На правах рукописи

Григорьев Никита Игоревич

ГАЗОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН В ВЫПУСКНОМ ТРУБОПРОВОДЕ ПОРШНЕВОГО ДВС

Специальности: 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника;

05.04.02 – Тепловые двигатели

Автореферат диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Екатеринбург – 2015

Работы выполнена в ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина» на кафедрах «Теплоэнергетика и теплотехника» и «Турбины и двигатели».

Научный руководитель: **Жилкин Борис Прокопьевич,** доктор физико-математических наук, профессор;

Официальные оппоненты: **Исаев Сергей Александрович,** доктор физико-математических наук, профессор, ФГБОУ ВПО Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации, профессор кафедры механики, г. Санкт-Петербург;

Кукис Владимир Самойлович, заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет), ведущий эксперт кафедры «Колесные, гусеничные машины и автомобили», г. Челябинск

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова», г. Барнаул.

Защита диссертации состоится 22 мая 2015 г. в 14:00 на заседании диссертационного совета Д 212.285.07 на базе ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина» (УрФУ) по адресу: г. Екатеринбург, ул. Мира 19, зал ученого совета.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке УрФУ и на сайте ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина» (http://dissovet.science.urfu.ru/news2/).

Автореферат разослан «___» __.__.____ 2015 г.

Ученый секретарь диссертационного совета — Константин Эрленович Аронсон

Актуальность темы. Степень совершенства процессов газообмена (процессов впуска свежего заряда и выпуска отработавших газов) во многом определяет технико-экономические показатели двигателя в целом. Сведений о газодинамических и теплообменных характеристиках потока в газовоздушных трактах двигателя в динамике чрезвычайно мало. Большинство исследователей и испытателей изучали процессы переноса в цилиндре и клапанном узле, поскольку ранее их качество было определяющим. Сейчас на первый план в познавательном плане выходят процессы в газовоздушных трубопроводах: в их совершенствовании лежат перспективы повышения показателей поршневых ДВС. Данная работа направлена на исследование и совершенствование тепломеханических характеристик отработавших газов в процессе выпуска.

Целью работы является определение закономерностей изменения газодинамических и тепловых характеристик процесса выпуска отработавших газов в поршневом ДВС от конструктивных решений и режимных факторов, а также разработка на этой основе способов совершенствования выпускных систем.

Научная новизна основных положений работы

а) по специальности 01.04.14 – «Теплофизика и теоретическая теплотехника»:

- установлено, что процессам переноса при выпуске газов свойственна глубокая нестационарность;

- получены зависимости мгновенных локальных значений скорости, давления и коэффициента теплоотдачи от потока газов в выпускных трубопроводах разной конфигурации поршневого ДВС от угла поворота коленчатого вала при разных режимах его работы к стенкам канала;

- получены обобщенные эмпирические уравнения по мгновенной локальной теплоотдаче пульсирующего потока газов в выпускном трубопроводе поршневого ДВС при разных условиях;

б) по специальности 05.04.02 – «Тепловые двигатели»:

- выявлены возникающие при наддуве особенности газодинамических и теплообменных процессов в потоке газов в выпускном трубопроводе поршневого ДВС;

- разработан способ увеличения расхода газового потока (на 15–20 %) через выпускной трубопровод путем его поперечного профилирования, что приведет к улучшению очистки цилиндра от газов;

- показано, что создание принудительной эжекции за клапаном в выпускном трубопроводе может улучшить удаление газов из цилиндра в среднем на 10–15 % (при малом расходе активного агента – сжатого воздуха).

Достоверность результатов определяется надежностью опытных данных, определяемой тем, что они получены сочетанием независимых методик исследования, подтверждены воспроизводимостью результатов экспериментов и хорошо соотносятся на уровне пилотных опытов с данными отечественных и зарубежных авторов, а также применением актуальных методов исследования, основательным подбором системы сбора данных и средств измерений, их периодической поверкой и тарировкой.

Практическая и теоретическая значимость (в совокупности по обеим специальностям) :

- полученные автором закономерности могут быть использованы при оценке мгновенной локальной теплоотдачи газов, расчете тепловых процессов при выпуске и температурных напряжений, возникающих в выпускном трубопроводе;

- разработаны активные и пассивные способы улучшения очистки цилиндра двигателя от газов, конструктивная реализация которых защищена патентами РФ.

Полученные данные расширяют представления о газодинамике и локальной теплоотдаче потока в процессе выпуска в поршневых ДВС и создают базу для разработки инженерных расчетов и методик проектирования выпускных систем двигателей с наддувом и без него. Разработанные способы повышения эффективности процесса выпуска могут привести к улучшению

технико-экономических показателей ДВС. Отдельные результаты работы приняты ООО «Уральский дизель-моторный завод» (УДМЗ) для проектирования и модернизации двигателей семейства ДМ-21.

Положения, выносимые на защиту

Автор защищает:

- методику определения степени гидродинамической нестационарности потока газов в выпускном трубопроводе поршневого ДВС и полученные с ее помощью результаты;

- экспериментальные данные по газодинамике и мгновенной локальной теплоотдаче в выпускном трубопроводе поршневого ДВС;

- результаты обобщения опытных данных по локальному коэффициенту теплоотдачи потока газов в выпускном трубопроводе двигателя в виде эмпирических уравнений;

- практические рекомендации, включая конструктивные решения по увеличению расхода газов через выпускной трубопровод поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Личный вклад автора заключается в том, что им проанализированы отечественные и зарубежные литературные источники, сформулированы цель и задачи работы, предложены методики исследования, разработаны экспериментальные стенды, выполнены опыты, систематизированы и структурированы полученные экспериментальные данные.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на 19-й школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика А. И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Орехово-Зуево, Московская область, 2013 г.); IX Международной научно-практической конференции «Передовые научные разработки – 2013» (Чехия, Прага, 2013 г.); Второй, Третьей, Четвертой Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции «Актуальные проблемы морской энергетики» (Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2013, 2014, 2015 гг.); Национальном конгрессе

по энергетике (Казань, КГЭУ, 2014 г.); научных семинарах кафедр «Турбины и двигатели» и «Теплоэнергетика и теплотехника» (Екатеринбург, УрФУ, 2012– 2014 гг.); научно-технических советах при ООО «УДМЗ» (Екатеринбург, 2012–2015 гг.);.

Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 16 печатных работах, в том числе 6 в изданиях, рекомендованных ВАК. Получены 2 патента РФ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка, включающего 98 наименований и 4 приложений. Она изложена на 154 страницах компьютерного набора 14 шрифтом Times New Roman с полуторным интервалом в программе MS Word и снабжена по тексту 69 рисунками и 3 таблицами.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Во введении автором обоснован выбор методик исследования, сформулированы цели и определены основные задачи, представлены актуальность, научная и практическая значимость результатов работы, приведены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе приведен обзор литературных источников, которые посвящены проблемам изучения термомеханических процессов в выпускных системах ДВС, а именно газодинамике и теплообмену. Рассматриваются известные конструкции выпускных систем, влияние конструктивных решений на расходные характеристики и теплоотдачу, а также методы исследования процесса выпуска в ДВС.

