

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

На правах рукописи



МИХАЙЛОВ Александр Дмитриевич

**МЕТОДИКА СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО
ОБСЛУЖИВАНИЯ ИНТЕРКУЛЛЕРОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ
СРЕДСТВ**

2.9.5. Эксплуатация автомобильного транспорта

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель –
доктор технических наук, доцент
Дрючин Дмитрий Алексеевич

Оренбург – 2025

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Анализ состояния вопроса. Обзор научных работ по теме исследования.....	9
1.1 Описание функционирования и технико-эксплуатационные параметры охладителей наддувочного воздуха автомобильных турбированных двигателей.....	9
1.2 Особенности эксплуатации охладителей наддувочного воздуха автомобильных двигателей	15
1.3 Анализ методов и средств диагностирования теплообменных устройств.....	17
1.4 Обзор научных работ по теме исследования.....	24
1.5 Выводы по первому разделу, цель и задачи исследования	27
2 Теоретическая часть	29
2.1 Теоретическое описание теплообменных процессов при динамическом взаимодействии теплоносителей	29
2.2 Моделирование тепловых процессов при эксплуатации теплообменных устройств.....	40
2.3 Теоретическое описание теплообменных процессов при экспериментальном исследовании теплопроводности наружных и внутренних загрязнений теплообменных устройств.....	45
2.4 Выводы по второму разделу	49
3 Методы экспериментальных исследований	50
3.1 Программа экспериментальных исследований.....	50
3.2 Метод и диагностическое оборудование для исследования теплообменных процессов воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха.....	52
3.3 Методика разрушающего измерения толщины слоёв наружных и внутренних загрязнений теплообменного устройства	62
3.4 Расчёт объёма выборки, оценка точности и достоверности полученных данных	64
3.5 Выводы по третьему разделу	68

4 Результаты исследования параметров тепловых процессов в воздухо-воздушных теплообменных устройствах	69
4.1 Оценка базовых тепловых характеристик воздухо-воздушных теплообменных устройств.....	69
4.2 Оценка теплофизических характеристик эксплуатационных загрязнений охладителей наддувочного воздуха	74
4.3 Измерение толщины слоёв наружных и внутренних загрязнений теплообменного устройства методом разрушающего контроля.....	81
4.4 Оценка адекватности математической модели теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха турбированного двигателя внутреннего сгорания в окружающую среду	89
4.5 Выводы по четвёртому разделу	92
5 Практическое внедрение результатов исследования. Оценка эффективности предлагаемых мероприятий	93
5.1 Оценка влияния технического состояния охладителя наддувочного воздуха на показатели технической эксплуатации турбированных дизельных двигателей.....	93
5.2 Повышение эффективности эксплуатации автотранспортных средств, оснащённых турбированными двигателями внутреннего сгорания на основе практического применения результатов исследования.....	98
5.3 Направление дальнейших исследований	107
5.4 Выводы по пятому разделу	107
Общие выводы и рекомендации	109
Список использованных источников	111
Приложение	126

ВВЕДЕНИЕ

Очевидными направлениями развития коммерческого автотранспорта, наиболее ярко проявившимися в последние десятилетия, является повышение производительности и улучшение экологических характеристик транспортных средств. Практическая реализация обозначенных направлений связана с повышением как абсолютной, так и удельной (литровой) мощности двигателей, снижением удельного расхода топлива, без существенного увеличения массы агрегатов. Увеличение энергоэффективности поршневых двигателей внутреннего сгорания, как правило, связано с необходимостью решения задачи подачи в цилиндры за один рабочий цикл большего количества топлива при условии обеспечения полного его сгорания. Логичным условием решения обозначенных задач является подача в цилиндры двигателя повышенного количества воздуха, необходимого для гарантированного полного сгорания увеличенного количества подаваемого топлива.

Увеличение количества свежего заряда при неизменном рабочем объеме двигателя может быть обеспечено только за счет повышения его плотности в результате предварительного сжатия и последующего охлаждения. Охлаждение наддувочного воздуха, температура которого имеет тенденцию к росту в следствии сжатия, позволяет увеличить плотность и массу свежего заряда за счет снижения температуры перед подачей в камеры сгорания двигателя. Поддержание оптимальных значений термодинамических параметров наддувочного воздуха необходимо для обеспечения эффективного протекания рабочего процесса, определяющего мощностные и экологические характеристики двигателя, а также показатели его топливной экономичности.

Типовым техническим устройством, обеспечивающим решение задачи охлаждения наддувочного воздуха, является воздухо-воздушный теплообменник называемый интеркулером. Интеркулеры воздухо-воздушного типа передают тепло от всасываемого сжатого воздуха непосредственно в атмосферу. Условием эффективного функционирования интеркулера является

отсутствие или минимальное количество загрязнений как на его внутренних, так и на наружных поверхностях.

В процессе эксплуатации автомобильного двигателя эффективность работы теплообменника снижается вследствие образования загрязнений на его рабочих поверхностях. Загрязнения формируются за счёт образования масляных и сажистых отложений на внутренних поверхностях теплообменника и их последующей полимеризации. Очевидно, что формируемые слои отложений создают дополнительное термическое сопротивление, отрицательно влияющее на эффективность процесса теплопередачи. Это, в свою очередь, оказывает влияние на работоспособность, надежность, мощность и экономичность двигателя. Для снижения отрицательных последствий, связанных со снижением эффективности теплообменных процессов в интеркулере, необходима разработка и реализация технологии регламентных работ, обеспечивающих поддержание на заданном уровне его эксплуатационных характеристик. Предварительный анализ научной литературы и технологической документации позволил сделать предварительное заключение о недостаточной проработанности данного вопроса, что влечёт очевидные отрицательные последствия в плане обеспечения эффективных условий эксплуатации автотранспортных средств.

Решение обозначенной проблемы, на наш взгляд, возможно на основе разработки организационно-технологических решений обеспечивающих поддержание охладителей наддувочного воздуха в исправном состоянии на протяжении всего периода эксплуатации. В качестве основного инструмента, используемого для разработки указанных организационно-технологических решений, предложено использовать математическую модель теплообменных процессов воздухо-воздушного теплообменника. Обозначенная проблема и предполагаемое направление её решения во многом формирует направленность проводимого исследования и определяет его актуальность.

Исходя из основных положений, представленных в вводной части работы, определён **объект исследования** – процесс отвода тепла от наддувочного воздуха воздухо-воздушным охладителем в турбированных автомобильных двигателях.

Предметом исследования являются закономерности изменения теплообменных характеристик охладителей наддувочного воздуха автомобильных двигателей в эксплуатации.

Научную новизну исследования составляют следующие положения, выносимые на защиту:

– математическая модель теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха турбированного двигателя внутреннего сгорания в окружающую среду, отличающаяся учётом влияния эксплуатационных загрязнений, формируемых на поверхностях теплообмена;

– методика экспериментального определения теплового потока, отводимого воздухо-воздушным охладителем наддувочного воздуха в атмосферу, отличающаяся возможностью оценки влияния толщины и теплопроводности загрязнений, сформированных на его наружных и внутренних поверхностях на величину отводимого теплового потока;

– методика определения плановой периодичности замены воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха, отличающаяся учётом изменения его теплотехнических характеристик в эксплуатации.

Практическая значимость результатов исследования заключается в разработке:

– методики определения теплотехнических характеристик охладителя наддувочного воздуха турбированных автомобильных двигателей с учётом толщины и теплопроводности загрязнений, сформированных на его наружных и внутренних поверхностях в эксплуатации;

– организационно-технологических решений, направленных на формирование заданного уровня теплотехнических характеристик воздухо-воздушных охладителей наддувочного воздуха, определяемого на основе

технико-экономических показателей эксплуатации автотранспортных средств;

- перспективных направлений повышения эффективности эксплуатации автотранспортных средств на основе разработки мероприятий по поддержанию в исправном состоянии всей номенклатуры теплообменных устройств.

Внедрение результатов работы. Полученные по итогам проведения научных исследований результаты используются:

- в ООО «Орентранс-КАМАЗ» (г. Оренбург) при выполнении работ по поддержанию в исправном состоянии охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) турбированных двигателей обслуживаемых транспортных средств;

- в учебном процессе, реализуемом на транспортном факультете ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет» при подготовке обучающихся по направлениям 23.03.03, 23.04.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Апробация работы. Результаты проведённых исследований обсуждались и получили одобрение на международных и всероссийских научно-практических конференциях: «Прогрессивные технологии в транспортных системах» (Оренбург, 2017, 2019, 2024 и 2025 гг.); VI-ой Международной научно-практической конференции «Научно-технические аспекты развития автотранспортного комплекса» (Горловка, 2020 г.); Международной научно-методической конференции «Университетский комплекс как региональный центр образования, науки и культуры» (Оренбург, 2019 г.).

Публикации. Основные положения и результаты диссертации опубликованы в 10-и печатных работах, в числе которых 2 статьи в ведущих рецензируемых научных журналах из рекомендательного Перечня ВАК, 1 – в издании, индексируемом в базе Scopus. В прочих изданиях опубликовано 7 работ.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти разделов, общих выводов, рекомендаций, списка использованных источников (133 наименований) и приложения, изложенных на 129 страницах

машинописного текста, включая 36 рисунков и 8 таблиц.

Автор выражает глубокую признательность своему первому научному руководителю, кандидату технических наук, доценту Пославскому Александру Павловичу, за значительный вклад в область научных исследований, направленных на повышение эффективности производства и эксплуатации автомобильных теплообменных устройств. Идеи Александра Павловича послужили основой для разработки и модернизации диагностического оборудования, использованного при проведении экспериментальной части исследования.

1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА. ОБЗОР НАУЧНЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Описание функционирования и технико-эксплуатационные параметры охладителей наддувочного воздуха автомобильных турбированных двигателей

Охладитель наддувочного воздуха (ОНВ) используется для снижения температуры воздуха, подаваемого в цилиндры турбированного двигателя внутреннего сгорания под избыточным давлением. В соответствии с основными положениями термодинамики газовых сред (уравнение состояния идеального газа), в результате снижения температуры происходит увеличение удельной массы воздушного заряда, что позволяет обеспечить подачу в цилиндры двигателя большего количества (по массе) воздушного заряда. Увеличение цикловой подачи воздуха обеспечивает повышение литровой мощности двигателя, снижение количества продуктов неполного сгорания топлива (улучшение экологических показателей), а предварительное его охлаждение, наряду с повышением массы воздушного заряда, способствует снижению теплонапряженности деталей двигателя.

Действующие и разрабатываемые экологические нормативы [91; 108, 116; 129; 132] реализуют общемировую тенденцию правового регулирования обеспечивающую систематическое снижение суммарных токсичных выбросов, производимых транспортными средствами. Соблюдение установленных экологических норм обуславливает повышение литровой мощности двигателей производимых автотранспортных средств. Данное условие реализуется за счёт применения наддува подаваемого воздуха и теплообменных устройств, обеспечивающих снижение его температуры [74; 122; 127].

На серийно выпускаемых автотранспортных средствах применяют два типа охладителей наддувочного воздуха: воздух/воздух и воздух/вода [27; 45; 46; 92]. Охладитель типа воздух/воздух отличается более простой

конструкцией и высокой надёжностью, вследствие этого, данный вид получил наибольшее распространение.

Конструктивно воздухо-воздушные охладители наддувочного воздуха, как правило, выполнены в виде пакета трубчатых пластин, соединённых в верхней и нижней части друг с другом. Для повышения площади теплопередачи поверхности охладителей наддувочного воздуха обычно имеют оребрения как со стороны внешнего, так и внутреннего контура. Наряду с решением задачи увеличения площади теплопередающих поверхностей оребрение обеспечивает турбулизацию и перемешивание воздушных потоков, что способствует повышению интенсивности теплообменных процессов [45]. Движение воздуха как в пределах внутреннего, так и в рамках внешнего контура охладителя описывается системой уравнений Навье-Стокса, представленной в большом количестве литературных источников [3; 9; 13; 85; 113; 131]. При помощи данных уравнений математически описывается связь между основными параметрами движения воздушной среды: скоростью, температурой и давлением.

Следует отметить, что разработка конструктивного исполнения воздухо-воздушных теплообменников является достаточно сложной инженерной задачей, решаемой с применением программ для ЭВМ (Freefem++ и NetGen), моделирующих движение воздушных потоков и обеспечивающих сбалансированность процессов турбулизации и теплообмена, так как увеличение степени турбулентности приводит не только к интенсификации теплообмена, но и к росту энергетических потерь, что приводит к снижению КПД компрессора и падению давления нагнетаемого воздуха [14; 15; 24; 99; 120].

Общая компоновочная схема системы подачи воздуха в турбированный поршневой двигатель представлена на рисунке 1.1. Атмосферный воздух в воздухо-воздушный охладитель может подаваться вентилятором системы охлаждения двигателя или специальным вентилятором. Типовое размещение охладителя наддувочного воздуха – рядом с радиатором охлаждения двигателя,

но известны варианты установки под воздухозаборником капота или в крыле автомобиля [27; 81; 98; 102].

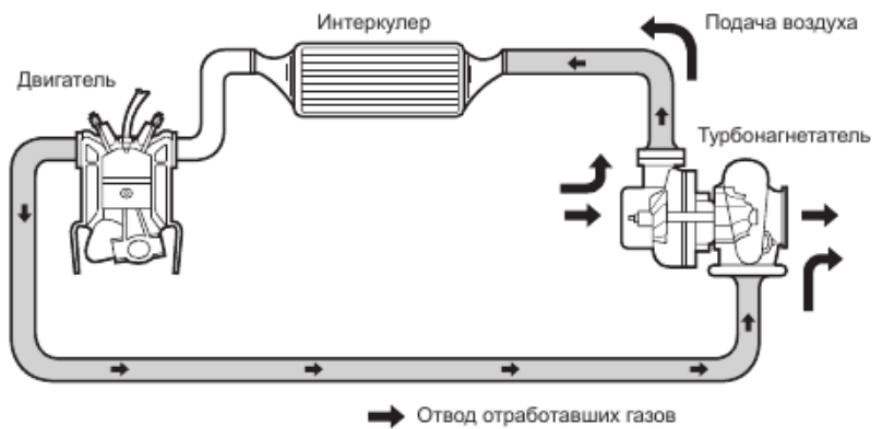


Рисунок 1.1 – Компоновочная схема системы подачи воздуха в турбированный поршневой двигатель

Схема размещения воздухо-воздушного интеркулера перед радиатором охлаждения двигателя и подачей атмосферного воздуха общим вентилятором считается наиболее действенной. Данная система позволяет реализовать интенсивный теплообмен при сравнительно малых потерях мощности, не требует введения добавочных агрегатов, наряду с охладителем, и обеспечивает высокие значения показателей надежности [93; 107]. В настоящее время в автомобильной промышленности применяют алюминиевые и медно-латунные воздухо-воздушные охладители наддувочного воздуха. Алюминий находит всё более широкое применение для изготовления данных узлов. Это объясняется их более высокой технологичностью, относительно низкой стоимостью и более высокой эксплуатационной надежностью по сравнению с медно-латунными аналогами.

Основными параметрами, определяющими эффективность и техническое совершенство охладителя наддувочного воздуха, являются: уровень падения давления и уровень снижения температуры. Очевидно, что лучшими показателями обладают охладители обеспечивающие максимально-возможное

снижение температуры при минимально-возможном падении давления. Следует отметить, что аэродинамические потери, приводящие к падению давления неизбежны, так как обусловлены необходимой (для лучшего теплообмена) степенью турбулизации воздушных потоков. По мнению ряда специалистов, падение давления на 8 кПа можно считать приемлемым для серийно выпускаемых охладителей [71]. Основное назначение охладителя – снижение температуры наддувочного воздуха, исходя из этого, основной параметр, определяющий его эффективность, – относительное снижение температуры или коэффициент эффективности. Данный показатель зачастую определяется как процентное отношение выходной температуры наддувочного воздуха к температуре окружающей среды [16; 31; 42; 47; 55; 67; 76; 83; 126]:

$$E = \frac{t_{oc}}{t_2}, \quad (1.1)$$

где t_{oc} – температура окружающей среды, °С;

t_2 – температура воздуха после охладителя, °С.

В идеале коэффициент эффективности охладителя может иметь значение 100 %. На практике не один из выпускаемых воздухо-воздушных охладителей не обеспечивает достижение такого уровня эффективности. Для большинства моделей воздухо-воздушных охладителей коэффициент эффективности (Е) равен 0,64....0,93 в обширном диапазоне видоизменения режимов работы двигателя, средняя величина данного показателя находится на уровне около 70 %.

На практике охладители рассматриваемого типа работают в условиях нестационарных воздушных потоков, как во внутреннем, так и во внешнем контуре. Исходя из этого, фактические значения рассматриваемых показателей в значительной степени зависят от скорости воздушных потоков. Примерный вид данных зависимостей, являющихся одними из основных характеристик теплообменных устройств, приведен на рисунках 1.2 и 1.3 [16; 37; 55].

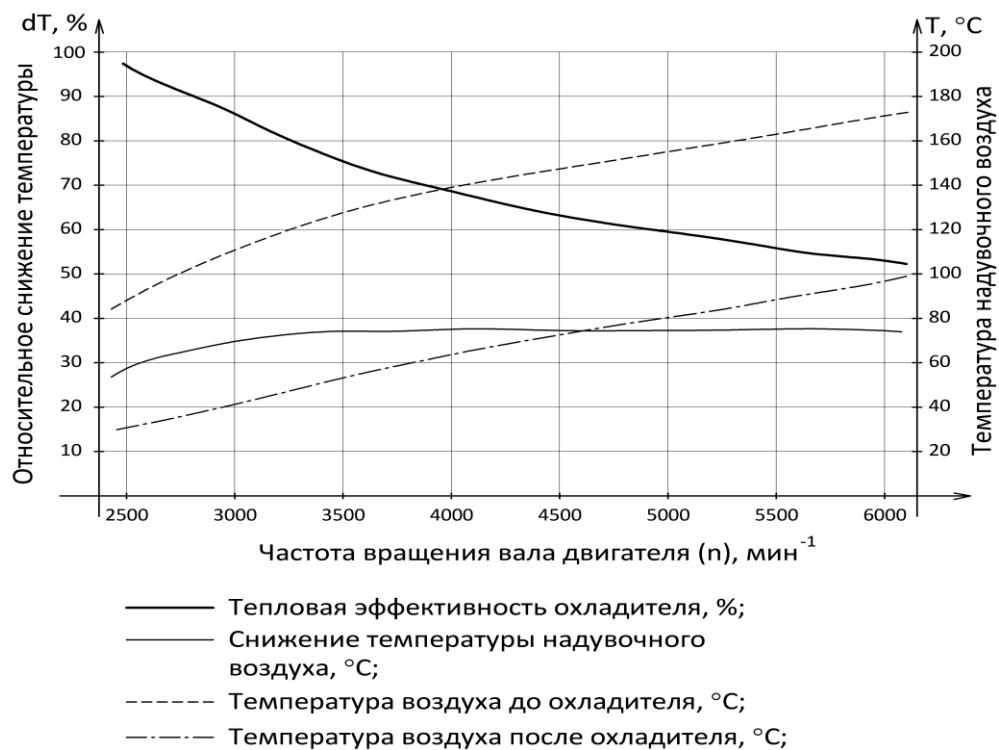


Рисунок 1.2 – Зависимости температурных параметров охладителя наддувочного воздуха от частоты вращения коленчатого вала двигателя

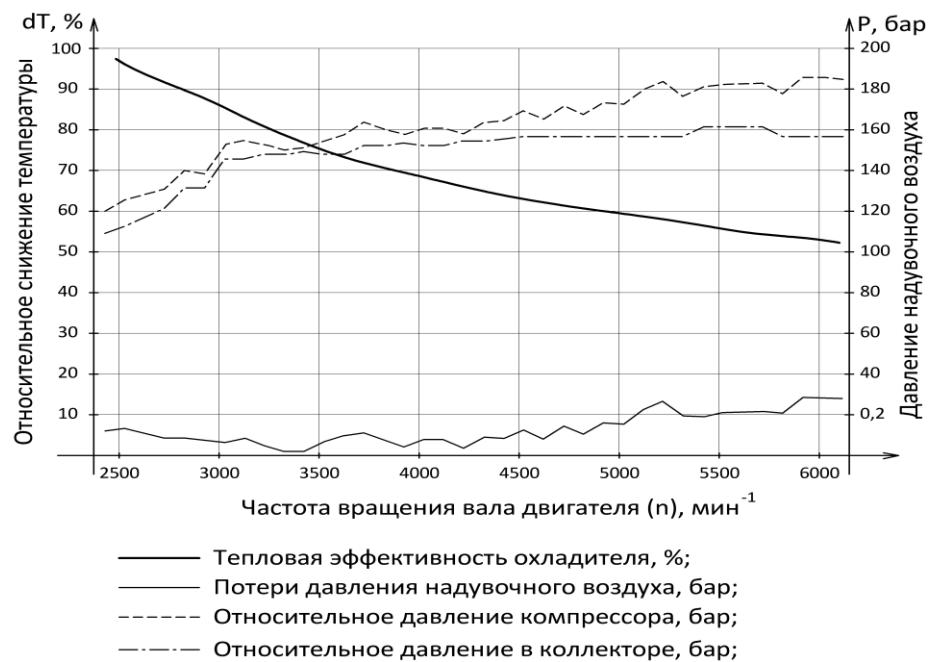


Рисунок 1.3 – Зависимости потерь давления в охладителе наддувочного воздуха от частоты вращения коленчатого вала двигателя

Исходя из логики применения законов термодинамики к рассматриваемому теплообменному устройству, разница между температурой наддувочного воздуха и температурой окружающей среды увеличивается при повышении скорости воздушного потока, которая возрастает при увеличении частоты вращения вала. В случае увеличения скорости воздушного потока также увеличивается величина энергетических потерь. Как следствие, по мере роста частоты вращения коленчатого вала двигателя, снижается относительная эффективность охладителя, так как меняется соотношение массы охлаждаемого воздуха и теплоотводящей способности охладителя. Представленные выводы подтверждаются данными, представленными на рисунках 1.2 и 1.3.

В соответствии с основными положениями термодинамики, количество теплоты, отводимое от газовой среды в единицу времени, определяется по формуле [21; 23; 39; 72; 114]:

$$Q = c_1 \cdot G \cdot (t_1 - t_2), \quad (1.2)$$

где Q – расход теплоты, Вт;

c_1 – теплоёмкость воздуха, дж/(кг·°C);

G – расход воздуха, кг/с;

t_1 – температура воздуха до охладителя, °C;

t_2 – температура воздуха после охладителя, °C.

Расход теплоты (Q) во многом определяется конструктивными особенностями и техническим состоянием охладителя. В ограниченном интервале температур данный параметр можно считать постоянной величиной для рассматриваемой модели теплообменного устройства. Исходя из такого подхода, формула для расчёта температуры воздуха на выходе из охладителя имеет следующий вид:

$$t_2 = t_1 - \frac{Q}{c_1 \cdot G}, \quad (1.3)$$

В предлагаемой интерпретации расход теплоты (Q) можно рассматривать как параметр, определяемый конструктивными особенностями и техническим состоянием охладителя. В том случае, если известен расход теплоты, определённый для нового охладителя (отсутствие загрязнений и нарушений целостности конструкции), то изменение данного параметра в эксплуатации за определённую наработку на величину ΔQ можно рассматривать в качестве критерия, отражающего степень износа (потери эксплуатационных качеств) охладителя [6; 36].

1.2 Особенности эксплуатации охладителей наддувочного воздуха автомобильных двигателей

Использование наддувочных компрессоров в системе подачи воздуха автомобильных двигателей обеспечивает возможность увеличения литровой мощности двигателя за счет повышения плотности воздушного заряда, попадающего в двигатель. При этом за счёт сжатия воздуха в компрессоре его температура увеличивается, что приводит к уменьшению плотности. Чем больше степень увеличения давления π_k и меньше КПД компрессора, тем интенсивнее увеличение температуры воздушного заряда. Известно, что использование наддува до $\pi_k = 1,5$ приводит к увеличению температуры наддувочного воздуха ориентировочно на 50° , а при $\pi_k = 2$ – на 90° [34; 44; 81; 82; 109; 119].

Включение охладителя наддувочного воздуха в систему впуска автомобильных двигателей усложняет конструкцию автомобиля, но позволяет более эффективно реализовать процесс наполнения цилиндров благодаря повышению плотности наддувочного воздуха. Современной тенденцией двигателестроения является повышение давления наддува (в том числе за счёт внедрения систем двухступенчатого наддува) и степени сжатия. В таких

условиях охлаждение наддувочного воздуха является необходимым условием уменьшения суммарных потерь теплоты в двигателе и увеличения энергетической эффективности силовой установки.

Снижение теплообменных свойств охладителя наддувочного воздуха возможно вследствие загрязнения как наружных, так и внутренних поверхностей. Наружные поверхности загрязняются пылью, частицами грунта, насекомыми и другими видами загрязнений. Внутренние поверхности загрязняются углеводородными отложениями, образуемыми вследствие попадания моторного масла.

Характерной особенностью работы системы впуска турбированных двигателей является наличие последовательно установленных турбокомпрессора и охладителя. Подшипники вала турбокомпрессора, как правило, смазываются моторным маслом, подаваемым под давлением из системы смазки двигателя. Такая организация смазывания подшипниковых узлов компрессора необходима для обеспечения их работоспособности, так как вал турбины вращается с высокими скоростями, порядка $40\dots120$ тыс. мин⁻¹ в условиях повышенных температур. При отсутствии интенсивной смазки подшипники турбокомпрессора склонны к перегреву и заклиниванию. Наличие подвижного сопряжения, смазываемого моторным маслом под давлением, зачастую приводит к попаданию масла во впускную магистраль и во внутренний контур охладителя. Причинами попадания масла от турбины компрессора являются: износ подшипникового узла, перегиб или засорение сливного патрубка, неисправность системы вентиляции картера, превышение уровня или давления масла в системе смазки, а также использование неподходящего по характеристикам масла. Кроме того, масло может попадать во впускной трубопровод из системы вентиляции картера. Причиной данного явления, как правило, является повышенный износ цилиндро-поршневой группы или повышенный уровень масла в картере двигателя.

Процессы образования отложений на внутренних поверхностях теплообменных устройств описаны в работах В.В. Буркова, В.В. Кузьмина,

В.А. Перминова, А.П. Пославского и других исследователей [14; 51; 69; 83; 86; 87; 88; 95] но, вместе с тем, во многом не решены проблемы, связанные с оценкой технического состояния данных узлов, разработкой обоснованного комплекса регламентных работ, обеспечивающих гарантированное поддержание охладителей наддувочного воздуха в исправном состоянии. Проблема усугубляется тем обстоятельством, что формирование загрязнений на внутренних поверхностях охладителя происходит постепенно, а снижение коэффициента эффективности, несомненно, влияет на эксплуатационные качества автомобиля, но не имеет выраженных проявлений, являющихся однозначным признаком необходимости выполнения работ по очистке теплообменника. В этой связи, разработка обоснованных рекомендаций в плане организации работ по обслуживанию охладителей наддувочного воздуха является актуальной научной задачей, имеющей важное прикладное значение.

