

На правах рукописи



ПЛОТНИКОВ ЛЕОНИД ВАЛЕРЬЕВИЧ

**ГАЗОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН ПУЛЬСИРУЮЩИХ
ПОТОКОВ В СИСТЕМАХ ГАЗООБМЕНА УСТРОЙСТВ
ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ**

Специальность 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Екатеринбург – 2021

Работа выполнена на кафедрах «Турбины и двигатели» и «Теплоэнергетика и теплотехника» федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

Научный консультант:

Жилкин Борис Прокопьевич, доктор физико-математических наук, профессор, Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», кафедра теплоэнергетики и теплотехники, профессор, г. Екатеринбург

Официальные оппоненты:

Исаев Сергей Александрович, доктор физико-математических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации», лаборатория фундаментальных исследований, заведующий, г. Санкт-Петербург;

Лазарев Евгений Анатольевич, доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», кафедра двигателей внутреннего сгорания и электронных систем автомобилей, профессор, главный научный сотрудник, г. Челябинск;

Пиралишвили Шота Александрович, заслуженный деятель науки и техники РФ, доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева», кафедра общей и технической физики, профессор, г. Рыбинск

Ведущая организация:

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский Томский государственный университет», г. Томск

Защита состоится «30» апреля 2021 г. в 10-00 на заседании диссертационного совета Д 212.173.02 при Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Новосибирский государственный технический университет» по адресу: 630073, Новосибирск, пр. К. Маркса, 20, 1 корпус, конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Новосибирского государственного технического университета и на сайте www.nstu.ru.

Автореферат разослан «___» февраля 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических наук



Олеся Владимировна Боруш

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Устройства периодического действия широко используются во всех отраслях техники. К ним можно отнести машины для сжатия и расширения рабочего тела (поршневые и шестеренчатые компрессоры), транспортные энергетические установки (поршневые, роторные, роторно-поршневые двигатели), холодильные машины и тепловые насосы. Основным принцип работы этих устройств состоит в том, что отдельные порции реагентов вводятся в рабочую камеру, а по завершению процесса удаляются из нее. При этом в подающих и отводящих системах подобных машин возникает нестационарное, пульсирующее движение газов с характерным изменением во времени. Ярким примером таких технологий является рабочий цикл в поршневых двигателях внутреннего сгорания (ПДВС), которые являются самыми распространенными устройствами среди тепловых двигателей. В их системах газообмена движение газообразных сред создается полостью-цилиндром переменного объема. В данной работе именно этот тип устройств выбран в качестве объекта для практической реализации результатов исследований, поскольку эффективность работы поршневых ДВС зависит не только от совершенства процесса сгорания топлива в цилиндре-полости, но и от качества заполнения полости рабочим телом и степени опорожнения ее от отработавших газов, т.е. от процессов, происходящих во впускных и выпускных системах (системах газообмена). В конечном счете, эти процессы во многом определяют количество и качество рабочего тела на момент начала сгорания (его теплофизические характеристики), что оказывает непосредственное влияние на эксплуатационные показатели энергетических установок.

В процессах заполнения и опорожнения полости двигателя рабочим телом происходит ряд недостаточно изученных теплофизических явлений, таких как: 1) влияние разных физических механизмов создания движения газов (нагнетание или разряжение) на газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков; 2) влияние геометрической конфигурации отдельных элементов газодинамической системы на процессы переноса; 3) особенности газодинамики и теплообмена пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при разных начальных условиях; 4) влияние внешней турбулентности (механического воздействия лопаточного аппарата) на тепломеханические характеристики пульсирующих потоков в газодинамических системах. Именно эти фундаментальные задачи были рассмотрены в данной работе.

Проведенные исследования соответствуют приоритетным направлениям развития науки и технологий в РФ по теме энергосбережения, а также критическим технологиям по энергоэффективному преобразованию энергии органического топлива.

Цель работы – выявить особенности процессов теплопереноса пульсирующих потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации, создаваемых при заполнении и опорожнении полости переменного объема при разных начальных условиях, а также при механическом воздействии на такое течение, и на этой основе разработать технические решения по управлению газодинамикой и, как следствие, теплообменом в системах газообмена для повышения эффективности поршневых двигателей.

Задачи исследования:

1) оценить влияние газодинамической нестационарности на интенсивность теплоотдачи потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации, возникающих при заполнении и опорожнении полости переменного объема;

2) провести сравнительный анализ газодинамики и теплоотдачи стационарных и пульсирующих потоков в газодинамических системах при разных механизмах создания движения потоков и для различных граничных условий;

3) установить влияние геометрии каналов в системах газообмена на газодинамические и теплообменные характеристики потоков газа при заполнении и опорожнении полости переменного объема;

4) на основе стендовых испытаний оценить влияние конфигурации (формы поперечного сечения) впускной системы на мощностные характеристики поршневого дизельного двигателя;

5) оценить влияние внешней турбулентности, создаваемой лопаточным аппаратом компрессора ТК, на газодинамику и теплообмен потоков в выходном канале турбокомпрессора;

6) выявить физические и режимные факторы, определяющие газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков в системах газообмена поршневых двигателей с турбокомпрессором (ТК) и без него при заполнении и опорожнении полости переменного объема;

7) разработать способы управления тепломеханическими процессами в газодинамических системах поршневых ДВС с турбокомпрессором и без него с целью улучшения заполнения и опорожнения полости переменного объема;

8) на основе аналитических расчетов и численного моделирования рабочих процессов двигателей в специализированном программном обеспечении оценить эффективность предлагаемых способов совершенствования конструкций газодинамических систем на технико-экономические и эксплуатационные показатели ПДВС.

Объект исследования – газодинамика и теплообмен стационарных и пульсирующих потоков газа.

Предмет исследования – газодинамические системы, конфигурация которых характерна для впускных и выпускных систем поршневых двигателей.

Научная новизна основных положений работы:

– выявлены отличия в тепломеханических характеристиках стационарных и пульсирующих потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости, в частности, имеет место как подавление, так и интенсификация теплоотдачи в диапазоне $\pm 40\%$;

– показаны особенности газодинамики и теплообмена потоков в системах газообмена поршневых двигателей при разных условиях течения газов: 1) избыточное давление (нагнетание, процесс выпуска) и 2) разрежение в системе (всасывание, процесс впуска); например, отличия в величине степени турбулентности достигают 10 раз при разных режимах движения, а разница в относительном коэффициенте теплоотдачи не превышает 30 %;

– выявлено влияние квадратного и треугольного участка трубопровода в газодинамических системах на газодинамику и теплообмен нестационарных потоков при заполнении и опорожнении полости переменного объема: изменение степени турбулентности на $\pm 25\%$, отличия в интенсивности теплоотдачи на $\pm 35\%$, рост расхода воздуха на 5-17 %;

– определены мощностные характеристики дизельного двигателя с впускной системой с участками разного поперечного сечения на основе стендовых испытаний: наличие квадратного или треугольного участка приводит к росту мощности дизеля в диапазоне 3-17 %;

– установлено влияние степени турбулентности Tu нестационарных газовых потоков в выходном канале компрессора турбокомпрессора на локальные напряжения трения (с ростом Tu от 0,08 до 0,16 они снижались в пределах 20 %);

– определены особенности и выявлены отличия тепломеханических процессов для пульсирующих потоков в газодинамических системах при наличии механического воздействия (турбокомпрессора) на течение, а именно, имеет место рост значений Tu в 2,0-2,5 раза, а также как интенсификация, так и подавление теплоотдачи в 1,1-1,7 раза;

– предложены способы управления газодинамикой и теплообменом пульсирующих потоков в системах газообмена поршневых ДВС с ТК и без него путем изменения их конструкции (нанесения канавок на поверхности каналов, установка выравнивающей решетки), а также на основе газодинамических воздействий (управляемого сброса воздуха после компрессора ТК, создания эффекта эжекции).

Степень достоверности результатов определяется применением проверенных, специализированных компьютерных программ для проведения аналитических (инженерных) вычислений, численного моделирования процессов, обработки и визуализации результатов измерений, а также высокой достоверности самих экспериментальных данных, что достигается сочетанием проверенных методов иссле-

дования и удовлетворительной воспроизводимостью результатов опытов, использованием измерительных приборов с необходимым метрологическим обеспечением, их регулярной поверкой и хорошим согласованием пилотных опытов с результатами моделирования и данными других авторов.

Теоретическая и практическая значимость работы:

- показаны отличия в газодинамике и теплообмене пульсирующих и стационарных потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости;

- определены закономерности изменения локальных мгновенных значений скорости, давления и напряжений трения во времени для пульсирующих потоков в газодинамических системах при разных начальных условиях, в т.ч. в трубопроводах с квадратными и треугольными участками;

- установлены физические зависимости изменения мгновенных значений местной скорости и давления, а также локальных напряжений трения во времени для пульсирующих потоков в системах газообмена энергоустановок на базе ПДВС с турбонаддувом и без него при разных режимах работы двигателя и ТК;

- разработана электронная схема термоанемометра постоянной температуры (патент РФ № 81338);

- предложены новые технические решения (защищенные патентами РФ) для систем газообмена двигателей, улучшающие их технико-экономические характеристики и показатели надежности; предлагаемые технические решения основаны на изменении конструктива газодинамических систем (изменение формы поперечного сечения каналов, создание канавок на поверхности труб, установка выравнивающей решетки) и на газодинамических воздействиях на поток (управляемый сброс избыточного воздуха из системы, создание эффекта эжекции);

- выполнены эскизные проработки, включая твердотельные 3Д-модели, конструкций впускных и выпускных систем на основе технических решений, разработанных автором, для более, чем 10 бензиновых и дизельных двигателей с турбокомпрессором и без него;

- эффективность предлагаемых решений подтверждена результатами стендовых испытаний дизельного двигателя 1Ч 7,5/6,0 с разными конструкциями впускных систем.

Полученные научно-технические результаты расширяют базу знаний о тепло-механических процессах при течении пульсирующих потоков газа в газодинамических системах, уточняют теоретические и прикладные представления о газодинамике и теплоотдаче течений при заполнении и опорожнении полости переменного объема, создают основу для совершенствования инженерных методов расчета систем газообмена для перспективных устройств периодического действия.

Методология и методы исследования. При экспериментальном исследовании газодинамики и теплообмена пульсирующих потоков газа в системах газообмена использовались метод термоанемометрирования (для определения мгновенных значений скорости и локальных напряжений трения), спектральный анализ, а также термопарный метод (для определения температуры потоков и поверхностей). Исследования проводились на лабораторных газодинамических системах и натуральных моделях поршневых двигателей. Проверка лабораторных данных и положительных эффектов осуществлялась в ходе испытаний на действующих бензиновом и дизельном двигателях. Оценка эксплуатационных показателей двигателей с модернизированными системами газообмена выполнялась с помощью инженерных расчетов (метод Б.А. Шароглазова) и математического моделирования в специализированных программных продуктах (Дизель-ПК, АСТУС).

Реализация результатов работы. Основные научно-технические результаты диссертации приняты к реализации в ООО «Уральский дизель-моторный завод» (для совершенствования дизелей), ПАО «Уралмашзавод» (для улучшения эксплуатации энергетических машин гидравлических экскаваторов) и ООО «Элитгаз» (при доводке и модернизации газопоршневых двигателей).

Ключевые научно-технические результаты работы сведены в учебно-методические пособия, которые активно используются в учебном процессе на кафедрах «Теплоэнергетика и теплотехника» и «Турбины и двигатели» УрФУ при подготовке студентов всех уровней (бакалавров, магистров и аспирантов).

Основные положения, выносимые на защиту:

- экспериментальные данные и их обобщение по газодинамике и теплоотдаче нестационарных потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости переменного объема через трубопроводы разной конфигурации;
- результаты стендовых испытаний одноцилиндрового дизеля с разными конструкциями впускных систем;
- экспериментальные данные о газодинамике и теплоотдаче газовых потоков в выходном канале компрессора ТК при разных начальных условиях;
- результаты экспериментальных исследований по газодинамике и теплоотдаче нестационарных потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации с турбокомпрессором и без него при заполнении и опорожнении полости переменного объема;
- теплофизические способы и технические решения по управлению тепло-механическими характеристиками пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации, приводящие к улучшению заполнения полости рабочим телом и ее опорожнению от отработавших газов, а также к изменению

уровня теплообмена, что в результате повышает технико-экономические характеристики и показатели надежности двигателей с турбокомпрессором и без него;

– результаты апробации и внедрения рекомендаций по совершенствованию процессов в системах газообмена энергетических установок на базе ПДВС.

Личный вклад автора. Все научно-технические результаты исследований получены лично автором или при его участии. Автором определены цели и задачи научной работы, выбраны методы исследования, выполнены аналитические расчеты (моделирование), разработаны и отлажены экспериментальные стенды, проведены экспериментальные исследования, проанализированы полученные данные. Автором с коллегами подготовлены статьи в отечественные и зарубежные журналы, написаны монографии, получены патенты РФ. Личный вклад автора в опубликованных материалах составляет не менее 65 %.

Апробация работы. Результаты, вошедшие в диссертацию, докладывались и обсуждались на следующих конференциях: Международных научно-технических конференциях «Пром-Инжиниринг» (Челябинск, 2016-20); Российских национальных конференциях по теплообмену (Москва, 2014 и 2018); Всероссийских научно-технических конференциях «Актуальные проблемы морской энергетики» (Санкт-Петербург, 2013–20); «Национальный конгресс по энергетике 2014» (Казань, 2014); Всероссийских школах-конференциях молодых ученых «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики» (Новосибирск, 2016, 2018 и 2020); Школах-семинарах молодых ученых и специалистов под руководством академика А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (2013, 2015, 2017); научно-техническом семинаре АВВ Turbo Systems (Швейцария, 2015); Всероссийской научной конференции «Теплофизика и физическая гидродинамика» (Ялта, 2017); Международных конференциях «Современные проблемы теплофизики и энергетики» (Москва, 2017 и 2020); Всероссийских конференциях «Сибирский теплофизический семинар» (Новосибирск, 2018–20); Всероссийской научной конференции «Сопряженные задачи механики реагирующих сред, информатики и экологии» (Томск, 2018); научно-технической конференции «Интеллектуальные Энергетические Системы 2019» (Казань, 2019); научной конференции «XI Семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике» (Санкт-Петербург, 2019); Международной конференции «Энергетическое машиностроение и электрические двигатели» (Чехия, 2020) и других (всего более 50 конференций с 2008 г.).

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 63 научных трудах, в том числе в 34 статьях в научных изданиях, входящих в перечень ведущих рецензируемых журналов и изданий, утвержденных ВАК РФ для докторских диссертаций, 2 монографиях, 21 статьях в журналах и материалах конференций, входящих в международные базы SCOPUS и Web of Science, защищены 6 патентами РФ на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы, включающего 286 наименований, и 4 приложений (включая справки о внедрении результатов работы). Текст диссертации изложен на 344 страницах печатного текста, содержит 241 рисунок, 1 таблицу.

Часть работ по диссертации выполнена в рамках грантов Президента РФ (СП-583.2015.1), Правительства РФ (контракт № 02.А03.21.0006), РФФИ (№ 16-38-00004) и РФФИ (18-79-10003). Автор является лауреатом премии губернатора Свердловской области за лучшую научную работу в области технических наук, а также победителем конкурса «Энергия прорыва» международной ассоциации «Глобальная энергия».

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, концептуально произведен выбор направления научных исследований, поставлена общая цель и сформулированы задачи диссертационной работы, показаны научная и прикладная значимость решаемых проблем, представлены ключевые положения, выносимые на защиту.