На основе изучения и анализа литературных источников были сформулированы следующие основные задачи научной работы:

1) Установить степень газодинамической нестационарности процесса выпуска в поршневом ДВС;

2) Найти зависимости мгновенных скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи от потока в выпускных трубопроводах различной

конфигурации от угла поворота коленчатого вала при разных режимах работы двигателя;

3) Обнаружить факторы, определяющие режим течения и расходные характеристики газов в процессе выпуска;

4) Выявить особенности газодинамических и теплообменных характеристик потока в выпускном трубопроводе поршневого ДВС, возникающие при осуществлении наддува;

5) Обобщить в виде эмпирических уравнений данные по мгновенной локальной теплоотдаче пульсирующего потока газа в выпускном трубопроводе поршневого ДВС;

6) Разработать способы улучшения газодинамических и теплообменных характеристик потока газа в выпускном трубопроводе в процессе выпуска.

Во второй главе приводится описание методик исследований и экспериментальных установок.

Для оценки степени гидродинамической нестационарности процесса выпуска и последующего выбора методики исследований автором была разработана экспериментальная установка. Она функционировала следующим образом: воздух из компрессора поступал в бак-ресивер, который был снабжен внутри выравнивающей решеткой для стабилизации течения. Далее воздух через цилиндр-дутьевую камеру попадал в исследуемый канал диаметром 30 мм, в котором устанавливались датчики термоанемометра. Нестационарный (разгонный) режим течения в канале создавался с помощью открытия/закрытия перепускного клапана.

В опытном канале имелось четыре контрольных сечения на расстояниях от головки цилиндра l_1 = 150 мм, l_2 = 300 мм, l_3 = 600 мм и l_4 = 900 мм. Более подробно конфигурация исследуемого канала и места расположения датчиков термоанемометра показаны на рисунке 1.

Алгоритм проведения опытов заключался в следующем. Запускался компрессор, и следовала выдержка до создания стационарного режима, что определялось по показаниям термоанемометров *6*. При этом в каждом

контрольном сечении измерительная нить одного из термоанемометров находилась в середине канала, перпендикулярно движению потока в нем, а другая была установлена на расстоянии 0,2d от стенки канала. После стабилизации течения перепускной клапан закрывался, и воздух направлялся в атмосферу, минуя исследуемый канал, после чего снова осуществлялась выдержка до достижения стационарности потока. Далее клапан резко открывался, и воздух направлялся в исследуемый канал. С этого момента фиксировалось измерение локальной скорости w_x во времени.

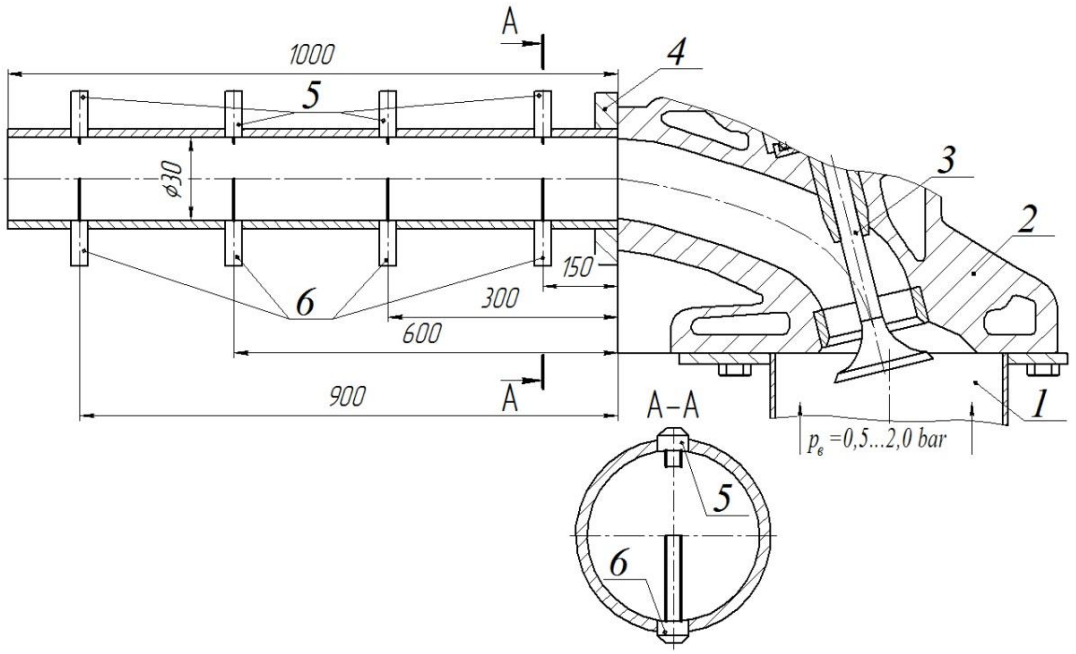

Рисунок 1 – Конфигурация опытного участка выпускного трубопровода:
1 – цилиндр-дутьевая камера; *2* – корпус головки цилиндров; *3* – клапан;
4 – исследуемый канал; *5* – датчик термоанемометра для измерения скорости газа около стенки; *6* – датчик термоанемометра для измерения мгновенных значений средней скорости в канале

В результате опытов по зависимостям $w_x = f(\tau)$ (рисунок 2) определялись два характерных времени: время восстановления течения $\tau_в$ и время релаксации течения $\tau_р$. За время восстановления течения $\tau_в$ принимался временной промежуток до момента, когда скорость потока в канале впервые достигает величины средней скорости $\overline{w}$ в исследуемом канале, за время релаксации $\tau_р$ течения – время установления квазистационарных колебаний мгновенных

значений скорости около среднего значения $\overline{w}$. По двум датчикам для каждого контрольного сечения получали два значения характерных времен: одно значение относилось к оси потока, другое – к пристенной области канала.