1.3 Анализ методов и средств диагностирования теплообменных устройств

В практике отечественного и зарубежного машиностроения применяется целый спектр разнообразных способов контроля состояния и теплопередающей способности теплообменных устройств двигателей внутреннего сгорания. К числу таких устройств, как правило, относятся радиаторы систем охлаждения, масляные радиаторы, радиаторы отопителя салона, радиаторы автоматических коробок передач, гидроусилителей руля, а также охладители наддувочного воздуха (интеркулеры).

Максимальное распространение получили следующие методы контроля состояния теплообменных устройств [14; 26; 49; 52; 53; 56; 70]:

- органолептический;
- термографический или тепловизионный;
- реостатный;
- по темпу прогрева или остывания теплоносителей;

- по перепаду температуры охлаждающего воздуха (воздуха окружающей среды) в теплообменнике;
- по перепаду температуры охлаждаемой среды в теплообменнике;
- по перепаду давления охлаждающего воздуха в теплообменнике;
- по истечению охлаждающего воздуха через секции на стенде.

Очевидно, что каждый из перечисленных методов имеет свои достоинства и недостатки. Выбор определённого метода, наиболее подходящего для решения поставленных задач, может быть произведён на основе результатов системного анализа, выполненного в соответствии с перечнем установленных критериев и оценки их значимости. Описание метода системного анализа представлено в ряде научных и методических работ [35; 48]. В качестве критериев сравнения методов использовались следующие факторы:

- достоверность и повторяемость результатов измерения;
- исключение или минимизация времени отвлечения агрегата от выполнения основной работы для проведения оценки;
- пригодность метода для автоматизации процесса оценки;
- минимизация погрешности метода и применяемых средств измерений;
- минимизация стоимости применяемых средств измерений.

Схема, иллюстрирующая разделение методов контроля состояния теплообменных устройств на группы, представлена на рисунке 1.4.

На основе анализа методов, представленных на рисунке 1.4, установлено, что в рамках проводимого исследования наиболее целесообразно использовать текущие, активные, неразрушающие измерительные методы. В наибольшей степени указанным классификационным признакам соответствуют методы теплового контроля на специализированных стендах [26; 65; 75; 86].

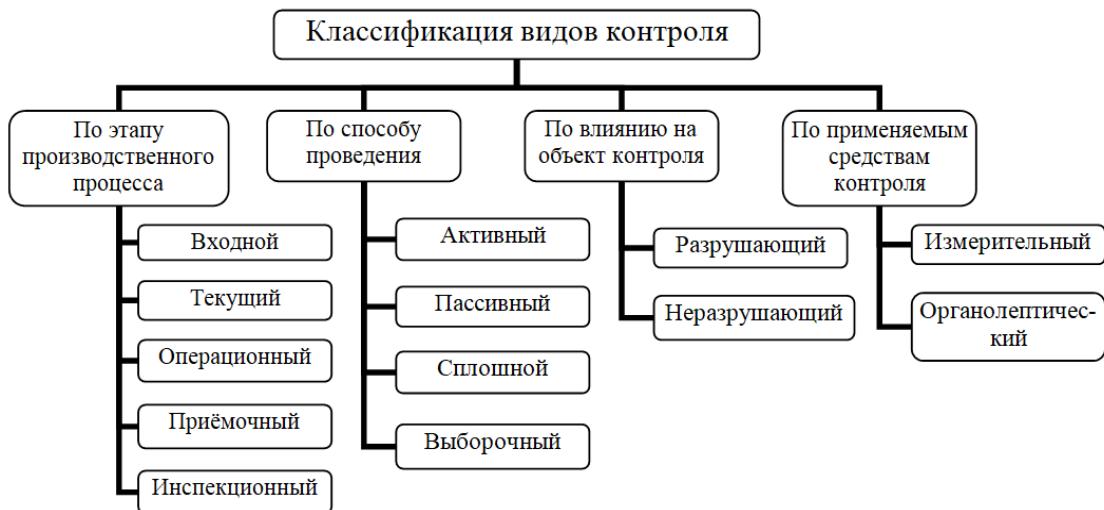


Рисунок 1.4 – Классификация методов контроля теплообменных устройств

Очевидно, что диагностирование состояния охладителя наддувочного воздуха может быть выполнено по косвенным признакам. Так, например, прямым следствием недостаточно эффективного отвода тепла от воздуха, нагнетаемого турбокомпрессором, является снижение эффективной мощности двигателя. Но для объективной оценки данного показателя необходим тягово-тормозной стенд, что усложняет оценку работоспособности охладителя по признаку эффективной мощности. При применении указанного метода, как и других методов, основанных на измерении значений косвенных признаков, неизбежна погрешность связанная с влиянием на измеряемые показатели других факторов. Кроме того, при проведении косвенного измерения трудновыполнимо требование по созданию идентичных условий проведения эксперимента [93].

Наиболее достоверные измерения показателей теплоотдачи охладителя наддувочного воздуха могут быть определены лишь в случаях функционирования охладителя в составе системы охлаждения ДВС. При демонтаже данного узла с автомобиля для замера показателей теплоотдачи на стенде режим аэродинамического и гидравлического течения теплоносителей

будет существенно трансформирован, что приведёт к значительным искажениям получаемых результатов [84; 93; 94].

Основными функциональными показателями воздухо-воздушного охладителя, характеризующими эффективность процесса переноса тепла от горячего к холодному теплоносителю, являются следующие:

- тепловой поток (теплоотдача), кВт;
- потеря давления горячего теплоносителя, кПа;
- потеря давления холодного теплоносителя, кПа.

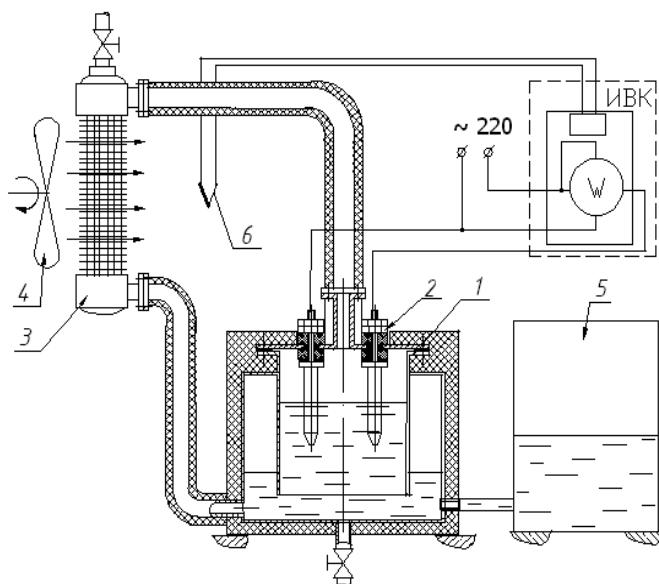
Каждый из перечисленных показателей может служить диагностическим параметром, характеризующим работоспособность диагностируемого теплообменника. Значения диагностических параметров, необходимы для оценки работоспособности не только охладителя наддувочного воздуха, но и системы турбонаддува в целом [63; 65]. Но определение указанных показателей в эксплуатации с применением недорогого, доступного оборудования является сложной, в полной мере не решённой задачей.

Применение в качестве диагностического оборудования тепловизионной аппаратуры позволяет произвести только качественную оценку состояния теплообменных поверхностей, но не количественную оценку развития теплообменных процессов. Исходя из вышеизложенного, разработка методики определения величины теплового потока, отводимого охладителями наддувочного воздуха и соответствующего диагностического оборудования, является актуальной научной и прикладной задачей, постановка и решение которой произведено в рамках выполненного исследования.

Наиболее перспективным, на наш взгляд, методом, применимым для разработки необходимого диагностического оборудования является метод определения теплоотдачи рабочих поверхностей теплопередающих устройств, описанный в работах А.П. Пославского, В.В. Сорокина, А.В. Хлуденёва, А.А. Фадеева [66; 68; 86; 87; 88; 89; 90]. На основе методов измерения и технических средств, представленных в указанных работах, возможна разработка технических решений, обеспечивающих эффективное и достоверное

диагностирование воздухо-воздушных теплообменников транспортных средств на этапе их эксплуатации. Для практического применения предлагаемых инновационных технических устройств предполагается разработка алгоритма и технологии диагностирования.

На рисунке 1.5 представлена принципиальная схема устройства по патентам: РФ №2352925 от 20.04.2009 г. «Устройство для измерения теплового потока»; РФ №2544365 от 09.02.2015 г. «Устройство для измерения рабочих характеристик теплообменников» [79; 80].



1 – корпус электродного парогенератора; 2 – электродный блок; 3 – радиатор; 4 – вентилятор; 5 – расширительный бак; 6 – датчик температуры

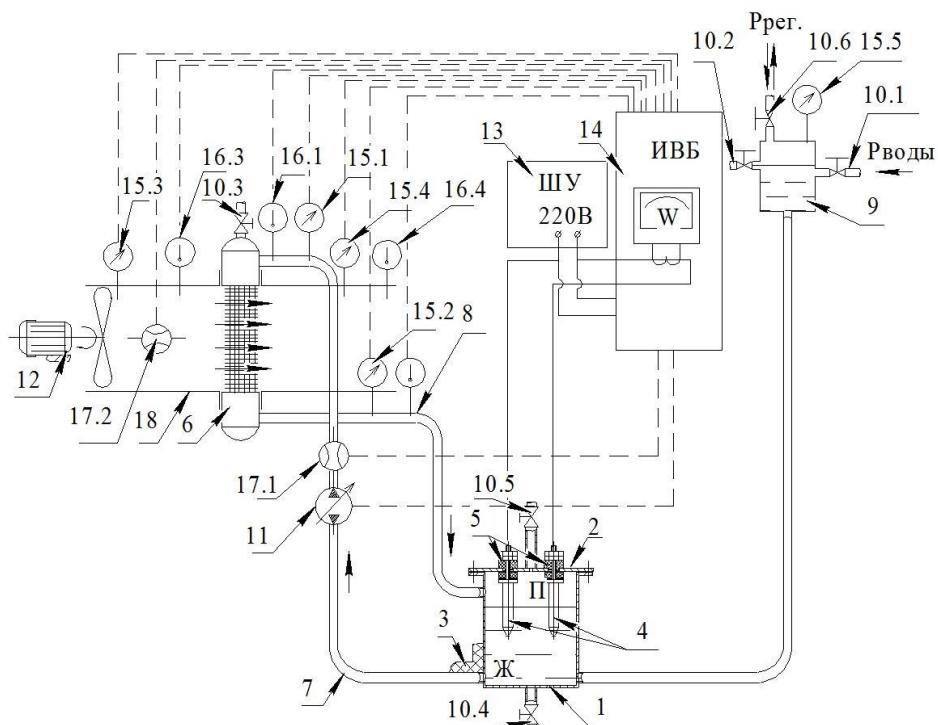
Рисунок 1.5 – Схема экспериментальной установки для измерения теплового потока теплообменных устройств

На рисунке 1.6 показана принципиальная схема механизма для измерения рабочих характеристик теплообменников.

Измерение теплового потока при помощи данной установки производится путём моделирования характера движения теплоносителей при заданной тепловой нагрузке. Для моделирования движения теплоносителей с помощью

насоса (11) и вентилятора (12) (рисунок 1.6) теплообменное устройство необходимо выдержать в работе до момента достижения им баланса рассеиваемой и генерируемой мощности. Далее производится регистрация принятых значений теплового потока $q_1 = P_1$.

При помощи измерительно-вычислительного блока (14), по показанию ваттметра W, совершается измерение и регистрация значения теплового потока $q_0 = P_0$, $q_1 = P_1$, рассеиваемого теплообменником. Одновременно определяется значение гидравлического и аэродинамического напоров теплоносителей Δp_W и Δp_L .



1 – корпус; 2 – крышка; 3 – теплоизоляция; 4 – электроды; 5 - проходные изолиторы; 6 – теплообменник; 7, 8 – трубопроводы; 9 – расширительная емкость; 10.1–10.5 – вентили; 11 – насос; 12 – вентилятор; 13 – шкаф управления; 14 – измерительно-вычислительный блок; 15.1–15.5 – датчики давления; 16.1–16.4 – датчики температуры; 17.1–17.2. – расходомеры

Рисунок 1.6 – Конструктивная схема измерителя рабочих характеристик теплообменника

Разность температур охлаждающего воздуха на входе и выходе из теплообменника проверяется датчиками температур. Изменение массового расхода охлаждающего воздуха может быть выполнено за счет включения расходомера или датчика массового расхода воздуха.

В процессе испытания производится регистрация следующих параметров:

- температуры жидкого теплоносителя на входе $t_W^{ex.}$ и выходе $t_W^{вых.}$ из теплообменника;
- температуры охлаждающего воздуха на входе $t_L^{ex.}$ и выходе $t_L^{вых.}$ из теплообменника;
- расхода жидкого теплоносителя G_w ;
- расхода воздуха G_L .

Таким образом, обеспечивается возможность измерения теплового потока отводимого теплообменным устройством при разнообразных вариантах гидравлического и аэродинамического движения теплоносителей в интервалах исследуемых условий теплообмена.

Полученное значение теплоотдачи диагностируемого теплообменника сопоставляется с величиной теплоотдачи для эталонного теплообменника аналогичной конструкции.

К достоинствам данного метода следует отнести расширенные функциональные возможности, обеспечиваемые за счет моделирования гидравлического режима течения теплоносителя, регистрации параметров гидравлического контура и наличия измерительно-вычислительного блока. Однако этот вариант устройства и метода измерения тепловых характеристик не может быть использован для количественной оценки теплоотдачи воздухо-воздушных охладителей наддувочного воздуха [66; 80].

Анализ изученного материала позволил выдвинуть гипотезу о возможности модернизации вышеуказанных устройств и методов измерения для реализации метода количественной оценки параметров воздухо-воздушных охладителей наддувочного воздуха в эксплуатации.

1.4 Обзор научных работ по теме исследования

Научные работы в области проводимого исследования можно разделить на несколько тематических групп, к числу которых относятся:

- исследование и теоретическое описание теплообменных процессов при тепловом взаимодействии однородных и разнородных сред;
- разработка новых и совершенствование существующих методов диагностирования и оценки технического состояния теплообменных устройств;
- повышение эксплуатационной надёжности автомобильных теплообменных устройств на основе совершенствования технологии их обслуживания и ремонта.

Системное изучение содержания научных работ указанной направленности позволяет провести анализ научного задела и практических наработок по исследуемой тематике, а также выявить имеющиеся пробелы, восполнение которых позволяет решить поставленные задачи и обеспечить достижение цели исследования.

Теоретическому и экспериментальному исследованию теплообменных процессов при тепловом взаимодействии однородных и разнородных сред, оценке теплотехнических характеристик материалов и различных веществ посвящены труды основоположников отечественных и зарубежных теплотехнических школ: И.А. Вышеградского, В.П. Исаченко, С.С. Кутателадзе, А.В. Лыкова, М.А. Михеева, Э.Р. Эккерта, Р.М. Дрейка [19; 39; 54; 59; 72; 128]; а также современных исследователей: Р.Ю. Исупова, И.Е. Лобанова, И.А. Попова, Е.И. Третьяк, Ф.Ф. Цветкова, В.Ф. Юдина и других авторов [40; 85; 117; 121; 130]. Материал, изложенный в данных работах, составляет фундаментальные основы (теоретический базис) раскрывающие сущность и описывающие основные закономерности тепловых процессов. Очевидно, что практическое решение научных и прикладных задач в области исследования и моделирования тепловых процессов опирается на имеющийся научный базис, описанный в научных трудах данной группы

авторов.

Разработке новых и совершенствованию существующих методов диагностирования, оценке технического состояния теплообменных устройств, а также применению теплометрических средств при оценке состояния других автомобильных узлов посвящены работы: В.М. Алексеенко, О.А. Геращенко, В.А. Григорьева, В.М. Зорина, И.Т. Коврикова, Г.А. Лепеша, В.А. Перминова, А.П. Пославского, М.А. Русаковского, В.И. Соколова, В.В. Сорокина, Г.А. Спроге, А.В. Хлуденёва [4; 5; 21; 43; 79; 80; 83; 89; 90; 97; 113].

В работе Г.А. Лепеша, Т.В. Потёмкна и Г.А. Спроге [56] приведены результаты сравнительного анализа методов диагностирования при оценке технического состояния объекта. В числе прочих рассмотрены методы и средства теплового неразрушающего технического контроля. Авторы представили общие сведения о рассмотренных методах, их достоинства и недостатки. Работа носит фундаментальный, но, вместе с тем, обобщающий обзорный характер, что не позволило авторам привести подробное описание технологических приёмов в отношении диагностируемых теплообменников, по той же причине не представлено описание используемого технологического оборудования.

Систематизированная и обобщённая информация о теплообменных процессах, методах измерения температур и тепловых потоков, дополненная обширным справочным материалом, приведена в работах О.А. Геращенко, В.А. Григорьева, В.М. Зорина, В.Г. Фёдорова [21; 113]. Информация и методологические материалы, представленные в работах указанных авторов, во многом, являются базисом теплометрических исследований, послужившим основой для многих научных и прикладных работ в области теплометрии.

Как было отмечено выше, в работах группы исследователей под руководством А.П. Пославского [65; 70; 87; 88; 89; 90] представлен один из эффективных методов определения теплоотдачи водо-воздушных теплообменных устройств, используемых для отвода тепла от агрегатов и узлов автотранспортных средств. Метод достаточно подробно проработан и

опробован на практике. При помощи диагностического оборудования, реализующего предложенный подход, получены достоверные данные, в полной мере отражающие техническое состояние теплообменных устройств. К недостаткам метода следует отнести невозможность применения готовых технических решений в отношении воздухо-воздушных теплообменных устройств.

Логичным развитием методов диагностирования теплообменных устройств, предложенных коллективом исследователей под руководством А.П. Пославского, являются научные результаты, представленные в научных трудах В.С. Мануйлова [60]. В работах указанного автора приведено описание нового метода диагностирования радиаторов, представлен комплекс методов и средств, реализующих разработанные методы, получена математическая модель теплоотдачи радиатора, реализованная на основе описанных выше методов, и отражающая особенности его функционирования в заданных условиях эксплуатации.

Совершенствованию технологии обслуживания и ремонта автомобильных теплообменных устройств посвящены труды таких исследователей, как Ю.И. Афанасикова, Ю.В. Башкирцев, В.И. Горин, В.Г. Гурьева, В.И. Карагодина, А.Л. Семешин, А.Ф. Синельников и ряда других учёных [7; 10; 11; 24; 27; 36; 41; 52; 53; 96; 97; 100; 101; 104; 105; 106].

Научная работа Ю.В. Башкирцева [10] посвящена разработке клеевого состава и соответствующей технологии, позволяющих производить ремонт сердцевин радиаторов автомобильных двигателей в условиях мастерских общего назначения.

По результатам исследования А.Л. Семешина [101] разработан технологический процесс восстановления радиаторов системы охлаждения автотракторных двигателей пайкой с использованием водородно-кислородного пламени. Технология применима в условиях транспортных и специализированных ремонтных предприятий.

А.Ф. Синельников в своих работах [104] приводит сведения о нормативах технического обслуживания и ремонта систем охлаждения, систематизирует и классифицирует данные о повреждениях элементов систем охлаждения, а также приводит обновлённую информацию о трудоёмкости рассматриваемых профилактических и ремонтных воздействий в различных условиях.

По результатам научной деятельности В.И. Горина [24; 25] разработана технология безразборной очистки внутренних полостей жидкостной системы охлаждения двигателей на основе применения специальных химических составов.

Кроме научных трудов, известны публикации справочного и описательного характера. В литературе такого рода приведена информация о порядке и особенностях обслуживания автомобильных узлов и агрегатов (в том числе, охладителей наддувочного воздуха), в соответствии с типовой технологией. К числу подобных источников относится учебное пособие В.Г. Гурьева [27].

Выполненный литературный обзор позволяет подтвердить ранее выдвинутое предположение об отсутствии теоретической базы, технического и технологического обеспечения процесса диагностирования воздухо-воздушных охладителей наддувочного воздуха автомобильных двигателей. Как следствие, отсутствует обоснованный регламент обеспечения работоспособности данного узла на протяжении полного эксплуатационного цикла.

1.5 Выводы по первому разделу, цель и задачи исследования

На основании результатов анализа материала, представленного в данном разделе, для обеспечения решения выявленной актуальной проблемы сформулирована **цель работы:**

Повышение эффективности эксплуатации автотранспортных средств на основе совершенствования технического обслуживания охладителей наддувочного воздуха.

Достижение поставленной цели предполагает решение ряда *задач*, а именно:

1. Разработка теоретических положений, описывающих теплообменные процессы автомобильных воздухо-воздушных охладителей наддувочного воздуха с учётом изменения их технического состояния в эксплуатации;
2. Разработка математической модели теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха турбированного двигателя внутреннего сгорания в окружающую среду;
3. Разработка методики определения величины теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха турбированных автомобильных двигателей в атмосферу, с учётом толщины и теплопроводности слоёв загрязнений, формируемых на наружных и внутренних поверхностях;
4. Разработка рекомендаций по дополнению комплексов работ технического обслуживания автотранспортных средств операциями, обеспечивающими, заданную тепловую эффективность воздухо-воздушных охладителей наддувочного воздуха.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

2.1 Теоретическое описание теплообменных процессов при динамическом взаимодействии теплоносителей

Рабочий процесс теплообмена через рабочую поверхность теплообменника в обобщённом виде описывается базовыми выражениями к числу которых относятся [39; 40; 54; 59; 72]:

Уравнение теплопередачи на границе теплового взаимодействия двух сред:

$$Q = k \cdot F \cdot \overline{\Delta t}_{\text{лог}}, \quad (2.1)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C);

F – площадь поверхности теплообмена, м²;

$\overline{\Delta t}_{\text{лог}}$ – среднелогарифмический температурный напор, °C.

Уравнение теплового баланса:

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2, \quad (2.2)$$

где ΔQ – теплота, отданная в окружающую среду, Вт;

Q_1 – количество теплоты, отданное горячим теплоносителем, Вт;

Q_2 – количество теплоты, воспринятое холодным теплоносителем, Вт.

Коэффициент теплопередачи является постоянной величиной, определяемой теплофизическими свойствами взаимно контактирующих сред или материалов. Формула (2.1) справедлива при взаимодействии чистых поверхностей с однородными средами в условиях постоянного перепада температур.

Очевидно, что реальные условия протекания тепловых процессов в теплообменных устройствах автотранспортных средств, как правило, не соответствуют идеализированным условиям теплопередачи, описываемым выражением (2.1).

В реальных условиях эксплуатации поверхности теплоотдачи большинства автомобильных теплообменных устройств покрыты окисными плёнками и плёнками загрязнений, теплофизические свойства которых существенно отличаются от теплофизических свойств чистых однородных материалов. Для данного случая стенку теплопередающего устройства можно рассматривать как многослойную, сформированную материалами, имеющими различные теплофизические свойства.

С учётом того, что в процессе эксплуатации происходит загрязнение как наружных, так и внутренних поверхностей теплообменных устройств, меняется обобщённый коэффициент теплопередачи (k), определяемый совокупными свойствами материала и сформированных на нём загрязнений. Как следствие, меняется величина теплового потока, передаваемого через поверхности теплообмена. Учёт всех факторов, влияющих на коэффициент теплопередачи (k) в реальных условиях эксплуатации, – сложная научная и прикладная задача, решение которой возможно на основе применения метода математического моделирования с использованием справочного материала, полученного по результатам экспериментальных исследований [14; 43; 54].

При моделировании рабочего процесса радиатора с наработкой (τ) принято, что снижение обобщённого коэффициента теплопередачи (k_τ) происходит по следующим причинам:

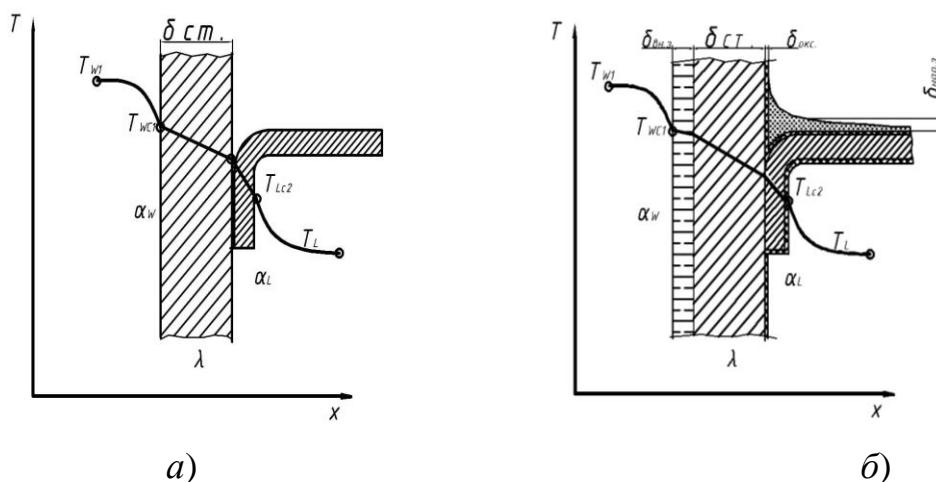
- отложение слоя загрязнений на внутренних поверхностях теплообменника;
- отложение слоя загрязнений на наружных поверхностях теплообменника;
- изменение скорости течения теплоносителя (воздуха или жидкости), из-за изменения проходного сечения (воздушных или жидкостных) каналов;

– изменение режима течения потока (воздуха или жидкости) через проходные сечения каналов теплообменника.

Перечисленные причины чаще всего проявляются в совокупности, обусловливая интегральный отрицательный эффект [14; 39; 42; 59].

Проведённый литературный обзор позволяет сделать предварительное заключение о том, что процесс образования и распределение загрязнений на наружных и внутренних поверхностях теплообменных устройств в настоящее время малоизучен. Кроме того, в недостаточной степени изучены теплофизические свойства слоёв наружных и внутренних загрязнений, образующихся на теплопередающих поверхностях в процессе эксплуатации.

Для наглядной иллюстрации описанных теплообменных процессов, на рисунке 2.1 изображены эпюры тепловых полей чистой (а) и загрязнённой (б) поверхности стенки теплообменника.