В первой главе содержится анализ литературных источников, которые связаны с вопросами исследований стационарных и пульсирующих потоков газа в различных технических приложениях, а также особенности процессов в системах газообмена ПДВС с ТК и без него. Описаны результаты других авторов о влиянии конфигурации газодинамических систем на качество заполнения и опорожнения полости переменного объема. Отдельно рассматривается тематика о влиянии внешней турбулентности на термомеханику потоков газа. Описаны методики теплофизических исследований, экспериментальные стенды и средства измерений.

В первой главе также выполнен анализ **степени разработанности** темы исследования. Он показал, что над вопросами изучения газодинамики нестационарных течений и аналитического и экспериментального описания теплофизических процессов в них работают следующие ученые: Дрейцер Г.Л., Краев В.М., Михеев Н.И., Давлетшин И.А., Матвиенко О.В. (исследования нестационарных, пульсирующих потоков), Фафурин А.В., Кузьмин В.В., Григорьев М.М. (классификация нестационарных турбулентных течений), Исаев С.А., Валуева Е.П. (изучение турбулентных течений на базе математического моделирования), Терехов В.И., Сапожников С.З., Пиралишвили Ш.А., Митяков А.В., Попов И.А., Лобода Е.Л. (экспериментальные методы измерений турбулентных течений). Исследованием влияния газодинамической нестационарности на уровень теплоотдачи также занимаются зарубежные ученые: Gündogdu M.Y., Carpinlioglu M.Ö. (общая теория нестационарных потоков в газодинамических системах), Fallen M., Miao J.J., Wang R.H., Jian T.W. (исследование теплообмена пульсирующих потоков на входном участке), Wang X., Zhang N. (численный анализ теплообмена при пульсирующем турбулентном тече-

нии в трубе), Yuan H., Tan S., Zhuang N. (аналитический анализ теплообмена потоков в каналах), Kim S.Y., Kang B.H., Hyun J.M. (теплообмен в термически развивающейся области пульсирующих потоков), Moschandreu T., Zamir M. (теплообмен в трубах с пульсирующим течением и тепловым потоком), Mehta B., Khandekar S. (теплообмен пульсирующего ламинарного потока в квадратном канале) и др.

Фундаментальными исследованиями аэродинамики и теплофизики потоков в каналах с разными поперечными сечениями занимались следующие специалисты: Кутателадзе С.С., Идельчик И.Е., Emery A.F., Neighbors P.K., Altemani C.A.C., Sparrow E.M., Aly A.M., Trupp A.C., Melling A., Whitelaw J.H и др. В них показано наличие вторичных течений в углах профилированных каналов, а также представлены математические модели для описания физики процессов переноса. Следует подчеркнуть, что эти исследования были выполнены в основном для стационарного течения газа. Прикладными исследованиями по управлению термомеханикой потоков в профилированных каналах: Şenay G., Kaya M., Liu J., Hussain S., Kumar R., Kumar A., Sharma N., Tariq A., Schindler A. и др.

Влияние внешней турбулентности на интенсивность теплообмена в различных случаях изучалось многими исследователями. Турбулентный пограничный слой в условиях высокой внешней турбулентности потоков рассматривали: Kestin J., Junkhan G.H., Serovy G.K., Simonich J.C., Bradshaw P., Дыбан Е.П., Эпик Э.Я., Пядишюс А., Шланчяускас А., MacMullin R., Maciejewski P.K. и др.

В области поршневого двигателестроения вопросами совершенствования процессов в системах газообмена ПДВС путем доводки их конструкций занимаются несколько научных школ: МГТУ имени Н.Э. Баумана (Гришин Ю.А., Грехов Л.В., Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О. и др.), АлтГТУ им. И.И. Ползунова (Балашов А.А., Свистула А.Е., Сеначин П.К.), ЮУрГУ (Шароглазов Б.А., Кукис В.С., Малоземов А.А., Лазарев Е.А.), УГАТУ (Рудой Б.П., Гарипов М.Д., Еникеев Р.Д.), ВлГУ (Эфрос В.В., Гуськов В.Ф., Гоц А.Н., Клевцов В.С.). Следует выделить авторов основополагающих монографий по данной тематике: Круглова М.Г., Дьяченко В.Г., Роганова С.Г., Мизернюк Г.Н., Вихерта М.М., Грудской Ю.Г., Драганова Б.Х. и др. Активно проводят исследования термомеханики в системах газообмена поршневых двигателей: Takizawa K., Tezduyar T.E., Otoguro Y., Tang H., Copeland C., Akehurst S. (разработка численных методов теплофизических процессов), Khairuddin U.B., Costall A.W. (аэродинамика потоков в коллекторах), Wang T.J. (совершенствование конструкций систем газообмена).

В итоге на основе анализа литературных данных, пилотных опытов и предварительных оценок были поставлены задачи исследований (см. выше).

Во второй главе диссертации описаны методики проведения опытов и проведена оценка неопределенности эксперимента. В работе экспериментально исследо-

валась газодинамика и теплообмен стационарных и пульсирующих потоков в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости. Исследуемая система в обобщенном виде состояла из впускной или выпускной трубы, канала в головке блока, клапанного узла и полости-цилиндра с переменным объемом от 0,042 до 0,375 дм³ (Рисунок 1). Она была создана на базе одноцилиндрового поршневого двигателя с диаметром цилиндра 82 мм и ходом поршня 71 мм (Рисунок 2).

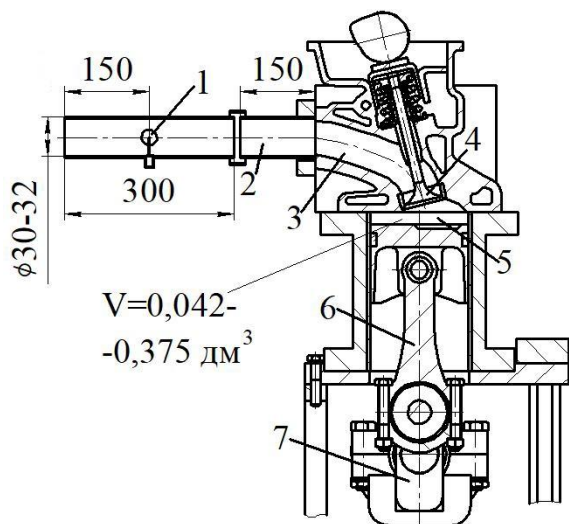


Рисунок 1 – Конфигурация газодинамической системы с полостью переменного объема: 1 – измерительная труба с датчиками; 2 – впускная / выпускная труба; 3 – канал в головке блока; 4 – клапанный механизм; 5 – цилиндр-полость переменного объема; 6 – поршневая группа; 7 – кривошипно-шатунный механизм

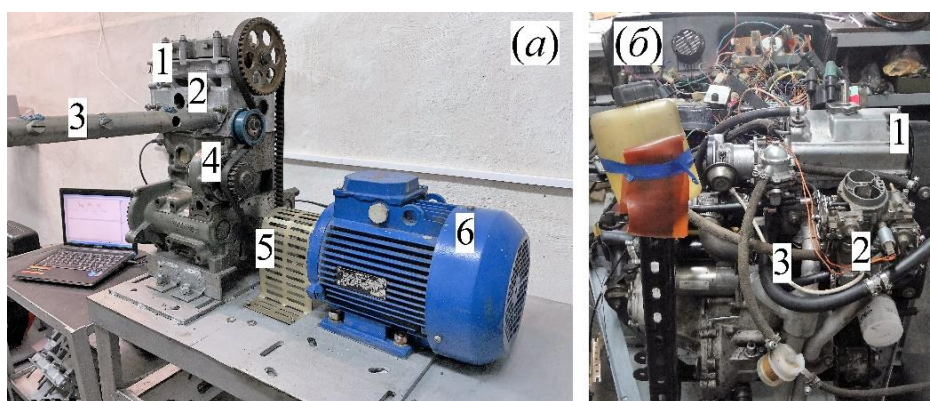


Рисунок 2 – Фотографии лабораторного стенда (а) и действующего ПДВС (б): 1 – головка блока с клапанным механизмом; 2 – впускная труба (с карбюратором); 3 – выпускная труба; 4 – цилиндр-полость переменного объема; 5 – коленчатый вал (КВ); 6 – электродвигатель

Рабочий цикл этого 4-тактного двигателя внутреннего сгорания осуществляется за 2 оборота коленчатого вала (КВ), за которые один раз происходит процесс впуска (заполнение полости рабочим телом) и один раз – процесс выпуска (опорожнение полости от отработавших газов). Если исследования проводились при стационарном течении газов, то клапан в головке блока ПДВС устанавливался в полностью открытом (крайнем) положении, а источником движения воздуха служил насос, отсасывающий воздух из полости-цилиндра (разряжение, процесс заполнения) или компрессор, подающий воздух в полость-цилиндр (нагнетание, процесс опорожнения). Если исследования проводились при нестационарном течении газов (заполнение или опорожнение полости переменного объема), то движение воздуха в газодинамической системе создавалось за счет движения поршня в полости (вследствие вращения КВ), а клапаны открывались и закрывались согласно

штатным фазам газораспределения ПДВС. Коленчатый вал приводился во вращение электродвигателем, скорость вращения которого изменялась частотным преобразователем в диапазоне от 600 до 3000 мин⁻¹. В случае опорожнения полости исследования проводились при избыточных начальных давлениях на выпуске p_{out} от 0,05 до 0,2 МПа. Рабочей средой в опытах являлся воздух с температурой во впускной системе около 22-24 °С, в выпускной – 36-40 °С.

Для подтверждения положительных эффектов от модернизации конструкции систем газообмена проводились стендовые испытания на дизельном двигателе (1Ч 75/60), оснащенный соответствующей измерительной системой (Рисунок 3).



Дизель: 1Ч 75/60
 Ном. мощность 3,7 кВт
 Ном. частота 1800 мин⁻¹

Рисунок 3 – Фотография установки для стендовых испытаний ПДВС:
 1 – одноцилиндровый дизель;
 2 – электрическое нагружающее устройство (генератор); 3 – блок управления установкой (пуск / останов / нагрузка / приборы и т.д.); 4 – основание (виброгасящая плита); 5 – топливный бак; 6 – рукоятка управления подачей топлива; 7 – система выхлопа; 8 – система впуска; 9 – ПК для сбора и обработки данных испытаний

Известно, что исходная внешняя турбулентность существенно влияет на характер развития и структуру пограничного слоя и, соответственно, на интенсивность теплоотдачи. В газодинамических системах ПДВС источником исходной внешней турбулентности является турбокомпрессор, лопаточный аппарат компрессора или турбины которого оказывает механическое воздействие на потоки газа. Поэтому первичный этап исследований заключался в изучении газодинамики и теплоотдачи потоков в выходном канале компрессора ТК без влияния поршневой части (без ПДВС). Для этого была разработана экспериментальная установка, которая содержала: турбокомпрессор (ТКР6), систему смазки подшипников, выходной канал и пневматическую систему привода вала. Вал ТК приводился во вращение путем подачи сжатого воздуха на лопатки турбины от постороннего источника (насоса). Температура газа в канале компрессора составляла около 40-45 °С. В ходе проведения опытов частота вращения вала ТК $n_{тс}$ регулировалась от 25000 до 60000 мин⁻¹ за счет изменения давления сжатого воздуха перед турбиной ТК.

На основном этапе исследований опыты проводились с учетом поршневого двигателя, т.е. изучалось влияние внешней турбулентности (лопаточного аппарата

компрессора) на газодинамику и теплообмен нестационарных потоков газа в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема, в данном случае поршневого ДВС с ТК. Функциональная схема экспериментальной установки для этого и ее фотография приведены на рисунке 4. Экспериментальная установка состояла из двух основных частей – это поршневая часть (4) и система наддува, включающая турбокомпрессор (1).

Определение частоты вращения и угла поворота КВ осуществлялось аналоговым тахометром. Для замера частоты вращения вала ТК использовался цифровой тахометр (бесконтактный). Для измерений мгновенных значений статического давления в потоке после компрессора p_x применялся датчик давления фирмы WIKA. Относительная неопределенность измерений давления составляла $\pm 1,25\%$.

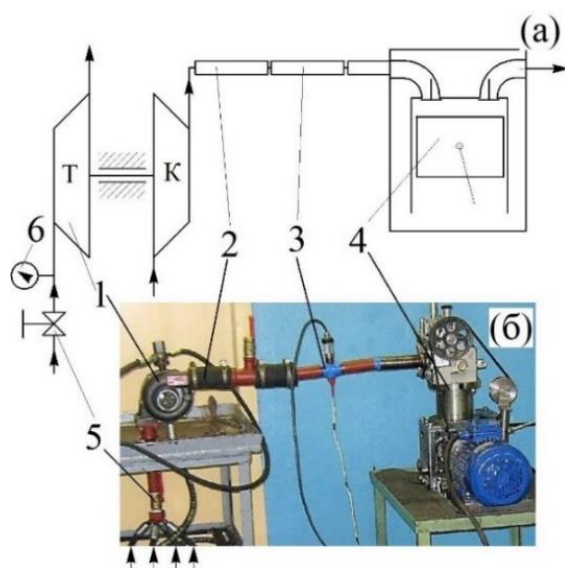


Рисунок 4 – Функциональная схема (а) и фотография (б) экспериментальной установки для исследования нестационарных потоков во впускной системе двигателя с турбонаддувом: 1 – турбокомпрессор; 2 – выходной канал компрессора; 3 – измерительная труба с датчиками; 4 – цилиндр-полость переменного объема; 5 – клапан управления; 6 – датчик давления воздуха на входе в турбину (Т – турбина; К – компрессор)

Типичные закономерности изменения местной скорости потока w_x с указанием характерных величин во времени представлены на рисунке 6 для стационарного и пульсирующего режимов течения. На рисунке 5 и на всех последующих рисунках зависимости приведены для $l_x = 150$ мм, чтобы была возможность сопоставления различных характеристик в рамках автореферата.

Степень турбулентности Tu определялась как отношение среднеквадратичной пульсационной составляющей скорости к средней скорости исследуемого потока: $Tu = \sqrt{\overline{w'^2}} / \bar{w}$, где w' – пульсационные составляющие проекций скорости; \bar{w} – средняя скорость потока газа.

Отличие в вычислении \bar{w} для стационарного и пульсирующего потока состояло в следующем. Если в стационарном случае \bar{w} определялась как математическое ожидание функции $w_x = f(\tau)$, то в случае пульсирующего течения газа средняя скорость потока находилась с помощью фазового осреднения по полному циклу двигателя:

$$\bar{w}(\tau) = \left[\sum_{n=1}^N w_x(\tau + nT) \right] / N, \text{ где } N - \text{ количество использованных циклов}$$

двигателя при осреднении (обычно $N = 5-7$); T – период времени, приходящийся на один цикл, с; τ – текущее время, с.