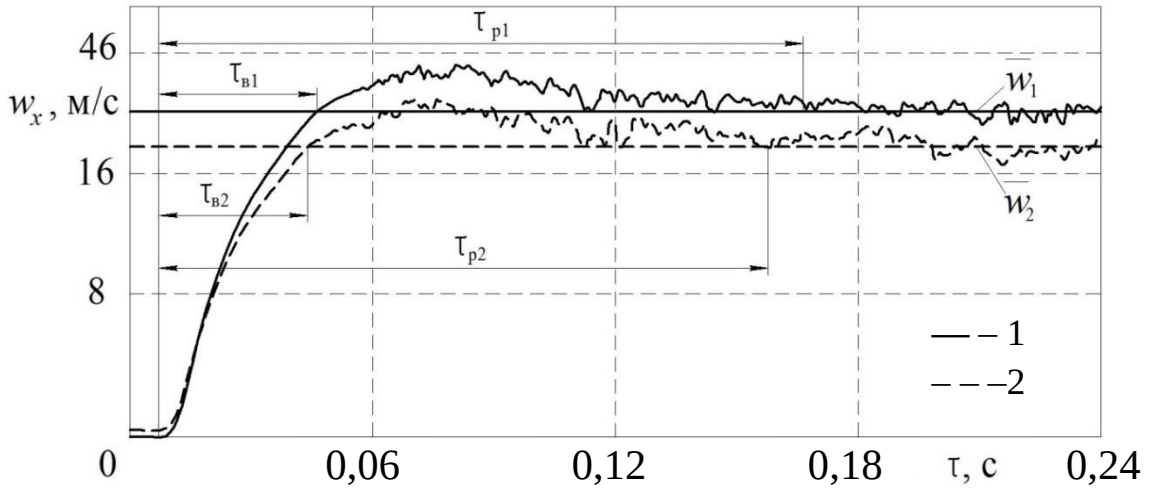

Рисунок 2 – Зависимости мгновенной локальной (l_x = 300 мм) скорости w_x потока газа в круглом канале от времени τ: *1* – по оси канала; *2* – около стенки канала

После соотнесения характерных времен и временных периодов в процессе выпуска установлено, что для него свойственна глубокая гидромеханическая нестационарность, поскольку время релаксации превышает продолжительность периода процесса выпуска.

Для исследования газодинамики и теплообмена процесса выпуска поршневого двигателя была разработана, изготовлена и отлажена экспериментальная установка, показанная на рисунке 3. Установка представляла собой физическую модель одноцилиндрового ДВС размерности 8,2/7,1, механизм газораспределения которой заимствован от двигателя автомобиля ВАЗ-11113. Распределительный вал приводился во вращение с помощью электрического двигателя *11*, число оборотов которого регулировалось преобразователем частоты в диапазоне 300–1500 мин$^{-1}$, что соответствует частоте вращения коленчатого вала n = 600–3000 мин$^{-1}$.

Для создания начального избыточного давления в цилиндре (давление в начале выпуска) газ подавался из заводской сети по трубопроводу с

манометром *1*. С помощью вентиля *2* регулировался расход газа. Газ поступал в бак-ресивер *3* объемом 0,04 м^3, в котором была размещена выравнивающая решетка *4* для гашения пульсаций давления. Из бака-ресивера *3* газ по трубопроводу подавался в цилиндр-дутьевую камеру *5* с хонейкомбом *6*. При открытии выпускного клапана *7* газ из камеры *5*, имитирующей цилиндр двигателя, поступал через выпускной канал *9* в головке в измерительный канал (выпускной трубопровод) *10*.

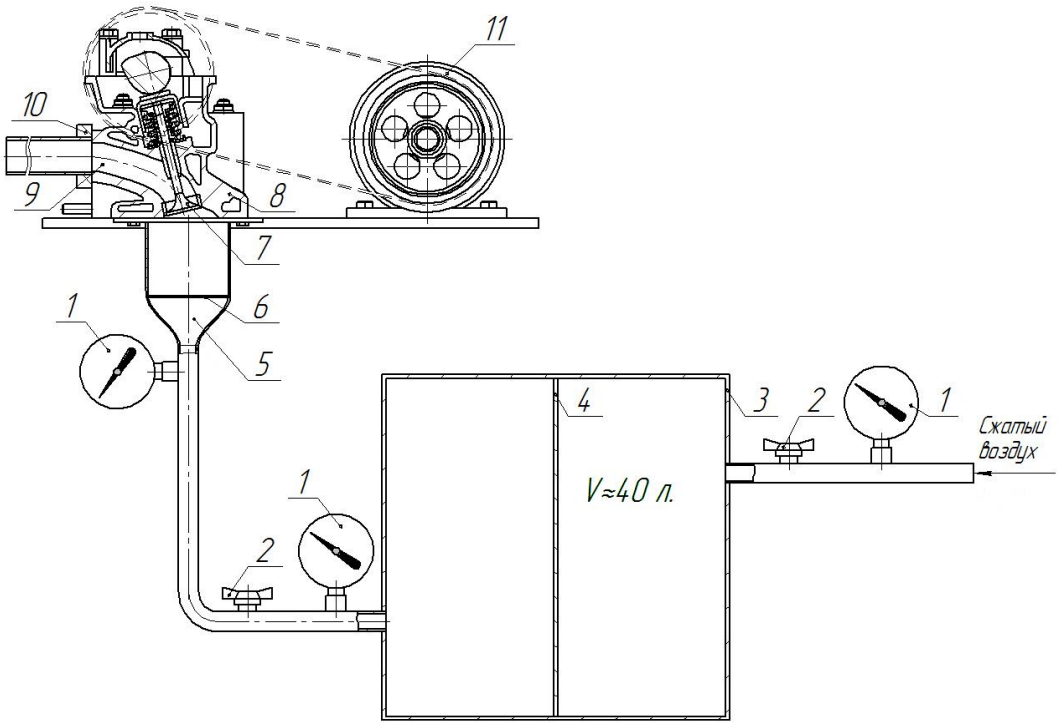

Рисунок 3 – Схема экспериментальной установки: *1* – манометр; *2* – вентиль; *3* – бак-ресивер; *4* – выравнивающая решетка; *5* – цилиндр-дутьевая камера; *6* – хонейкомб; *7* – выпускной клапан; *8* – головка цилиндров; *9* – выпускной канал в головке цилиндров; *10* – измерительный (опытный) канал; *11* – асинхронный электродвигатель

На рисунке 4 более подробно показана конфигурация выпускного трубопровода экспериментальной установки с указанием мест расположения датчиков давления и зондов термоанемометра.

В качестве исходной геометрической базы был выбран прямой выпускной канал с круглым поперечным сечением. На головку цилиндров *2* устанавливался опытный выпускной трубопровод *4* длиной *L* = 400 мм и

диаметром d = 30 мм. В трубопроводе имелись три отверстия на расстояниях L_1 = 20 мм, L_2 = 140 мм и L_3 = 340 мм для установки датчиков давления *5* и датчиков термоанемометра *6*.

