящему моменту

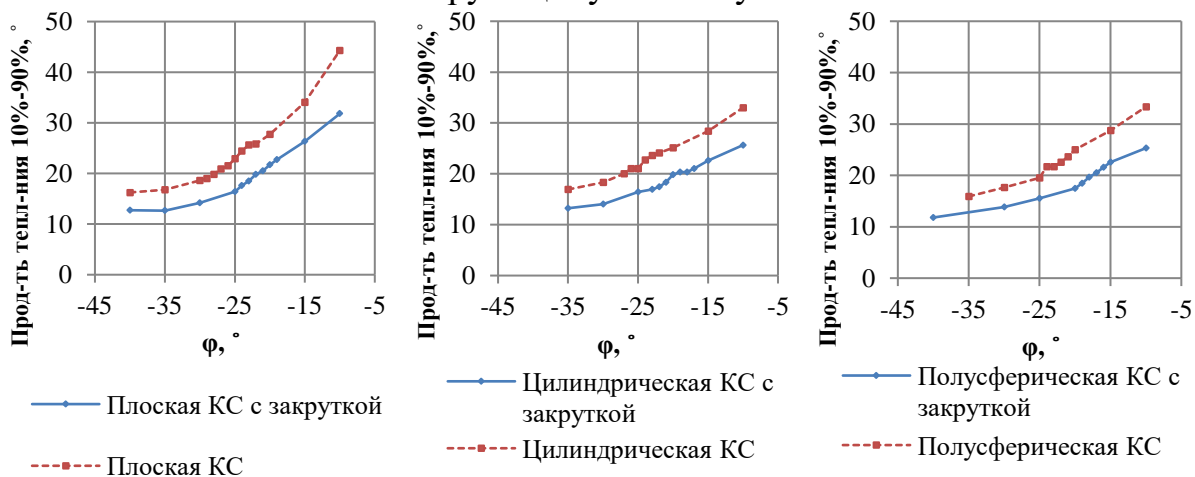


Рисунок 14 – Продолжительность выделения 10%–90% тепла в зависимости от угла опережения зажигания

При применении тангенциального канала увеличивается максимальное значение температуры цикла, что приводит к увеличению количества образовавшихся оксидов азота в камере сгорания при одном и том же УОЗ. Но с уменьшением времени тепловыделения, угол опережения зажигания,

соответствующий максимальному крутящему моменту, становится более поздним. Поэтому в рабочих циклах, при таких значениях УОЗ, при закрутке заряда в полусферической и плоской КС, количество образовавшихся оксидов азота уменьшается.

Использование тангенциального канала позволило сохранить значения индикаторных КПД и мощности. Если сравнивать с двигателем с плоской КС без закрутки, то использование тангенциального канала и увеличение расстояния между поверхностью поршня и крышкой ГБЦ, позволило уменьшить выбросы оксида азота для цилиндрической КС на 6 %, для полусферической КС – на 7 %. Для плоской камеры сгорания выбросы оксидов азота, при использовании тангенциального канала, увеличились на 1 %. Для цилиндрической КС выбросы оксидов азота уменьшились на 2%, для полусферической КС – уменьшились на 5 %.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана трехмерная математическая модель рабочего процесса газопоршневого двигателя с искровым зажиганием, и выполнена ее верификация с использованием результатов стендовых испытаний и данных, полученных из литературных источников.

2. Разработана методика расчетного исследования влияния конструктивных (форма камеры сгорания, степень сжатия, форма впускных каналов, интенсивность вихревого движения заряда) и регулировочных (угол опережения зажигания, коэффициент избытка воздуха) параметров на топливно-экономические и экологические показатели газового двигателя, и на возникновение детонации, основанная на численном трехмерном моделировании рабочего процесса в газопоршневом двигателе.

3. Выполнено исследование влияния параметров, описывающих форму тангенциального канала, на интенсивность закрутки заряда и количество массы заряда в цилиндр двигателя.

4. Проведено исследование влияния степени сжатия ϵ на антидетонационные свойства газового поршневого двигателя. Результаты моделирования показали, что при значениях степени сжатия ϵ больше 11.5 в двигателе наблюдается слабо выраженная детонация. При степени сжатия $\epsilon \geq 14$ наблюдается режим развитой детонации.

5. Было проведено численное исследование рабочего процесса для газопоршневого двигателя с плоской, цилиндрической, полусферической, turbine и reentrant cylindric камерами сгорания

6. Показано, что при увеличении расстояния между поверхностью поршня и крышкой ГБЦ в ВМТ с 2 мм до 10 мм, сохраняя значение индикаторного КПД, удалось уменьшить выбросы оксидов азота. В полусферической КС образуется на 2 % меньше NO_x чем в плоской КС, в цилиндрической – на 4 %.