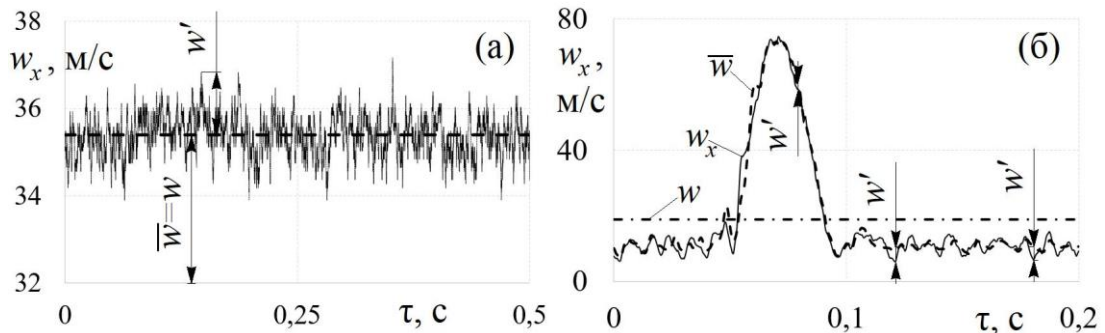


Рисунок 5 – Зависимости местной скорости потока воздуха w_x в газодинамической системе при стационарном (а) и пульсирующем (б) течении: w – среднерасходная скорость; \bar{w} – средняя скорость потока (за один цикл); w' – пульсационная составляющая скорости; τ – время

В результате получали функцию средней местной скорости потока воздуха во времени $\bar{w} = f(\tau)$ для нестационарного потока воздуха в системах газообмена (Рисунок 5б), относительно которой и определялась пульсационная составляющая скорости w' .

При данном характере движения потока определение локального коэффициента теплоотдачи на границе стенка – поток жидкости на основе эффекта гидродинамической аналогии теплообмена (аналогии Рейнольдса) не совсем корректно. Поэтому было сочтено целесообразным использовать сравнительный подход и находить относительный коэффициент теплоотдачи α' .

Термоанемометр постоянной температуры использовался для определения мгновенных значений скорости потока воздуха w_x и локальных напряжений трения τ_x на внутренней поверхности трубы. В обоих случаях чувствительным элементом была нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Для измерения скорости потока воздуха применялся датчик с нитью, размещенной в потоке вблизи оси трубопровода. А для определения τ_x использовался датчик с нитью, лежащей на фторопластовой подложке заподлицо с внутренней поверхностью трубопровода (Рисунки 6 и 7). При этом выходной сигнал с датчика локальных напряжений трения τ_x был протарирован по классическому уравнению для стационарной местной теплоотдачи турбулентного потока в длинной трубе. Постоянная времени термоанемометров составляла около 2 мс. Относительная неопределенность измерения скорости w_x составляла 5,4 %, а локальных напряжений трения τ_x – 10,0 %.

На рисунке 8 показан рабочий участок исследуемой газодинамической системы и указаны места установки датчиков (контрольные сечения).

Контрольные сечения с датчиками располагались на расстояниях l_x равных 40, 150 и 250 мм от окна в головке блока. Общая длина трубы $L = 450$ мм, внутренний диаметр впускного трубопровода – 32 мм, выпускного – 30 мм.

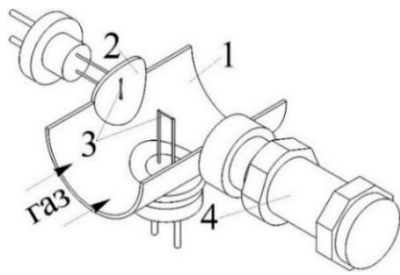


Рисунок 6 – Общий вид контрольного сечения: 1 – исследуемая труба; 2 – фторопластовая подложка датчика; 3 – чувствительный элемент датчиков (нихромовая нить диаметром 5 мкм, длиной 5 мм); 4 – датчик давления

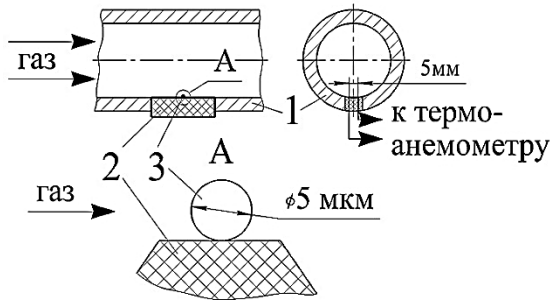


Рисунок 7 – Схема установки датчика термоанемометра для определения локальных напряжений терния τ_x на поверхности трубы: 1 – исследуемая труба; 2 – фторопластовая подложка; 3 – чувствительный элемент датчика (нихромовая нить)

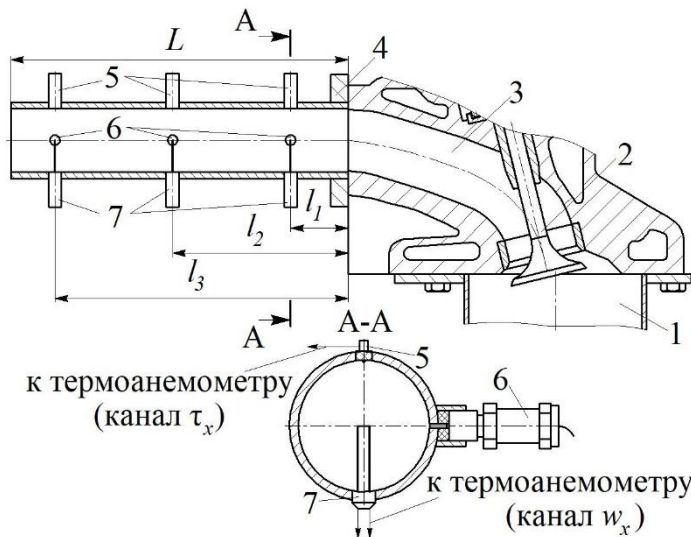


Рисунок 8 – Рабочий участок исследуемой газодинамической системы: 1 – полость переменного объема; 2 – клапанный узел; 3 – канал в головке блока; 4 – исследуемая труба; 5 – датчик термоанемометра для определения локальных напряжений терния; 6 – датчик давления; 7 – датчик термоанемометра для определения местной скорости потока газа

Во третьей главе представлены особенности газодинамики и теплообмена в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости, а также выполнено сравнение газодинамических и теплообменных характеристик для стационарных и пульсирующих потоков.

Проведены расчеты кинематики и динамики движения поршня в цилиндре двигателя и работы клапанов в механизме газораспределения, которые определяют условия для газодинамики и теплообмена потоков газа (см. рисунки 1, 2, 8). В частности, показано, что при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ максимальное ускорение поршня достигает 4532 м/с^2 , а максимальное замедление – 2476 м/с^2 (максимальная скорость поршня – $11,5 \text{ м/с}$). На этом же режиме максимальное ускорение клапана будет достигать почти 4000 м/с^2 , замедление – 2000 м/с^2 (максимальная скорость клапана – около 4 м/с).

Для рассматриваемых систем газообмена были получены базовые газодинамические показатели, определяющие условия теплообмена (Рисунки 9 и 10).

Установлено, что при продолжительности рабочего цикла от 0,04 с до 0,2 с процесс заполнения полости (процесс впуска) длится 0,0162-0,0811 с, продолжительность опорожнения полости (процесс выпуска) – 0,0136-0,0678 с; при этом максимальная скорость потока воздуха в газодинамической системе при заполнении полости составляла 133 м/с, при опорожнении – 111 м/с; а максимальное ускорение потока при заполнении полости равно 176 100 м/с², при опорожнении – 96 200 м/с²; максимальное замедление потока при заполнении полости – 73 100 м/с², при опорожнении – 65 300 м/с². Максимальные значения статического давления потока в газодинамических системах составляли 0,149 и 0,129 МПа при заполнении и опорожнении полости, соответственно.

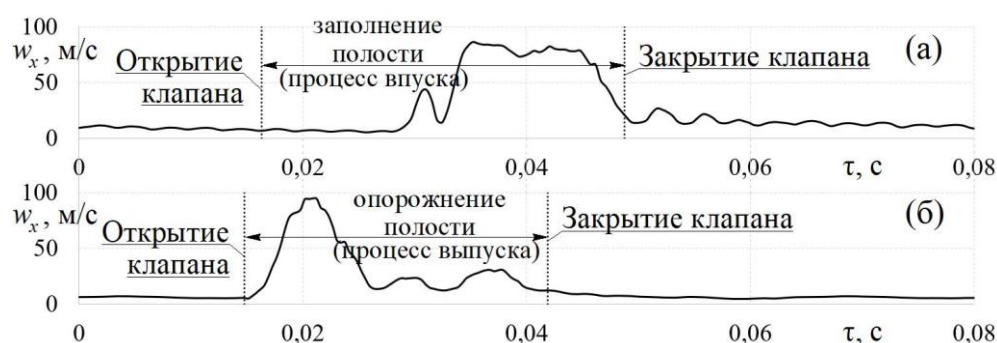


Рисунок 9 – Зависимости местных скоростей w_x потоков газа в газодинамической системе двигателя размерности 8,2/7,1 при заполнении (а) и опорожнении (б) полости переменного объема от времени τ (за один рабочий цикл) при частоте вращения вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

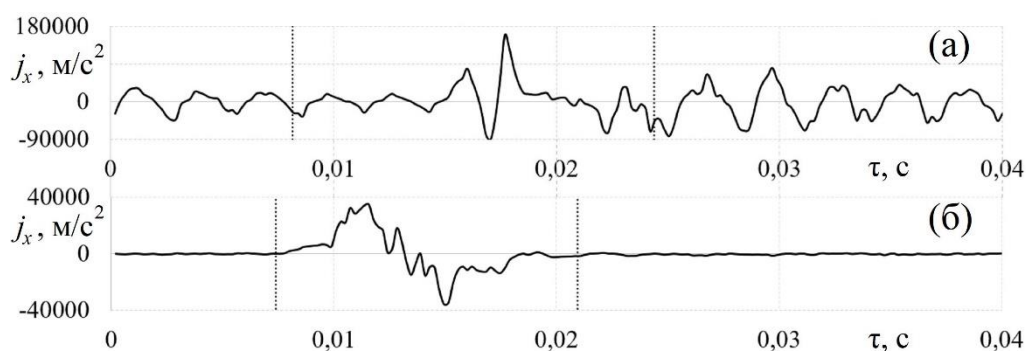


Рисунок 10 – Зависимости локальных ускорений j_x потока в газодинамической системе при заполнении (а) и опорожнении (б) полости переменного объема от времени τ (за один рабочий цикл) при частоте вращения вала двигателя $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Для исследованных режимов течения число Струхалия (определяющие величины – доминирующая частота (частота вращения КВ n), гидравлический диаметр канала d_3 и среднерасходная скорость w) изменялось в диапазоне от 0,01 до 0,045, а относительная амплитуда пульсаций скорости – от 2,0 до 3,2. Соответственно, режимы течения по классификации [Григорьев М.М., Кузьмин В.В., Фафурин А.В. // ИФЖ. 1990. Т. 59 (5). С. 725-735] относились к среднечастотным. Это свидетельствует о том, что данная нестационарность оказывает влияние на характеристики потока по всему сечению канала, включая пограничный слой.

Сравнение степени турбулентности Tu при стационарном и пульсирующем течениях потоков в системах газообмена показаны на рисунке 11. Установлено, что при заполнении полости Tu на порядок выше при пульсирующем режиме, чем при стационарном течении. Подобные данные получены для процесса опорожнения полости (Рисунок 11б): разница в величинах Tu достигает 4 раз. Таким образом, можно констатировать, что газодинамическая нестационарность является существенным фактором, определяющим качество процессов газообмена, а также условия теплообмена.

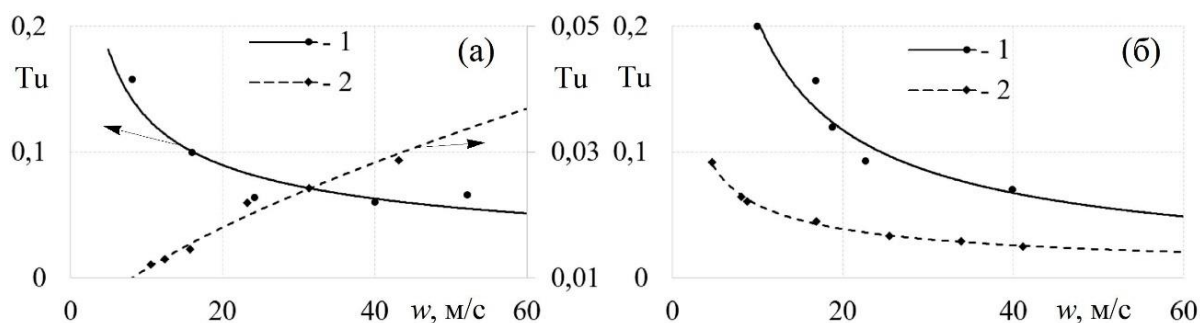


Рисунок 11 – Зависимости степеней турбулентности Tu от скорости w газовых потоков в газодинамических системах при заполнении (а) и опорожнении (б) полости при разных условиях: 1 – пульсирующий поток; 2 – стационарное течение

В связи с этим, важно сопоставить уровни теплоотдачи в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости при пульсирующем ($\alpha_{\text{нестаци}}$) и стационарном ($\alpha_{\text{стаци}}$) течении (Рисунок 12).

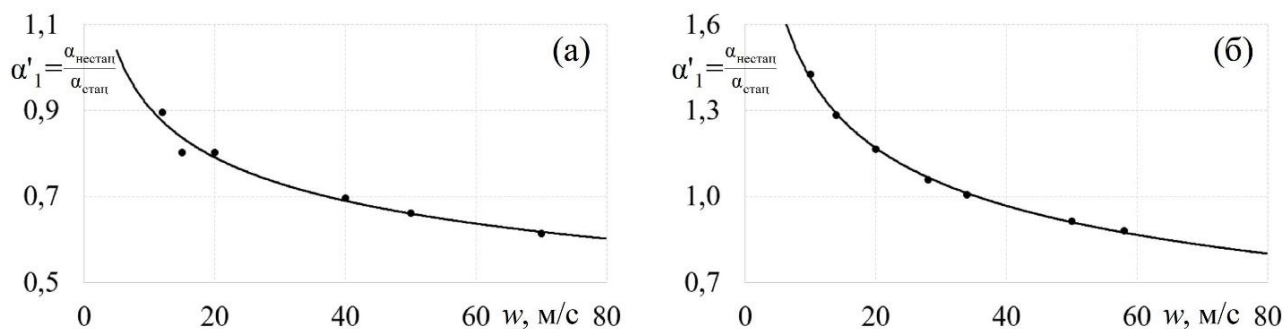


Рисунок 12 – Зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α'_1 (нестационарное течение/стационарный поток) от скорости потока w в газодинамических системах при заполнении (а) и опорожнении (б) полости

Выбор стационарного течения в качестве базы при расчете относительного коэффициента теплоотдачи ($\alpha' = \alpha_{\text{нестаци}} / \alpha_{\text{стаци}}$) обусловлен тем, что при теоретическом анализе стационарное течение через цилиндр можно рассматривать как заполнение/опорожнение полости бесконечного объема. Установлено, что газодинамическая нестационарность в рассматриваемых системах приводит к существенному снижению теплоотдачи при заполнении полости (Рисунок 12а), величина которого

может достигать 40 %. При опорожнении полости существует характерная скорость w (в данном случае 38 м/с), до которой происходит интенсификация теплообмена (до 40 %), а после – спад до 20 % (Рисунок 12б).

В четвертой главе представлены результаты экспериментального исследования влияния поперечного профилирования трубопроводов на газодинамику и теплообмен нестационарных потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости переменного объема.

Известно, что в стационарном потоке газа в углах каналов с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника возникают вихревые течения, которые обладают высокой устойчивостью и существенно изменяют структуру потока (монографии С.С. Кутателадзе и И.Е. Идельчика). Поэтому было сделано исходное предположение о том, что они возникают в пульсирующих потоках и могут оказать существенное влияние на газодинамику и теплообмен в системах газообмена ПДВС.