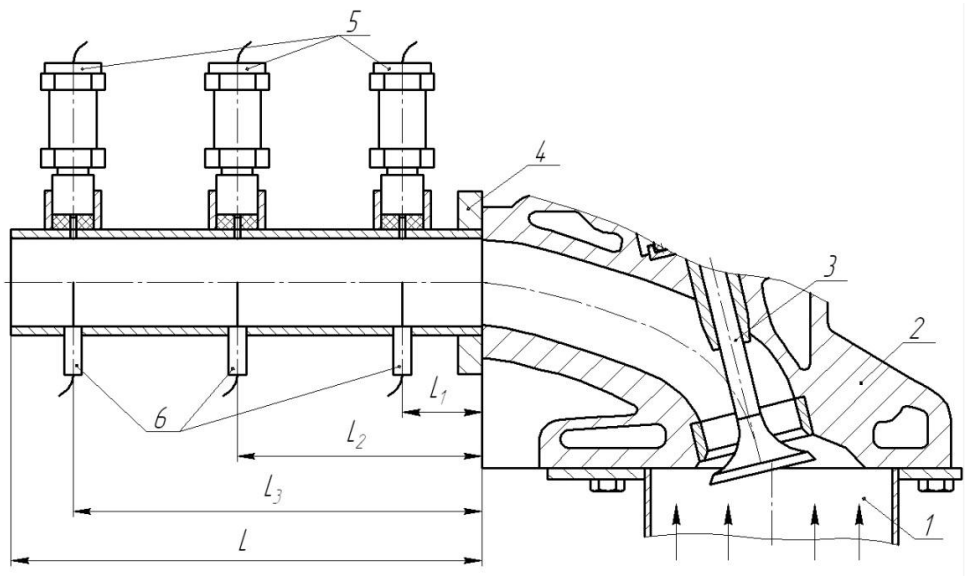

Рисунок 4 – Внешний вид рабочего участка выпускного трубопровода и места установки датчиков: *1* – цилиндр-дутьевая камера; *2* – головка блока; *3* – выпускной клапан; *4* – опытный выпускной трубопровод; *5* – датчики давления; *6* – датчики термоанемометра для измерения скорости потока;
L – общая длина выпускного трубопровода; $L_{1\text{-}3}$ – расстояния до мест установки датчиков термоанемометра от выпускного окна в головке

В опытах с трубопроводами разного поперечного сечения использовались сменные вставки (участки трубопровода) с поперечными сечениями в виде квадрата и равностороннего треугольника. Эквивалентный (гидравлический) диаметр $d_э$ всех трубопроводов равнялся 30 мм, а длина сменной вставки составляла 30 % от общей длины трубопровода.

На базе аналого-цифрового преобразователя была разработана автоматизированная система сбора и обработки экспериментальных данных. Для измерения мгновенных значений среднеинтегральной скорости потока w_x и локального коэффициента теплоотдачи α_x использовался термоанемометр постоянной температуры. Чувствительным элементом датчиков термоанемометра являлась нихромовая нить с диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Для определения скорости потока газа применялся датчик со свободной нитью,

устанавливаемой перпендикулярно движению потока. Для определения α_x использовался датчик с нихромовой нитью, размещенной на фторопластовой подложке. Он устанавливался заподлицо со стенкой выпускного трубопровода. Систематическая погрешность измерений w_x составляла 5,5 %, а локального коэффициента теплоотдачи α_x – 10,5 %. Определение частоты вращения коленчатого вала производилось тахометром, состоящим из закрепленного на распределительном валу диска и индуктивного датчика.

В третьей главе рассматриваются газодинамические характеристики газа в процессе выпуска в двигателе внутреннего сгорания при различных конфигурациях выпускного трубопровода.

Характерные зависимости изменения локальных давления p_x и скорости потока w_x представлены на рисунке 5. Было установлено, что после открытия выпускного клапана происходит значительное нарастание давления потока в выпускном канале двигателя, после чего на протяжении всего оставшегося времени выпуска наблюдаются колебания (пульсации) p_x. Рассматриваемые колебания затухают практически сразу после закрытия выпускного клапана при работе на низких и средних оборотах n, но сохраняются при высоких частотах вращения коленчатого вала.

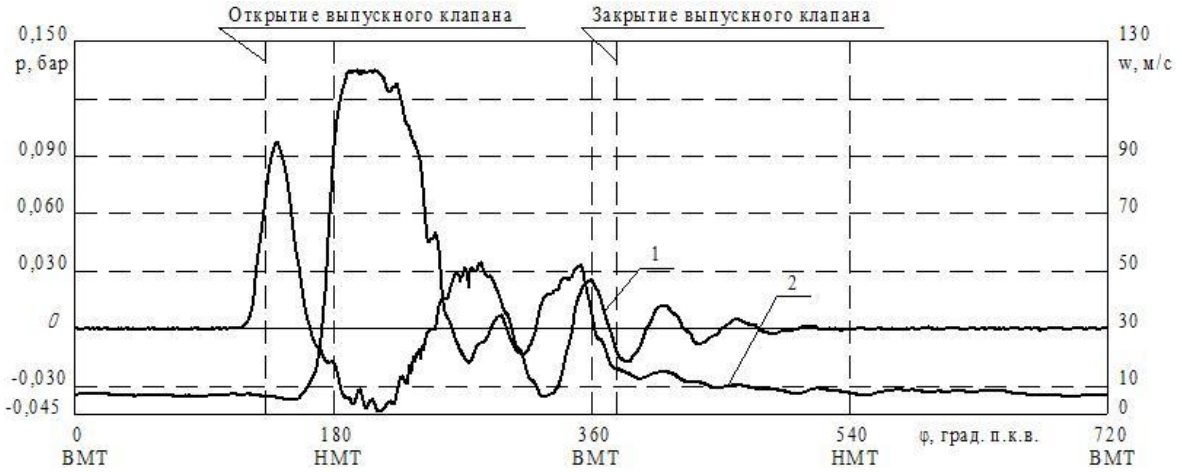

Рисунок 5 – Зависимости локальных (l_x = 140 мм) избыточного давления p_x (1) и скорости потока w_x (2) в выпускном трубопроводе круглого сечения от угла поворота коленчатого вала φ при начальном избыточном давлении p_b = 2 бар для частоты вращения коленчатого вала n = 1500 мин$^{-1}$.

Схожая тенденция наблюдается и в характере изменения скорости потока. Сразу после открытия выпускного клапана скорость достигает своего максимума. Стоит отметить, что на протяжении всего рабочего цикла двигателя скорость w_x не равна нулю, т. е. можно предположить, что за период между тактами выпуска газы не успевают полностью покинуть выпускную систему.

После исследований газодинамических характеристик в трубе с круглым поперечным сечением было проведено изучение процесса выпуска в трубопроводах со вставками квадратного и треугольного поперечных сечений. Таким образом, проверялась гипотеза о том, что образующиеся в каналах с поперечным сечением, лишенным полной симметрии, устойчивые продольные вихревые течения могут положительно влиять на газодинамику, а отсюда и на теплоотдачу в выпускном трубопроводе двигателя внутреннего сгорания.

Проведенное исследование показало, что путем поперечного профилирования выпускного трубопровода возможно улучшить газодинамические характеристики процесса выпуска поршневого ДВС. Например, применение трубопровода треугольного поперечного сечения позволит повысить объемный расход газов через выпускной трубопровод на 15–20 % по сравнению с трубопроводом круглого поперечного сечения. Использование трубопровода квадратного поперечного сечения приводит к снижению пульсаций давления и скорости потока в выпускном трубопроводе, следовательно, снижению шума и вибрации элементов выпускной системы.

В работе было изучено влияние турбины турбокомпрессора (ТК) на газодинамику потока в выпускном трубопроводе двигателя. Исследования проводились на установке, описанной выше, с той особенностью, что на свободном конце выпускного трубопровода устанавливался ТК с радиально-осевой турбиной.