а – чистая стенка теплообменника;

б – загрязнённая стенка теплообменника

Рисунок 2.1 – Эпюра распределения тепловых полей

Теорией теплообмена разнородных твёрдых, жидких и газообразных сред введено понятие общего термического сопротивления (R , $\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{B_m}$) – величины обратно пропорциональной коэффициенту теплопередачи:

$$R = \frac{1}{k}, \quad (2.3)$$

Для теплообменника с наработкой в эксплуатации (τ) на интервале $0 < \tau < T$, где T – продолжительность эксплуатационного цикла, имеем [14; 54]:

$$R_\tau = \frac{1}{\alpha_W} + \left(\frac{\delta_{cm,\tau}}{\lambda_{cm,\tau}} + \frac{1}{\alpha_L} \right) \cdot \psi = \frac{1}{\alpha_W} + \left[\left(\frac{\xi \cdot \psi \cdot \delta_{nap,z}}{\lambda_{nap,z}} + \frac{\delta_{sh,z}}{\lambda_{sh,z}} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} \right) + \frac{1}{\alpha_L} \right] \cdot \psi, \quad (2.4)$$

где α_W, α_L – коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителя «W» (внутренняя среда) и теплоносителя «L» (внешняя среда), соответственно, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot {}^\circ\text{C}$;

ψ – коэффициент оребрения;

$\delta_{nap,z}$ – толщина слоя наружных загрязнений, м;

$\delta_{sh,z}$ – толщина слоя внутренних загрязнений, м;

δ_{cm} – толщина материала стенки, м;

$\lambda_{nap,z}$ – коэффициент теплопроводности слоя наружных загрязнений, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot {}^\circ\text{C}}$;

$\lambda_{sh,z}$ – коэффициент теплопроводности слоя внутренних загрязнений,

$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot {}^\circ\text{C}}$;

λ_{cm} – коэффициент теплопроводности материала стенки, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot {}^\circ\text{C}}$

ξ – коэффициент загрязнения оребрения [14].

Подстановкой в формулу (2.1) выражения (2.4), после ряда математических преобразований, с учётом наличия оребрений с наружной стороны (среда «L») получим уравнение теплопередачи в развёрнутом виде:

$$Q_{\tau} = \frac{F \cdot \overline{\Delta t}_{\text{ЛОГ}, \tau}}{(R_W + \psi \cdot \xi \cdot R_{HAP,3,\tau} + R_{BH,3,\tau} + \psi \cdot R_{cm} + \psi \cdot R_L)}, \quad (2.5)$$

где R_W – термическое сопротивление внутренней среды «W», $\frac{m^2 \cdot {}^\circ C}{Bm}$;

$R_{HAP,3,\tau}$ – термическое сопротивление наружных загрязнений, $\frac{m^2 \cdot {}^\circ C}{Bm}$;

$R_{BH,3,\tau}$ – термическое сопротивление внутренних загрязнений, $\frac{m^2 \cdot {}^\circ C}{Bm}$;

R_{cm} – термическое сопротивление материала стенки теплообменника, $\frac{m^2 \cdot {}^\circ C}{Bm}$;

R_L – термическое сопротивление наружной среды «L», $\frac{m^2 \cdot {}^\circ C}{Bm}$.

Выражение (2.5) по сути, является универсальной математической моделью, описывающей процесс теплопередачи между двумя разнородными средами в теплообменных устройствах при изменении их технического состояния (загрязнённости) в эксплуатации при определённой наработке (τ).

Практический опыт эксплуатации теплообменных устройств позволяет сделать заключение о том, что использование для формирования контура охлаждения материалов с высокой теплопроводностью и малой толщиной стенки (стабильность свойств материала обеспечивается пренебрежительно малой интенсивностью развития коррозионных процессов в эксплуатации) позволяет считать влияние термического сопротивления материала стенки (R_{cm}) на изменение общего термического сопротивления пренебрежимо малым [6; 118]. Вследствие этого, выражение (2.5) можно упростить:

$$Q_{\tau} = \frac{F \cdot \overline{\Delta t}_{\text{ЛОГ}}}{(R_W + \psi \cdot R_L) + (\psi \cdot \xi \cdot R_{HAP,3,\tau} + R_{BH,3,\tau})}, \quad (2.6)$$

Знаменатель полученного выражения – это величина суммарного термического сопротивления теплообменного устройства в эксплуатации, в момент времени (τ), соответствующий заданной наработке.

$$R_{\Sigma} = (R_W + \psi \cdot R_L) + (\psi \cdot \xi \cdot R_{HAP.3.\tau} + R_{BH.3.\tau}), \quad (2.7)$$

Как видно из выражения (2.7), общее термическое сопротивление теплообменного устройства состоит из двух слагаемых: термического сопротивления чистого теплообменного устройства и термического сопротивления загрязнений.

$$R_{\Sigma} = R_0 + \Delta R_{\tau}, \quad (2.8)$$

Величина термического сопротивления чистого теплообменного устройства определяется теплофизическими свойствами внутренней и внешней сред, а также его конструктивными особенностями, определяемыми коэффициентом оребрения (ψ) и может считаться постоянной величиной.

Общее термическое сопротивление загрязнений, в отличии от термического сопротивления чистого теплообменника, изменяется в процессе эксплуатации и может быть рассмотрено как функция от времени или наработки теплообменного устройства.

$$\Delta R_{\tau} = \psi \cdot \xi \cdot R_{HAP.3.\tau} + R_{BH.3.\tau} = \frac{\psi \cdot \xi}{k_{HAP.3.\tau}} + \frac{1}{k_{BH.3.\tau}} = \frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{nap.3.\tau}}{\lambda_{nap.3}} + \frac{\delta_{bh.3.\tau}}{\lambda_{bh.3}}, \quad (2.9)$$

При допущении того, что в процессе эксплуатации формируются однородные загрязнения, коэффициенты теплопроводности наружных и внутренних загрязнений ($\lambda_{nap.3}$ и $\lambda_{bh.3}$) можно считать величинами постоянными.

Толщину слоёв наружных и внутренних загрязнений ($\delta_{nap.3.\tau}$ и $\delta_{bh.3.\tau}$), в рамках проводимого исследования, целесообразно рассматривать как функции от наработки теплообменного устройства: $\delta_{nap.3.\tau} = f_{nap.3}(\tau)$ и $\delta_{bh.3.\tau} = f_{bh.3}(\tau)$.

Опыт практической эксплуатации большинства автомобильных теплообменных устройств показывает, что слой загрязнений, образующихся как

на наружной, так и на внутренней поверхности имеет конечную толщину [14; 43; 64; 83; 86; 133]. То есть, для любого заданного типа загрязняющих веществ, существует предельная толщина формируемого слоя (δ_{MAX}). Толщина слоя загрязнений, фактически образующегося в эксплуатации, асимптотически приближается к значению δ_{MAX} и при любой наработке теплообменного устройства не может превысить его.

Исходя из описанной выше специфики образования слоёв загрязнений на активной поверхности теплообменных устройств, установлена обобщённая закономерность изменения термического сопротивления теплообменного устройства в эксплуатации как функция от его наработки (τ) [14]:

$$\Delta R(\tau) = R_{MAX} - B \cdot (\tau_{MAX} - \tau), \quad (2.10)$$

где R_{MAX} – максимальное термическое сопротивление, соответствующее максимальной толщине слоя образующихся загрязнений, $\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$;
 B – константа интенсивности загрязнения (коэффициент пропорциональности).

Выражение (2.10) справедливо при введении допущения о том, что процесс формирования загрязнений в интервале наработок $0 \leq \tau \leq \tau_{MAX}$ носит линейный или близкий к линейному характер. Можно принять допущение, что при наработке $\tau \geq \tau_{MAX}$ термическое сопротивление имеет постоянное значение, равное максимальному $R(\tau) = R_{MAX}$.

Преобразованием формулы (2.7), с учётом выражений (2.9) и (2.10) получим систему выражений, определяющих зависимость термического сопротивления теплообменного устройства от наработки:

$$R_{\Sigma} = \begin{cases} (R_W + \psi \cdot R_L) + \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{нар.з.} \cdot \text{MAX}}}{\lambda_{\text{нар.з}}} + \frac{\delta_{\text{вн.з.} \cdot \text{MAX}}}{\lambda_{\text{вн.з}}} \right) - B \cdot (\tau_{\text{MAX}} - \tau), & \text{при } \tau \leq \tau_{\text{MAX}} \\ (R_W + \psi \cdot R_L) + \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{нар.з.} \cdot \text{MAX}}}{\lambda_{\text{нар.з}}} + \frac{\delta_{\text{вн.з.} \cdot \text{MAX}}}{\lambda_{\text{вн.з}}} \right), & \text{при } \tau \geq \tau_{\text{MAX}} \end{cases}, \quad (2.11)$$

где $\delta_{\text{нар.з.} \cdot \text{MAX}}$ – максимальная толщина слоя наружных загрязнений, м;

$\delta_{\text{вн.з.} \cdot \text{MAX}}$ – максимальная толщина слоя внутренних загрязнений, м.

В начальный период эксплуатации (новый теплообменник, $\tau = 0$) система уравнений преобразуется в формулу:

$$R_{\Sigma(\tau=0)} = (R_W + \psi \cdot R_L) + \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{нар.з.} \cdot \text{MAX}}}{\lambda_{\text{нар.з}}} + \frac{\delta_{\text{вн.з.} \cdot \text{MAX}}}{\lambda_{\text{вн.з}}} \right) - B \cdot \tau_{\text{MAX}} = R_W + \psi \cdot R_L, \quad (2.12)$$

Следовательно, коэффициент пропорциональности, являющийся постоянной величиной для каждого рассматриваемого теплообменника, может быть определён из выражения:

$$B = \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{нар.з.} \cdot \text{MAX}}}{\lambda_{\text{нар.з}}} + \frac{\delta_{\text{вн.з.} \cdot \text{MAX}}}{\lambda_{\text{вн.з}}} \right) \cdot \frac{1}{\tau_{\text{MAX}}}, \quad (2.13)$$

Изменение технического состояния теплообменника определяется одновременным изменением толщины слоёв как наружных, так и внутренних загрязнений. Причём, слои формируются с разными скоростями и достигают своей предельной толщины при разной наработке. В выражении (2.13) величина τ_{MAX} соответствует максимальному значению из двух рассматриваемых и характеризует период стабилизации теплофизических характеристик изношенного теплообменника. Более корректная интерпретация выражения (2.13) имеет вид:

$$B = \frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{нар.з.} \cdot \text{MAX}}}{\lambda_{\text{нар.з.}} \cdot \tau_{\text{нар.з.} \cdot \text{MAX}}} + \frac{\delta_{\text{вн.з.} \cdot \text{MAX}}}{\lambda_{\text{вн.з.}} \cdot \tau_{\text{вн.з.} \cdot \text{MAX}}}, \quad (2.14)$$

где $\tau_{\text{нар.з.} \cdot \text{MAX}}$ – продолжительность (наработка) формирования слоя наружных загрязнений толщиной $\delta_{\text{нар.з.} \cdot \text{MAX}}$, км (мoto-час);
 $\tau_{\text{нар.з.} \cdot \text{MAX}}$ – продолжительность (наработка) формирования слоя внутренних загрязнений толщиной $\delta_{\text{вн.з.} \cdot \text{MAX}}$, км (мoto-час).

С учётом того, что отношение максимальной толщины слоя загрязнений к продолжительности формирования данного слоя является скоростью формирования загрязнений, выражение (2.14) может быть преобразовано следующим образом:

$$B = \frac{\psi \cdot \xi \cdot v_{\text{нар.з.}}}{\lambda_{\text{нар.з.}}} + \frac{v_{\text{вн.з.}}}{\lambda_{\text{вн.з.}}}, \quad (2.14)$$

где $v_{\text{нар.з.}}$ – средняя скорость формирования наружных загрязнений, м/км;
 $v_{\text{вн.з.}}$ – средняя скорость формирования внутренних загрязнений, м/км.

Исходя из того, что формирование слоёв загрязнений на наружных и внутренних поверхностях теплообменных устройств происходит с разными скоростями, можно выделить три периода эксплуатационного цикла: первый период – формирование слоёв загрязнений как на наружной, так и на внутренней поверхностях; второй период – прекращение формирования слоя загрязнений на одной из поверхностей и продолжение формирования на другой; третий период – прекращение формирования слоёв отложений как на наружной, так и на внутренней поверхностях.

С учётом выражения (2.14), система выражений (2.11), описывающая характер изменения термического сопротивления теплообменного устройства в

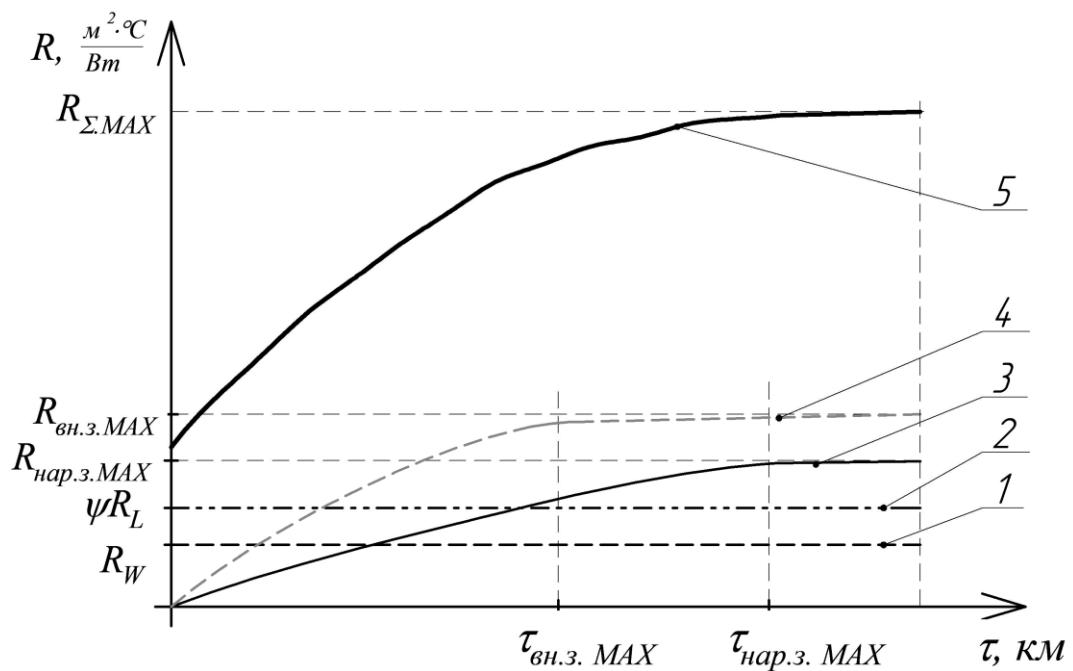
эксплуатации для случая, когда продолжительность формирования слоя наружных загрязнений меньше продолжительности формирования слоя внутренних загрязнений, имеет вид:

$$R_{\Sigma} = \begin{cases} (R_W + \psi \cdot R_L) + \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{nap},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{nap},3}} + \frac{\delta_{\text{gn},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{gn},3}} \right) - \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot V_{\text{nap},3}}{\lambda_{\text{nap},3}} + \frac{V_{\text{gn},3}}{\lambda_{\text{gn},3}} \right) \cdot \left(\frac{\delta_{\text{nap},3,\text{MAX}}}{V_{\text{nap},3}} - \tau \right), & \text{при } \tau < \frac{\delta_{\text{nap},3,\text{MAX}}}{V_{\text{nap},3}} \\ (R_W + \psi \cdot R_L) + \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{nap},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{nap},3}} + \frac{\delta_{\text{gn},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{gn},3}} \right) - \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{nap},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{nap},3} \cdot \tau_{\text{nap},3,\text{MAX}}} + \frac{V_{\text{gn},3}}{\lambda_{\text{gn},3}} \right) \cdot \left(\frac{\delta_{\text{gn},3,\text{MAX}}}{V_{\text{gn},3}} - \tau \right), & \text{при } \frac{\delta_{\text{nap},3,\text{MAX}}}{V_{\text{nap},3}} \leq \tau \leq \frac{\delta_{\text{gn},3,\text{MAX}}}{V_{\text{gn},3}} \\ (R_W + \psi \cdot R_L) + \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{nap},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{nap},3}} + \frac{\delta_{\text{gn},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{gn},3}} \right), & \text{при } \tau \geq \tau_{\text{MAX}} \end{cases}, \quad (2.15)$$

Аналогичная система уравнений получена для случая, когда продолжительность формирования слоя внутренних загрязнений меньше продолжительности формирования слоя наружных загрязнений:

$$R_{\Sigma} = \begin{cases} (R_W + \psi \cdot R_L) + \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{nap},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{nap},3}} + \frac{\delta_{\text{gn},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{gn},3}} \right) - \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot V_{\text{nap},3}}{\lambda_{\text{nap},3}} + \frac{V_{\text{gn},3}}{\lambda_{\text{gn},3}} \right) \cdot \left(\frac{\delta_{\text{gn},3,\text{MAX}}}{V_{\text{gn},3}} - \tau \right), & \text{при } \tau \leq \frac{\delta_{\text{gn},3,\text{MAX}}}{V_{\text{gn},3}} \\ (R_W + \psi \cdot R_L) + \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{nap},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{nap},3}} + \frac{\delta_{\text{gn},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{gn},3}} \right) - \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot V_{\text{nap},3}}{\lambda_{\text{nap},3}} + \frac{\delta_{\text{gn},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{gn},3} \cdot \tau_{\text{gn},3,\text{MAX}}} \right) \cdot \left(\frac{\delta_{\text{nap},3,\text{MAX}}}{V_{\text{nap},3}} - \tau \right), & \text{при } \frac{\delta_{\text{gn},3,\text{MAX}}}{V_{\text{gn},3}} \leq \tau \leq \frac{\delta_{\text{nap},3,\text{MAX}}}{V_{\text{nap},3}} \\ (R_W + \psi \cdot R_L) + \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{nap},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{nap},3}} + \frac{\delta_{\text{gn},3,\text{MAX}}}{\lambda_{\text{gn},3}} \right), & \text{при } \tau \geq \tau_{\text{MAX}} \end{cases}, \quad (2.16)$$

Общий вид графиков, иллюстрирующих составляющие и характер изменения термического сопротивления теплообменного устройства в зависимости от наработки, представлен на рисунке 2.2.



- 1 – термическое сопротивление внутренней среды;
 2 – термическое сопротивление внешней среды;
 3 – термическое сопротивление наружных загрязнений;
 4 – термическое сопротивление внутренних загрязнений;
 5 – суммарное термическое сопротивление теплообменного устройства;
 $\tau_{вн.з. MAX}$ – продолжительность формирования слоя внутренних загрязнений толщиной $\delta_{вн.з. MAX}$;
 $\tau_{нар.з. MAX}$ – продолжительность формирования слоя наружных загрязнений толщиной $\delta_{нар.з. MAX}$

Рисунок 2.2 – Зависимости составляющих термического сопротивления теплообменного устройства от наработки

Использование описанных выше теоретических положений на практике, например, для математического моделирования тепловых характеристик автомобильных теплообменных устройств с учётом их изменения в эксплуатации, затруднено вследствие отсутствия численных значений коэффициентов, входящих в формулы (2.4 – 2.16).

К числу таких коэффициентов относятся:

- коэффициент теплоотдачи внутренней среды (α_W);
- коэффициент теплоотдачи внешней среды (α_L);
- коэффициент теплопроводности наружных загрязнений ($\lambda_{\text{нар.з}}$);
- коэффициент теплопроводности внутренних загрязнений ($\lambda_{\text{вн.з}}$).

Численные значения данных коэффициентов могут быть определены в специализированных лабораториях при использовании специализированного оборудования, обеспечивающего получение достоверных результатов.

В рамках проводимого исследования в качестве оптимизируемой характеристики теплообменного устройства рассматривается его термической сопротивление, как ключевой фактор, определяющий величину снижения температуры подаваемого воздуха. Конструктивные параметры теплообменника приняты в качестве постоянных величин, не подлежащих корректировке и определяющих базовое значение термического сопротивления. Переменным параметром, изменяемым в процессе эксплуатации (за счёт реализации соответствующих операций технического обслуживания), является среднеэксплуатационная толщина слоёв наружных и внутренних загрязнений.

Следовательно, разработка экспериментального метода оценки рабочих характеристик теплообменных устройств, а также технических и технологических средств его реализации, является актуальной научной и прикладной задачей.

2.2 Моделирование тепловых процессов при эксплуатации теплообменных устройств

Моделирование, как метод научного исследования, широко применяется при диагностике для оценки состояния различных технических устройств, в том числе для изучения значений факторов, определяющих выходные значения диагностических параметров.

На основе анализа результатов моделирования могут быть установлены

отклики изучаемого объекта на изменение его технического состояния. В случае использования в качестве входных параметров физических факторов, определяющих техническое состояние объекта диагностирования, на основе анализа результатов моделирования могут быть исследованы закономерности и расчётные параметры физических процессов, определяющих состояние исследуемого объекта в эксплуатации.

Исходя из приведённых выше положений, функционал исследуемого объекта (охладителя наддувочного воздуха) может быть описан выражением, определяющим способность выполнять основную функцию, определяющую его назначение. Такой функцией является способность охладителя отводить тепло. Данная способность определяется величиной теплового потока, обобщённая формула для расчёта которого имеет вид:

$$Q_\tau = \int_0^F \Delta t dF = k_\tau \cdot \overline{\Delta t} \cdot F, \quad (2.17)$$

где Q_τ – текущее значение теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха, Вт;

Δt – тепловой напор через теплопередающую поверхность (градиент средних температур внутреннего и наружного контура теплообменного устройства), °C;

F – площадь поверхности теплообмена, м²;

k_τ – коэффициент теплопередачи.

Тепловой поток (теплоотдача) является наиболее важной интегральной характеристикой рабочего процесса охладителя наддувочного воздуха. В том случае, когда известно предельное значение теплоотдачи (Q_τ), определяющее функциональную пригодность теплообменника, на основе результатов моделирования могут быть выявлены значения диагностических признаков, соответствующие данному (предельному) состоянию.

Диагностирование исследуемого узла по ключевым выходным параметрам позволяет оценить его функциональную пригодность, но, как правило, не позволяет идентифицировать причину изменения технического состояния. Исходя из обозначенных положений, в отношении охладителя наддувочного воздуха, более информативным диагностическим параметром может служить интегральное значение термического сопротивления.

На основании преобразованной формулы (2.4) определено выражение для расчёта коэффициента теплопередачи (k_τ) – величины обратной термическому сопротивлению (R_τ):

$$k_\tau = \frac{1}{\left(\frac{\psi}{\alpha_W} + \frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{нап.з.т}}}{\lambda_{\text{нап.з}}} + \frac{\delta_{\text{вн.з.т}}}{\lambda_{\text{вн.з}}} \right) + \frac{1}{\alpha_L}}, \quad (2.18)$$

где α_W, α_L – коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителя «W» (внутренняя среда) и теплоносителя «L» (внешняя среда), соответственно, Вт/м²·°C;

ψ – коэффициент оребрения;

$\lambda_{\text{нап.з.т}}, \lambda_{\text{вн.з.т}}$ – коэффициенты теплопроводности наружных и внутренних загрязнений, соответственно, Вт/(м·°C);

$\delta_{\text{нап.з.т}}, \delta_{\text{вн.з.т}}$ – толщина слоёв наружных и внутренних загрязнений, соответственно, м.

Для стенки теплопередающей поверхности большинства автомобильных теплообменных устройств установлено, что термическое сопротивление конструкционного материала охлаждающих трубок, составляет порядка 0,5 % от общего термического сопротивления [39; 43], в этой связи, данной составляющей пренебрегают. Выражение (2.18), выведенное для нового теплообменного устройства упрощается и приобретает вид:

$$k_0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{1}{\alpha_L} \psi \right)}, \quad (2.19)$$

Выражение (2.18) описывает коэффициент теплоотдачи идеализированного теплообменного устройства, не имеющего дефектов материалов и деталей. В условиях эксплуатации происходит снижение значения коэффициента теплопередачи не только из-за накопления загрязнений на внутренних и внешних поверхностях, но и вследствие накопления дефектов в структуре материалов и дефектов конструктивных элементов теплообменного устройства.

Совокупное влияние названных выше факторов может быть определено при помощи выражения, полученного на основе преобразования и упрощения формулы (2.18).

$$k_\tau = \alpha_{l1} + \frac{\lambda_{\vartheta,3}}{\delta_{\vartheta,3}} + \alpha_{L2}, \quad (2.20)$$

где k_τ – коэффициент теплопередачи воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха, после наработки (τ), $\left(\frac{Bm}{m^2} \right) \cdot ^\circ C$;
 α_{l1} и α_{L2} – коэффициенты теплоотдачи внешнего и внутреннего воздушного контура охладителя наддувочного воздуха, $\left(\frac{Bm}{m^2} \right) \cdot ^\circ C$;
 $\frac{\lambda_{\vartheta,3}}{\delta_{\vartheta,3}}$ – коэффициент теплоотдачи стенки с эксплуатационными загрязнениями, $\left(\frac{Bm}{m^2} \right) \cdot ^\circ C$.

Сопоставив выражения (2.18) и (2.20) и получим выражение для определения коэффициента теплоотдачи стенки с эксплуатационными загрязнениями:

$$\frac{\lambda_{\vartheta,3}}{\delta_{\vartheta,3}} = \frac{1}{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{нап.з.т}} + \frac{\delta_{\text{вн.з.т}}}{\lambda_{\text{нап.з}}}}, \quad (2.21)$$

или, после преобразования:

$$\frac{\lambda_{\vartheta,3}}{\delta_{\vartheta,3}} = \frac{\lambda_{\text{нап.з}} \cdot \lambda_{\text{вн.з}}}{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{нап.з.т}} \cdot \lambda_{\text{вн.з}} + \delta_{\text{вн.з.т}} \cdot \lambda_{\text{нап.з}}}, \quad (2.22)$$

Подставив выражение (2.22) в формулу (2.20), а полученное выражение, в свою очередь, – в формулу (2.17), получим развернутое выражение для расчёта величины теплового потока, отводимого теплообменным устройством, в том числе, воздухо-воздушным охладителем наддувочного воздуха:

$$Q_\tau = \left(\alpha_{I1} + \frac{\lambda_{\text{нап.з}} \cdot \lambda_{\text{вн.з}}}{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{\text{нап.з.т}} \cdot \lambda_{\text{вн.з}} + \delta_{\text{вн.з.т}} \cdot \lambda_{\text{нап.з}}} + \alpha_{L2} \right) \cdot \bar{\Delta t} \cdot F, \quad (2.23)$$

Выражение (2.23) представляет требуемый перспективный вариант диагностической модели, позволяющий при дополнительных условиях выявлять степень снижения теплоотдачи охладителя наддувочного воздуха в эксплуатации при заданной наработке.

Кроме того, выражение (2.23) может быть положено в основу разработанной математической модели теплового потока, отводимого теплообменным устройством. Модель позволяет произвести прогнозный расчёт числового значения ключевого параметра, определяющего работоспособность теплообменного устройства с заданными конструктивными параметрами при известных параметрах, определяющих степень загрязнения наружных и внутренних поверхностей теплообменника, а также при известных значениях теплопроводности наружных и внутренних загрязнений.

Очевидно, что для практического моделирования процесса теплоотвода необходимо проведение серии экспериментальных исследований, основной

целью которых является определение значений теплопроводности наружных и внутренних загрязнений.

2.3 Теоретическое описание теплообменных процессов при экспериментальном исследовании теплопроводности наружных и внутренних загрязнений теплообменных устройств

За основу при разработке теоретической базы экспериментальных исследований, направленных на определение численных значений коэффициентов теплопроводности наружных и внутренних загрязнений теплообменных устройств, взято выражение (2.23), являющееся базовой формулой моделирования тепловых процессов.

Наиболее достоверная информация о значениях коэффициентов теплопроводности может быть получена по результатам сравнения значений тепловых потоков, отводимых загрязнённым теплообменником со значениями тепловых потоков, отводимых в идентичных условиях новым (эталонным) теплообменным устройством.