В данной работе исследовались трубопроводы с участками с поперечным сечением в форме круга, квадрата и равностороннего треугольника (Рисунок 13). Профилированный участок составлял не более 30 % от общей длины газодинамической системы. Для впускного трубопровода эквивалентный (гидравлический) диаметр d_3 профилированного участка равнялся 32 мм, для выпускного – 30 мм, т.е. равнялся штатным диаметрам цилиндрических каналов базового двигателя. Внутренняя поверхность трубопроводов имела технически гладкую поверхность со средней величиной шероховатости 6,3 мкм.

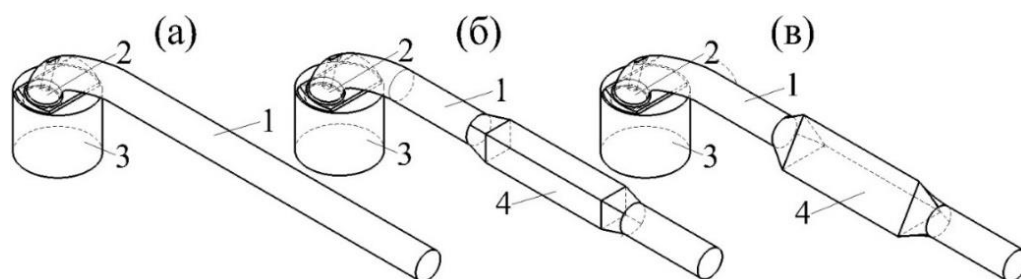


Рисунок 13 – Общий вид газодинамических систем с профилированными участками с поперечными сечениями в форме круга (а), квадрата (б) и треугольника (в):
1 – исследуемый трубопровод; 2 – клапанный узел; 3 – полость переменного объема;
4 – профилированный участок

Установлено, что при заполнении и опорожнении полости переменного объема в газодинамической системе существуют сильные колебательные явления, возникающие после закрытия клапана (Рисунок 14), а применение профилированных участков гасит этот процесс. Более быстрое затухание колебательных явлений происходит при использовании в газодинамической системе участков с треугольным поперечным сечением (Рисунок 14, кривая 3). Это вызвано стабилизирующим влиянием устойчивых вихревых структур в углах канала.

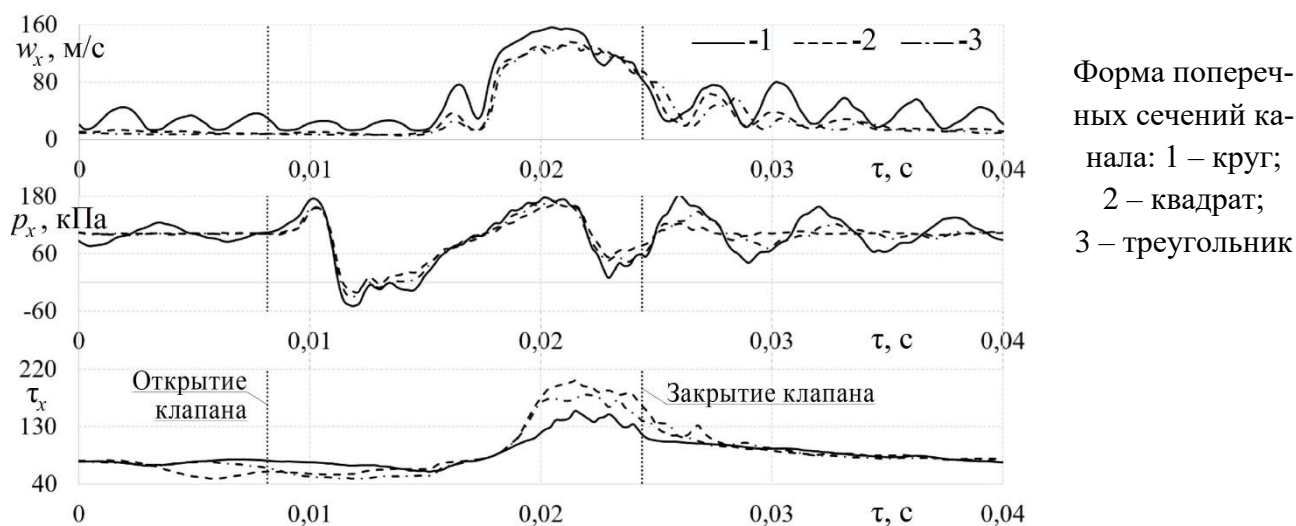


Рисунок 14 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в газодинамических системах при заполнении полости переменного объема от времени τ (за рабочий цикл) при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Выявлено, что поперечное профилирование трубопроводов оказывает существенное влияние на расходные характеристики газов через газодинамическую систему при заполнении и опорожнении полости переменного объема. Так, наличие профилированного участка во впускной системе приводит к росту объемного расхода воздуха через нее на 5-12 % по сравнению с базовой системой (Рисунок 15а). В свою очередь, такое же профилирование выпускной системы вызывает рост расхода воздуха на 7-17 % по сравнению с базовой системой (Рисунок 15б).

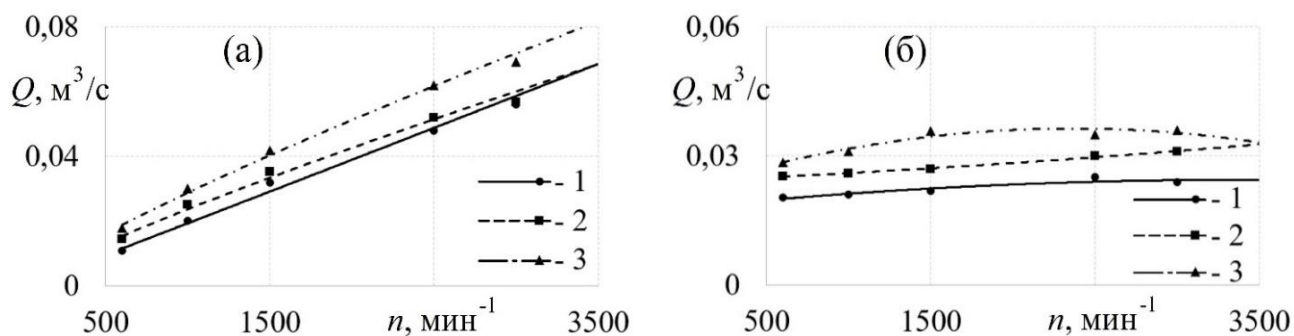


Рисунок 15 – Зависимости объемного расхода воздуха Q через газодинамические системы при заполнении (а) и опорожнении (б) полости переменного объема от частоты вращения вала двигателя для разных поперечных сечений канала: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Кроме того, квадратные и треугольные участки во впускной системе приводят к росту степени турбулентности Tu пульсирующих потоков вплоть до 22 % по сравнению с базовой системой впуска (Рисунок 16а). Профилирование выпускной системы также вызывают увеличение степени турбулентности пульсирующих потоков до 80 % по сравнению с базовой системой (Рисунок 16б). Это говорит о формировании мелкомасштабной турбулентности в профилированных каналах.

Примечательно, что спектральный анализ функций $w_x = f(\tau)$ и $p_x = f(\tau)$ показал, что поперечное профилирование каналов приводит к уменьшению амплитуд пульсаций скорости и давления нестационарных потоков в диапазоне 7-33 % в газодинамических системах, как при очистке, так и при опорожнении полости переменного объема. Это говорит о гашении крупномасштабных колебаний в потоке.

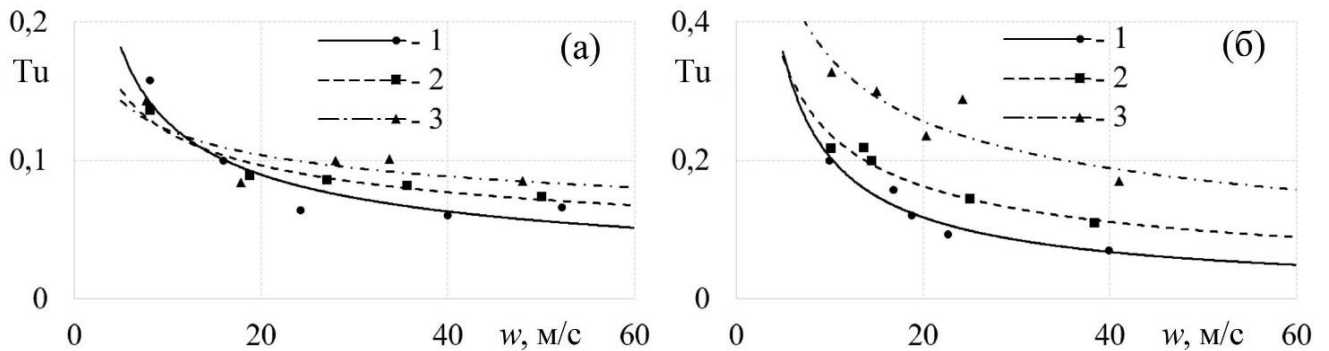


Рисунок 16 – Зависимости степени турбулентности Tu от скорости w потоков в газодинамических системах при заполнении (а) и опорожнении (б) полости для разных поперечных сечений канала: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Влияние наличия каналов с разными поперечными сечениями в газодинамических системах на интенсивность теплообмена при заполнении и опорожнении полости переменного объема представлено на рисунке 17.

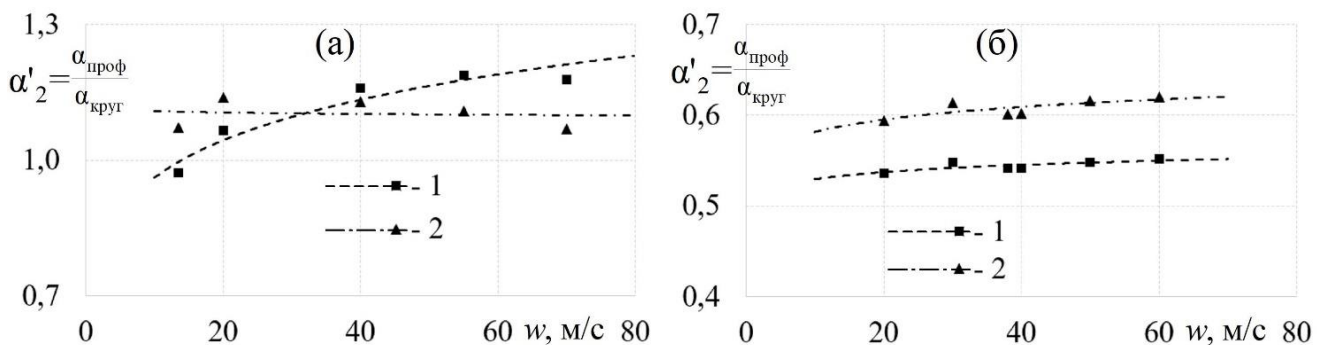


Рисунок 17 – Зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α'_2 (профилированный канал/канал круглого сечения) от скорости потока w в газодинамических системах при заполнении (а) и опорожнении (б) полости переменного объема для разных соотношений конфигураций каналов: 1 – квадрат/круг; 2 – треугольник/круг

Выявлено, что наличие участка с квадратным или треугольным сечением во впускной системе приводит к интенсификации теплообмена по сравнению с базовой системой впуска. Рост коэффициента теплоотдачи составляет от 3 до 25 %. И наоборот, профилирование канала в впускной системе снижает интенсивность теплоотдачи на величину от 12 до 42 % по сравнению с базовой системой (Рисунок 17б). Противоположное влияние профилированного участка на интенсивность теплоотдачи в системах газообмена можно объяснить разным физическим механизмом создания движения воздуха в системах газообмена (нагнетание и разряжение).

Для двигателя 2Ч 8,2/7,1 с помощью математического моделирования проводилась оценка качества заполнения полости через профилированную газодинамическую систему посредством расчета коэффициента наполнения $\eta_v = Q/Q'$, где Q – действительное количество воздуха, поступившее в полость; Q' – теоретическое количество воздуха, которое могло бы поступить в полость. Также рассчитывался коэффициент остаточных газов, показывающий качество опорожнения полости от отработавших газов $\gamma = Q_{\text{ПС}}/Q$, где $Q_{\text{ПС}}$ – количество продуктов сгорания, оставшихся в полости от предыдущего цикла. Получено, что профилирование канала во впускной системе дает увеличение коэффициента наполнения на величину от 2,5 до 10,5 % по сравнению с базовой системой. Это может привести к росту мощности N_e рассматриваемого двигателя вплоть до 10 %. В свою очередь, профилирование канала в выпускной системе приводит к снижению коэффициента остаточных газов на 0,5-11 % по сравнению с базовой системой, что вызывает рост мощности двигателя до 7 %.

Результаты математического моделирования были подтверждены стендовыми испытаниями на установке, описанной выше (см. рисунок 3). Для этого были изготовлены впускные трубопроводы с квадратными и треугольными участками (Рисунок 18), которые составляли примерно 30 % от общей длины системы впуска.

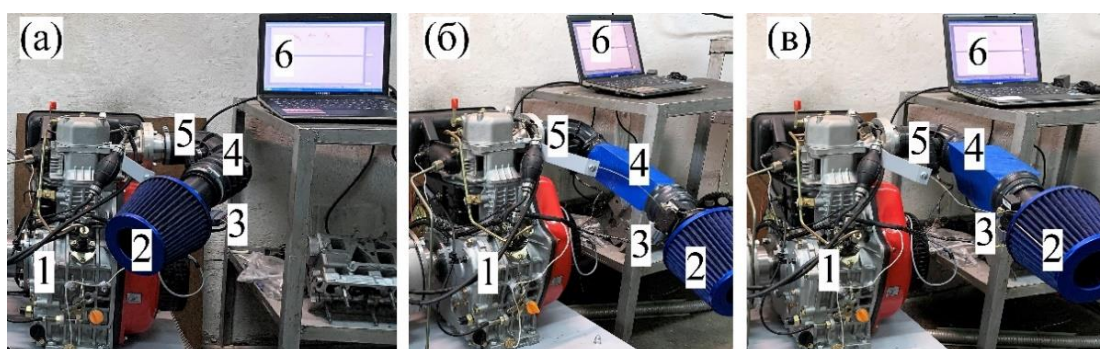


Рисунок 18 – Фото экспериментального стенда с базовой впускной системой (а) и системами с квадратным (б) и треугольным (в) участками: 1 – дизель; 2 – воздушный фильтр; 3 – датчик массового расхода воздуха; 4 – впускная труба (квадратный и треугольный каналы); 5 – датчик давления; 6 – ноутбук для сбора экспериментальных данных

Результаты испытаний в виде функции мощности N_e от частоты вращения КВ n для дизеля 1Ч 7,5/6,0 приведены на рисунке 19. Оказалось, что применение треугольного участка во впускной системе приводит к росту мощности дизеля на 5-17 % по сравнению с базовой модификацией. А использование квадратного участка увеличивает мощность дизеля на 1-7,2 %.

Таким образом, потенциал описанной модернизации систем газообмена выражается в следующем улучшении основных показателей ПДВС:

- увеличении коэффициента наполнения на 4,0–24,2 % и снижении коэффициента остаточных газов на 9,7–24,1 %;

- возрастании эффективной мощности на 2,5–17,0 %;
- росту/снижению удельного расхода топлива на $\pm 0,5$ –1,2 %.