Сравнение зависимостей изменения локальных давления и скорости потока от угла поворота коленчатого вала в канале с ТК и без него показывает, что установка ТК приводит к образованию большого количества пульсаций на всем протяжении процесса выпуска, а также остаточных пульсаций в течение

некоторого времени после закрытия выпускного клапана. Описанные эффекты, видимо, вызваны действием лопаточных элементов (соплового аппарата и рабочего колеса) турбины (рисунки 6 и 7).

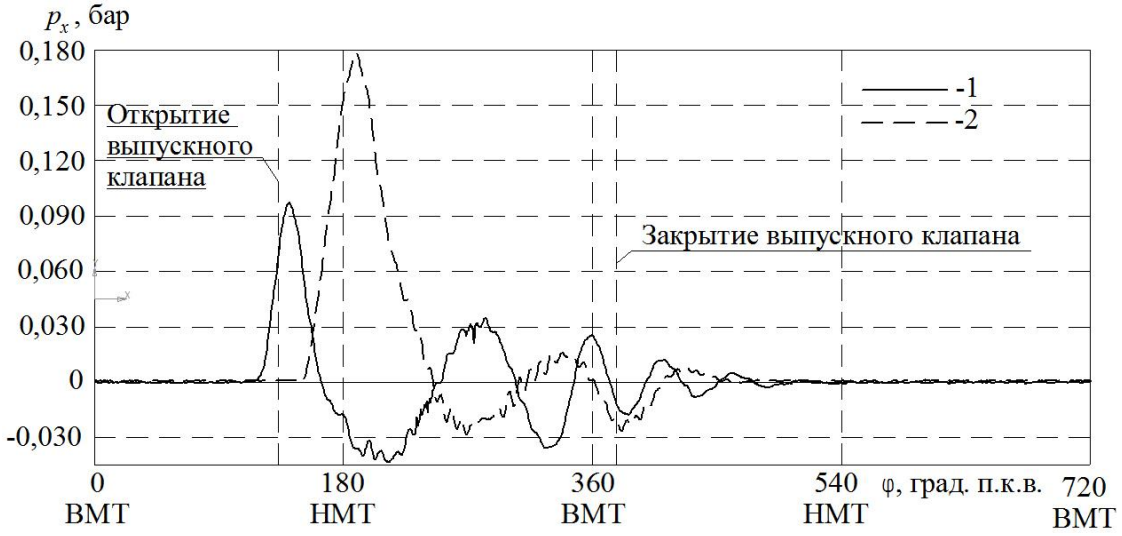

Рисунок 6 – Зависимости локального (l_x = 140 мм) избыточного давления потока p_x в выпускном канале от угла поворота коленчатого вала φ при давлении выпуска p_b = 2,0 бар и частоты вращения коленчатого вала n = 1500 мин$^{-1}$.
Конфигурация системы: *1* – без турбокомпрессора; *2* – с турбокомпрессором

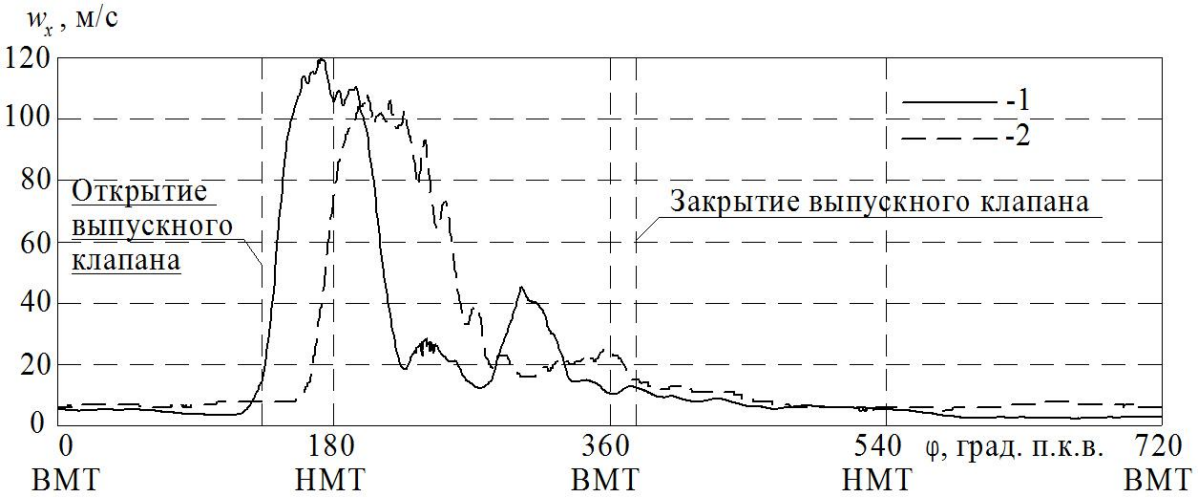

Рисунок 7 – Зависимости локальной скорости потока w_x в выпускном канале от угла поворота коленчатого вала φ при начальном избыточном давлении p_b = 2,0 бар и частоте вращения коленчатого вала n = 1500 мин$^{-1}$.
Конфигурация системы: *1* – без турбокомпрессора; *2* – с турбокомпрессором

Другой особенностью, порождаемой турбиной ТК, является значительно большее значение амплитуды колебаний давления (отличие примерно в 2 раза),

и наоборот, меньшее значение максимума скорости (до 30 %). Снижение скорости и увеличение давления в трубопроводе вызвано дополнительным сопротивлением, создаваемым со стороны турбины. Кроме того, главный пик давления p_x при наличии турбины смещен (запаздывает) относительно такового в трубопроводе без ТК на величину до 50 град п.к.в.

Установлено, что объемный расход V газа через выпускную систему примерно одинаков как при наличии ТК, так и без него при всех начальных значениях избыточного давления в начале выпуска. Хотя следует отметить, что расхождение в расходных характеристиках на некоторых режимах работы несколько превышает систематическую ошибку измерения массового расхода потока и составляет около 10 %.

Вышеописанные изменения в газодинамике течения газов в процессе выпуска, вероятно, говорят о следующем: происходит перестройка газодинамической структуры течения потока в выпускном трубопроводе при размещении турбины ТК, что должно оказать влияние на закономерности теплообмена в процессе выпуска.

Таким образом, следует констатировать, что размещение турбины ТК в выпускной системе поршневого ДВС существенно влияет на газодинамические и тепломеханические характеристики потока в процессе выпуска. Это нужно учитывать при проведении расчетов рабочих процессов двигателей и проектировании впускных и выпускных систем двигателей.

В четвертой главе обобщаются результаты исследования мгновенной локальной теплоотдачи в выпускном трубопроводе поршневого ДВС в канале круглого поперечного сечения, а также рассматривается влияние конфигурации выпускной системы (профилированных вставок и турбины ТК).