Исходя из обозначенного подхода (выражение 2.23), тепловой поток, отводимый эталонным (при отсутствии загрязнений) теплообменным устройством, описывается выражением:

$$Q_r = (\alpha_{L1} + \alpha_{L2}) \cdot \overline{\Delta t_1} \cdot F, \quad (2.24)$$

где $\overline{\Delta t_1}$ – тепловой напор нового теплообменного устройства (перепад температур между наружным и внутренним контурами), °С.

С учётом того, что рассматриваемое в работе теплообменное устройство характеризуется различными значениями площади внутренних и наружных поверхностей, выражение (2.24) приобретает вид:

$$Q_\tau = (\alpha_{L1} \cdot F_{BH} + \alpha_{L2} \cdot F_{HAP}) \cdot \overline{\Delta t_1}, \quad (2.25)$$

Таким образом, при обеспечении физической возможности измерения таких величин, как градиент средних температур внутреннего и наружного контура теплообменного устройства (Δt) и величины отводимого теплообменным устройством теплового потока, представляется возможным определить значение суммы произведений коэффициентов теплоотдачи внешнего и внутреннего воздушного контуров на соответствующие площади наружной и внутренней поверхности теплообмена. Данная сумма произведений является эталонной характеристикой испытываемого теплообменника и используется в качестве базы для оценки изменения его теплофизических свойств в процессе эксплуатации. Расчётная формула для определения указанного произведения имеет вид:

$$\alpha_{L1} \cdot F_{BH} + \alpha_{L2} \cdot F_{HAP} = \frac{Q_\tau}{\Delta t_1}, \quad (2.26)$$

Оценка наличия загрязнений наружных поверхностей теплообменного устройства может быть произведена визуально, с сохранением целостности теплообменника и его функциональной работоспособности. Кроме того, эксплуатационные загрязнения могут быть удалены с наружных поверхностей достаточно простым доступным способом.

Исходя из этого, имеется физическая возможность измерения величины теплового потока теплообменником, имеющим заданную наработку с внутренними поверхностями, покрытыми слоем эксплуатационных загрязнений и наружными поверхностями, очищенными от эксплуатационных загрязнений. Таким образом, обеспечивается возможность получения данных, необходимых для определения коэффициента теплопроводности внутренних загрязнений. Величина теплового потока, отводимого теплообменным устройством, имеющим внутренние загрязнения и очищенным от наружных загрязнений,

может быть определена по формуле, полученной на основе выражения (2.23):

$$Q_\tau = \left((\alpha_{L1} \cdot F_{BH} + \alpha_{L2} \cdot F_{HAP}) + \frac{\delta_{\text{шт.з.т}}}{\lambda_{\text{шт.з}}} \cdot F_{BH} \right) \cdot \overline{\Delta t_2}, \quad (2.27)$$

где $\overline{\Delta t_2}$ – тепловой напор теплообменного устройства, имеющего наработку (перепад температур между наружным и внутренним контурами), °C.

Преобразованием выражения (2.27) получена формула для расчёта отношения толщины слоя внутренних загрязнений к коэффициенту теплопроводности внутренних загрязнений:

$$\frac{\delta_{\text{шт.з.т}}}{\lambda_{\text{шт.з}}} = \left((\alpha_{L1} \cdot F_{BH} + \alpha_{L2} \cdot F_{HAP}) - \frac{Q_\tau}{\overline{\Delta t_2}} \right) \cdot F_{BH}, \quad (2.28)$$

Полученное отношение является итоговым значением, определяемым в результате испытаний, проводимых на разработанном диагностическом стенде. Все составляющие правой части данного выражения прямо или косвенно могут быть определены в ходе диагностических исследований.

Измерение толщины слоя внутренних загрязнений производится методом прямого измерения при разрушении теплообменника в заключительной стадии эксперимента.

Отношение толщины слоя наружных загрязнений при известных значениях толщины и коэффициента теплопроводности внутренних загрязнений может быть определено из выражения:

$$\frac{\delta_{\text{нар.з.т}}}{\lambda_{\text{нар.з}}} = \frac{\psi \cdot \xi \cdot Q_\tau \cdot \lambda_{\text{шт.з}} - \psi \cdot \xi \cdot \overline{\Delta t} \cdot \lambda_{\text{шт.з}} \cdot (\alpha_{L1} \cdot F_{BH} + \alpha_{L2} \cdot F_{HAP})}{\overline{\Delta t} \cdot F_{BH} \cdot \lambda_{\text{шт.з}} - Q_\tau \cdot \delta_{\text{шт.з.т}} - \overline{\Delta t} \cdot \delta_{\text{шт.з.т}} \cdot (\alpha_{L1} \cdot F_{BH} + \alpha_{L2} \cdot F_{HAP})}, \quad (2.29)$$

Для выполнения практических расчётов в дополнение к известным и

определенным ранее параметрам необходимо, исходя из технической документации теплообменного устройства, определить коэффициент оребрения (ψ) и, учитывая результаты наружного осмотра, установить коэффициент загрязнения наружных поверхностей (ξ).

Средняя толщина слоя наружных загрязнений может быть определена методом микрометрических замеров среза стенки теплообменника на этапе разрушающего исследования в заключительной стадии эксперимента.

Представленные теоретические положения позволяют сформулировать требования к лабораторному оборудованию, обеспечивающему исследование теплофизических свойств загрязнений, формируемых на наружных и внутренних поверхностях рассматриваемого теплообменного устройства. Исходя из этого, испытательная лабораторная установка должна обеспечивать изменение следующих параметров теплообменного устройства при сохранении его конструктивной целостности:

- температура теплоносителя внутреннего контура на входе в теплообменное устройство и на выходе из него;
- температура наружной среды до и после теплообменного устройства;
- тепловой поток, отводимый теплообменным устройством.

Дополнительно необходимо выбрать способ измерения средней толщины слоёв образовавшихся наружных и внутренних загрязнений. При этом допустимо применение методов разрушающего контроля.

Таким образом, сформированы теоретические положения, послужившие основой для разработки методики экспериментального исследования, лабораторного и испытательного оборудования, плана эксперимента и методов обработки результатов экспериментальных исследований.

2.4 Выводы по второму разделу

1. На основе анализа общепризнанных теплофизических законов произведено теоретическое описание теплообменных процессов при динамическом взаимодействии теплоносителей. Представленный материал является основой для моделирования теплообменных процессов и разработки мероприятий по повышению эффективности обслуживания теплообменных устройств на основе результатов моделирования.
2. Разработана математическая модель являющаяся основой для получения данных, используемых в дальнейшем для разработки мероприятий, направленных на повышение эффективности теплообменных устройств, в частности, охладителя наддувочного воздуха турбированных двигателей.
3. Произведённое теоретическое описание теплообменных процессов происходящих при экспериментальном исследовании теплопроводности наружных и внутренних загрязнений теплообменных устройств позволило сформулировать требования к испытательному оборудованию и предпочтительным методам экспериментальных исследований.

3 МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Программа экспериментальных исследований

Исходя из общей логики теоретического описания и математического моделирования теплообменных процессов, происходящих при динамическом взаимодействии теплоносителей в охладителях наддувочного воздуха турбированных двигателей, разработана программа экспериментальных исследований. Программа предполагает:

- определение условий и перечня параметров, измеряемых в процессе и в результате проведения экспериментальных исследований;
- разработка технического задания на проектирование испытательного оборудования и приобретение необходимых средств измерения;
- определение объёма экспериментальных исследований, разработка плана эксперимента;
- создание необходимых условий, постановка и проведение эксперимента в соответствии с разработанным планом;
- оценка точности и достоверности полученных результатов;
- обработка и анализ полученных данных.

Перечень параметров, числовые значения которых обуславливают возможность практического применения разработанной математической модели теплообменных процессов, приведён в заключительной части подраздела 2.3 данной работы.

Исходя из специфики исследуемых параметров и подходов к их определению, проводимый эксперимент можно разделить на две части:

- определение количественных характеристик теплообменных процессов при динамическом взаимодействии теплоносителей в теплообменных устройствах с сохранением их конструктивной целостности и работоспособности;
- определение средней толщины слоёв наружных и внутренних

загрязнений, формируемых в процессе эксплуатации, при допустимости применения методов разрушающего контроля.

Исходя из обозначенного разделения, разработана структурная схема эксперимента, проводимого в рамках диссертационного исследования. Данная схема представлена на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 – Структурная схема эксперимента

Исходя из схемы, представленной на рисунке 3.1, для проведения экспериментальных исследований необходима разработка:

- метода и диагностического оборудования, обеспечивающего определение количественных характеристик теплообменных процессов воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха при сохранении конструктивной целостности теплообменного устройства;
- метода разрушающего контроля, обеспечивающего измерение толщины

слоёв наружных и внутренних загрязнений теплообменного устройства (охладителя наддувочного воздуха);

- плана эксперимента, включающего в себя расчёт объёма выборки экспериментальных образцов и количества измерений, описание последовательности действий при определении исследуемых величин;
- последовательности расчётов, обеспечивающих анализ и обобщение полученных данных;
- последовательности расчётов, обеспечивающих подтверждение точности и достоверности результатов экспериментальных исследований.

3.2 Метод и диагностическое оборудование для исследования теплообменных процессов воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха

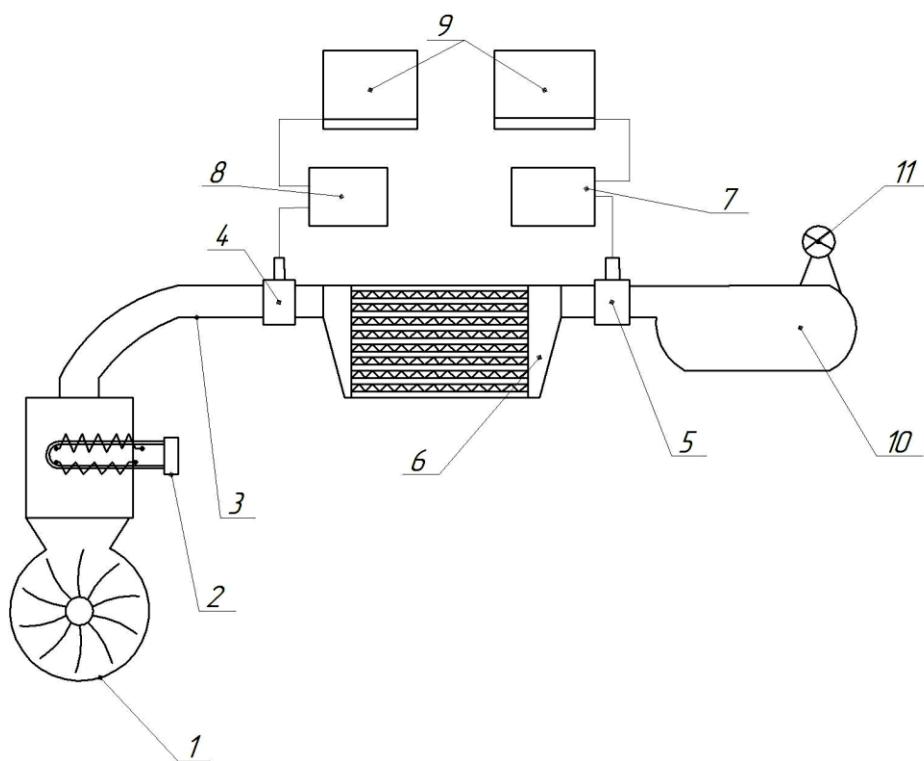
Для моделирования рабочего процесса воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха в лабораторных условиях в настоящей работе предложен вариант диагностического стенда, являющегося модифицированной версией имеющегося диагностического стенда, обеспечивающего измерение параметров теплообменных процессов водо-воздушного теплообменника (радиатора).

Существует метод и устройство для измерения рабочих характеристик теплообменников по патенту РФ № 2544365 от 09.02.2015 г. «Устройство для измерения рабочих характеристик теплообменников» [78]. Схема экспериментальной установки, реализующей указанный метод, представлена на рисунке 1.6. Тепловой поток, отводимый диагностируемым водо-воздушным теплообменником, измеряется на основе показаний ваттметра (2) (рисунок 1.6), который отражает мощность электрического тока, затрачиваемую на поддержание постоянной (заданной) температуры в жидкостном контуре стенда.

Однако этот вариант устройства и метода измерения тепловых характеристик не может быть использован для количественной оценки

теплоотдачи воздухо-воздушных охладителей наддувочного воздуха.

Для расширения функциональных возможностей известного диагностического оборудования произведена модернизация данного стенда с целью расширения его функциональных возможностей и обеспечения возможности проведения диагностических исследований в отношении теплообменных устройств воздухо-воздушного типа. В процессе модернизации существующая конструкция стенда дополнена устройством, моделирующим условия работы воздухо-воздушного теплообменника. Схема моделирующего устройства модернизированного диагностического стенда представлена на рисунке 3.2.



1 – компрессор; 2 – нагреватель; 3 – трубопровод; 4 и 5 – расходомеры; 6 – воздухо-воздушный охладитель наддувочного воздуха; 7 и 8 – термодатчики; 9 – компьютеры; 10 – рессивер; 11 – клапан выпускной

Рисунок 3.2 – Схема моделирующего устройства диагностического стенда для исследования теплообменных процессов воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха

Моделирующее устройство включает в свой состав компрессор (1) (рисунок 3.2), установленный на станине и оснащённый приводом от электродвигателя. Компрессор подаёт определенный объём теплоносителя (воздуха) под заданным давлением, необходимым для проведения испытания. В трубопровод внутреннего контура вмонтирован подогреватель (2), моделирующий тепловые характеристики воздуха подаваемого компрессором турбированного двигателя. Датчики (7) и (8) температуры и давления, а также расходомеры (4) и (5) с термодатчиками массового расхода воздуха (ДМРВ) установлены на входе и выходе диагностируемого охладителя. Разогретый воздух от компрессора через датчики установленные на входном патрубке, проходит во внутренний контур охладителя, сигнал от датчиков преобразуется адаптером и регистрируется компьютером (9). Далее воздух проходит через внутренний контур охладителя, где через рабочие поверхности происходит теплообмен с наружным контуром. Поверхности наружного контура обдуваются вентилятором, имитирующим поток воздуха набегающего при движении автомобиля. Параметры охлаждённого воздуха на выходе из внутреннего контура так же фиксируются соответствующей группой датчиков. Противодавление на выходе из охладителя создаётся ресивером (10), оснащённым выпускным клапаном.

Для измерения параметров воздушного потока используются:

- датчик массового расхода воздуха, двигатели ЗМЗ-405, УМЗ-4216 пленочный RS DETAL;
- датчики температуры хромель-копель ТХК-600.

На рисунке 3.3 представлена фотография описанного выше моделирующего устройства.

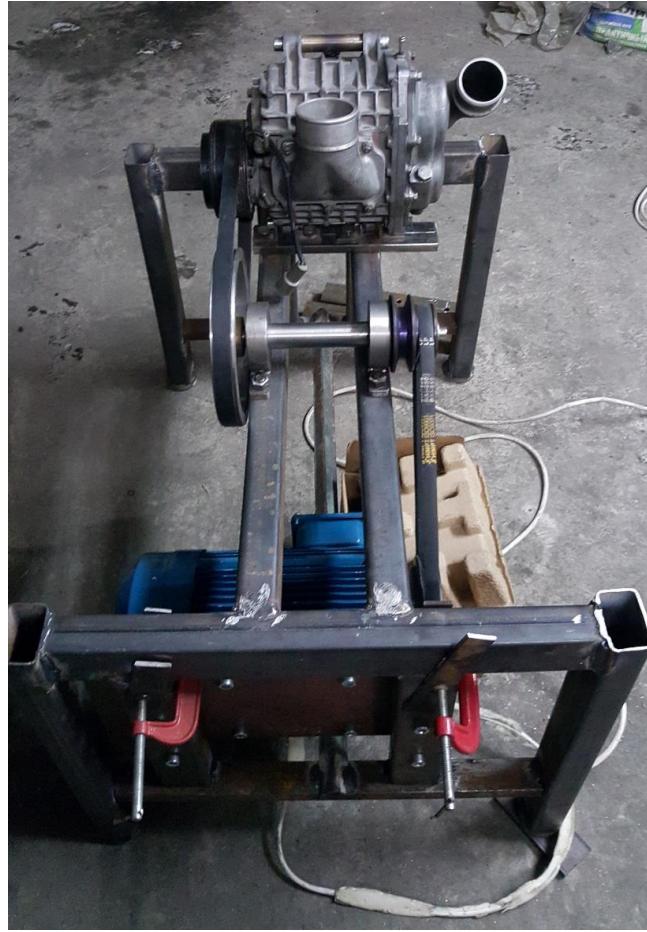
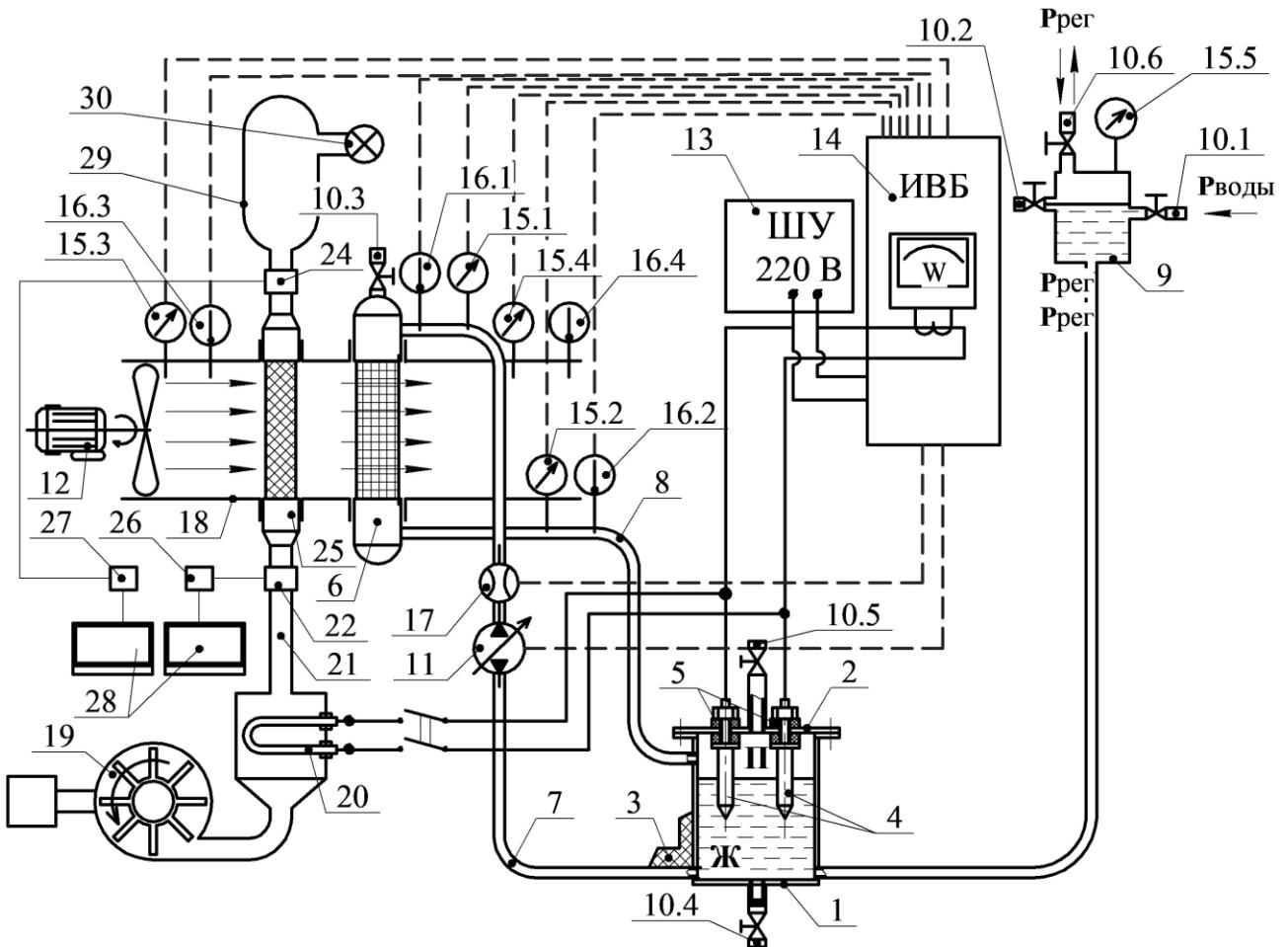


Рисунок 3.3 – Установка для моделирования рабочего процесса воздухо-воздушных охладителей наддувочного воздуха

На рисунке 3.4 представлена общая схема модернизированной установки, позволяющей проводить диагностирование теплообменных устройств и измерение параметров теплообменных процессов как в отношении водовоздушных, так и в отношении воздухо-воздушных теплообменных устройств.



1 – корпус; 2 – крышка; 3 – теплоизоляция; 4 – электроды; 5 – изоляторы;
 6 – водо-воздушный теплообменник; 7 и 8 – трубопроводы; 9 – расширительная
 емкость; 10.1–10.5 – вентили; 11 – водяной насос; 12 – вентилятор; 13 – шкаф
 управления; 14 – измерительно-вычислительный блок; 15.1–15.5 – датчики
 давления; 16.1–16.4 – датчики температуры; 17 – расходомер; 18 – воздуховод;
 19 – компрессор; 20 – нагреватель; 21 – воздушная магистраль; 22–23 –
 расходомеры воздуха; 24 – клапан выпускной; 25 – воздухо-воздушный
 охладитель наддувочного воздуха; 26–27 – термодатчики; 28 – компьютер; 29 –
 ресивер; 30 – шкаф управления нагревателем воздуха

Рисунок 3.4 – Схема модернизированного стенда измерения тепловых
характеристик охладителя наддувочного воздуха

Специфика разработанного диагностического стенда заключается в возможности провести моделирование совместной работы радиатора системы охлаждения двигателя и воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха. В модифицированном испытательном стенде произведено моделирование характера движения теплоносителей и соответствующее моделирование заданной тепловой нагрузки на испытываемый охладитель наддувочного воздуха.

При этом радиатор системы охлаждения (водо-воздушное теплообменное устройство) в предлагаемой конструкции использован в качестве измерительного модуля, позволяющего определить тепловой поток, отводимый испытываемым воздухо-воздушным охладителем наддувочного воздуха.

Численное значение теплового потока, отводимого водо-воздушным радиатором (6) (рисунок 3.4), определяется исходя из показаний ваттметра, входящего в состав измерительно-вычислительного блока (14), при установившемся режиме работы установки. Мощность тока, измеряемая ваттметром, отражает энергозатраты, необходимые для поддержания заданной постоянной температуры в водяном контуре стенда. Поддержание температуры обеспечивается путём нагрева охлаждающей жидкости электродами (14) нагревателя.

При подключении моделирующего устройства, включающего в свой состав испытываемый воздухо-воздушный теплообменник (25), воздух, подаваемый компрессором (19) и нагреваемый воздушным нагревателем (20), проходит по внутреннему контуру исследуемого теплообменного устройства. Часть теплового потока через стенки теплообменника передаётся воздуху наружного контура, подаваемого при помощи вентилятора (12), который в свою очередь подаётся к водо-воздушному радиатору стенда (6). Изменение теплофизических параметров наружного контура радиатора (6), влияет на количество тепла, отводимого от охлаждающей жидкости и на показания ваттметра измерительного блока (14).

Для измерения мощности, потребляемой водяным нагревателем, необходимо включить насос и нагреватель гидравлического контура и выдержать теплогенерирующее устройство до момента достижения им баланса рассеиваемой и генерируемой мощности, и произвести регистрацию мощности, потребляемой нагревателем, а следовательно, отводимой водо-воздушным радиатором (25). Значение температуры наружного контура используется для определения теплового напора (Δt) между наружным и внутренним контуром испытываемого воздухо-воздушного теплообменного устройства.

В процессе диагностирования сигналы от датчиков температуры и давления преобразуются адаптером, и обрабатываются компьютером (28). На экран которого выводятся показания термодатчиков, а также расчётное значение отводимого теплового потока Q_{π} , рассчитываемого по формуле (3.1).

Величина массового расхода воздуха определяется по показаниям датчика ДМРВ стенда, установленного в воздушной магистрали внутреннего контура. В эксплуатации данная величина зависит от частоты вращения вала двигателя и может быть определена исходя из показаний диагностического сканера. График зависимости массового расхода воздуха от частоты вращения вала двигателя КАМАЗ-4308 имеет вид, представленный на рисунке 3.5.

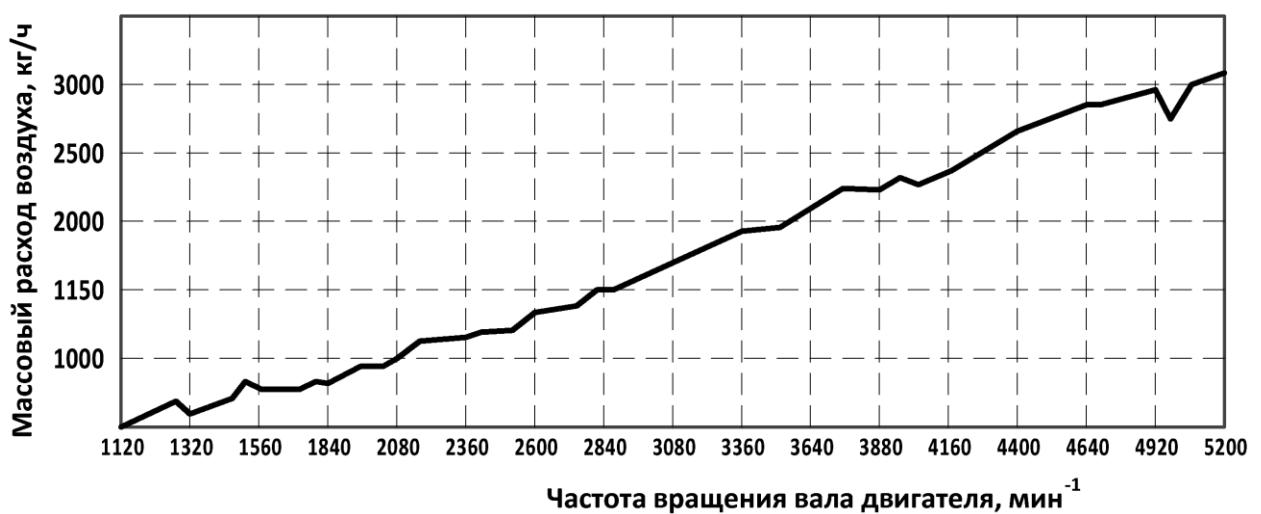


Рисунок 3.5 – Зависимость массового расхода воздуха от частоты вращения вала двигателя КАМАЗ-4308

Поскольку, среднее эксплуатационное значение частоты вращения вала двигателя грузового автомобиля находится в диапазоне от 3000 до 4000 об/мин, целесообразное значение массового расхода при проведении испытаний составляет 1180 кг/час (0,32 кг/с), что соответствует частоте вращения вала двигателя КАМАЗ-4308 около 3500 об/мин. Величина массового расхода воздуха контролируется датчиком ДМР и поддерживается на постоянном уровне при разных температурных режимах за счёт корректирования давления воздуха подаваемого компрессором.