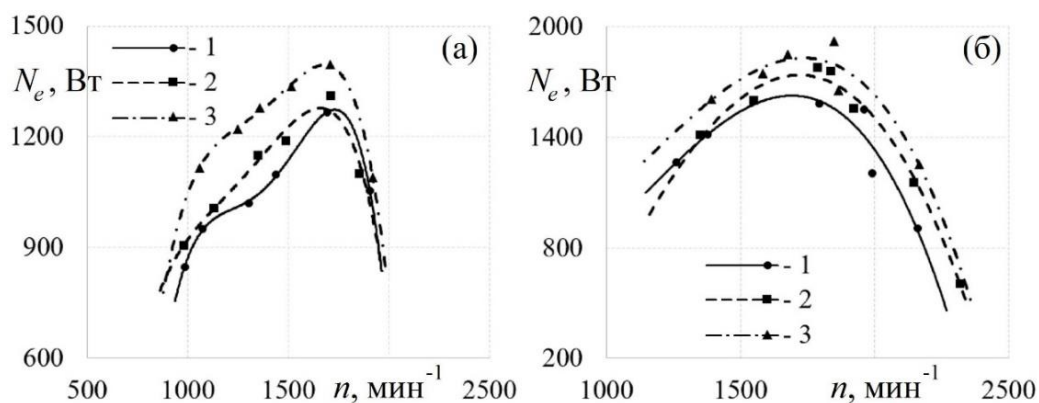


Рисунок 19 – Зависимости мощности N_e от частоты вращения КВ n двигателя 1Ч 7,5/6,0 при положениях органа управления подачи топлива 0,3 (а) и 0,4 (б) от полной для впускных систем с участками с разной формой поперечного сечения: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

В пятой главе изложены результаты исследования влияния исходной внешней турбулентности (механического воздействия) на газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости переменного объема.

В области поршневого двигателестроения установка турбокомпрессора рассматривается как способ повышения массового расхода воздуха через цилиндры двигателя и, соответственно, улучшения его эксплуатационных показателей. Вместе с тем лопаточный аппарат компрессора ТК может создавать уровень турбулентности со значениями Tu до 0,2, что существенно влияет на газодинамику и теплообмен нестационарных потоков газа в газодинамических системах. Однако роль этого фактора подробно не изучена.

Для оценки базового уровня возмущений, создаваемых турбокомпрессором, проводились исследования газодинамики и теплообмена потоков (стационарное течение) в выходном канале компрессора ТК без поршневой части на установке, описанной выше. Установлено, что исходная величина степени турбулентности Tu газовых потоков в выходном канале компрессора составляет от 0,01 до 0,11 (Рисунок 20). При этом с ростом Tu происходит снижение средних напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности выходного канала, которое достигает величины 20 % в исследованном диапазоне изменения Tu (Рисунок 21).

Следует подчеркнуть, что физические механизмы формирования нестационарных потоков во впускной системе двигателя с турбокомпрессором и без него являются принципиально отличными друг от друга. В ПДВС без ТК единственным движущим фактором течения воздуха в процессе заполнения полости является разрежение, которое создается в полости поршнем, движущимся сверху вниз. В ПДВС

с ТК физическая картина иная – определяющим источником движения воздуха является центробежный компрессор, который нагнетает воздух в полость при избыточном давлении. При опорожнении полости в ПДВС с ТК и без него основным движущим фактором течения воздуха в обоих случаях является избыточное давление, возникающее в трубопроводе после открытия выпускного клапана.

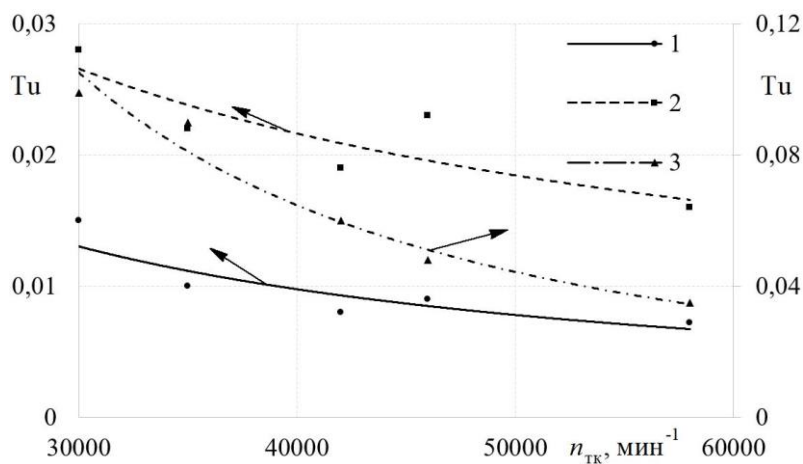


Рисунок 20 – Зависимости степени турбулентности Tu от частоты вращения вала ТК n_{TK} для разных аэродинамических сопротивлений ξ выходного патрубка компрессора: 1 – $\xi = 1,3$; 2 – $\xi = 4,7$; 3 – $\xi = 10,1$

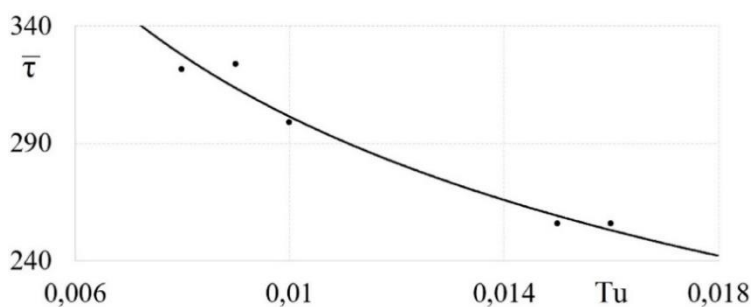
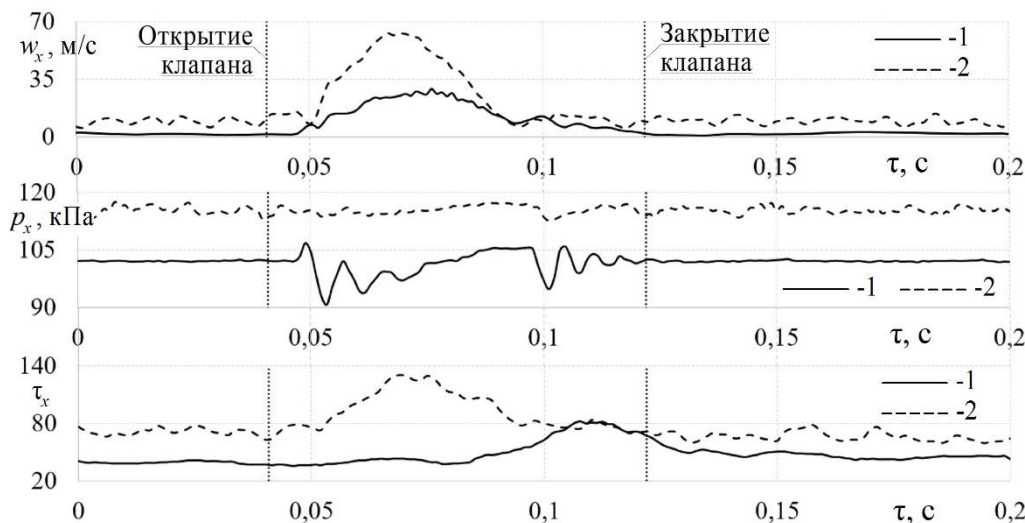


Рисунок 21 – Зависимость осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности выпускного канала компрессора ТК от степени турбулентности потока Tu (значения τ и Tu получены при условии одинакового расхода воздуха Q через канал)

На рисунках 22 и 23 представлены зависимости местных скорости w_x , давления p_x и локальных напряжений трения τ_x потока в газодинамических системах с ТК и без него при заполнении и опорожнении полости за один полный цикл.



1 – двигатель без наддува ($n = 600 \text{ мин}^{-1}$);
2 – двигатель с турбонаддувом ($n = 600 \text{ мин}^{-1}$, $n_{TK} = 35000 \text{ мин}^{-1}$)

Рисунок 22 – Зависимости локальных скорости потока воздуха w_x , статического давления p_x и локальных напряжений трения τ_x от времени в газодинамической системе при заполнении полости переменного объема

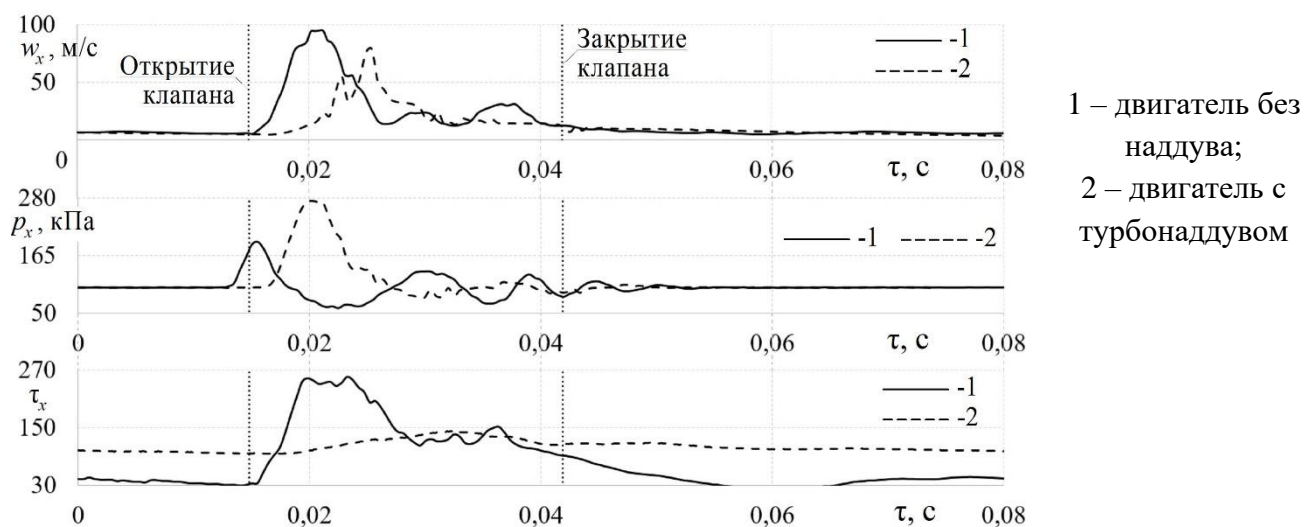


Рисунок 23 – Зависимости локальных скорости потока воздуха w_x , статического давления p_x и локальных напряжений трения τ_x от времени в газодинамической системе при опорожнении полости переменного объема при давлении в полости $p_{out} = 0,2$ МПа и $n = 1500$ мин⁻¹

Получено, что максимальные значения скорости потока воздуха во впускной системе с турбокомпрессором на 15-25 % выше, чем в системе без него. При этом с увеличением скорости вращения вала ТК отличия в пиковых величинах скорости потока воздуха возрастают и достигают 40 % при $n_{TK} = 60000$ мин⁻¹. Все это сопровождается ростом среднего давления во впускной системе от 0,111 МПа до 0,146 МПа (в пределах 23 %) и соответствующим увеличением плотности воздуха от 5 до 12 %. Разные газодинамические условия во впускной системе с ТК и без него приводят к существенным отличиям в закономерностях изменения локальных напряжений трения τ_x . Установлено, что во впускной системе с турбокомпрессором в отличие от системы без ТК возрастают как максимальные значения τ_x , так и его средние значения. Однако, следует иметь ввиду, что количественные отличия в τ_x частично связаны с разными расходными характеристиками через впускную систему с ТК и без него. Установлено, что при частотах вращения КВ $n < 2000$ мин⁻¹ расход воздуха Q через впускную систему с ТК выше в среднем на 25-30 % по сравнению с Q в системе без турбокомпрессора. С ростом n отличия в расходах Q уменьшаются до 7-10 %. При этом, следует отметить, что рост расхода воздуха через впускную систему наблюдается вплоть до частоты вращения вала ТК равной 42000 мин⁻¹, после чего расход Q либо остается неизменным, либо снижается. Это можно объяснить тем, что при $n_{TK} > 42000$ мин⁻¹ компрессор ТК имеет избыточную производительность по сравнению с потребностью ПДВС.

При опорожнении полости переменного объема максимальные значения скорости потока воздуха в выпускной системе с турбокомпрессором на 5-20 % ниже, чем в системе без него (Рисунок 23). Максимальные значения начального давления потока в выпускной системе с ТК возрастают вплоть до 40 % по сравнению с си-

стемой без него. Наблюдается заметное сглаживание характеристики $\tau_x = f(\tau)$ в системе с ТК. В свою очередь, установка ТК в выпускную систему приводит к уменьшению расходных характеристик во всем исследуемом диапазоне частот вращения КВ на 3-18 % по сравнению с базовой системой выпуска, что связано с возрастанием аэродинамического сопротивления выпускной системы.

Для того, чтобы оценить влияние исходной внешней турбулентности (от механического воздействия лопаточного аппарата компрессора) на пульсирующий поток газа во впускной системе была определена степень турбулентности Tu при наличии ТК и без него (Рисунок 24). Из рисунка 24 видно, что установка турбокомпрессора приводит к существенному росту степени турбулентности (до 30 %), что особенно характерно для низких частот вращения КВ ($n < 1200 \text{ мин}^{-1}$). Это можно объяснить двумя причинами: 1) существенным ростом расхода воздуха через впускную систему и, соответственно, избыточной производительностью компрессора ТК на данном режиме работы; 2) механическим воздействием лопаточного аппарата компрессора на поток с повышенной начальной турбулентностью. Следует отметить, что с ростом частоты вращения вала ТК степень турбулентности пульсирующего потока в рассматриваемой системе практически не изменяется (при скорости более 40 м/с влияние компрессора на Tu вообще прекращается).

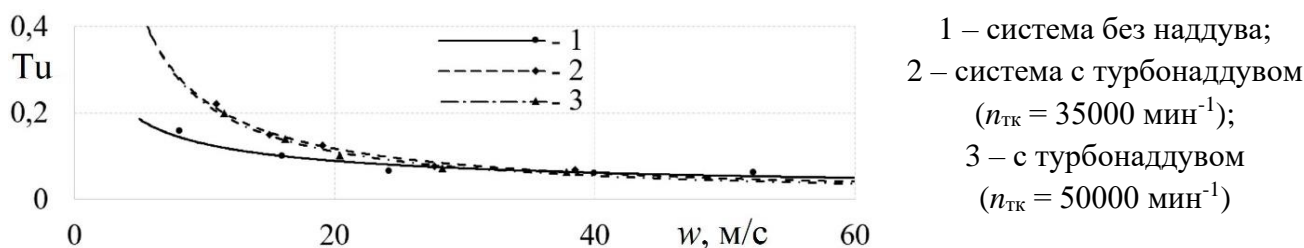


Рисунок 24 – Зависимость степени турбулентности Tu от скорости потока w в газодинамической системе при заполнении полости при разных частотах вращения вала ТК n_{TK}

В свою очередь, установка ТК в выпускной системе также приводит к значительному росту (до 2 раз) исходной степени турбулентности, что характерно для скоростей потока до 40 м/с, после чего разница значений Tu нивелируется до уровня базовой выпускной системы (Рисунок 25).

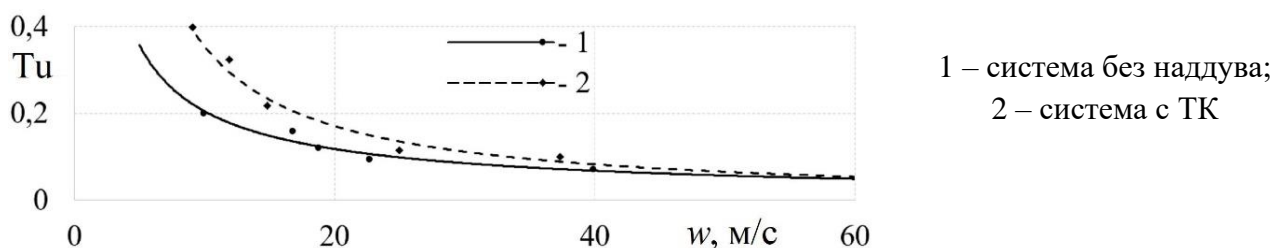


Рисунок 25 – Зависимость степени турбулентности Tu от скорости потока w в газодинамической системе при опорожнении полости для давления на выпуске $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$

Спектральный анализ функций $w_x = f(\tau)$ и $p_x = f(\tau)$ показал, что в случае наличия ТК во впускной системе имеет место рост амплитуд пульсаций значимых частот во всем исследуемом диапазоне. Это подтверждает значимую турбулизацию потока под действием механического воздействия лопаточного механизма ТК.