Следует отметить: экспериментальные данные по мгновенной теплоотдаче в выпускном трубопроводе фактически отсутствуют, что вынуждает выполнять прикладные расчеты в виде оценок по параметрам стационарных продувок. При этом известно, что коэффициент теплоотдачи в

нестационарных условиях может существенно отличаться от стационарного случая.

Было установлено, что применение трубопроводов, имеющих вставки с треугольным и квадратным поперечным сечениями, позволяет снизить локальный коэффициент теплоотдачи потока приблизительно на 10–15 % (рисунок 8).

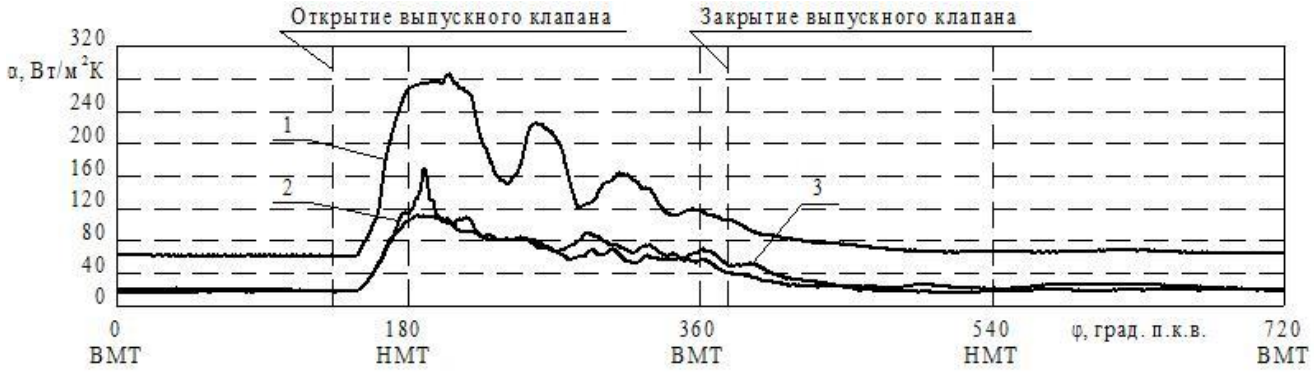

Рисунок 8 – Зависимость локального (l_x = 140 мм) коэффициента теплоотдачи α_x в выпускном трубопроводе различного поперечного сечения от угла поворота коленчатого вала φ при начальном избыточном давлении в начале выпуска p_b = 1 бар: *1* – канал круглого поперечного сечения; *2* – канал со вставкой квадратного поперечного сечения; *3* – канал со вставкой треугольного поперечного сечения

Это приведет к тому, что уменьшится теплонапряженность деталей выпускной системы, т. к. снизится мгновенный тепловой поток, «уходящий» в детали, вследствие чего повысится их ресурс и надежность. Таким образом, поперечное профилирование выпускного трубопровода является эффективным способом улучшения тепломеханических характеристик процесса выпуска.

Установлено, что наличие ТК приводит к снижению интенсивности теплоотдачи при всех величинах начального давления выпуска и частотах вращения коленчатого вала двигателя. При этом наблюдается уменьшение максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи на величину до 20 %. Рассматриваемое уменьшение интенсивности теплоотдачи к стенкам выпускного канала при наличии ТК должно привести к повышению эффективности рабочего процесса поршневого ДВС, т. к. в этом случае

больший теплоперепад будет срабатывать в ТК, а не теряться через стенки канала.

По результатам аппроксимации опытных данных по теплообмену, проведенной методом наименьших квадратов, получены эмпирические уравнения для расчета мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи со среднеквадратичной погрешностью 10 %. Чтобы получить более удобное для инженерных расчетов уравнение, зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$ была разбита на два участка – подъема ($150^o < \varphi < 290^o$) и спада ($290^o < \varphi < 430^o$). Уравнения для вычисления α_x в выпускном трубопроводе двигателя размерностью 8,2/7,1 имеют следующий вид:

- для стадии подъема

$$\mathrm{Nu_x^I} = 3{,}65 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{\varphi-140}{\varphi_{max}}\right)^{0,73} \cdot \left(\frac{n}{n_{max}}\right)^{0,23} \cdot \left(\frac{l_x}{l_{max}}\right)^{1,15} \cdot \left(\frac{\beta}{\beta_{кр}}\right)^{-0,8} \cdot \mathrm{Pr_t}^3 \cdot \mathrm{K_s} + 50 \cdot \mathrm{K_s}; \quad (1)$$

- для стадии спада

$$\mathrm{Nu_x^{II}} = 2{,}9 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{440-\varphi}{\varphi_{max}}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{n}{n_{max}}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{l_x}{l_{max}}\right)^{1,15} \cdot \left(\frac{\beta}{\beta_{кр}}\right)^{-0,8} \cdot \mathrm{Pr_t}^3 \cdot \mathrm{K_s} + 75 \cdot \mathrm{K_s}, \quad (2)$$

где $\mathrm{Nu}_x^I = \frac{\alpha_x^I \cdot d}{\lambda_f}$ – локальное число Нуссельта для стадии подъема; $\mathrm{Nu}_x^{II} = \frac{\alpha_x^{II} d}{\lambda_f}$ – локальное число Нуссельта для стадии спада; $\beta = \frac{p_0}{p_b}$ – отношение давлений; α_x – локальный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·К); λ_f – коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К); t_f – температура на входе в канал, ^{o}C; d – эквивалентный диаметр канала, м; φ – угол п.к.в. ($150^o < \varphi < 430^o$); φ_{max} – максимальный угол поворота коленчатого вала ($\varphi_{max} = 720^o$); n – частота вращения коленчатого вала ($800 < n < 3000$ мин$^{-1}$); n_{max} – максимальная частота вращения коленчатого вала ($n_{max} = 3000$ мин$^{-1}$); l_x – расстояние от выхода из газоотводящего канала головки цилиндра до контрольного сечения ($0{,}02 < l_x < 0{,}3$ м); l – длина выхлопного трубопровода ($l_{max} = 0{,}3$ м); p_0 – атмосферное давление, бар; p_b – начальное абсолютное давление в цилиндре, бар; $\beta_{кр}$ – критическое отношение давлений ($\beta_{кр} = 0{,}546$); Pr_t – число Прандтля; K_s – коэффициент учета формы поперечного сечения

выпускного трубопровода: для трубы круглого поперечного сечения $K_s = 1$; для трубы квадратного поперечного сечения $0{,}45 < K_s < 0{,}55$; для трубы треугольного поперечного сечения $0{,}55 < K_s < 0{,}65$.

Полученные уравнения подтверждают, что задача создания методик расчета термических напряжений в выпускном трубопроводе усложняется тем, что необходимо учитывать динамику процесса выпуска, т. е. использовать исключительно эмпирические уравнения теплопереноса, отражающие особенности рассматриваемого процесса для определенных типоразмеров двигателя и ТК, а также режимов их совместной работы.