Теплоёмкость сухого чистого воздуха в рассматриваемых диапазонах температуры и давления составляет: $c = 1,01 \text{ кДж/кг} (1010 \text{ Дж/кг})$ [12].

Таким образом, модернизированный стенд обеспечивает возможность проведения измерений теплового потока, отводимого воздухо-воздушным теплообменным устройством при разнообразных вариантах гидравлического и аэродинамического движения теплоносителей и в интервалах исследуемых характеристик при задаваемых значениях теплового напора между наружным и внутренним контуром устройства.

Разработанное диагностическое оборудование позволяет произвести экспериментальные исследования теплообменных устройств, по результатам которого методом прямого измерения могут быть определены значения следующих параметров:

- температура теплоносителя внутреннего контура (воздуха) на входе в теплообменное устройство и на выходе из него, °C;
- массовый расход теплоносителя (воздуха) во внутреннем контуре теплообменного устройства, кг/с;
- давление воздуха на входе в теплообменное устройство и на выходе из него, Па;
- температура охлаждающей среды наружного контура до и после теплообменного устройства, °C;
- скорость движения охлаждающей среды наружного контура, кг/с;

- тепловой поток, отводимый исследуемым охладителем наддувочного воздуха.

Исходя из величины параметров измеряемых прямым измерением, регистрационно-аналитическим модулем стенда косвенно производится определение следующих величин:

- тепловой поток, отводимый теплообменным устройством Q_τ , Вт;
- коэффициент теплопередачи рабочих поверхностей теплообменного устройства k , $\frac{Bm}{(m^2 \cdot {}^\circ C)}$;
- общее термического сопротивление рабочих поверхностей теплообменного устройства $R_{общ.}$, $\frac{m^2 \cdot {}^\circ C}{Bm}$;
- коэффициент аэродинамического сопротивления наружного контура теплообменного устройства;
- коэффициент аэродинамического сопротивления внутреннего контура теплообменного устройства.

В соответствии с планом проводимого эксперимента, разработанный стенд может быть использован как средство для сравнительной оценки теплоотдачи нового (эталонного) теплообменного устройства и теплообменного устройства той же модели с наработкой (τ).

Для оценки погрешности результатов измерений и достоверности получаемых данных необходимо проведение серии повторных экспериментов. Определение объёма выборки теплообменных устройств и количества проводимых измерений производится в соответствии с положениями теории вероятности и математической статистики [1; 2; 22; 28; 33; 103].

Исходя из вышеизложенного, можно сделать предварительное заключение о возможности использования разработанного диагностического оборудования для решения одной из задач диссертационной работы.

Более детально методика количественной оценки теплоотдачи воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха на модернизированном стенде

представлена алгоритмом диагностирования, схема которого приведена на рисунке 3.6.

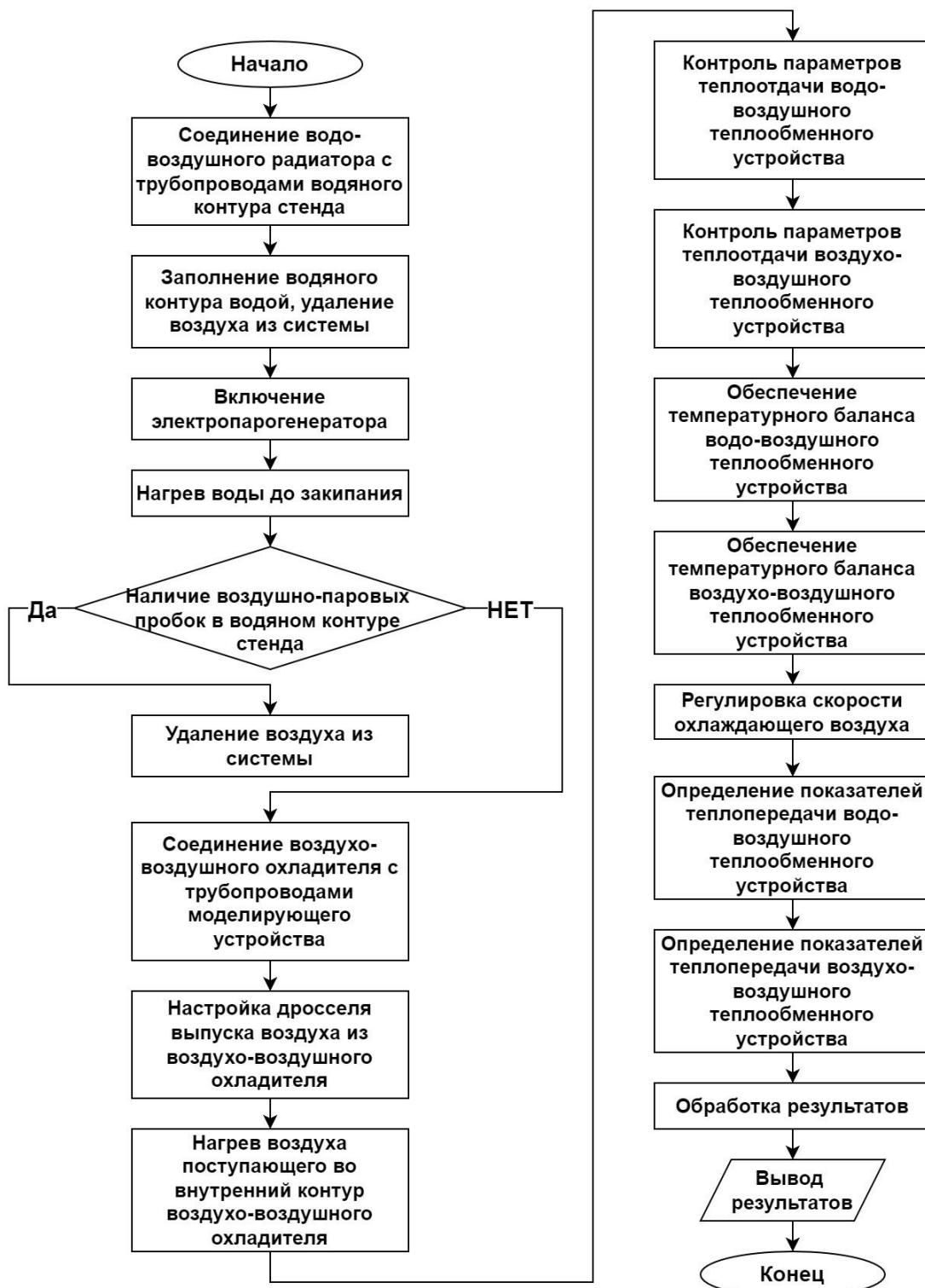


Рисунок 3.6 – Схема алгоритма количественной оценки теплоотдачи воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха

3.3 Методика разрушающего измерения толщины слоёв наружных и внутренних загрязнений теплообменного устройства

В рамках проводимого исследования измерение толщины слоёв загрязнений, образующихся на стенках теплообменных устройств как с наружной, так и с внутренней стороны, может быть выполнено микроскопическим методом с использованием отсчётного микроскопа модели Vert.A1 фирмы Zeizz.

При помощи микроскопа исследованию подвергаются образцы шлифов, полученных путём вырезания фрагментов с различных участков воздухо-воздушного теплообменного устройства – на входе, в средней части и на выходе. Таким образом, для каждого из исследуемых образцов теплообменных устройств может быть получено по три изучаемых фрагмента. Для сохранения структурной и физической целостности слоёв загрязнений исследуемые образцы необходимо предварительно залить эпоксидной смолой с последующей полимеризацией и затвердением.

Полученные образцы теплопередающих поверхностей теплообменного устройства подвергаются шлифованию для выявления различимой структуры поперечного среза. Первоначальное выравнивание образцов проводят на абразивном круге (зернистостью 46 мкм и 60 мкм), избегая нагрева образцов. После получения приблизительно плоской поверхности образец шлифуют наждачной шкуркой, соответствующей ГОСТ 6456-76. Шлифование осуществляется на плоском основании или на врачающемся круге.

Для получения качественной поверхности микрошлифа при шлифовании последовательно переходят от шлифовального материала с одной зернистостью, к материалу с другой зернистостью непрерывно уменьшая размер абразивных частиц. При этом при каждой смене шкурки шлиф поворачивают на 90°. При уменьшении размеров абразивных частиц снижается глубина рисок на поверхности и уменьшается толщина деформированного поверхностного слоя, получаемого в результате шлифования.

Для оценки качества шлифования проводили исследования поверхности образца при переходе от одной ступени к другой под микроскопом.

Заключительным этапом подготовки микрошлифов поперечных срезов теплопередающих поверхностей является полирование. Механическое полирование выполняется на абразивных станках, снабженных вращающимся кругом с фетровым покрытием. Для финишной обработки полируемых поверхностей на рабочую поверхность полировального круга наносится полировальная паста ГОИ. Полирование проводится до тех пор, пока на поверхности шлифа под микроскопом не будут удалены все риски и царапины.

После полирования микрошлиф необходимо промыть водой, затем спиртом и просушить фильтровальной бумагой.

Толщина материала теплопередающей поверхности и толщина слоёв наружных и внутренних загрязнений измеряется при помощи микроскопа модели Vert.A1. Общий вид микроскопа представлен на рисунке 3.7.



Рисунок 3.7 – Общий вид микроскопа Vert.A1

Микроскоп Vert.A1 предназначен для измерения линейных размеров в отражённом свете, образуемого на поверхности различных металлов. Микроскоп обеспечивает увеличение изображений в 20, 40, 50, 100 или 200 крат при проведении оценочных или точных измерений их линейных размеров. Последовательность операций, выполняемых при определении линейных размеров, отражена в паспорте прибора. Основные метрологические характеристики используемой модели микроскопа приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Метрологические характеристики микроскопа Vert.A1

Наименование характеристики	Значение
Диапазон измерений, мм	от 0 до 3
Цена деления неподвижной шкалы сетки окуляра, мм	0,5
Цена деления шкалы барабана микрометрического винта, мм	0,005
Пределы допускаемой абсолютной погрешности измерений, мм	$\pm 0,005$

Количество исследуемых теплообменных устройств и количество точек замера на каждом из полученных образцов определяется исходя из вариации измеряемой величины и допустимой точности измерения, в соответствии с методикой, изложенной в последующем разделе работы.

3.4 Расчёт объёма выборки, оценка точности и достоверности полученных данных

Одной из задач, решаемых по результатам проведения экспериментальных исследований, является оценка справедливости выдвинутых теоретических положений исходя из сопоставления данных, полученных на основе математического моделирования, с результатами экспериментальных исследований.

Решение задач, связанных с планированием эксперимента, состоит в определении минимального объёма выборки. Вычисление данного значения необходимо для сокращения трудоёмкости и продолжительности исследования, объём выборки должен быть минимальным, но достоверно отражать состояние

всей совокупности исследуемых объектов.

Подробное описание методов решения задачи определения минимального, но достаточного объема выборки описано в большом количестве научных и методических работ [1; 2; 22; 28; 33; 103].

На основе анализа материала, представленного в данных работах, можно утверждать, что ключевым условием решения данной задачи является определение функции распределения случайной величины, в качестве которой принят параметр, определяемый в процессе экспериментальных исследований.

Для построения функции распределения необходимо: получить эмпирическое распределение путем группировки и первичной обработки статистической выборки исследуемого параметра; на основе априорной информации или по виду гистограммы выбрать закон распределения; рассчитать параметры закона распределения; проверить соответствие теоретического закона эмпирическому.

На основе накопленных данных и опыта проведения замеров линейных характеристик механических устройств [20; 28; 131], на предварительном этапе исследования выдвинуто предположение о том, что распределение результатов измерения толщины слоёв загрязнений на поверхности теплообменных устройств соответствует нормальному закону распределения.

При нормальном распределении вычисление минимального объема выборки производится по формуле:

$$n = \frac{v^2 \cdot t_{\alpha}^2}{\delta^2}, \quad (3.1)$$

где v – коэффициент вариации измеряемой величины;

t_{α} – статистика Стьюдента, зависящая от принятой доверительной вероятности α ;

δ – относительная погрешность.

Если принятное допущение неверно, и закон распределения случайной величины отличается от нормального, то использование формулы 3.1 некорректно. В этом случае необходимо уточнить закон распределения и использовать формулу соответствующую данному закону, или использовать готовые таблицы, составленные для наиболее распространённых законов распределения [20; 22; 62].

Расчёт коэффициента вариации производится по формуле:

$$\nu = \frac{\sigma}{\bar{x}}, \quad (3.2)$$

где σ – среднеквадратичное отклонение измеряемой величины, ед.;
 \bar{x} – среднее значение измеряемой величины.

Коэффициент Стьюдента определяется по справочным таблицам [17; 18; 20; 28], для заданных значений доверительной вероятности и принятого числа степеней свободы. В проводимом исследовании принята доверительная вероятность 0,95, число степеней свободы принято равным единице.

Относительная погрешность:

$$\delta = \frac{\Delta}{\bar{x}}, \quad (3.3)$$

где Δ – абсолютная погрешность, ед.

Для технических исследований допустимое значение относительной погрешности составляет 5 % [17; 18]. При выполнении расчёта объёма предварительной выборки испытываемых образцов теплообменных устройств целесообразно предварительно принять допустимое значение относительной ошибки на указанном уровне.

Оценка соответствия результатов экспериментальных исследований выбранному закону распределения производится с использованием критерия Пирсона, определяемого по формуле [1; 2; 18; 20; 22]:

$$\chi^2 = n \cdot \sum \frac{[f_{\text{эм}}^{(i)} - f_{\text{теор}}^{(i)}]^2 \cdot h_i}{f_{\text{теор}}^{(i)}}, \quad (3.4)$$

где $f_{\text{эм}}^{(i)}$ – эмпирическое (экспериментальное) значение функции распределения в i -ом интервале;

$f_{\text{теор}}^{(i)}$ – теоретическое (расчётное) значение функции распределения в i -ом интервале;

h – длина интервала.

Полученное значение χ^2 не должно превышать значение, указанное в справочных таблицах [18; 20; 22] для установленного числа степеней свободы (1) с принятой вероятностью (0,95).

На основании предварительно выдвинутого предположение, что распределение экспериментально исследуемых величин соответствует нормальному закону, рассмотрим функцию распределения данного закона:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(\bar{x}-x)^2}{2\sigma^2}}, \quad (3.5)$$

где x – текущее значение случайной величины;

σ – среднеквадратичное отклонение;

\bar{x} – среднее значение случайной величины в исследуемом диапазоне.

Расчёт среднеквадратичного отклонения случайной величины производится по формуле:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\bar{X} - X_i)^2}, \quad (3.6)$$

где X_i – результат i -го измерения случайной величины;

n – количество измерений i -ой случайной величины.

Как было отмечено выше, в случае несоответствия фактического распределения случайной величины принятому (нормальному) закону, производится подбор другого закона распределения. Рекомендации по выбору закона распределения приведены в литературных источниках [20; 33; 58].

По завершении серии экспериментальных исследований производится обработка полученных данных, включающая в себя расчёт следующих величин:

- среднего значения;
- дисперсии;
- среднеквадратичного отклонения;
- коэффициента вариации;
- средняя абсолютная погрешность;
- относительная погрешность измерения.

3.5 Выводы по третьему разделу

Анализ содержания материала, изложенного в данном разделе, позволяет сделать предварительное заключение о разработке методической базы экспериментальной части исследования. Выполнена разработка и описание общих подходов к проведению экспериментальных исследований, проведена разработка и приобретение необходимого оборудования, описаны методы получения и обработки результатов выполненных экспериментов, оценки их точности и достоверности.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ВОЗДУХО-ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВАХ

4.1 Оценка базовых тепловых характеристик воздухо-воздушных теплообменных устройств

В качестве базовой модели теплообменного устройства, исследуемого в проводимой научной работе, принят достаточно распространённый охладитель наддувочного воздуха (интеркулер) модели 43085, применяемый в комплекте с турбированными двигателями КАМАЗ 4308, 43253, 43255 (ЕВРО-3,4), а также с двигателями семейства CUMMINS. Общий вид охладителя данной модели представлен на рисунке 4.1.

Рассматривая модель интеркулера выполнена из алюминиевого сплава, представляет собой трубчато-ленточную конструкцию сердцевины с боковым расположением опорных пластин, выпускного и выпускного коллекторов, оснащённых патрубками для подключения к воздушной магистрали двигателя.

Оценка базовых тепловых характеристик теплообменного устройства произведена на выборке из 10 охладителей, не имеющих загрязнений на внутренних и внешних поверхностях.

В соответствии с теоретическими положениями, описанными в разделе 2.2, исходя из величины теплового потока, отводимого теплообменным устройством, не имеющим загрязнений, производится определение его эталонной характеристики, являющейся суммой произведений коэффициентов теплоотдачи внешнего и внутреннего воздушного контуров на соответствующие площади наружной и внутренней поверхности теплообмена. Расчёт данного параметра произведён при помощи формулы 2.26.

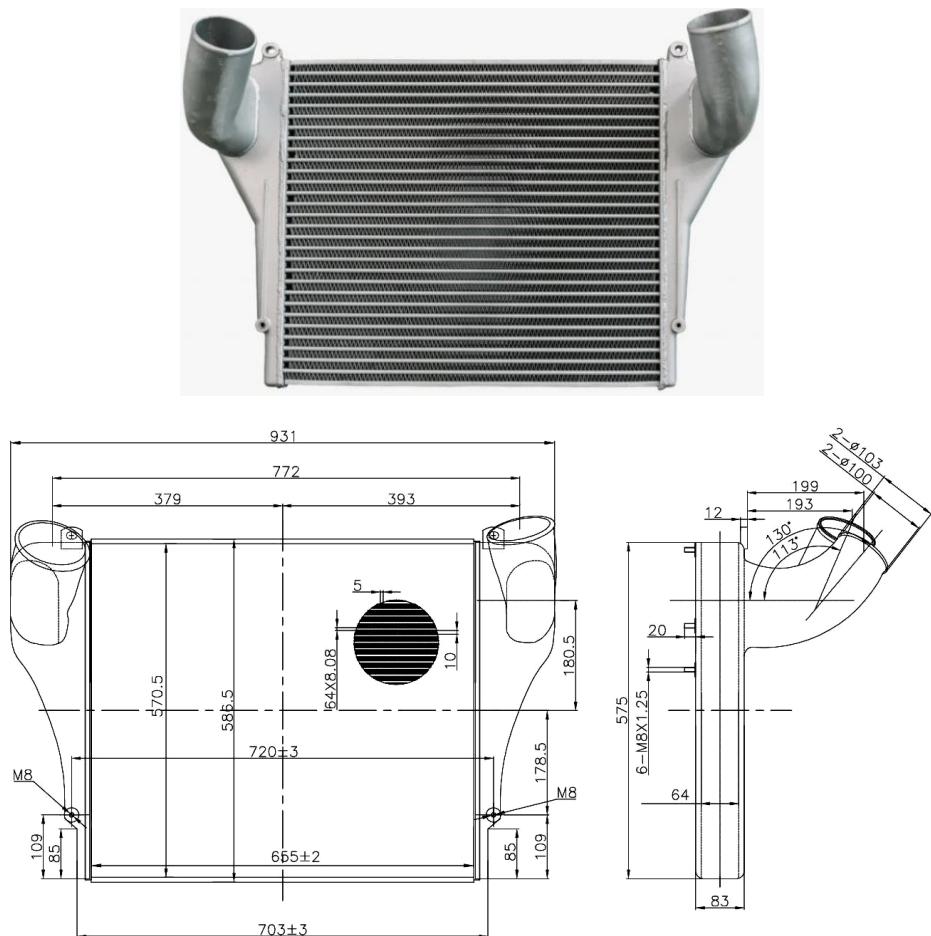


Рисунок 4.1 – Общий вид охладителя наддувочного воздуха модели 43085

Измерения проведены в диапазоне температур воздуха, подаваемого во внутренний воздушный контур теплообменника от 100 °C до 200 °C, что соответствует температуре воздуха в нагнетательной магистрали турбокомпрессора на различных режимах работы двигателя. Изменение температуры подаваемого воздуха выполнено за счёт изменения мощности нагревателя испытательного стенда.

Компоновкой подкапотного пространства рассматриваемых автомобилей зачастую предусмотрен блочный вариант монтажа охладителей наддувочного воздуха с параллельным расположением радиатора системы охлаждения двигателя, что создаёт дополнительное аэродинамическое сопротивление движению охлаждающей среды. Моделирование обозначенного условия обеспечено конструкцией разработанного испытательного стенда.

Для получения сопоставимых условий проведения эксперимента при различных значениях температуры воздуха, подаваемого во внутренний контур испытываемого теплообменного устройства, массовый расход воздуха поддерживается на уровне близком к заданной величине (0,32 кг/с) за счёт регулировки частоты вращения вала компрессора. Температура наружного контура – 25 °С. Результаты выполненного эксперимента представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты экспериментальных исследований базовых теплотехнических характеристик охладителя наддувочного воздуха модели 43085

№ образца	Temperatura воздуха, подаваемого во внутренний контур испытываемого теплообменного устройства, °C	Temperatura воздуха на выходе из внутреннего охлаждаемого контура теплообменного устройства, °C	Templovoy напор между внутренним и внешним контурами (Δt), °C	Templovoy поток, отводимый теплообменным устройством, Вт	Эталонная характеристика испытываемого теплообменника ($F_{BH} \cdot \alpha_{L1} + F_{HAP} \cdot \alpha_{L2}$)	
1	2	3	4	5	6	161,6
1	100	67	58,5	9696,0		
	120	82	76,0	12281,6		
	140	94	92,0	14867,2		
	160	106	108,0	17452,8		
	180	118	124,0	20038,4		
	200	130	140,0	22624,0		
2	100	69	59,5	10019,2	169,8	
	120	80	75,0	12928,0		
	140	92	91,0	15513,6		
	160	104	107,0	18099,2		
	180	116	123,0	20684,8		
	200	127	138,5	23593,6		
3	100	68	59,0	10342,4	174,0	
	120	80	75,0	12928,0		
	140	91	90,5	15836,8		
	160	103	106,5	18422,4		
	180	114	122,0	21331,2		
	200	126	138,0	23916,8		

Продолжение таблицы 4.1

1	2	3	4	5	6
4	100	71	60,5	9372,8	153,5
	120	84	77,0	11635,2	
	140	96	93,0	14220,8	
	160	108	109,0	16806,4	
	180	120	125,0	19392,0	
	200	133	141,5	21654,4	
5	100	74	62,0	8403,2	140,7
	120	86	78,0	10988,8	
	140	99	94,5	13251,2	
	160	111	110,5	15836,8	
	180	124	127,0	18099,2	
	200	137	143,5	20361,6	
6	100	72	61,0	9049,6	151,9
	120	84	77,0	11635,2	
	140	96	93,0	14220,8	
	160	108	109,0	16806,4	
	180	121	125,5	19068,8	
	200	133	141,5	21654,4	
7	100	67	58,5	10665,6	181,9
	120	78	74,0	13574,4	
	140	89	89,5	16483,2	
	160	101	105,5	19068,8	
	180	112	121,0	21977,6	
	200	124	137,0	24563,2	
8	100	66	58,0	10988,8	187,1
	120	77	73,5	13897,6	
	140	88	89,0	16806,4	
	160	100	105,0	19392,0	
	180	111	120,5	22300,8	
	200	122	136,0	25209,6	
9	100	69	59,5	10019,2	169,8
	120	80	75,0	12928,0	
	140	92	91,0	15513,6	
	160	104	107,0	18099,2	
	180	116	123,0	20684,8	
	200	127	138,5	23593,6	
10	100	71	60,5	9372,8	157,2
	120	83	76,5	11958,4	
	140	95	92,5	14544,0	
	160	107	108,5	17129,6	
	180	119	124,5	19715,2	
	200	131	140,5	22300,8	
Среднее значение эталонной характеристики испытываемой выборки теплообменников					164,8

Таким образом, установлено значение эталонной характеристики испытываемой модели теплообменного устройства. Данное значение является базовой величиной, используемой при диагностировании и оценке изменения теплотехнических характеристик охладителя наддувочного воздуха в эксплуатации.

Наряду с эталонной тепловой характеристикой, другим базовым параметром теплообменного устройства, является площадь внутренней поверхности теплоотдачи. Данный параметр может быть определён методом прямого расчёта исходя из геометрических размеров поперечного сечения охлаждающих трубок, их количества и длины. Геометрические размеры рабочей зоны теплообменника приведены на рисунке 4.1.

Сердцевина рассматриваемой модели охладителя включает в себя 28 трубок длиной 655 мм. Размеры поперечного сечения охлаждающей трубы представлены на рисунке 4.2.

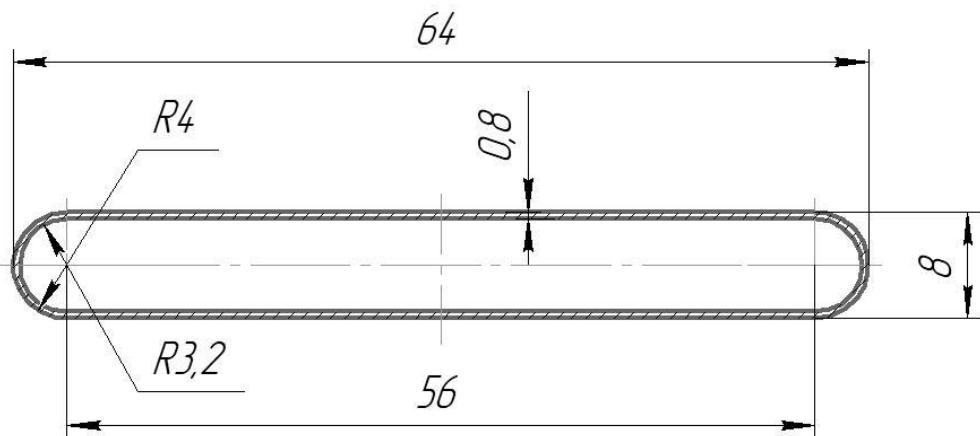


Рисунок 4.2 – Поперечное сечение охлаждающей трубы теплообменника модели 43085

Исходя из существующих размеров теплообменника, активная площадь внутренней поверхности может быть определена по формуле:

$$F_{BH} = N \cdot L \cdot (2 \cdot (B - 2 \cdot R) + 2 \cdot \pi(R - \delta)), \quad (4.1)$$

где N – количество охлаждающих трубок в теплообменном устройстве, ед.;

L – длина охлаждающей трубы, м;

B – ширина охлаждающей трубы, м;

R – наружный радиус скругления боковой поверхности трубы, м;

δ – толщина стенки охлаждающей трубы, м.

$$F_{BH} = 28 \cdot 0,655 \cdot (2 \cdot (0,064 - 2 \cdot 0,004) + 2 \cdot \pi(0,004 - 0,0008)) = 2,4227 \text{ м}^2$$

Полученное значение может быть использовано при определении коэффициентов теплопроводности загрязнений, образующихся на внутренних и внешних поверхностях исследуемого охладителя.