7. Проведено исследование влияния закрутки заряда на впуске на топливно-экономические и экологические показатели двигателя. Закрутка заряда на впуске позволила, при сохранении индикаторного КПД

уменьшить выбросы оксидов азота. Если сравнивать с двигателем с Плоской КС без закрутки, то использование тангенциального канала и увеличение расстояния между поверхностью поршня и крышкой ГБЦ, позволило уменьшить выбросы оксида азота для цилиндрической КС на 6 %, для полусферической КС – на 7 %.

8. Для проектирования 12-цилиндрового газопоршневого двигателя с искровым зажиганием размерностью 15/17,5, на номинальный режим 1900 об/мин, мощностью 783 кВт, по результатам численного исследования даны следующие рекомендации:

- чтобы избежать режима детонации, использовать степень сжатия $\varepsilon=11$;
- заменить один канал наполнения на тангенциальный канал, использовать полусферическую камеру сгорания с расстоянием 10 мм между поверхностью поршня и крышкой ГБЦ в ВМТ. Данный вариант двигателя является самым выгодным с точки зрения топливно-экономических и экологических показателей, среди рассмотренных вариантов;
- при угле опережения зажигания $\theta=-18^\circ$ УПКВ данный вариант двигателя обладает следующими показателями: цилиндровая индикаторная мощность $N_i=66$ кВт, индикаторный КПД $\eta_i=48\%$, количество образовавшихся оксидов азота 39,3 г/кВт·ч.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях, входящих в Перечень ВАК РФ

1. Пацей П.С., Гальшев Ю.В. Профилирование впускных каналов головки цилиндра двигателя внутреннего сгорания. Научно-технические ведомости СПбГПУ №4(231), 2015. Санкт-Петербург. Издательство Политехнического университета, 2015.– с. 14–21.

2. Пацей П.С., Гальшев Ю.В. Исследования влияния закрутки заряда на впуске на параметры газопоршневого двигателя. Известия Международной академии аграрного образования. Выпуск № 35 (2017). – с. 93–99.

3. Пацей П.С., Гальшев Ю.В. Влияние формы камеры сгорания и впускных каналов на показатели газового двигателя. Двигателестроение. 2018. № 4 (274). С. 8–12.

4. Пацей П.С., Гальшев Ю.В., Зайцев Ю.В., Шабанов А.Ю. Влияние закрутки заряда на впуске на топливно-экономические и экологические показатели газопоршневого двигателя. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2020. № 6. С. 132-147.

Публикации в изданиях, входящих в базу Scopus

5. Pavel Patsey and Yuriy Galyshev. Computational study of influence of inflow port channel design on spark-ignition natural gas engine parameters. MATEC Web Conf. Volume 245, 2018 International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2018).

Научные публикации в других изданиях

6. Пацей П.С., Гальшев Ю.В. Оптимизация геометрии впускных каналов головки цилиндра ДВС. Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-

практической конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем СПбПУ. Часть 2 – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015.– с. 23-25.

7. Пацей П.С., Галышев Ю.В. Профилирование впускных каналов головки цилиндра ДВС с помощью инструмента Adjoint Solver. Неделя науки СПбПУ: материалы форума с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем. Часть 1. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015.– с. 8-10.

8. Ю. В. Галышев, А. Ю. Шабанов, П. С. Пацей, А. Б. Зайцев, В. В. Румянцев. Постановка и решение задачи оптимизации газоздушных каналов головки цилиндров высокофорсированного поршневого ДВС. Вестник Белорусско-Российского университета. 2016. № 1(50). – с. 5-11.

9. Пацей П.С., Васильев Д.А., Поварницын Е.А., Галышев Ю.В. Исследование влияния формы впускных каналов на закрутку заряда в цилиндре двигателя внутреннего сгорания. Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем. Ч. 1. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016.– с. 243-246

10. Пацей П.С., Галышев Ю.В. Влияние числа закрутки газового двигателя внутреннего сгорания на содержание оксидов азота в отработавших газах. Корабельная энергетика: из прошлого в будущее: материалы Всероссийского межотраслевого научно-технического форума. - СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2017. – 164-167 с. ISBN 978-5-88303-562-2.

11. Васильев Д.А., Пацей П.С., Галышев Ю.В. Исследования влияния конструктивных параметров тангенциальных впускных каналов на вихревое движение заряда в цилиндре двигателя внутреннего сгорания. Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем. Ч. 1. - СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2017.– с. 237-239.

12. Васильев Д.А., Пацей П.С., Галышев Ю.В. Исследования влияния формы впускных каналов на вихревое движение заряда в цилиндре двигателя. Актуальные проблемы морской энергетики: материалы седьмой Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции в рамках Второго Всероссийского научно-технического форума «Корабельная энергетика: из прошлого в будущее». – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2018. – 110-113 с. ISBN 978-5088303-577-6

13. Васильев Д.А., Галышев Ю.В., Пацей П. С. Исследование влияния конструктивных параметров винтовых впускных каналов на интенсивность вихревого движения заряда в цилиндре двигателя внутреннего сгорания. Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 19-24 ноября 2018 г. Институт энергетики и транспортных систем. Ч. 1. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2018.– с. 261-264.