В пятой главе представлен разработанный метод очистки цилиндра от отработавших газов на основе создания эффекта эжекции в выпускном трубопроводе, а также рассмотрены вопросы внедрения данного способа применительно к дизелям семейства ДМ-21 производства ООО «УДМЗ».

Были выполнены опыты с постоянной и периодической эжекцией в выпускной системе. При периодической эжекции активный агент – сжатый воздух подавался только в период открытого выпускного клапана. Конструктивное исполнение опытного выпускного канала с эжекцией представлено на рисунке 9.

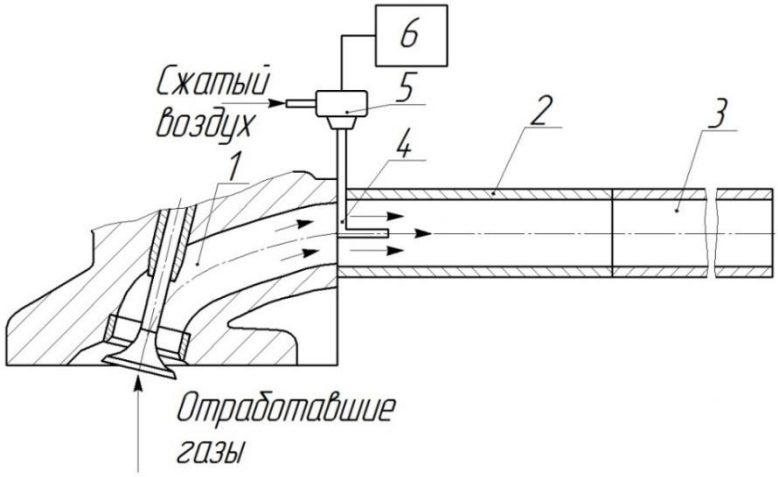

Рисунок 9 – Конструктивное исполнение выхлопного тракта с эжектором: *1* – канал в головке цилиндра; *2* – выпускной коллектор; *3* – выхлопная труба; *4* – эжекционная трубка; *5* – электропневмоклапан; *6* – электронный блок управления двигателем

На рисунке 10 показаны зависимости объемного расхода от частоты вращения коленчатого вала в выпускном трубопроводе без использования эффекта эжекции и с периодической эжекцией.

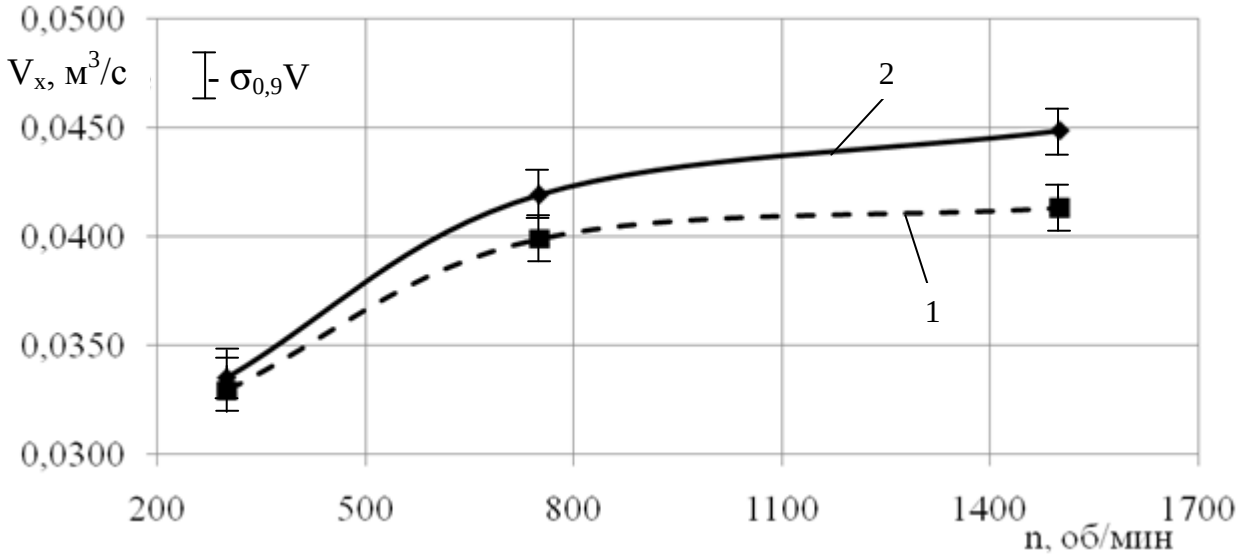

Рисунок 10 – Зависимости местного (l_x = 140 мм) объемного расхода газа V_x через выпускные каналы разного исполнения в зависимости от частоты вращения n при начальном избыточном давлении на входе в канал p_b = 1,0 бар:
1 – традиционная выпускная система (без эффекта эжекции);
2 – выпускная система с использованием эффекта эжекции (периодическая);
$\sigma_{0,9}$ – доверительный интервал с вероятностью 90 %

Из данных графиков видно, что при использовании периодической эжекции объемный расход V_x повышается на всех режимах работы двигателя примерно на 20 %. Это свидетельствует о лучшей очистке цилиндра и соответственно повышении мощности двигателя.

Проведенное исследование показало, что использование в выпускной системе поршневого ДВС эффекта эжекции улучшает газоочистку цилиндра по сравнению с традиционными системами за счет стабилизации течения в выпускном трубопроводе.

Была выполнена конструкторская проработка установки системы эжекции на дизелях ДМ-21 производства ООО «УДМЗ». На рисунке 11 изображен общий вид выпускной системы дизельного двигателя 6ДМ-21ЛМ.

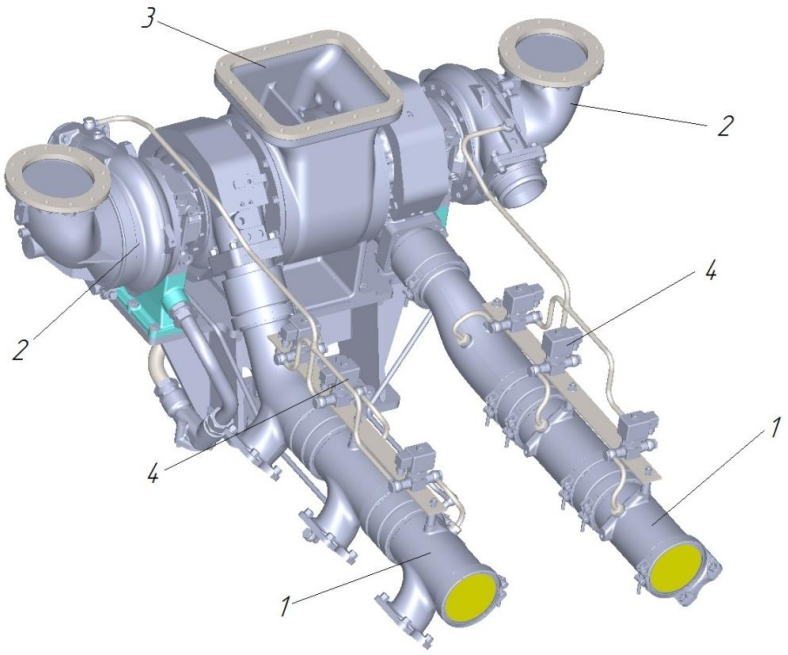

Рисунок 11 – Общий вид выпускной системы двигателя 6ДМ-21ЛМ: *1* – выпускной трубопровод; *2* – турбокомпрессор; *3* – газоотводящий патрубок; *4* – система эжекции

Выпускная система представляет собой два чугунных неохлаждаемых литых трубопровода *1*, установленных на головках цилиндра двигателя. Каждый трубопровод соединен с турбиной ТК *2*, а ТК имеют общий газовыпускной патрубок *3*. На обоих трубопроводах установлена система эжекции воздуха *4*.