4.2 Оценка теплофизических характеристик эксплуатационных загрязнений охладителей наддувочного воздуха

Как было отмечено в предыдущих подразделах диссертационной работы (подразделы 2.3 и 3.2), планом исследований предусмотрено измерение значений теплового потока, отводимого охладителями наддувочного воздуха, имеющими определённую наработку. Как следствие, на наружных и на внутренних поверхностях такого охладителя в процессе эксплуатации сформированы загрязнения определённой толщины.

Для исследования теплофизических свойств загрязнений, формируемых на наружных и внутренних поверхностях охладителя наддувочного воздуха, в соответствии с разработанным планом предусмотрена следующая последовательность действий:

1. Комплектование выборки охладителей исследуемой модели, имеющих определённую наработку, зафиксированную на момент проведения испытания;
2. Измерение на диагностическом стенде величины отводимого теплового

потока в заданном диапазоне температур воздуха, подаваемого во внутренний контур;

3. Разделение выборки теплообменных устройств на две равные группы;

4. В отношении первой группы: определение методом разрушающего контроля средней толщины слоёв наружных и внутренних загрязнений, по результатам замера в нескольких точках теплопередающих поверхностей;

5. В отношении второй группы: удаление слоя наружных загрязнений методом многоступенчатой промывки, при сохранении слоёв внутренних загрязнений;

6. В отношении второй группы: измерение на диагностическом стенде величины отводимого теплового потока в заданном диапазоне температур воздуха, подаваемого во внутренний контур;

7. В отношении второй группы: определение средней толщины слоёв внутренних загрязнений, по результатам замера в нескольких точках теплопередающих поверхностей, методом разрушающего контроля;

8. Обработка полученных данных, определение скорости формирования эксплуатационных загрязнений, расчёт коэффициентов теплопроводности наружных и внутренних поверхностей.

В соответствии с разработанной последовательностью действий, определяющих порядок проведения эксперимента, произведён отбор выборки из 16 теплообменных устройств, имеющих различную наработку.

В соответствии с ранее описанной методикой экспериментальных исследований, исследуемая выборка теплообменных устройств разделена на две равные части. Разделение произведено таким образом, чтобы каждая из групп включала в себя теплообменные устройства с различной наработкой.

Теплообменники первой группы подвергнуты многоэтапной промывке с использованием специальных моющих составов. После удаления наружных загрязнений, при помощи разработанного диагностического стенда произведено определение теплового потока, отводимого теплообменниками второй группы.

Как и в предыдущих испытательных циклах, для каждого теплообменника второй группы произведено измерение величины отводимого теплового потока. Испытание проведено в диапазоне температур от 100 °C до 200 °C, при величине массового расхода воздуха около 0,32 кг/с. Температура наружного контура охладителя – 25 °C.

Данные о наработке отобранных образцов теплообменных устройств, а также результаты измерения величины отводимого теплового потока представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Результаты экспериментальных исследований теплотехнических характеристик охладителей наддувочного воздуха модели 43085, имеющих эксплуатационную наработку (τ), после очистки наружных поверхностей от загрязнений

№ образца	Наработка, тыс. км.	Температура воздуха, подаваемого во внутренний контур испытываемого теплообменного устройства, °C	Температура воздуха на выходе из внутреннего охлаждаемого контура теплообменного устройства, °C	Тепловой поток, отводимый теплообменным устройством, Вт	Тепловой напор между внутренним и внешним контурами (Δt), °C	Отношение коэффициента теплопроводности внутренних загрязнений к толщине слоя, Вт/(м ² ·°C)
1	2	3	4	5	6	7
1	61	100	72	8920,3	61,2	6,55
		120	85	11299,1	77,5	
		140	98	13677,8	93,8	
		160	110	16056,6	110,2	
		180	123	18435,3	126,5	
		200	136	20814,1	142,8	
3	113	100	75	8241,6	62,3	12,07
		120	88	10439,4	78,9	
		140	101	12637,1	95,5	
		160	114	14834,9	112,1	
		180	127	17032,6	128,7	
		200	141	19230,4	145,3	
5	152	100	77	7562,9	63,3	17,41
		120	90	9579,6	80,2	
		140	104	11596,4	97,1	
		160	118	13613,2	113,9	
		180	132	15630,0	130,8	
		200	145	17646,7	147,7	

Продолжение таблицы 4.2

1	2	3	4	5	6	7
7	194	100	79	6884,2	64,4	22,57
		120	93	8719,9	81,5	
		140	107	10555,7	98,7	
		160	122	12391,5	115,8	
		180	136	14227,3	133,0	
		200	150	16063,0	150,2	
9	247	100	81	6205,4	65,4	27,54
		120	96	7860,2	82,8	
		140	111	9515,0	100,3	
		160	125	11169,8	117,7	
		180	140	12824,6	135,2	
		200	155	14479,4	152,6	
11	285	100	83	5526,7	66,5	32,41
		120	98	7000,5	84,2	
		140	114	8474,3	101,9	
		160	129	9948,1	119,6	
		180	145	11421,9	137,3	
		200	160	12895,7	155,1	
13	309	100	85	4848,0	67,5	37,10
		120	101	6140,8	85,5	
		140	117	7433,6	103,5	
		160	133	8726,4	121,5	
		180	149	10019,2	139,5	
		200	165	11312,0	157,5	
15	367	100	87	4169,3	68,6	41,64
		120	104	5281,1	86,8	
		140	120	6392,9	105,1	
		160	137	7504,7	123,4	
		180	153	8616,5	141,7	
		200	170	9728,3	160,0	

Для определения коэффициента теплопроводности внутренних загрязнений в дальнейшем предусмотрено определение площади внутренней поверхности теплообменного устройства расчётным методом и определение средней толщины слоя внутренних загрязнений методом разрушающего контроля.

Исследование теплофизических свойств и динамики образования наружных загрязнений охладителя наддувочного воздуха выполнено на основе результатов диагностирования теплообменных устройств второй подгруппы, имеющих наработку (τ) и слои эксплуатационных загрязнений как на

наружной, так и на внутренней поверхностях. Результаты диагностических испытаний охладителей второй группы приведены в таблице 4.3.

Так же как и в предыдущей серии экспериментов, испытание проведено в диапазоне температур от 100 °C до 200 °C, при величине массового расхода воздуха около 0,32 кг/с. Температура наружного контура охладителя – 25 °C.

Таблица 4.3 – Результаты экспериментальных исследований теплотехнических характеристик охладителей надувочного воздуха модели 43085, имеющих эксплуатационную наработку (τ)

№ образца	Наработка, тыс. км.	Температура воздуха, подаваемого во внутренний контур испытываемого теплообменного устройства, °C	Температура воздуха на выходе из внутреннего охлаждаемого контура теплообменного устройства, °C	Тепловой поток, отводимый теплообменным устройством, Вт	Тепловой напор между внутренним и внешним контурами (Δt), °C	Отношение коэффициента теплоизводности наружных загрязнений к толщине слоя, $B_T/(M^2 \cdot ^\circ C)$
1	2	3	4	5	6	7
2	94	100	75	7950,7	62,7	7,83
		120	89	10070,9	79,4	
		140	102	12191,1	96,1	
		160	116	14311,3	112,9	
		180	129	16431,5	129,6	
		200	143	18551,7	146,3	
4	129	100	78	7078,1	64,1	9,04
		120	92	8965,6	81,1	
		140	106	10853,1	98,2	
		160	121	12740,5	115,3	
		180	135	14628,0	132,4	
		200	149	16515,5	149,5	
6	168	100	81	6205,4	65,4	10,16
		120	96	7860,2	82,8	
		140	111	9515,0	100,3	
		160	125	11169,8	117,7	
		180	140	12824,6	135,2	
		200	155	14479,4	152,6	
8	218	100	84	5235,8	66,9	11,87
		120	99	6632,1	84,7	
		140	115	8028,3	102,6	
		160	131	9424,5	120,4	
		180	147	10820,7	138,3	
		200	162	12217,0	156,1	

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3	4	5	6	7
10	269	100	87	4363,2	68,3	12,79
		120	103	5526,7	86,5	
		140	119	6690,2	104,7	
		160	136	7853,8	122,9	
		180	152	9017,3	141,1	
		200	169	10180,8	159,3	
12	291	100	89	3490,6	69,6	13,64
		120	106	4421,4	88,2	
		140	123	5352,2	106,7	
		160	141	6283,0	125,3	
		180	158	7213,8	143,8	
		200	175	8144,6	162,4	
14	321	100	92	2617,9	71,0	14,43
		120	110	3316,0	89,9	
		140	128	4014,1	108,8	
		160	145	4712,3	127,7	
		180	163	5410,4	146,6	
		200	181	6108,5	165,6	
16	372	100	94	1842,2	72,2	14,58
		120	113	2333,5	91,4	
		140	131	2824,8	110,6	
		160	150	3316,0	129,9	
		180	168	3807,3	149,1	
		200	187	4298,6	168,4	

В отношении теплообменников как первой, так и второй группах в дальнейшем предусмотрено измерение толщины слоёв загрязнений методом разрушающего контроля.

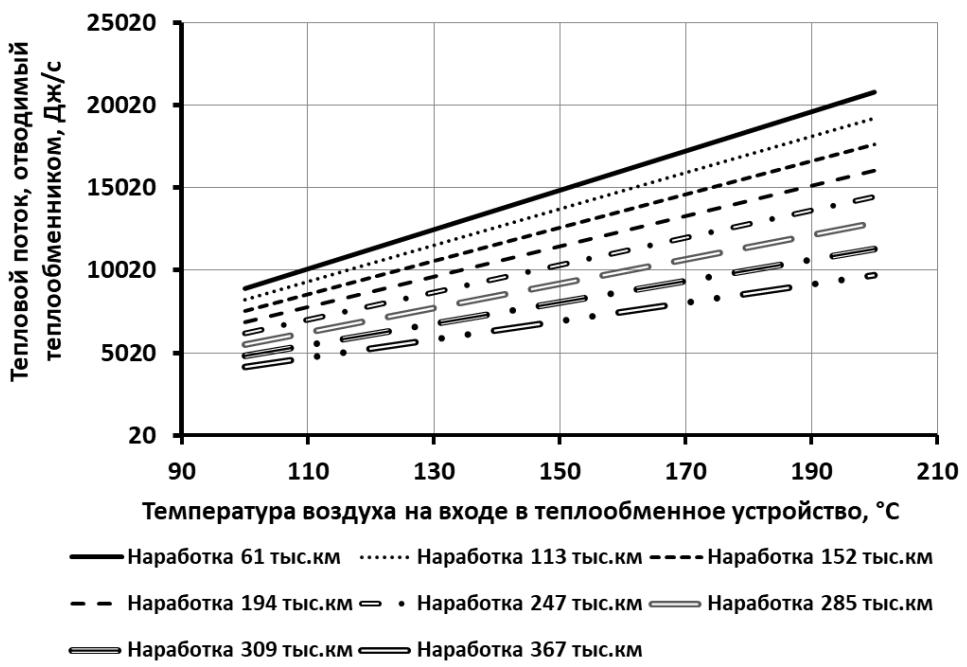


Рисунок 4.3 – Зависимости величины теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха, не имеющим наружных загрязнений от температуры воздуха на входе в теплообменник

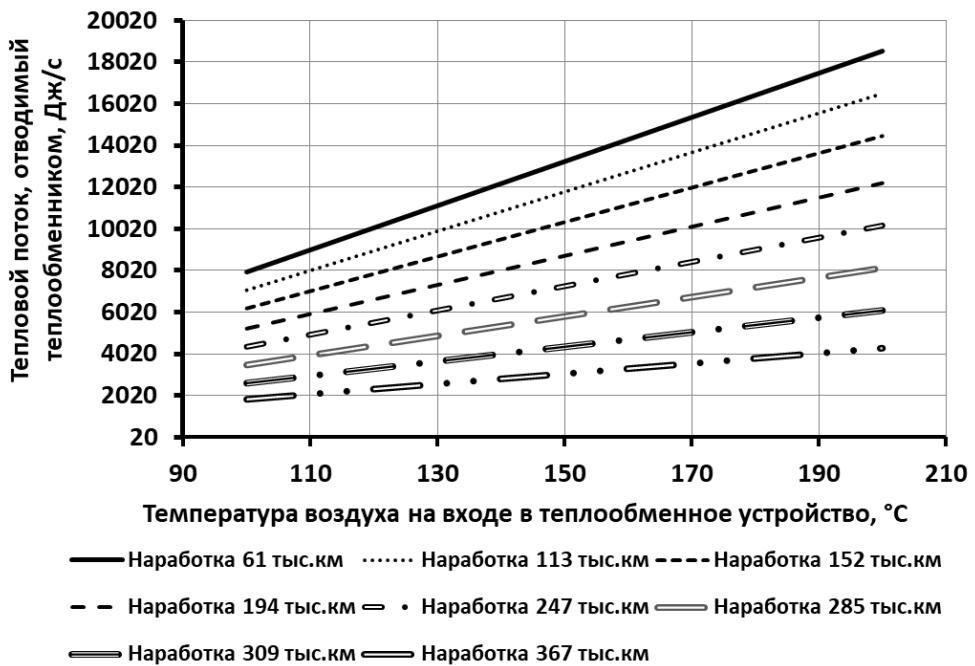


Рисунок 4.4 – Зависимости величины теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха от температуры воздуха на входе в теплообменник

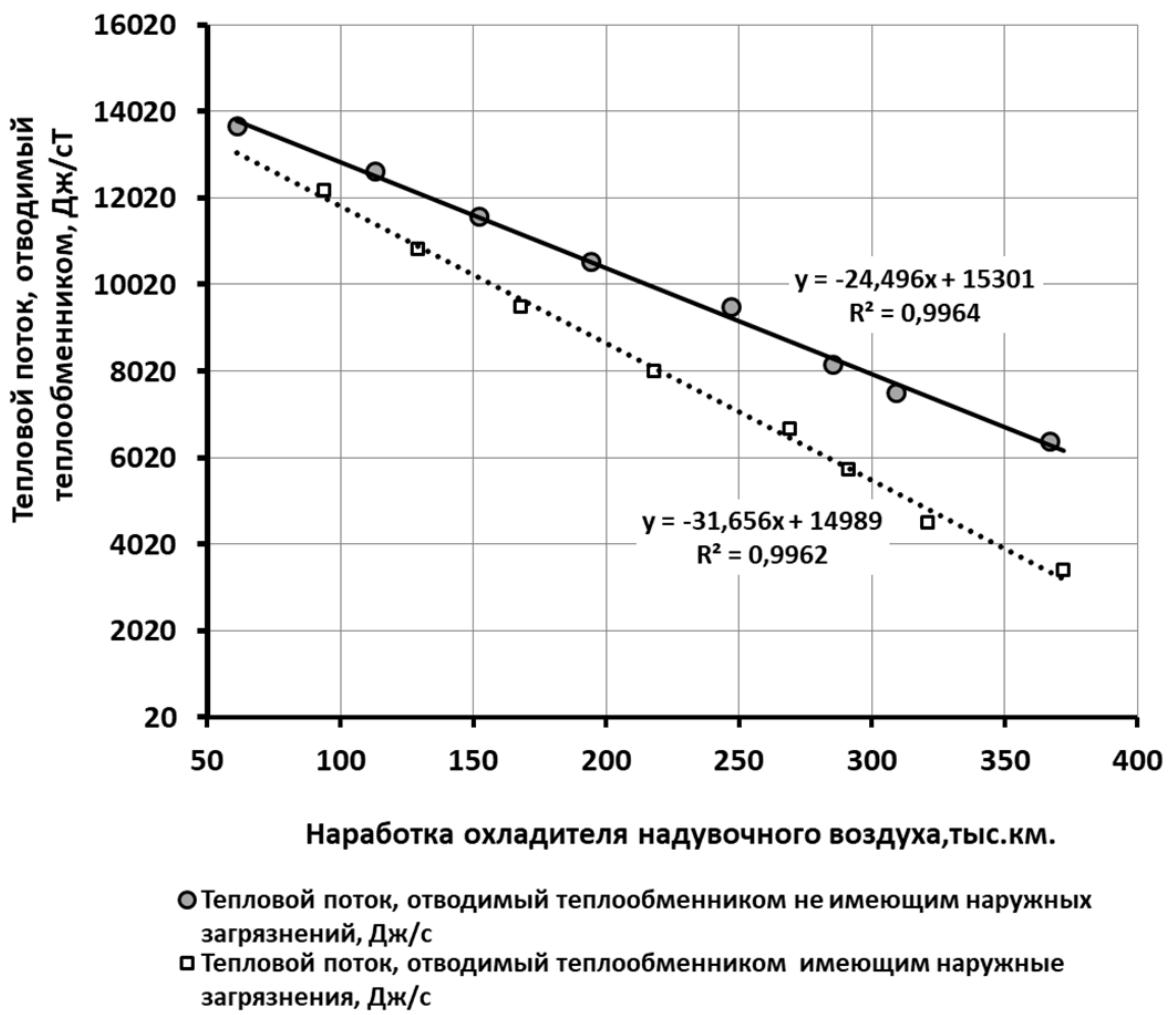


Рисунок 4.5 – Зависимости величины теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха от его наработки (тепловой напор 115 °C)

4.3 Измерение толщины слоёв наружных и внутренних загрязнений теплообменного устройства методом разрушающего контроля

Для непосредственного измерения толщины слоёв загрязнений, образующихся на наружных и внутренних поверхностях охладителя наддувочного воздуха автором были изготовлены исследуемые образцы – фрагменты сердцевины теплообменника вырезанные из различных частей, расположенных в непосредственной близости от входного и выходного патрубков, а также равноудалённой от них. Ранее данные экземпляры охладителей были исследованы на диагностическом стенде. Порядок

проведения данного исследования, а также полученные результаты приведены в предыдущих разделах работы.

Фотография одного из полученных образцов представлена на рисунке 4.6. На данном фото показан «распил» охлаждающих трубок со слоями углеводородных отложений.



Рисунок 4.6 – Распил сердцевины охладителя наддувочного воздуха, после эксплуатационной наработки (τ).

Для обеспечения сохранности образованных в эксплуатации слоёв загрязнений, исследуемые образцы сердцевины заливались эпоксидной композицией и производилась шлифовка их поперечного среза. Более подробно технология получения исследуемых образцов представлена в третьем разделе данной работы.

Фотографии, иллюстрирующие внешний вид и структуру слоёв, образованных на внутренних поверхностях теплообменного устройства представлены на рисунках 4.7 и 4.8.

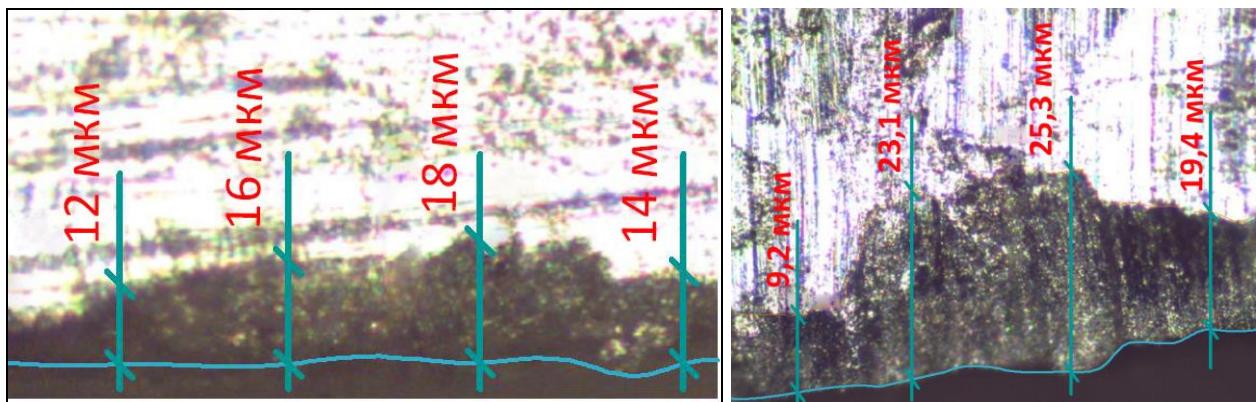


Рисунок 4.7 – Структура слоя загрязнений на внутренних поверхностях теплообменного устройства (увеличение x100)

Большее увеличение поверхностей шлифов исследуемых образцов позволило различить структурные составляющие образованных в процессе эксплуатации загрязнений. Структура слоёв, сформированных на поверхностях теплообменника, во многом обусловлена свойствами материала (алюминиевого сплава) из которого он изготовлен.

Известно, что при контакте с атмосферным воздухом на поверхности алюминиевых деталей образуется окисная плёнка – барьерный слой толщиной около 0,01 мкм, препятствующий дальнейшему окислению металла. Установлено, что при нагреве, близком к температуре плавления металла, барьерный слой не может достигнуть толщины более 0,2 мкм [59].

Оксидные пленки алюминия состоят из двух частей: внутреннего и внешнего слоя (рисунок 4.8). Внутренний слой представляет собой чистый оксид алюминия, в то время как внешний содержит примеси различных ионов [59]. Структура барьерного слоя, сформированного на поверхности воздухо-воздушного алюминиевого теплообменника, приведена на рисунке 4.8.

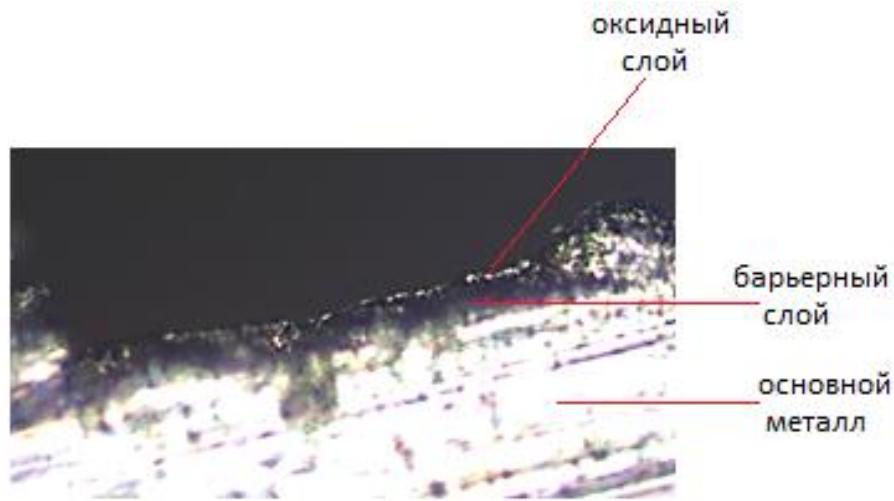


Рисунок 4.8 – Составляющие оксидного слоя наружной поверхности охладителя наддувочного воздуха при увеличении х 200

Фактически толщина слоёв наружных и внутренних загрязнений, образуемых на поверхностях исследуемого теплообменного устройства, значительно превышают толщину барьерных слоёв и оксидных плёнок. Дополнительно на внутренних поверхностях, как правило, формируется слой отложений, основными компонентами которого являются частицы сажи и масла. Сажа является эффективным теплоизоляционным материалом. Из-за малой плотности сажа имеет очень низкую теплопроводность, которая сильно зависит от степени уплотнения, а также от наличия и структурного состава примесей. Чем выше плотность сформированных слоёв, тем больше теплопроводность.

Слои загрязнений, формирующиеся на наружных поверхностях теплообменного устройства, включают в свой состав дорожные реагенты, песок, частицы почвы, масло, остатки насекомых и другие компоненты. Под воздействием повышенной температуры, данные компоненты формируют на поверхностях теплообмена прочный маслянистый слой, имеющий относительно невысокую теплопроводность.

Многокомпонентный состав и неоднородная структура слоёв загрязнений, формируемых как на наружных, так и на внутренних

поверхностях теплообменного устройства, не позволяют установить их теплофизические свойства на основе информации, содержащейся в справочной литературе.

Для определения значений коэффициентов теплопроводности слоёв загрязнений, формируемых на наружных и внутренних поверхностях воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха в процессе эксплуатации, проведена серия замеров толщины данных загрязнений в отношении образцов испытываемых теплообменных устройств в соответствии с описанной выше методикой.

Разрушающему контролю, в процессе проведения эксперимента, были подвержены все 16 образцов исследуемых теплообменных устройств. Поскольку в отношении половины образцов, на предыдущей стадии эксперимента (измерение значений отводимого теплового потока) выполнялась очистка от наружных загрязнений, измерение толщины слоя наружных загрязнений для данной группы не производилось.

Для проведения замеров из сердцевины исследуемых теплообменников вырезано по четыре фрагмента. По одному фрагменту в непосредственной близости от входного и выходного патрубков и по одному фрагменту вдоль вертикальной оси теплообменника с верхней и нижней его части. Схема расположения исследуемых фрагментов представлена на рисунке 4.9.

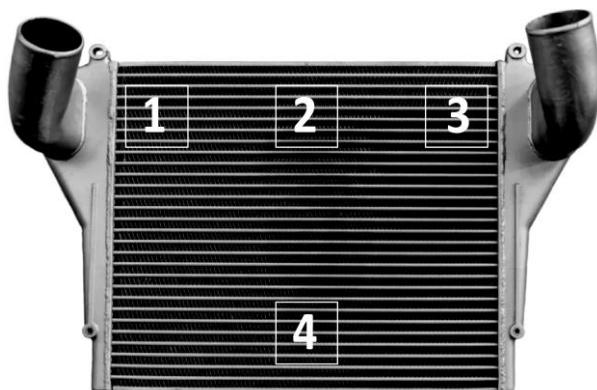


Рисунок 4.9 – Схема расположения исследуемых фрагментов при проведении разрушающего контроля теплообменного устройства

У подготовленных в соответствии с описанной выше технологией образцов, при помощи микроскопа, произведён замер толщины слоёв загрязнений. Ввиду того, что даже в пределах одного фрагмента загрязнения распределены не равномерно, толщина слоя загрязнения определена, как среднее значение, установленное по результатам десяти замеров, выполненных в разных точках каждого подготовленного образца. Замер произведён отдельно для внутренних и наружных слоёв. Таким образом, в отношении каждого исследуемого теплообменника при исследовании толщины слоёв загрязнений, сформированных на наружной или внутренней поверхности, выполнено по 40 замеров. На основе полученных данных определены средние значения толщины слоёв загрязнений. Результаты выполненного исследования, приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Результаты измерения средней толщины слоёв загрязнений, формируемых на внутренних и наружных поверхностях охладителя наддувочного воздуха в эксплуатации

№ образца	Наработка, тыс. км	Средняя толщина слоя внутренних загрязнений, мкм	Средняя толщина слоя наружных загрязнений, мкм
1	61	10,2	-
2	94	14,5	37,5
3	113	18,8	-
4	129	23,0	43,2
5	152	27,2	-
6	168	31,3	48,6
7	194	35,4	-
8	218	39,3	56,7
9	247	43,1	-
10	269	46,9	61,2
11	285	50,7	-
12	291	54,5	65,4
13	309	58,3	-
14	321	61,7	66,7
15	367	65,1	-
16	372	65,4	69,1

Поскольку данные о толщине наружных и внутренних загрязнений, полученные по результатам серии выполненных замеров, можно рассматривать как случайную величину, целесообразно привести её характеристики отражающие точность усреднённых параметров, принимаемых при моделировании тепловых потоков, отводимых охладителем наддувочного воздуха.