Оценить влияние исходной внешней турбулентности на интенсивность теплоотдачи в газодинамических системах ПДВС с ТК и без него при заполнении и опорожнении полости можно по рисунку 26 (результаты получены при одинаковых расходах через системы): установка ТК во впускную систему приводит к существенному росту интенсивности теплоотдачи (вплоть до 70 %) по сравнению с базовой системой впуска. Противоположные результаты были получены для выпускной системы (Рисунок 26б): установка в систему выпуска ТК, наоборот, приводит к подавлению теплоотдачи на 5-30 %.

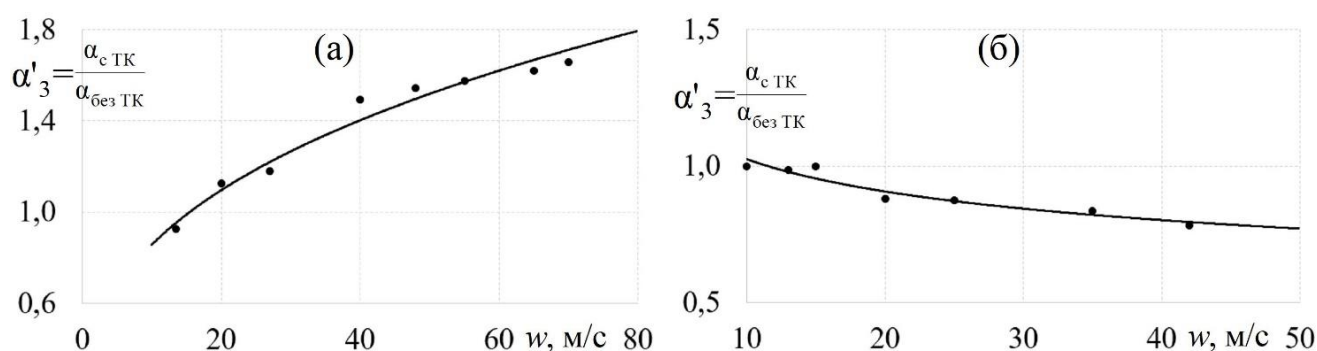


Рисунок 26 – Зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α'_3 (с турбонаддувом / без ТК) от скорости потока w в газодинамической системе при заполнении (а) и опорожнении (б) полости переменного объема

Отличия в интенсивности теплоотдачи при установке ТК в газодинамические системы можно объяснить совокупным влиянием ряда факторов: 1) разным физическим механизмом создания движения потоков воздуха; 2) различным действием исходной внешней турбулентности на пульсирующие потоки с разным механизмом создания движения; 3) неодинаковым аэродинамическими сопротивлениями систем.

В шестой главе рассмотрены способы управления газодинамикой и теплообменом нестационарных потоков газа, подверженных влиянию исходной внешней турбулентности (от лопаток ТК), в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости переменного объема.

Исследования проводились на экспериментальной установке, содержащей ПДВС, турбокомпрессор, выходные каналы разной конфигурации, приборно-измерительную базу и автоматизированную систему сбора данных (см. рисунок 4).

Известно, что одним из эффективных способов тепломеханического совершенствования нестационарных потоков в газодинамических системах ПДВС с турбокомпрессором является стабилизация течения, которая приводит к подавлению вариаций теплоотдачи, а следовательно, к снижению термических напряжений в

конструктивных элементах системы впуска и повышению надежности. В качестве штатной конфигурации выходного канала компрессора использовалась труба длиной 120 мм с внутренним диаметром 42 мм (коэффициент аэродинамического сопротивления системы $\xi = 1,4$). Для стабилизации потока устанавливалась сразу после ТК выравнивающая решетка с $\xi = 10,7$ (Рисунок 27). Другой способ совершенствования нестационарных потоков в газодинамических системах с турбокомпрессором заключался в нанесение канавок на поверхности трубы с $\xi = 5,7$ (Рисунок 28).

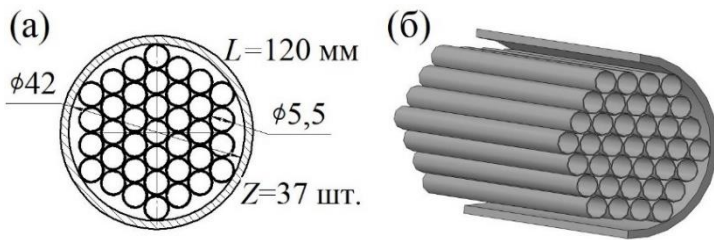


Рисунок 27 – Конфигурация выходного канала компрессора турбокомпрессора с выравнивающей решеткой (а) и его общий вид (б)

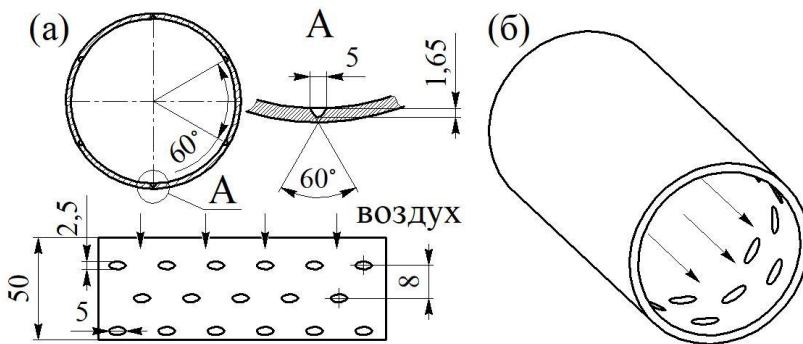


Рисунок 28 – Конфигурация выходного канала компрессора ТК с канавками (а) и его общий вид (б)

Экспериментальные зависимости $w_x = f(\tau)$, $p_x = f(\tau)$ и $\tau_x = f(\tau)$ в газодинамических системах при заполнении полости переменного объема при наличии в системе выравнивающей решетки представлены на рисунке 29.

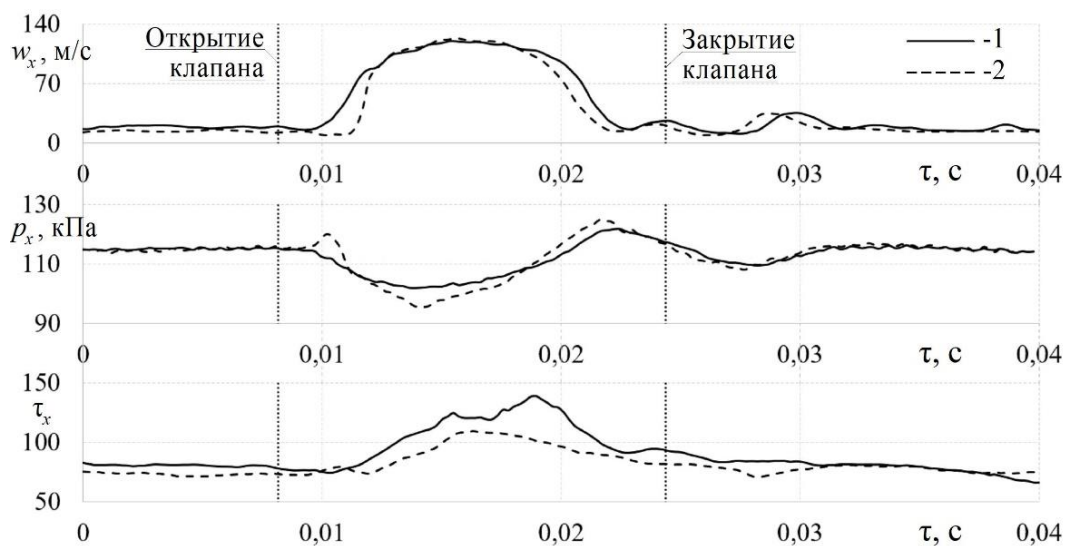


Рисунок 29 – Зависимости локальных скорости потока воздуха w_x , статического давления p_x и локальных напряжений трения τ_x во времени для базовой впускной системы (1) и впускной системы с выравнивающей решеткой (2) при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{TK}} = 42000 \text{ мин}^{-1}$

Оказалось, что присутствие во впускной системе выравнивающей решетки приводит к незначительному сглаживанию пульсаций скорости и давления в течении всего рабочего цикла двигателя; при этом, сохраняются максимальные значения w_x . Также можно отметить и сглаживание кривой $\tau_x = f(\tau)$ во впускной системе с выравнивающей решеткой. Напротив, наличие канавок в трубопроводе впускной системы вызывает дополнительные флуктуации скорости и давления потока воздуха в течении всего цикла двигателя. При этом на зависимости $\tau_x = f(\tau)$ также возникают всплески (пики), максимальные значения которых существенно выше, чем в базовой впускной системе (отличия достигают 25 %).

Следует отметить, что размещение выравнивающей решетки и наличие канавок во впускной системе с ТК не приводит к существенному изменению расходных характеристик, вариации которых составляют $\pm 7\%$.

На рисунках 30 и 31 показаны зависимости степени турбулентности Tu пульсирующих потоков и относительного коэффициента теплоотдачи от средней скорости течения во впускной системе ПДВС с разными конфигурациями труб.

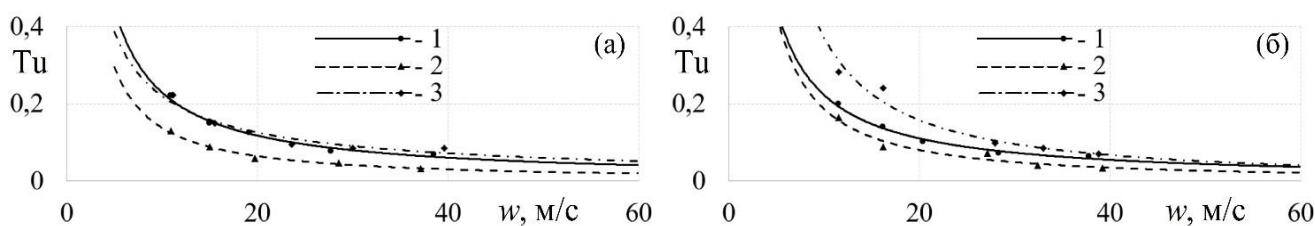


Рисунок 30 – Зависимости степени турбулентности потока Tu от скорости w в газодинамической системе при заполнении полости при частотах вращения вала турбокомпрессора $n_{ТК} = 35000 \text{ мин}^{-1}$ (а) и $n_{ТК} = 50000 \text{ мин}^{-1}$ (б): 1 – базовая газодинамическая система; 2 – система с выравнивающей решеткой; 3 – с канавками

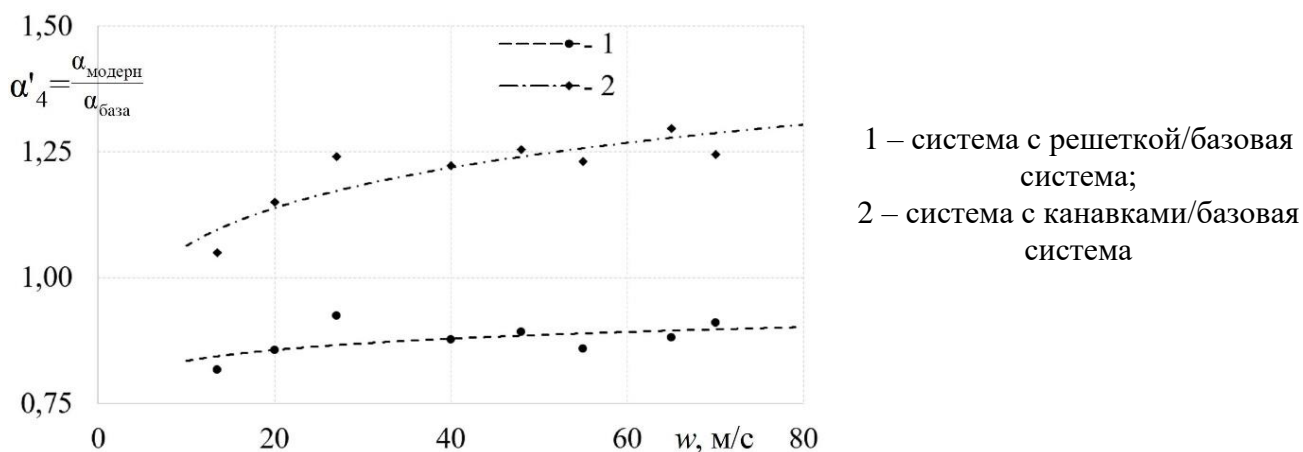


Рисунок 31 – Зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α'_4 (модернизированная система / базовая система) от скорости потока w в газодинамических системах при заполнении полости переменного объема для разных сочетаний конфигураций

Установка выравнивающей решетки в выходном канале ТК приводит к снижению степени турбулентности, которое достигает 25 % по сравнению с базовой системой впуска (Рисунок 30а). Следует отметить, что снижение Tu наблюдается

при всех частотах вращения КВ и вала ТК. Стабилизация потока за компрессором связана с выравниванием решеткой поля скоростей. При этом установка выравнивающей решетки приводит к подавлению теплоотдачи во впускной системе вплоть до 18 % по сравнению с базовой системой впуска (Рисунок 31). Вероятно, это снижение интенсивности теплоотдачи в данном случае можно объяснить формированием тонкого вязкого подслоя, который препятствует теплообмену между ядром потока и стенками канала.

Выявлено, что наличие канавок в трубопроводе впускной системы, наоборот, приводит к росту T_u примерно на 12 %, по сравнению с базовой системой (Рисунок 30б). При этом наблюдается существенный рост интенсивности теплоотдачи во впускной системе с канавками на величину вплоть до 35 % (Рисунок 31). Таким образом подтверждается эффект, что различного рода канавки и лунки на поверхности трубопроводов приводят к существенной интенсификации теплообмена при незначительном росте аэродинамического сопротивления системы, что объясняется формированием весьма интенсивных, вихревых вторичных течений, генерируемых канавками, но в данном случае это относится к пульсирующим потокам.

Данные о стабилизации пульсирующих потоков газа при установке во впускную систему выравнивающей решетки или наличия в ней канавок подтверждаются спектральным анализом функций $w_x = f(\tau)$ и $p_x = f(\tau)$: наблюдается снижение величин амплитуд пульсаций значимых частот при установке выравнивающей решетки и увеличение их при наличии в канале канавок.

Проводилась расчетная оценка ожидаемых эффектов в области двигателестроения от применения впускных систем с выравнивающей решеткой и канавками. Так снижение интенсивности теплоотдачи между потоком и стенками трубопроводом во впускной системе с выравнивающей решеткой приводит к уменьшению термических напряжений в деталях и узлах двигателей, что положительно сказывается на их надежности. Применительно к дизелю 6ЧН 21/21 расчетная вероятность безотказной работы выросла на 0,8 % при наработке 3000 часов.