Эскизные проработки систем эжекции показали, что в большинстве существующих модификаций поршневых двигателей они могут быть реализованы без серьезных конструктивных изменений в системах выпуска.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Для решения поставленных задач исследования были разработаны методики, сконструирована, изготовлена и отлажена экспериментальная установка – одноцилиндровая физическая модель ДВС с наддувом и без него, оснащенная системой сбора и обработки экспериментальных данных. Проведенный комплекс исследований позволил получить нижеследующие результаты:

1. Выявлены гидромеханические условия конвективной теплоотдачи при движении в канале пульсирующего потока, характерного для процесса выпуска в поршневых ДВС. В том числе выявлены частота и амплитуда изменения локальных скорости и давления потока при течении газов в выпускном трубопроводе после закрытия впускного клапана, что позволит уточнить методы расчета рабочего процесса поршневого ДВС.

2. Найдены закономерности изменения мгновенной локальной теплоотдачи в выпускном канале различной конфигурации.

3. Показано, что путем поперечного профилирования выпускного трубопровода (применения вставок с поперечным сечением в форме квадрата и равностороннего треугольника) можно совершенствовать газодинамические, теплообменные и расходные показатели процесса выпуска. Использование профилированных вставок снижает пульсации скорости и давления потока на 15–20 % (стабилизирует течение), увеличивает расход отходящих газов через выпускную систему в среднем на 20 % (улучшает очистку цилиндров), снижает интенсивность локальной теплоотдачи на 25–30 % (уменьшение температурных напряжений в выпускном трубопроводе, повышение его надежности).

4. Установлено, что гидродинамическая нестационарность, свойственная поршневым ДВС, снижает интенсивность теплоотдачи до 2,5 раз.

5. По результатам обобщения экспериментальных данных были предложены эмпирические уравнения для расчета числа Нуссельта в выпускном трубопроводе двигателя внутреннего сгорания при различных конфигурациях выпускной системы.

6. Показаны особенности газодинамических и теплообменных характеристик потока газов в выпускном трубопроводе поршневого ДВС, возникающие при осуществлении наддува (для повышения качества проектирования двигателей с наддувом).

7. Разработан способ улучшения очистки цилиндра от отработавших газов (увеличение расхода газов через выпускную систему достигает 20 %) с помощью принудительной периодической эжекции с малым количеством

активного агента, что позволит увеличить мощность двигателя за счет снижения потерь насосных ходов.

8. Отдельные результаты диссертационной работы приняты к внедрению на ООО «УДМЗ» при проектировании и модернизации двигателей семейства ДМ-21.

Основное содержание диссертации изложено в следующих публикациях:

1. Плотников Л. В. Особенности численных и экспериментальных исследований процесса выпуска в поршневых ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Materiály IX mezinárodní vědecko - praktická conference «Přední vědecké novinky – 2013». – Díl 10. Technické vědy. Chemie a chemická technologie. Praha: Publishing House «Education and Science», 2013. S. 31–34.

2. Характерное время переходных процессов при нестационарном течении газов в круглых каналах / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2013. № 5/6. С. 39–45.

3. Плотников Л. В. Актуальные проблемы совершенствования процессов газообмена ДВС / Л. В. Плотников, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Тезисы докладов XIX Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А. И. Леонтьева (20-24 мая 2013 г., Орехово-Зуево). М.: Издательский дом МЭИ, 2013. С. 139–140.

4. Плотников Л. В. Зависимость расходных характеристик процесса выпуска в ДВС от формы поперечного сечения канала / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Турбины и дизели. 2013. № 4. С. 56–60.

5. Плотников Л. В. Динамика изменения скорости и давления потока в выпускном канале поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Леса России и хозяйство в них. 2012. № 1–2 (42–43). С. 82–83.

6. Совершенствование процессов газообмена поршневых ДВС / Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы Второй Всероссийской межотраслевой научно-практической конференции. СПб. : Изд-во СПбГМТУ, 2013. С. 75–77.

7. 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.

8. Влияние турбокомпрессора на процессы переноса в газовоздушных трактах ДВС / Д. С. Шестаков, Н. И. Григорьев, Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы Третьей Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции. СПб. : Изд-во СПбГМТУ, 2014. С. 63–64.

9. Система выхлопа поршневого двигателя. Пат. на полезную модель F02B 27/04 № 121525 / Жилкин Б. П., Плотников Л. В., Григорьев Н. И.; заяв. 2012107933/06 01.03.2012; Опубл. 27.10.2012, Бюл. № 30.

10. Система выхлопа поршневого двигателя. Пат. на полезную модель F02B 27/04 № 135728 / Жилкин Б. П., Плотников Л. В., Григорьев Н. И.; заяв. 2013118761/06 от 23.04.2013; Опубл. 20.12.2013 Бюл. № 35.

11. Влияние аэродинамического сопротивления впускных и выхлопных систем автомобильных двигателей на процессы газообмена / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия Энергетика. 2014. Т. 14, № 1. С. 15–21.

12. 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. Т. 14, № 2. С. 5–11.

13. Плотников Л.В. Влияние газодинамической нестационарности на локальную теплоотдачу в выпускном тракте поршневого двигателя внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Сборник материалов докладов Национального конгресса по энергетике, 8–12 сентября 2014 г.: в 5 т. Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2014. Т. I. С. 177–183.

14. Влияние газодинамической нестационарности на локальную теплоотдачу в выпускном тракте поршневого двигателя внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2014. № 7/8. С. 24–31.

15. Повышение надежности газовоздушных систем поршневых и комбинированных ДВС за счет улучшения тепломеханических характеристик потока / Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков // Надежность и безопасность энергетики. 2014. № 4 (27). С. 40–43.

16. Григорьев Н. И. Конструктивные решения для модернизации газовоздушных трактов ПДВС / Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы четвертой Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции. СПб. : Изд-во СПбГМТУ, 2015. С. 49–50.

Подписано в печать __.__.2015. Формат 60х84 1/16.

Бумага писчая. Плоская печать. Усл. печ. л. 1,40.

Уч.-изд. л. 1,00. Тираж 100 экз. Заказ

Ризография НИЧ УрФУ

620002, Екатеринбург, ул. Мира, 19