В таблице 4.4 приведены значения толщины слоёв наружных и внутренних загрязнений, являющиеся математическим ожиданием, определённым по результатам серии замеров, выполненных в отношении одного исследуемого теплообменного устройства.

При размахе результатов измерений от 8,3 до 19,4 мкм, выборочная дисперсия находится в пределах от 4,7 до 11,3 мкм², среднеквадратичное отклонение от 2,16 до 3,36 мкм. Исходя из полученных результатов, определён коэффициент вариации, численные значения которого находятся в пределах от 14,9 % до 15,4 %. Среднее значение коэффициента вариации, определённое для всей серии произведённых замеров, составило 15,2 %, что соответствует средней степени рассеивания произведённых замеров.

Графики, иллюстрирующие полученные зависимости толщины слоёв наружных и внутренних загрязнений от наработки охладителя наддувочного воздуха представлены на рисунке 4.10.

На основе полученных в результате расчёта показателей, выполненного в соответствии с методикой изложенной в разделе 2.3, при использовании данных, полученных по результатам проведённых экспериментальных исследований (разделы 4.1 и 4.2), определены средние значения коэффициентов теплопроводности наружных и внутренних загрязнений, формируемых на поверхностях охлаждения охладителя наддувочного воздуха модели 43085, эксплуатируемого в комплекте с двигателями КамАЗ.

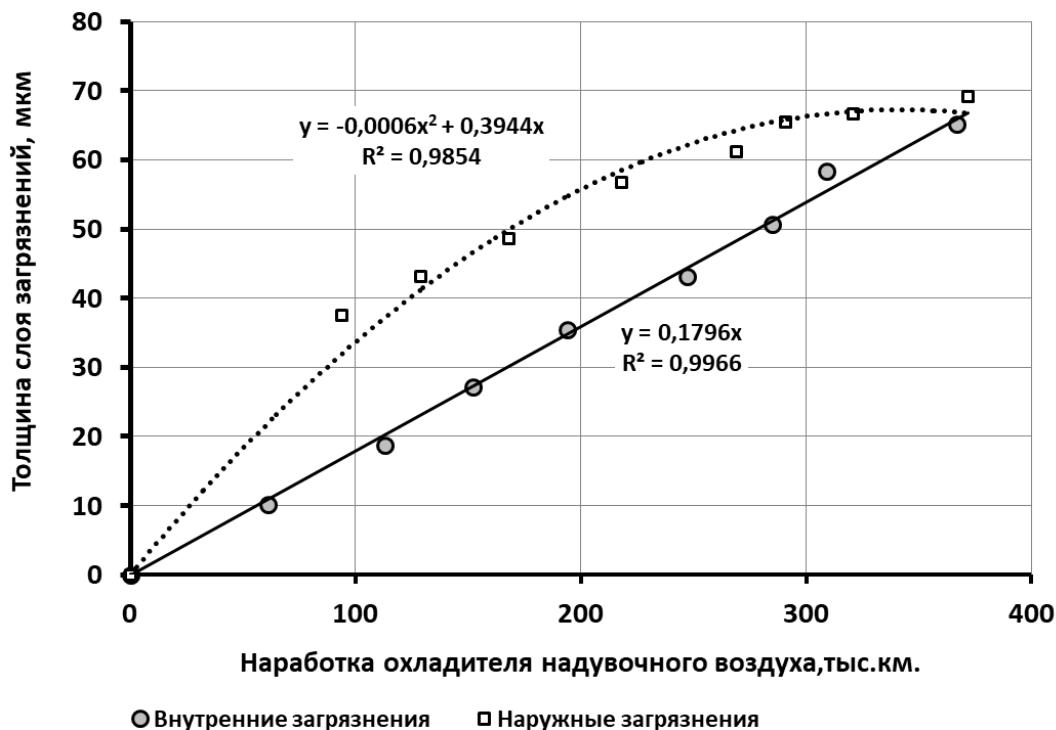


Рисунок 4.10 – Зависимость толщины слоёв загрязнений, образующихся на поверхностях охладителя наддувочного воздуха модели 43085 в эксплуатации от наработки

Установленное значение коэффициента теплопроводности наружных загрязнений: $\lambda_{\text{нап.з.}} = 4,79 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{°C})$.

Коэффициент теплопроводности внутренних загрязнений составляет: $\lambda_{\text{нап.з.}} = 1,56 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{°C})$.

Полученные значения коэффициентов теплопроводности, при известных зависимостях, характеризующих изменение толщины слоёв загрязнений, образующихся на наружных и внутренних поверхностях охладителей наддувочного воздуха от наработки, позволяют произвести моделирование величины отводимого теплового потока в соответствии с расчётными формулами, представленными во втором разделе.

4.4 Оценка адекватности математической модели теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха турбированного двигателя внутреннего сгорания в окружающую среду

Комбинированием экспериментальных данных, отражающих зависимость теплового потока, отводимого исследуемым теплообменным устройством в окружающую среду, от его наработки (рисунок 4.5) и данных, отражающих зависимость толщины слоёв загрязнений, формируемых на поверхностях теплообменного устройства в процессе эксплуатации от наработки (рисунок 4.10), получена зависимость теплового потока, отводимого теплообменным устройством в окружающую среду от средней толщины слоёв внутренних загрязнений. Данные, послужившие основой для построения такой зависимости, приведены в таблице 4.5.

Представленная в разделе 2.5 диссертационной работы математическая модель позволяет получить расчётные значения теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха в окружающую среду при заданных параметрах слоёв загрязнений, сформированных на наружной и внутренней поверхностях. К числу необходимых для моделирования параметров слоёв сформированных загрязнений относятся их средняя толщина и коэффициент теплопроводности (значения определены по результатам экспериментальных исследований, раздел 4.4). Результаты моделирования также приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Данные для построения зависимостей теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха в окружающую среду от средней толщины слоёв внутренних загрязнений

Наработка охладителя, тыс. км	Средняя толщина слоя внутренних загрязнений, мкм	Экспериментальные значения теплового потока, отводимого охладителем в окружающую среду, Дж/с	Расчётные значения теплового потока, отводимого охладителем в окружающую среду, Дж/с	Абсолютное расхождение расчётного и экспериментального значений теплового потока, Дж/с	Относительное расхождение расчётного и экспериментального значений теплового потока, %
100	16	13380	13021	359	3
150	27	11480	11683	-203	-2
200	36	10310	10469	-159	-2
250	44	9450	9353	97	1
300	56	7830	7594	236	3
350	63	6680	6521	159	2
Среднее относительное расхождение расчётного и экспериментального значений теплового потока, %					2,17

Графики, иллюстрирующие зависимости теплового потока, отводимого исследуемым охладителем наддувочного воздуха в окружающую среду, от средней толщины слоёв загрязнений представлены на рисунках 4.11 и 4.12.

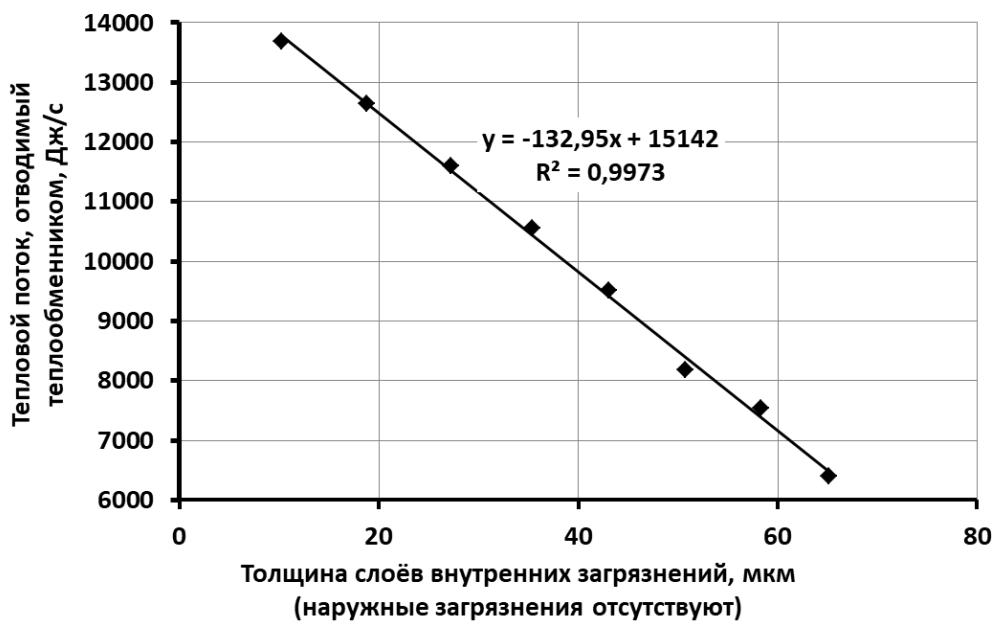


Рисунок 4.11 – Зависимость величины теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха модели 43085 от толщины слоёв внутренних загрязнений (тепловой напор 115 °C)

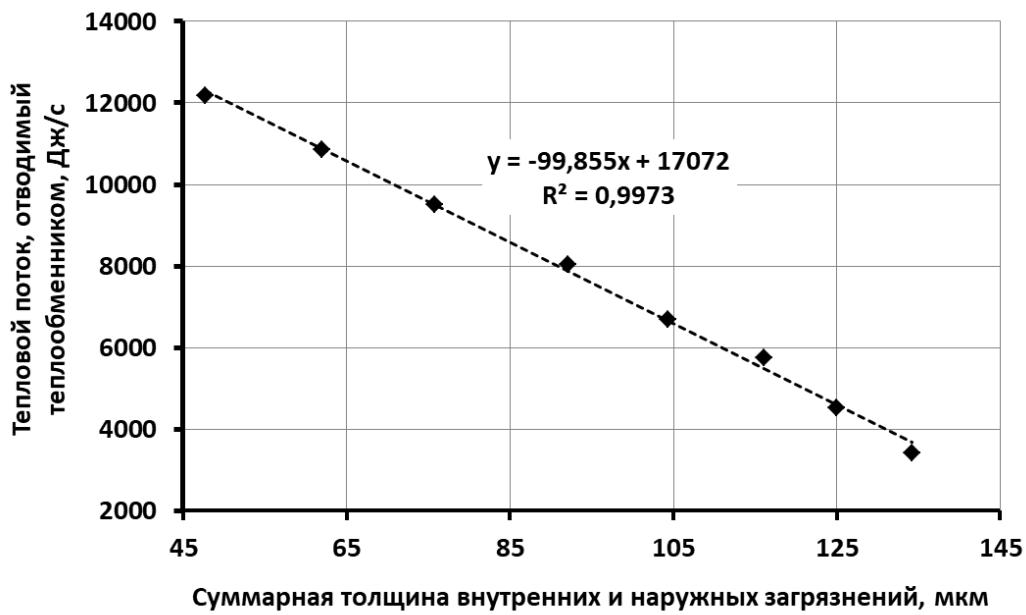


Рисунок 4.12 – Зависимость величины теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха модели 43085 от суммарной толщины слоёв внутренних и наружных загрязнений (тепловой напор 115 °C)

В результате расчёта установлено среднее значение относительного расхождения результатов экспериментальных и аналитических исследований. Полученное значение составило 2,17 %, что свидетельствует об адекватности разработанной модели, достоверности экспериментальных исследований и результатов моделирования.

4.5 Выводы по четвёртому разделу

Основываясь на результатах анализа материала, представленного в четвёртом разделе диссертационной работы, можно сделать заключение о решении третьей поставленной задачи. По результатам проведённых экспериментальных исследований определены зависимости теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха турбированных автомобильных двигателей в атмосферу от толщины слоёв наружных и внутренних загрязнений и от наработки с начала эксплуатации.

Установлены значения коэффициентов теплопроводности загрязнений, образующихся на наружных и внутренних поверхностях воздухо-воздушных теплообменных устройств и зависимости толщины слоёв загрязнений, от наработки теплообменника. Полученные зависимости позволили применить разработанную математическую модель для моделирования теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха в атмосферу.

Результаты верификации разработанной математической модели позволяют сделать заключение об адекватности представленных теоретических положений и достоверности результатов, получаемых на основе моделирования.

5 ПРАКТИЧЕСКОЕ ВНЕДРЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕДЛАГАЕМЫХ МЕРОПРИЯТИЙ

5.1 Оценка влияния технического состояния охладителя наддувочного воздуха на показатели технической эксплуатации турбированных дизельных двигателей

Теплотехнические характеристики теплообменных устройств описываются комплексом параметров и показателей, которые можно разделить на две группы: конструктивно-технологические и эксплуатационные.

К конструктивно-технологическим параметрам воздухо-воздушного теплообменного устройства относятся:

- общая площадь всех трубок и пластин;
- внутреннее суммарное сечение трубок;
- толщина стенок теплообменника;
- фронтальная площадь поверхности теплоотдачи;
- форма труб интеркулера и ряд других параметров.

Обозначенные параметры не меняются в процессе эксплуатации, и исследование их влияния на эффективность функционирования теплообменного устройства выходит за рамки проведённого исследования.

К эксплуатационным параметрам теплообменного устройства относятся:

- герметичность трубок и их соединений с опорными пластинами;
- толщина слоёв загрязнений, сформировавшихся на наружных и внутренних поверхностях теплообменного устройства в процессе эксплуатации;
- теплофизические свойства загрязнений, сформировавшихся на наружных и внутренних поверхностях теплообменного устройства в процессе эксплуатации.

Эффективность функционирования интеркулера измеряется снижением температуры поступающего воздуха, которая может быть выражена как в абсолютных, так и в относительных единицах. Абсолютно эффективный интеркулер обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха на 100 % (что в принципе недостижимо), то есть до температуры окружающей среды. Наиболее эффективные модели, при отсутствии загрязнений, обеспечивают снижение температуры наддувочного воздуха на 70 %.

Температура воздуха на выходе из турбокомпрессора (на входе в интеркулер) варьируется в достаточно широких пределах и, естественно, зависит от режима работы двигателя. Например, при максимальном давлении наддува температура воздуха, нагнетаемого турбокомпрессором, доходит до 120–220 °С. По данным представленным в ряде литературных источников [29; 57], температура нагнетаемого воздуха на выходе из компрессора двигателей семейства КамАЗ 740 при номинальной частоте вращения коленчатого вала и противодавлении в системе 0,7 МПа доходит до 200 °С. Такие параметры воздушного потока обеспечиваются при частоте вращения коленчатого вала 3400–3600 мин⁻¹ [57], соответствующей величине массового расхода воздуха на уровне 0,32 кг/с. Среднее значение температуры наддувочного воздуха на выходе из турбокомпрессора составляет около 140 °С.

На основе указанных данных, в соответствии с методикой, изложенной в разделе 2.2, проведено моделирование тепловых процессов для исследуемой модели теплообменника. Результаты моделирования, полученные для теплообменников, не имеющих загрязнения, для теплообменных устройств, имеющих загрязнения со стороны наружного и внутреннего контуров, а также для теплообменников, имеющих загрязнения лишь со стороны внутреннего контура, представлены в таблицах 4.1, 4.2 и 4.3.

На основе полученных результатов определены двухпараметрические зависимости перепада температуры воздуха на входе в теплообменное устройство и на выходе из него от температуры подаваемого воздуха и наработки теплообменного устройства с начала эксплуатации. Поверхность

сформированная данными зависимостями представлена на рисунке 5.1.

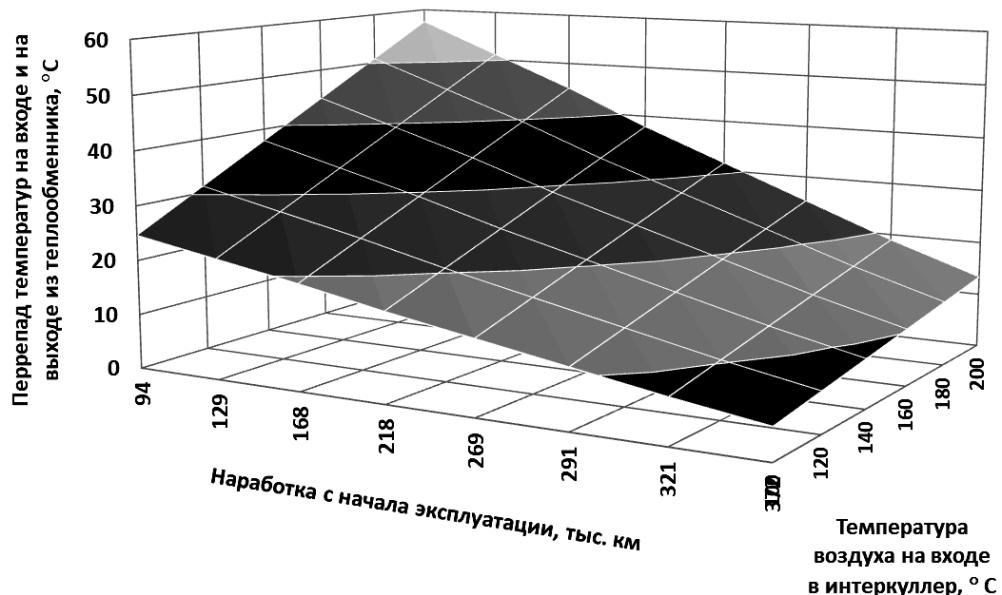


Рисунок 5.1 – Зависимость перепада температуры воздуха на входе в теплообменное устройство и на выходе из него от температуры подаваемого воздуха и наработки теплообменного устройства с начала эксплуатации при формировании загрязнений как на внутренних, так и на наружных поверхностях

Аналогичная зависимость получена для теплообменного устройства, имеющего эксплуатационные загрязнения на поверхностях внутреннего контура при отсутствии эксплуатационных загрязнений на наружных поверхностях. Поверхность, иллюстрирующая данную зависимость, приведена на рисунке 5.2.

На основании данных, послуживших основой для формирования поверхностей, представленных на рисунках 5.1 и 5.2, определены зависимости средних значений перепада температур воздуха на входе в теплообменное устройство и на выходе из него от наработки теплообменного устройства с начала эксплуатации. Указанные зависимости представлены на рисунке 5.3.

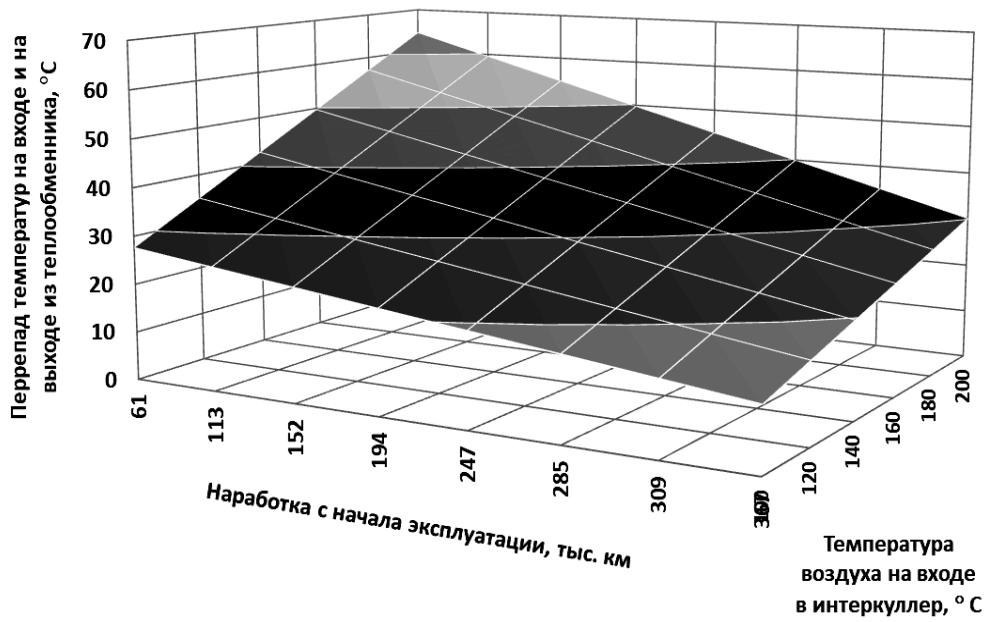


Рисунок 5.2 – Зависимость перепада температуры воздуха на входе в теплообменное устройство и на выходе из него от температуры подаваемого воздуха и наработки теплообменного устройства с начала эксплуатации при формировании загрязнений на внутренних поверхностях и отсутствии загрязнений на наружных

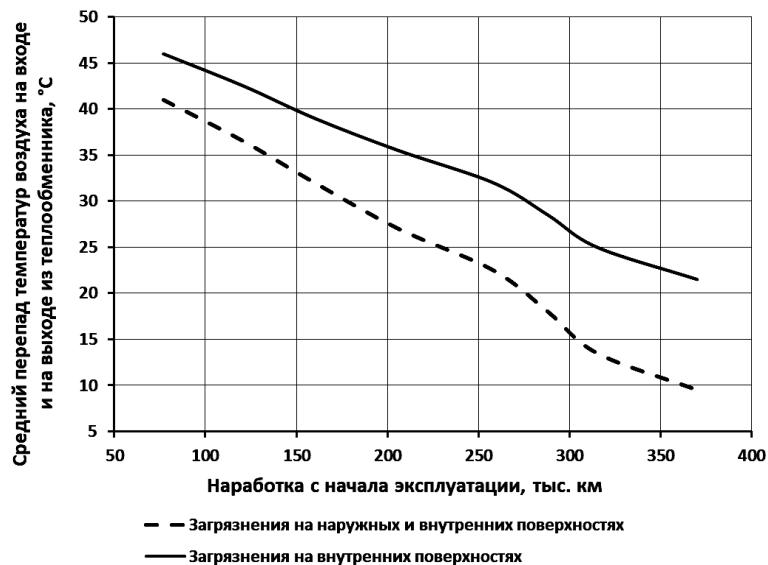


Рисунок 5.3 – Зависимости средних значений перепада температур воздуха на входе в теплообменное устройство и на выходе из него от наработки теплообменного устройства с начала эксплуатации

Влияние температуры наддувочного воздуха на рабочий процесс дизельного двигателя исследовано сотрудниками филиала Военной академии материально-технического обеспечения им. А.В. Хрулёва (г. Омск) Д.В. Шабалиным, П.Е. Кобзарём, И.А. Фоминым и Е.С. Терещенко. Результаты опубликованы в научных трудах указанных исследователей [123; 124; 125]. На основе материала, представленного в трудах указанных авторов, определена зависимость, определяющая влияние степени повышения температуры наддувочного воздуха на показатели топливной экономичности дизельного двигателя. Указанная зависимость приведена на рисунке 5.4.

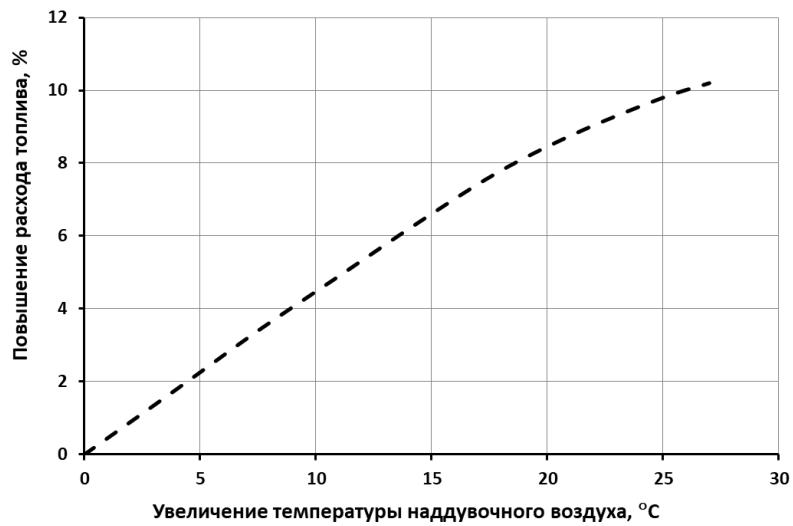


Рисунок 5.4 – Зависимость влияния степени повышения температуры наддувочного воздуха на показатели топливной экономичности дизельного двигателя

Объединение данных, послуживших основой для построения зависимостей, представленных на рисунке 5.3, с графиком, иллюстрирующим влияние температуры наддувочного воздуха на показатели топливной экономичности дизельных двигателей, позволило определить зависимости, описывающие изменение расхода топлива от наработки охладителя. Данные зависимости проиллюстрированы при помощи графиков, представленных на рисунке 5.5.

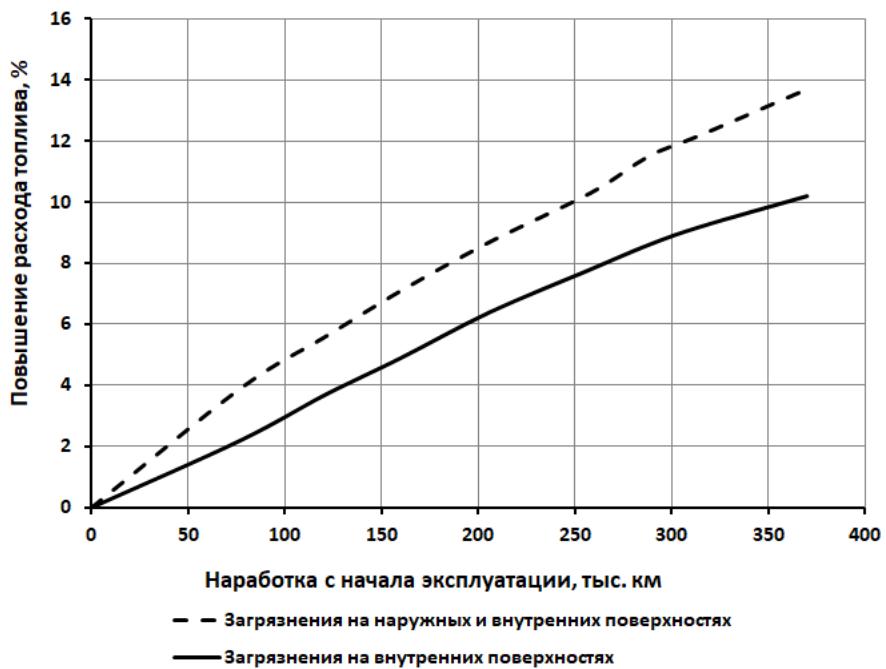


Рисунок 5.5 – Зависимости изменения расхода топлива от наработки охладителя наддувочного воздуха с начала эксплуатации

Приведённые данные и полученные на их основе зависимости послужили основой для разработки мероприятий направленных на повышение эффективности эксплуатации автотранспортных средств, оснащённых турбированными дизельными двигателями.

5.2 Повышение эффективности эксплуатации автотранспортных средств, оснащённых турбированными двигателями внутреннего сгорания на основе практического применения результатов исследования

Загрязнения, образующиеся на поверхностях теплообменного устройства в процессе эксплуатации, снижают его тепловые характеристики и препятствуют эффективному отводу тепла от нагнетаемого воздуха. Вследствие этого, очевидным мероприятием, направленным на повышение эффективности эксплуатации транспортных средств, является очистка наружных и внутренних поверхностей от слоёв загрязнений, сформированных в процессе эксплуатации.