Другой предложенный способ стабилизации пульсирующих потоков газа в газодинамической системе с турбокомпрессором заключается в сбросе избыточного наддувочного воздуха после компрессора ТК. При проектировании обычно турбокомпрессор подбирается с избыточной производительностью (расходом нагнетаемого воздуха) по отношению к потребности ПДВС. Поэтому на некоторых режимах (особенно, на низких частотах вращения КВ) турбокомпрессор работает с излишней подачей воздуха, вследствие этого во впускной системе ПДВС возникают обратные волны давления, вторичные токи и другие вихревые явления, которые снижают качество заполнения полости (цилиндра) воздухом. Поэтому была разработана автоматизированная система сброса избыточного наддувочного воздуха после компрессора ТК, структурная схема которой представлена на рисунке 32. В

данной схеме основным элементом является управляемый электромагнитный клапан, который в зависимости от режима работы поршневого двигателя и турбокомпрессора, сбрасывает ту или иную долю наддувочного воздуха. Доля сбрасываемого воздуха D_c из впускной системы определялась по формуле: $D_c = \frac{Q_{сб}}{Q_{сб} + Q_{двс}}$,

где $Q_{сб}$ – средний расход сбрасываемого воздуха; $Q_{двс}$ – расход воздуха, попавшего в полость ПДВС. Электромагнитный клапан позволял сбрасывать от 5 до 50 % общего объема воздуха, вырабатываемого компрессором ТК.

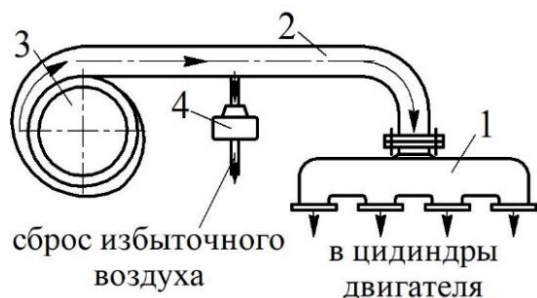


Рисунок 32 – Компоновка системы сброса избыточного наддувочного воздуха в двигателе с турбокомпрессором: 1 – впускной трубопровод; 2 – выходной патрубком компрессора; 3 – турбокомпрессор; 4 – электромагнитный клапан для сброса наддувочного воздуха

Зависимости $w_x = f(\tau)$, $p_x = f(\tau)$ и $\tau_x = f(\tau)$ во впускной системе с турбокомпрессором и системой сброса наддувочного воздуха для одного из режимов работы ПДВС и ТК показаны на рисунке 33. Из рисунка видно, что управляемый сброс воздуха приводит к сглаживанию зависимостей $w_x = f(\tau)$ и $p_x = f(\tau)$ в течении всего цикла. При этом максимальные значения скорости потока воздуха практически не изменяются, расход воздуха через впускную систему не снижается, а уровень локальных напряжений трения заметно уменьшается.

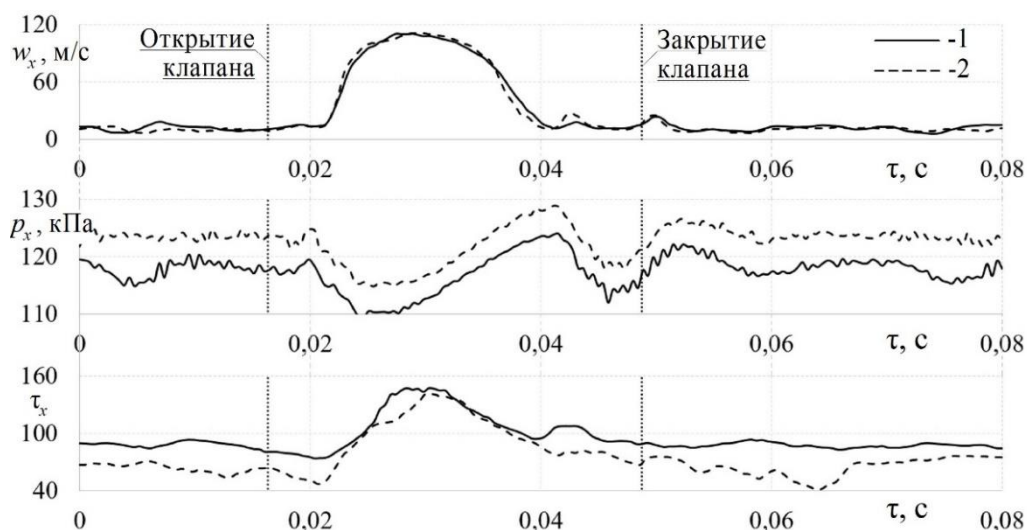


Рисунок 33 – Зависимости локальных скорости потока воздуха w_x , статического давления p_x и напряжений трения τ_x от времени для базовой газодинамической системы (1) и системы со сбросом наддувочного воздуха (2) при заполнении полости переменного объема для следующих условий: $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{тк} = 46000 \text{ мин}^{-1}$ (при $D_c = 0,08$)

Изменения газодинамики и теплообмена во впускной системе поршневого ДВС с ТК и системой сброса воздуха можно проследить на рисунках 34 и 35.

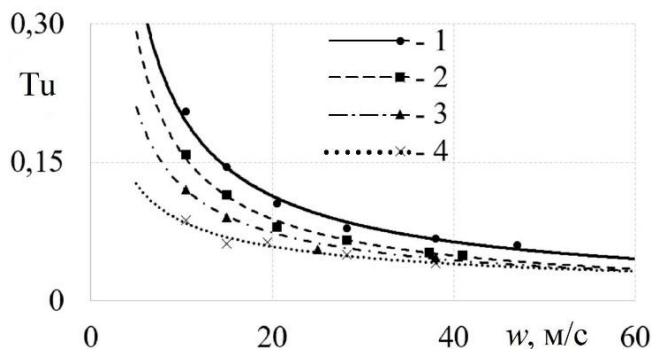
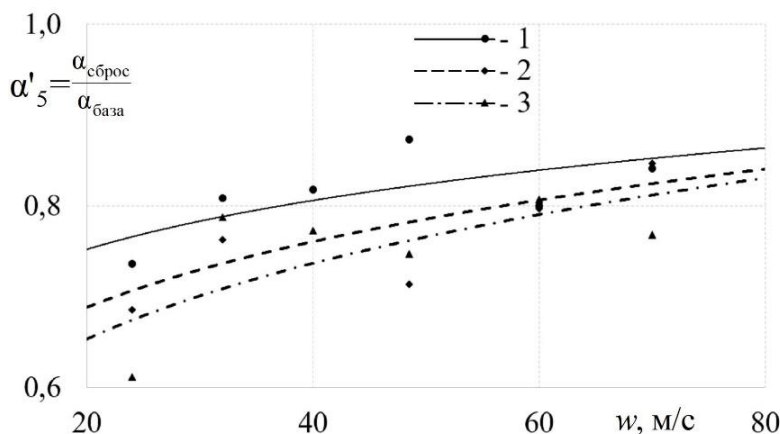


Рисунок 34 – Зависимость степени турбулентности Tu от скорости потока w в газодинамической системе при заполнении полости переменного объема для разных D_c :
 1 – базовая система $D_c = 0$;
 2 – система со сбросом $D_c = 0,04-0,08$;
 3 – $D_c = 0,12-0,17$;
 4 – $D_c = 0,21-0,39$

Из рисунка 34 видно, что управляемый сброс избыточного наддувочного воздуха приводит к снижению степени турбулентности вплоть до 40 % по сравнению с базовой системой впуска. При этом наибольшие величины снижения характерны для низких частот вращения КВ, это объясняется тем, что именно на этих режимах избыточная производительность компрессора наиболее велика. Поэтому сброс избыточного наддувочного воздуха существенно уменьшает турбулизацию потока и обратные волны давления во впускной системе. Спектральный анализ функций $w_x = f(\tau)$ и $p_x = f(\tau)$ подтверждает стабилизацию пульсирующих потоков во впускной системе за счет сброса избыточного количества сжатого воздуха: уменьшение амплитуд пульсаций достигает 50 % по сравнению с базовой системой.



1 – система со сбросом наддувочного воздуха при $D_c = 0,04-0,08$ /базовая система;
 2 – система со сбросом при $D_c = 0,12-0,17$ /базовая система;
 3 – система с $D_c = 0,21-0,39$ /базовая система

Рисунок 35 – Зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α'_5 (система со сбросом воздуха / базовая система) от скорости потока w в газодинамических системах при заполнении полости переменного объема для разных соотношений D_c

Из рисунка 35 видно, что интенсивность теплоотдачи во впускной системе со сбросом наддувочного воздуха меньше на 5-35 % (в зависимости от доли сброса) по сравнению с базовой системой впуска.

Проводилась расчетно-аналитическая оценка потенциального положительного эффекта от использования системы сброса наддувочного воздуха для двигателя 8ЧН 14/12, а именно: возможный роста КПД турбокомпрессора составил в среднем 2,5 % и КПД двигателя увеличился до 0,1 %.

Для того, чтобы не сбрасывать бесполезно наддувочный воздух, на сжатие которого затрачена энергия, его можно направить в выпускную систему двигателя с целью создания эффекта эжекции. Это позволит увеличить движущую силу течения в выпускной системе, а также снизить пульсации скорости и давления. Конструктивная реализация газодинамической системы с использованием эжекции показана на рисунке 36.

Исследования проводились при разных расходах сжатого воздуха, подаваемого через эжекционную трубку. Для каждого режима работы ПДВС рассчитывалась доля Δ подаваемого через эжекционную трубку воздуха: $\Delta = \frac{Q_{\text{вып}} - Q_{\text{эж}}}{Q_{\text{вып}}}$, где

$Q_{\text{вып}}$ – исходный расход воздуха через выпускную систему; $Q_{\text{эж}}$ – расход воздуха через эжекционную трубку.

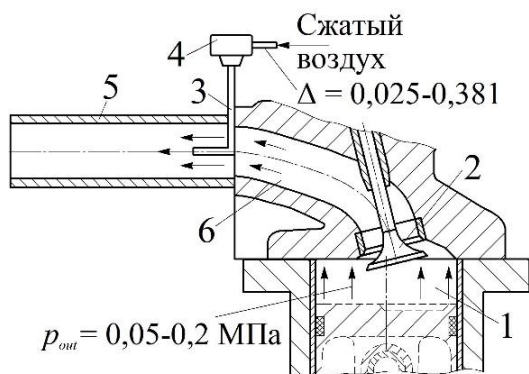


Рисунок 36 – Компоновка выпускной системы поршневого ДВС с системой эжекции:

- 1 – полость переменного объема;
- 2 – выпускной клапан;
- 3 – эжекционная трубка;
- 4 – электромагнитный клапан для подачи сжатого воздуха;
- 5 – выпускной трубопровод;
- 6 – головка блока с выпускным каналом

Следует отметить, что расход газов через выпускную систему с эффектом эжекции увеличился в среднем на 15 % или на 7 % за вычетом подаваемого сжатого воздуха (Рисунок 37). Следовательно, это приведет к лучшему опорожнению полости.

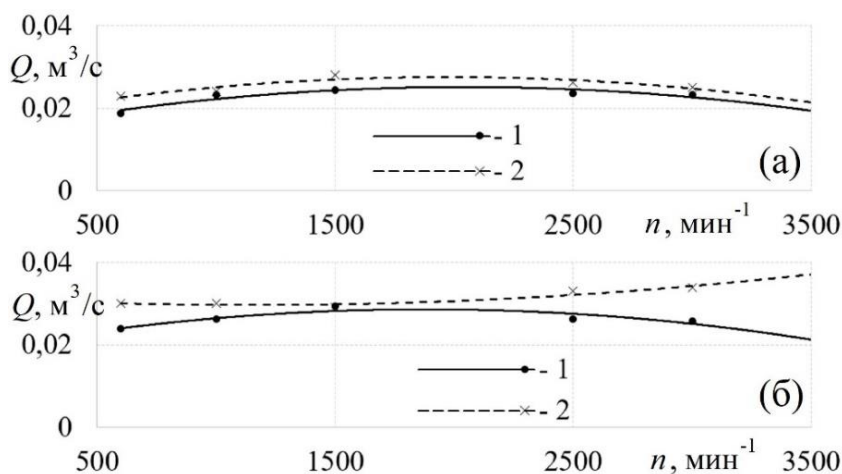
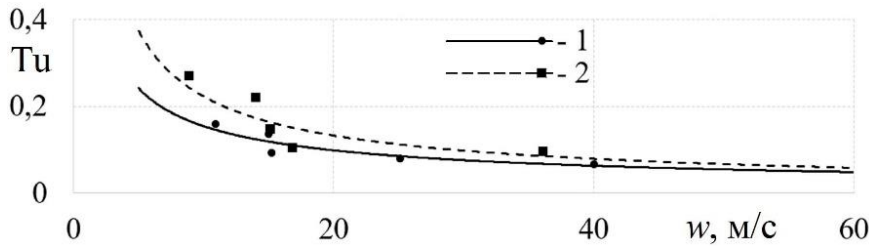


Рисунок 37 – Зависимости объемного расхода Q от частоты вращения вала двигателя n при опорожнении полости переменного объема через базовую газодинамическую систему (1) и систему с эжекцией (2) при разных начальных условиях на выпуске:

- а – $p_{\text{out}} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,043 \dots 0,189$);
- б – $p_{\text{out}} = 0,2$ МПа ($\Delta = 0,025 \dots 0,140$)

Из рисунка 38 видно, что в выпускной системе с эффектом эжекции степень турбулентности возрастает на 3-15 % по сравнению с базовой системой выпуска. При этом, возрастают амплитуды пульсаций скорости для значимых частот при

спектральном анализе функций $w_x = f(\tau)$ и $p_x = f(\tau)$. Это может быть вызвано подачей турбулизированного потока через эжекционную трубку.



Начальное давление на выпуске $p_{out} = 0,1$ МПа, доля подаваемого в эжектор воздуха $\Delta = 0,043 \dots 0,189$

Рисунок 38 – Зависимость степени турбулентности Tu от скорости потока w в базовой газодинамической системе (1) и газодинамической системе с эжекцией (2) при опорожнении полости переменного объема

Следует отметить, незначительное подавление теплоотдачи в выпускной системе с использованием эжекции в пределах 5-15 % по сравнению с базовой системой выпуска (Рисунок 39). Это может быть связано с переформированием пограничного слоя.

Математическое моделирование рабочего процесса двигателя 8ЧН 21/21 показало, что за счет использования эффекта эжекции коэффициент остаточных газов снижается вплоть до 10 % на частичных режимах работы дизеля, а это приводит к уменьшению удельного расхода топлива g_e в среднем на 1,1 %. Дополнительно проведена расчетная оценка потенциальных положительных эффектов по повышению надежности от подавления теплоотдачи в выпускной системе с эффектом эжекции. Применительно к дизелю 8ЧН 21/21 вероятность безотказной работы при наработке 3000 часов выросла на 1,3 % в сравнении с базовой модификацией.

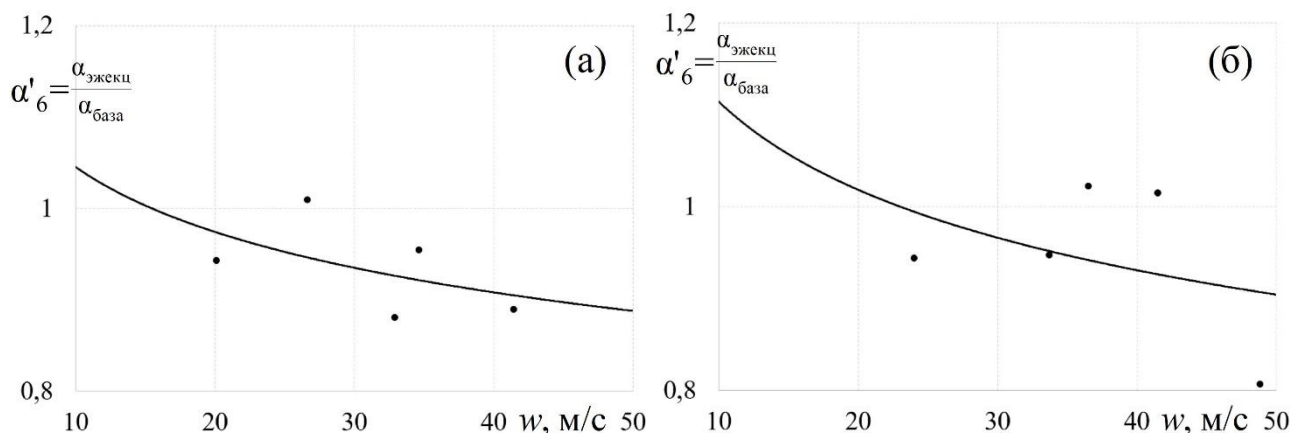


Рисунок 39 – Зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α'_6 (система с эжекцией / базовая система) от скорости потока w в газодинамических системах при опорожнении полости переменного объема для разных условий на выпуске: а – $p_{out} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,043 \dots 0,189$); б – $p_{out} = 0,2$ МПа ($\Delta = 0,025 \dots 0,140$)

Учитывая то обстоятельство, что на современном уровне развития двигателестроения борьба идет за десятые и даже сотые доли процента улучшения технико-

экономических показателей, приведенные выше величины прироста этих показателей, можно считать существенными.

В заключении диссертации сформулированы **основные выводы**.

1. Показано, что газодинамическая нестационарность, характерная для поршневых ДВС, снижает интенсивность теплоотдачи в 1,1-1,5 раза при заполнении полости, тогда как в случае опорожнения полости имеет место, как интенсификация, так и подавление теплоотдачи (разница составляет $\pm 35\%$).

2. Установлены существенные отличия в газодинамике и теплообмене при стационарном и пульсирующем течении газа в системах газообмена при заполнении (разряжение) и опорожнении полости (нагнетание): 1) показано, что в стационарном режиме течения при опорожнении полости степень турбулентности на порядок выше, чем при заполнении полости; тогда как, в случае пульсирующих потоков при заполнении и опорожнении полости нет столь существенных различий в величине степени турбулентности (разница не превышает 25%); 2) повышенная турбулизация потока при стационарном течении через выпускную систему приводит к интенсификации теплоотдачи до 30% по сравнению с системой впуска; в свою очередь, различия в интенсивности теплоотдачи в газодинамических системах в случае пульсирующих потоков при заполнении и опорожнении полости переменного объема находятся в пределах 15% .

3. Показано влияние формы поперечного сечения каналов в газодинамических системах поршневого двигателя на газодинамику и теплообмен потоков при заполнении и опорожнении полости переменного объема.

3.1. Установлено, что использование профилированного участка во впускной системе приводит к следующим изменениям (в сравнении с базовой системой): 1) росту степени турбулентности пульсирующих потоков до 22% ; 2) повышению относительного коэффициента теплоотдачи на $3-15\%$; 3) увеличению расхода газов через систему на $5-12\%$.

3.2. Выявлено, что применение профилированного участка в выпускной системе вызывает следующие изменения (по сравнению с базовой системой): 1) рост степени турбулентности пульсирующего потока до 33% ; 2) подавление теплоотдачи в системе на $25-41\%$; 3) повышение расхода через систему на $7-17\%$.

4. На основе стендовых испытаний двигателя 1Ч 7,5/6,0 установлено, что применение квадратного или треугольного участка во впускной системе приводит к росту мощности дизеля на $1-17\%$ при сохранении удельного расхода топлива по сравнению с базовой модификацией ПДВС.

5. Данные о газодинамике и теплообмене потоков в выходном канале компрессора ТК (без поршневой части) показали, что 1) исходный уровень степени турбулентности потоков составляет от $0,01$ до $0,21$ (с ростом частоты вращения вала ТК происходит снижение величины степени турбулентности); 2) с ростом исходной

степени турбулентности потока от 0,08 до 0,16 происходит снижение на 20% интенсивности теплоотдачи в выходном канале за компрессором ТК.

6. Установлено, что наличие турбокомпрессора в системах газообмена приводит к значительным отличиям в закономерностях изменения тепломеханических характеристик потоков: 1) наличие ТК во впускной системе приводит к увеличению максимальных значений скорости потока на 15-50 %, вызывает рост степени турбулентности пульсирующих потоков до 30 % и интенсификацию теплообмена до 2 раз по сравнению с системой без ТК; 2) наличие ТК в выпускной системе приводит к снижению максимальных значений скорости потока воздуха на 10-40 %, вызывает рост степени турбулентности нестационарного потока до 2 раз и подавление теплоотдачи на величину не более 15 % в сравнении с системой без ТК.

7. Предложен ряд технических решений по управлению газодинамикой и теплообменом пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости переменного объема.

7.1. Выявлено, что установка выравнивающей решетки во впускную систему двигателя с ТК приводит к следующим изменениям (в сравнении с базовой системой): 1) происходит стабилизация течения и соответствующее снижение степени турбулентности потоков на 5-25 %, при этом, расход воздуха уменьшается не более, чем на 8 %; 2) имеет место подавление теплоотдачи вплоть до 20 %.

7.2. Установлено, что нанесение канавок на внутреннюю поверхность трубопровода во впускной системе двигателя с ТК вызывает следующие изменения (по сравнению с базовой системой): 1) увеличение степени турбулентности пульсирующего потока вплоть до 35 % впуска при сохранении расхода воздуха через систему (изменения ± 5 %); 2) интенсификация теплоотдачи до 30 %.

7.3. Показано, что сброс избыточного количества сжатого воздуха после компрессора ТК во впускной системе ПДВС вызывает следующие изменения (в сравнении с базовой системой): 1) наблюдается существенная стабилизация потока и снижение степени турбулентности пульсирующего потока вплоть до 40 % при сохранении расходных характеристик через рассматриваемую систему; 2) имеет место подавление теплоотдачи до 35 %.

7.4. Выявлено, что применение эффекта эжекции в выпускной системе двигателя приводит к следующим изменениям (по сравнению с базовой системой): 1) росту степени турбулентности потока в пределах 3-15 % при росте расхода воздуха через систему на 5-14 %; 2) подавлению теплоотдачи в среднем на 10 %.

8. Выполненные инженерные расчеты, конструкторские проработки и аналитические оценки для ряда автомобильных и промышленных двигателей показали, что предложенные меры модернизации систем газообмена могут дать значимые положительные эффекты по повышению качества газообмена, увеличению технико-экономических характеристик и улучшению показателей надежности ПДВС.

Дальнейшее развитие темы представляет собой разработку принципиально новых способов управления тепломеханическими характеристиками потоков в системах газообмена и в цилиндре-полости устройств периодического действия.

СПИСОК ОСНОВНЫХ ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях, входящих в перечень ведущих рецензируемых журналов и изданий, утвержденных ВАК РФ для докторских диссертаций:

1. **Плотников, Л.В.** Динамические характеристики газодинамики и теплоотдачи во впускном тракте поршневого ДВС / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин // Двигателестроение. – 2009. – № 2. – С. 55-56.

2. **Плотников, Л.В.** Влияние формы поперечного сечения впускного канала на газодинамику и расходные характеристики процесса впуска в ДВС / Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2009. – № 7-8. – С. 94-98.

3. **Плотников, Л.В.** О необходимости исследования процесса впуска и выпуска в поршневых ДВС в динамике / Б.П. Жилкин, Д.С. Шестаков, Л.В. Плотников // Вестник академии военных наук. – 2010. – № 1. – С. 54-57.

4. **Плотников, Л.В.** Некоторые особенности газодинамики процесса впуска при наддуве поршневых ДВС / Б.П. Жилкин, Д.С. Шестаков, Л.В. Плотников // Тяжелое машиностроение. – 2012. – № 2. – С. 48-51.

5. **Плотников, Л.В.** Особенности изменения скорости и локального коэффициента теплоотдачи во впускных каналах разной конфигурации поршневого ДВС / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин // Ползуновский вестник. – 2012. – №3/1. – С. 178-183.

6. **Плотников, Л.В.** Снижение пульсации потока во впускной системе поршневого ДВС с наддувом / Д.С. Шестаков, Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, Н.И. Григорьев // Двигателестроение. – 2013. – № 1. – С. 24-27.

7. **Плотников, Л.В.** Влияние турбины турбокомпрессора на тепломеханические характеристики потока в выпускном тракте поршневого ДВС / Ю.М. Бродов, Н.И. Григорьев, Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников, Д.С. Шестаков // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия Энергетика. – 2014. – 14, № 2. – С. 5-11.

8. **Плотников, Л.В.** Экспериментальное исследование и совершенствование процессов газообмена поршневых и комбинированных ДВС в условиях газодинамической нестационарности / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, Ю.М. Бродов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2015. – № 12 (669). – С. 35-44.

9. **Plotnikov, L.V.** Increasing Reliability of Gas–Air Systems of Piston and Combined Internal Combustion Engines by Improving Thermal and Mechanic Flow Characteristics / Y.M. Brodov, N.I. Grigoryev, B.P. Zhilkin, L.V. Plotnikov, D.S. Shestakov // Thermal Engineering. – 2015. –Vol. 62, № 14. – P. 1038–1042.

10. **Плотников, Л.В.** Снижение тепловой напряженности впускных и выпускных систем двигателей внутреннего сгорания с наддувом / Ю.М. Бродов, Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников // Научно-технический журнал «Надежность и безопасность энергетики». – 2016. – № 1 (32). – С. 19-23.

11. **Плотников, Л.В.** Газодинамическое совершенствование системы впуска автомобильного двигателя за счет поперечного профилирования каналов / Л.В. Плотников, А.М. Неволин, М.О. Мисник // Транспорт Урала. – 2017. – № 3(54). – С. 82-86.

12. **Plotnikov, L.V.** Influence of Intake/exhaust Channel Lateral Profiling on Thermomechanics of Pulsating Flows / Y.M. Brodov, L.V. Plotnikov, B.P. Zhilkin // Technical Physics. – 2018. – Vol. 63, № 3. – P. 319-324.

13. **Плотников, Л.В.** Особенности тепломеханических характеристик пульсирующих потоков в газоздушных трактах поршневых двигателей с турбонаддувом / Л.В. Плотников, Ю.М. Бродов, Б.П. Жилкин, Н.И. Григорьев // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2019. – Т. 21, № 4. – С. 77-84.

14. **Плотников, Л.В.** Улучшение эксплуатационных показателей автомобильных двигателей внутреннего сгорания путем совершенствования термогазодинамики во впускной системе / Л.В. Плотников, Н.И. Григорьев, Н.С. Кочев, Л.Е. Осипов // Транспорт Урала. – 2020. – № 2 (61). – С. 47-51.

15. **Плотников, Л.В.** Физическое моделирование термомеханики газовых потоков в выходных каналах центробежного компрессора турбокомпрессора / Л.В. Плотников, Ю.М. Бродов, Б.П. Жилкин, Н.И. Григорьев, Л.Е. Осипов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2020. – Т. 23, № 3. – С. 44-50.

И другие, всего 34 статьи в журналах, рекомендованных ВАК.

Патенты Российской Федерации на полезную модель:

16. **Плотников, Л.В., Жилкин, Б.П., Крестовских, А.В., Падаляк, Д.Л.** Система выхлопа поршневого двигателя: патент на полезную модель F02B 27/00 № 114096; заявл. 2011123195/28 от 8.06.2011; опубл. 10.03.2012, Бюл. № 7.

17. **Плотников, Л.В., Жилкин, Б.П., Шестаков, Д.С.** Впускная система поршневого двигателя с наддувом: патент на полезную модель F02B 33/44 № 118363; заявл. 2012105249/06 от 14.02.2012; опубл. 20.07.2012, Бюл. № 20.

18. **Плотников, Л.В., Жилкин, Б.П., Григорьев, Н.И.** Система выхлопа поршневого двигателя: патент на полезную модель F02B 27/04 № 121525; заявл. 2012107933/06 от 01.03.2012; опубл. 27.10.2012, Бюл. № 30.

19. **Плотников, Л.В., Жилкин, Б.П.** Впускная система поршневого двигателя: патент на полезную модель F02B 29/00 № 127406; заявл. 2012136097/06 от 23.08.2012; опубл. 27.04.2013, Бюл. № 12.

20. **Плотников, Л.В., Жилкин, Б.П., Григорьев, Н.И.** Система выхлопа поршневого двигателя: патент на полезную модель F02B 27/04 № 135728; заявл. 2013118761/06 от 23.04.2013; опубл. 20.12.2013, Бюл. № 35.

21. **Плотников, Л.В.**, Жилкин, Б.П., Кочев, Н.С. Система выхлопа поршневого двигателя. Патент на полезную модель F02B 27/04 № 169115 от 03.03.2017; заяв. 2016108087 от 04.03.2012. Оpubл. 03.03.2017 бюл. № 7.

Монографии:

22. **Плотников, Л.В.** Совершенствование процессов в газоздушных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания: монография / Б.П. Жилкин, В.В. Лашманов, Л.В. Плотников, Д.С. Шестаков: под общ. ред. Ю. М. Бродова. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та. 2015. – 228 с.

23. **Плотников, Л.В.** Нестационарные тепломеханические процессы в системах газообмена поршневых двигателей с турбонаддувом: монография / Л.В. Плотников: под общ. ред. Б.П. Жилкина, Ю.М. Бродова. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та. 2020. – 204 с.

Статьи в журналах и материалах конференций, входящих в международные базы SCOPUS и Web of Science:

24. **Plotnikov, L.V.** The gas-dynamic unsteadiness effects on heat transfer in the intake and exhaust systems of piston internal combustion engines / L.V. Plotnikov, B.P. Zhilkin // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2017. – Vol. 115. – P. 1182–1191.

25. **Plotnikov, L.V.** Specific aspects of the thermal and mechanic characteristics of pulsating gas flows in the intake system of a piston engine with a turbocharger system / L.V. Plotnikov, B.P. Zhilkin // Applied Thermal Engineering. – 2019. – Vol. 160. – 114123.

26. **Plotnikov, L.V.** Influence of gas-dynamical nonstationarity on local heat transfer in the gas–air passages of piston internal-combustion engines / L.V. Plotnikov, B.P. Zhilkin // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2018. – Vol. 91, № 6. – P. 1444-1451.

27. **Plotnikov, L.V.** Physical and numerical modeling of thermomechanical processes in gas-air systems of piston engines under conditions of gas-dynamic unsteadiness / L.V. Plotnikov, B.P. Zhilkin, Y.M. Brodov // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2020. – Vol. 93, № 3. – P. 594-604.

28. **Plotnikov, L.V.** Thermomechanical improvement of gas–air systems of turbocharged piston internal-combustion engines / L.V. Plotnikov, B.P. Zhilkin, Y.M. Brodov // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2020. – Vol. 93, No. 6. – P. 1557-1566.

И другие, всего 21 публикация, индексируемые базами Scopus и Web of Sciences.

Подписано в печать 25.01.2021. Формат 60x84 1/16

Бумага офсетная. Усл. печ. л. 2,3

Тираж 100 экз. Заказ № 8

Отпечатано в типографии ИПЦ УрФУ
620000, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4

Тел.: +7 (343) 358-93-06

E-mail: press-urfu@mail.ru

print.urfu.ru