Внутренние слои загрязнений, сформированные частичками сажи, масла и пыли, как правило, имеют более высокую плотность по сравнению со слоями загрязнений, формируемыми на наружных поверхностях, и более высокую адгезию к алюминию. Кроме того, внутренние поверхности охладителя практически недоступны для прямого механического воздействия, а для выполнения промывочных операций, выполняемых с использованием углеводородных растворителей (бензин, керосин, дизельное топливо, уайт-спирит, специальные моющие составы [25]), необходимо выполнение монтажно-демонтажных работ, проводимых в стеснённых условиях подкапотного пространства. Исходя из указанных обстоятельств, промывка внутренних полостей интеркулеров на практике практически не проводится [110; 111].

Удаление наружных загрязнений является более доступным мероприятием, реализуемым в процессе технического обслуживания с наименьшими трудозатратами с использованием типового моечного оборудования, например, моечного аппарата высокого давления.

Действующий регламент технического обслуживания предусматривает периодическое выполнение нескольких видов (комплексов) профилактических работ. Например, регламентом технического обслуживания автомобиля КАМАЗ-6460, соответствующего экологическому классу «Евро-4», для первой категории условий эксплуатации [73; 77] предусмотрено выполнение работ ТО-1 с периодичностью 10 000 км, и работ ТО-2 с периодичностью 30 000 км [115]. Логично рассмотреть вопрос о целесообразности включения операции наружной мойки охладителя наддувочного воздуха в один из регламентированных комплексов технического обслуживания [50]. Оценка целесообразности включения указанной моечной операции в комплекс регламентных работ произведена технико-экономическим методом.

На основе полученных данных (рисунок 5.5) установлено, что через каждые 10 000 км пробега на наружных и внутренних поверхностях охладителя формируются слои загрязнений, снижающие его теплотехнические

характеристики, что приводит к увеличению среднего эксплуатационного расхода топлива на 0,5 %. Наличие внутренних загрязнений приводит к увеличению расхода топлива на 0,3 %, следовательно, удаление наружных загрязнений с периодичностью 10 000 км пробега позволит снизить расход топлива на 0,2 %. Базовая норма расход топлива для автомобиля КАМАЗ-6460 составляет 36 л/100 км. Общий расход топлива для совершения пробега 10 000 км (с учётом снижения топливной экономичности) составляет 3609 литров. Экономия в 0,2 % от указанного объёма составляет 3,6 литра. При розничной стоимости дизельного топлива 68,6 руб./л, в денежном выражении экономия составит 247 руб. При общей величине затрат на выполнение моечной операции 72 руб., экономический эффект от реализации предложенного мероприятия составит 175 руб., или 0,02 руб./км. Результаты аналогичного расчёта, выполненного с шагом 10 000 км, сведены в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Результаты пошагового расчёта удельного экономического эффекта от мойки наружных поверхностей охладителя наддувочного воздуха

Периодичность мойки наружных поверхностей охладителя наддувочного воздуха, тыс. км	10	20	30	40
Удельный экономический эффект, руб./км	0,020	0,027	0,031	0,026

Максимальное значение удельного экономического эффекта достигается при периодичности мойки наружных поверхностей охладителя наддувочного воздуха 30 тыс. км, что соответствует периодичности ТО-2 рассматриваемой модели автомобиля КАМАЗ-6460.

Очевидно, что регулярное выполнение мойки наружных поверхностей охладителя наддувочного воздуха в некоторой степени замедляет интенсивность снижения его тепловых характеристик, которые, тем не менее

продолжают снижаться вследствие увеличения средней толщины слоя загрязнений, формируемых на внутренних поверхностях и загрязнений (оксидных плёнок) не удаляемых с наружных поверхностей при выполнении наружной мойки.

Прямыми следствием снижения тепловых характеристик теплообменника являются: повышение температуры воздуха, поступающего в цилиндры двигателя; снижение его плотности (количества); снижение эффективной мощности двигателя и повышение расхода топлива. Зависимость, иллюстрирующая влияние температуры наддувочного воздуха на величину расхода топлива, представлена на рисунке 5.4.

Для более полного восстановления тепловых характеристик охладителя наддувочного воздуха целесообразно рассмотреть два метода:

- промывка внутренней полости охладителя;
- плановая замена охладителя наддувочного воздуха на новый, не имеющий загрязнений.

По мнению большинства специалистов транспортной отрасли, нельзя однозначно сказать, насколько эффективна промывка внутренней полости охладителя, так как результат процедуры зависит от степени загрязнения теплообменного устройства, структурного состава сформированных слоёв и других факторов. Вещества, используемые для промывки, токсичны, их применение требует реализации специальных мер по защите персонала и разработки мероприятий по защите окружающей среды. Кроме того, применяемый моющий состав не должен образовывать химических соединений с материалом теплообменника. После использования моющего состава внутренняя полость теплообменника подлежит промывке водой. Использованная вода, как и использованный моющий состав подлежат утилизации, что создаёт дополнительную угрозу окружающей среде и приводит к дополнительным затратам.

Исходя из вышеизложенного, более перспективным методом является плановая замена охладителя, имеющего определённую наработку,

обеспечивающую минимальный уровень совокупных эксплуатационных затрат.

Снижение удельных эксплуатационных затрат, при установленной наработке теплообменника до замены может быть определено по формуле:

$$\Delta \mathcal{E}_{уд} = H_{\vartheta_1} \cdot \frac{L_{3AM}}{100} \cdot \mathcal{U}_{1T} - \left(H_{\vartheta_2} \cdot \frac{L_{3AM}}{100} \cdot \mathcal{U}_{1T} + \mathcal{U}_{Инн} \right), \quad (5.1)$$

где H_{ϑ_1} – средний эксплуатационный расход топлива за полный эксплуатационный цикл автомобиля при эксплуатации без замены интеркулера, л/100км;

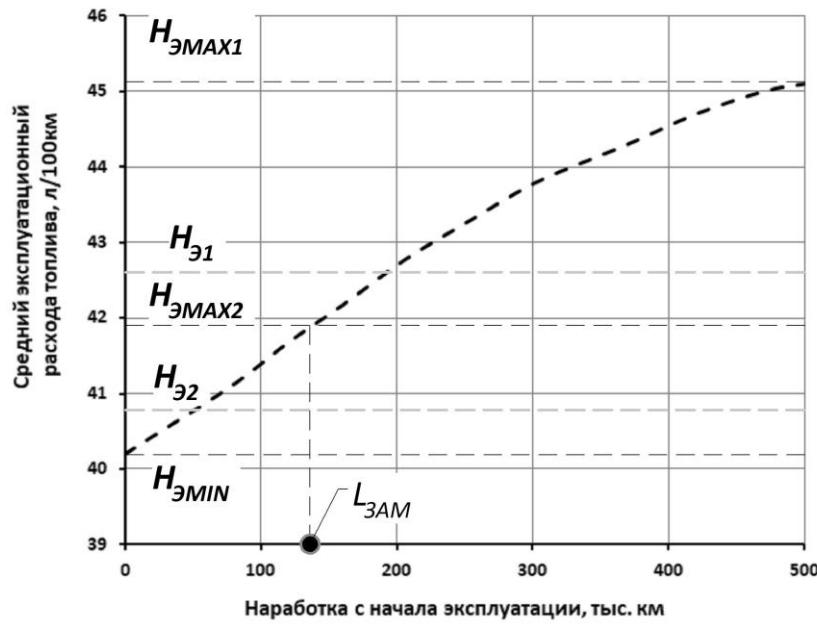
L_{3AM} – установленная наработка интеркулера до плановой замены, км;

\mathcal{U}_{1T} – стоимость одного литра топлива, руб.;

H_{ϑ_2} – средний эксплуатационный расход топлива за полный эксплуатационный цикл автомобиля при эксплуатации с плановой заменой интеркулера, л/100 км;

$\mathcal{U}_{Инн}$ – стоимость интеркулера, руб.

Величина среднего эксплуатационного расхода топлива, исходя из влияния на него состояния охладителя наддувочного воздуха, может быть определена при помощи графика, представленного на рисунке 5.7 (график получен исходя из данных, представленных на рисунке 5.5, эксплуатация с мойкой наружных поверхностей интеркулера при выполнении планового ТО).



$H_{\text{ЭMIN}}$ – минимальное значение расхода топлива за эксплуатационный цикл, л/100км;

$H_{\text{ЭMAX1}}$ – максимальное значение расхода топлива за эксплуатационный цикл при эксплуатации без плановой замены интеркулера, л/100км;

$H_{\text{Э1}}$ – среднее значение расхода топлива за эксплуатационный цикл при эксплуатации без плановой замены интеркулера, л/100км;

$H_{\text{ЭMAX2}}$ – максимальное значение расхода топлива за эксплуатационный цикл при выполнении плановой замены интеркулера с периодичностью $L_{\text{ЗАМ}}$, л/100км;

$H_{\text{Э2}}$ – среднее значение расхода топлива за эксплуатационный цикл при выполнении плановой замены интеркулера с периодичностью $L_{\text{ЗАМ}}$, л/100км;

$L_{\text{ЗАМ}}$ – периодичность плановой замены интеркулера, тыс. км.

Рисунок 5.7 – Зависимость среднего эксплуатационного расхода топлива автомобиля КАМАЗ-6460 от наработки интеркулера с начала эксплуатации

Принятые значения исходных данных, используемых для расчёта величины снижения удельных эксплуатационных затрат, приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Исходные данные для расчёта величины снижения удельных эксплуатационных затрат для автомобиля КАМАЗ-6460

Показатель	Значение
Минимальное значение расхода топлива за эксплуатационный цикл, л/100км	36
Продолжительность эксплуатационного цикла автомобиля, тыс.км.	500
Стоимость одного литра топлива, руб.	68,6
Стоимость интеркулера, руб.	29 000

На основании представленных данных выполнен пошаговый расчёт величины снижения суммарных эксплуатационных затрат, обусловленных плановой заменой охладителя наддувочного воздуха. Расчёт выполнен при значениях периодичности плановой замены, изменяемой от нуля до 350 тысяч километров с шагом 50 тысяч километров.

Результаты расчёта сведены в таблицу 5.3. Результаты расчёта удельных эксплуатационных затрат проиллюстрированы при помощи графика, представленного на рисунке 5.8.

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод о том, что оптимальная периодичность плановой замены охладителя наддувочного воздуха, обеспечивающая максимальную экономию суммарных удельных эксплуатационных затрат, включающих в себя затраты на топливо и затраты на замену охладителя, составляет 100 тыс. км.

Таблица 5.3 – Показатели окупаемости затрат на замену охладителя наддувочного воздуха автомобиля КАМАЗ-6460

Установленная наработка интеркулера до плановой замены, тыс. км	0	50	100	150	200	250	300	350
Повышение расхода топлива, %	0	1,4	2,8	4,2	5,6	7	8,4	9,8
Расход топлива, л/100	40,20	40,76	41,33	41,89	42,45	43,01	43,58	44,14
Повышение удельных затрат на топливо, обусловленное повышением температуры наддувочного воздуха, руб./100 км	0,00	0,159	0,352	0,556	0,743	0,937	1,121	1,321
Удельные затраты на замену охладителя, руб./км	-	0,585	0,293	0,195	0,146	0,117	0,097	0,084
Суммарные удельные эксплуатационные затраты, руб./км	-	0,744	0,645	0,751	0,889	1,054	1,218	1,405

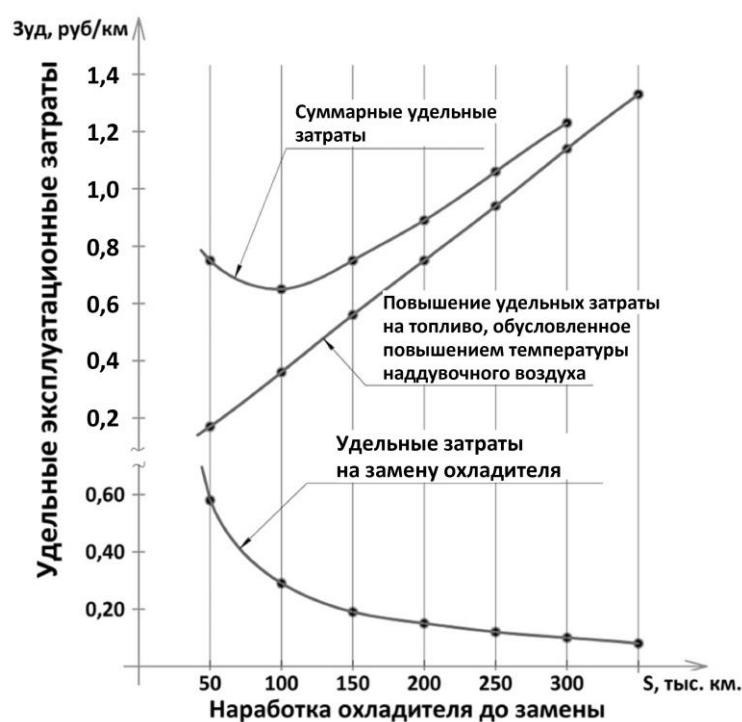


Рисунок 5.8 – Зависимости удельных эксплуатационных затрат от наработки охладителя наддувочного воздуха до плановой замены

Установлено влияние предложенных операций технического обслуживания охладителя наддувочного воздуха на величину отводимого теплового потока при среднеэксплуатационном значении теплового напора. Данное влияние проиллюстрировано при помощи графиков, представленных на рисунке 5.9.

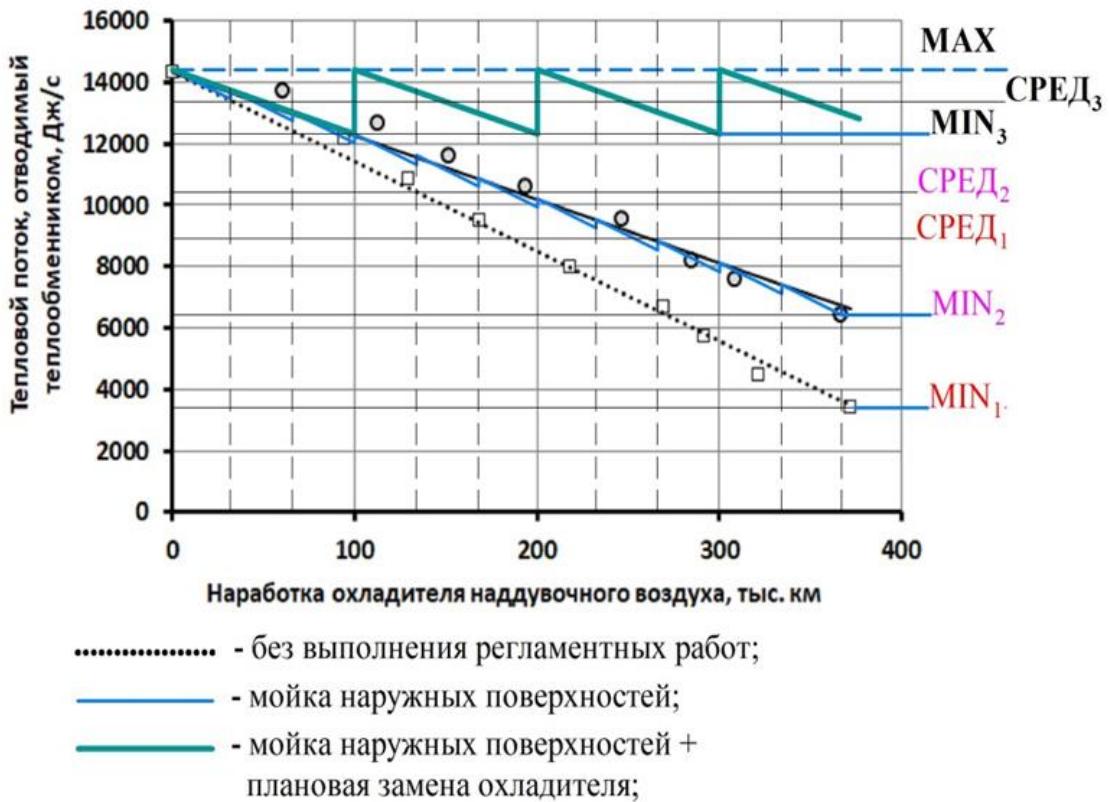


Рисунок 5.9 – Зависимости величины теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха модели 43085 от наработки при проведении технического обслуживания в соответствии с разработанным регламентом

Для автомобиля КАМАЗ-6460, при установленной периодичности плановой замены интеркулера 100 тыс. км, обеспечивается средняя экономия удельных эксплуатационных затрат на уровне 0,61 руб./км в сравнении с эксплуатацией без плановых замен при принятой продолжительности эксплуатационного цикла автомобиля рассматриваемой модели 500 тыс. км.

При установленном значении средней экономии удельных эксплуатационных затрат общая экономия за эксплуатационный цикл составит 305 тыс. руб. на один автомобиль.

5.3 Направление дальнейших исследований

Представленные в работе математическая модель и диагностическое оборудование, позволившее определить данные необходимые для практического осуществления моделирования теплообменных процессов, могут быть приняты в качестве основы для разработки методов диагностирования автомобильных теплообменных устройств: водо-воздушных и воздухо-воздушных теплообменников.

Другим направлением дальнейших исследований является совершенствование технологии технического обслуживания теплообменных устройств, оценки эффективности методов очистки поверхностей теплообмена, целесообразности и эффективности применения моющих средств и режимов очистки.

Кроме того, подходы реализованные в диссертационном исследовании могут быть применены не только на автомобильном транспорте, но и в других областях практической деятельности предусматривающих эксплуатацию турбированных двигателей внутреннего сгорания оснащённых охладителями наддувочного воздуха.

5.4 Выводы по пятому разделу

Содержание пятого раздела диссертационной работы отражает решение заключительной, четвёртой поставленной задачи.

На основе результатов экспериментальных исследований определены теплотехнические характеристики загрязнений, образующихся в эксплуатации как на внутренних, так и на наружных поверхностях охладителей наддувочного воздуха. Установлены зависимости, характеризующие скорость формирования слоёв загрязнений в эксплуатации.

Полученные данные позволили осуществить моделирование тепловых процессов, характеризующих параметры функционирования интеркулера в

эксплуатации. На основании результатов моделирования разработаны рекомендации по повышению эффективности эксплуатации автотранспортных средств. Предложены мероприятия по совершенствованию технического обслуживания воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха, предполагающие очистку наружных поверхностей от эксплуатационных загрязнений во время проведения регламентного ТО и выполнение плановой замены охладителя при установленной в ходе исследования наработке.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. На основе анализа известных теоретических положений, описывающих процессы передачи тепла между разнородными средами, разделёнными тонкой многослойной перегородкой, разработана методика расчёта значений коэффициента термического сопротивления и величины теплового потока, передаваемого внешней среде воздухо-воздушным охладителем наддувочного воздуха турбированных автомобильных двигателей с учётом загрязнений, формируемых на поверхностях охладителя в процессе эксплуатации.

2. Разработанная математическая модель теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха турбированного двигателя внутреннего сгорания в окружающую среду, позволяет выполнить прогнозный расчёт значений теплового потока с учётом толщины и теплопроводности слоёв загрязнений, сформированных на наружных и внутренних поверхностях охладителя в эксплуатации.

3. Разработанная методика экспериментального определения величины теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха в окружающую среду, позволяет произвести оценку влияния толщины и теплопроводности слоёв загрязнений, формируемых на его наружных и внутренних поверхностях, на величину отводимого теплового потока. На основе результатов экспериментальных исследований установлены частные значения коэффициентов теплопроводности загрязнений, формируемых на наружных и внутренних поверхностях охладителя, позволившие произвести моделирование отводимого теплового потока и оценку его влияния на эксплуатационные характеристики автотранспортного средства.

4. В качестве рекомендаций по повышению эффективности эксплуатации автотранспортных средств предложено (для автомобилей семейства КамАЗ, оснащённых турбированными двигателями): включить мойку наружных поверхностей охладителя наддувочного воздуха в перечень работ ТО-2; производить плановую замену охладителя наддувочного воздуха с

периодичностью 100 тыс. км пробега. Указанные мероприятия приводят к снижению эксплуатационных расходов в размере 0,6 руб./км, что обеспечивает экономию эксплуатационных затрат 300 тыс. руб. за период соответствующий нормативному сроку эксплуатации автотранспортного средства.

Полученные результаты позволяют сделать заключение о достижении цели исследования. Обеспечено повышение эффективности эксплуатации турбированных двигателей за счёт реализации мероприятий по совершенствованию технологических процессов технической эксплуатации, разработанных на основе результатов моделирования теплообменных процессов охладителей наддувочного воздуха.

Перспективными направлениями развития тематики диссертационного исследования являются: совершенствование методов диагностирования автомобильных теплообменных устройств, разработка методов их очистки от эксплуатационных загрязнений и мероприятий по повышению тепловой эффективности.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Айвазян, С. А. Прикладная статистика: Основы моделирования и первичная обработка данных. / С. А. Айвазян, И. С. Енюков, Л. Д. Мешалкин // Справочное изд ; под ред. С. А. Айвазяна. – М. : Финансы и статистика, 1983. – 471 с.
2. Айвазян, С. А. Практикум по прикладной статистике и эконометрике : учеб. пособие для вузов / С. А. Айвазян, В. С. Мхитарян. – М. : МЭСИ, 2002. – 119 с.
3. Алгазин, С. Д. Численное исследование уравнений Навье-Стокса / С. Д. Алгазин // Прикладная механика и техническая физика. – 2007. – Т. 48, № 5. – С. 43-52.
4. Алексеенко, В. М. Тепловая диагностика элементов ходовых частей подвижного состава : докторская диссертация [Текст]. – Ростов-на-Дону, 2000. – 408 с.
5. Анализ возможностей повышения приспособленности к диагностированию автомобильных теплообменников / А. П. Пославский, В. В. Сорокин, С. Н. Сергиенко, А. Д. Михайлов, А. А. Фадеев // Прогрессивные технологии в транс-портных системах : Евразийское сотрудничество : сб. материалов XV Междунар. науч.-практ. конф., 9-11 дек. 2020 г., Оренбург / М-во науки и высш. образования Рос. Федерации [и др.] ; отв. ред. В.И. Рассоха. – Электрон. дан. – Оренбург : ОГУ. – 2020. – С. 481-489. – 9 с.
6. Андрианов, Ю. В. Методические рекомендации по расчету износа конструктивных компонентов АТС / Ю. В. Андрианов, В. В. Комаров, В. И. Кравчинский // Автомобильная промышленность, 2010. – № 11. – С. 17-20.
7. Афанасиков, Ю. И. Проектирование моечно-очистного оборудования авторемонтных предприятий / Ю. И. Афанасиков. // М. : Транспорт, 1987. – 174 с.
8. Ахметов, С. И. Разработка математической модели для формирования режимов работы и расхода топлива магистральных тепловозов / С. И. Ахметов,

В. А. Михеев, А. В. Чулков, Е. И. Сквородников // Омский научный вестник. – 2009. – № 2(80). – С. 143-146.

9. Барский, И. А. Тепловая эффективность воздухо-воздушных охладителей на частичных нагрузках / И. А. Барский, М. В. Лобан, Р. Р. Хизяпов // Известия вузов. Машиностроение, 2005. – № 1. – С. 23-25.

10. Башкирцев, Ю. В. Восстановление работоспособности радиаторов системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания формообразующим kleевым составом : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Башкирцев Юрий Владимирович. – М. , 2009. – 18 с.

11. Бедняк, А. В. Моделирование процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей / А. В. Бедняк, // Киев : Вища шк., 1983. – 131 с.

12. Бесков, С. Д. Технохимические расчёты / С. Д. Бесков. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1966. – 520 с.

13. Будим, В. А. Влияние неравномерности распределения воздуха по фронту на теплоотдачу автотракторного радиатора / В. А. Будим, В. В. Филимонов // Тракторы и сельхозмашины. 1976. – № 5. – С. 22-24.

14. Бурков, В. В. Автотракторные радиаторы / В. В. Бурков, А. И. Индейкин. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1978. – 216 с.

15. Бурков, В. В. Эксплуатация автомобильных радиаторов / В. В. Бурков –М. : Транспорт, 1975. – 80 с.

16. Вахитов, Ю. Р., Агрегаты наддува двигателей : учебное пособие / Ю. Р. Вахитов. – Уфа : Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. 2012. – 158 с.

17. Веденяпин, В. Г. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. – М. : Колос, 1973. – 199 с.

18. Венецкий, И. Г. Основные математико-статистические понятия и формулы в экономическом анализе / И. Г. Венецкий, В. И. Венецкая. – М. : Статистика, 1979. – 447 с.

19. Вышеградский, И. А. Механическая теория теплоты. Лекции, читанные в СПб. технологическом институте в 1876 г. – Лит., СПб. – вып. I, 169 с.; вып. II. – 143 с.

20. Галушко, В. Г. Вероятностно-статистические методы на автотранспорте / В. Г. Галушко – Киев : Вища школа, 1976. – 232 с.
21. Геращенко, О. А., Основы теплометрии / О. А. Геращенко, В. Г. Фёдоров. – Киев, Наукова думка 1971 – 193 с.
22. Гмурман, В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика / В. Е. Гмурман. – М. : Высшая школа, 1997. – 479 с.
23. Гольстрём, В. А. Справочник по экономии топливно-энергетических ресурсов : справочник / В. А. Гольстрём, Ю. Л. Кузнецов. – К. : Техшка, 1985. – 383 с.
24. Горин, В. И. О межконтурном перепуске в системах охлаждения дизелей / В. И. Горин, А. В. Горин // Локомотив. – 2014. – № 6. – С. 38-39.
25. Горин, В. И. Преимущества новой технологии очистки / В. И. Горин // Локомотив. – 2013. – № 6. – С. 32-34.
26. ГОСТ 18353-79 Контроль неразрушающий. Классификация видов и методов. Группа Т59. Nondestructive check. Classification of types and methods.[Текст] Дата введения 1980-07-01. Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 11 ноября 1979 г. № 4245 дата введения установлена 01.07.80. Взамен ГОСТ 18353-73 // Электронный фонд нормативно-правовой документации. Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/gost-18353-79> (дата обращения 5.05.2016)
27. Гурьев, В. Г. Система наддува ДВС : учеб. пособие. / В. Г. Гурьев. – Калининград : Изд-во БГАРФ, 2021. – 71 с.
28. Гусынин, А. Б. Теория выборочных обследований / А. Б. Гусынин, В. Г. Минашкин // Московский государственный университет экономики, статистики и информатики. – М., 2003 – 67с.
29. Гущин, С. Н. Устройство двигателя и системы питания автомобиля КамАЗ-65225 : методическое пособие / С. Н. Гущин, М. Ю. Конкин, А. Ю. Фомин // М. : ФГБНУ «Росинформагротех», 2023. – 61с.

30. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей ; под общ. ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. – М. : Машиностроение, 1985, с. 456.
31. Дискин, М. Е. Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобилей. Определение коэффициента теплоотдачи радиатора с учетом качества пайки охлаждающих ребер / М. Е. Дискин. – М. : НИИНавтопром, – 1971. – № 4. – С. 16-27.
32. Жуков, В. А. Оптимизация параметров наддува дизелей ОАО «Тутаевский моторный завод» / В. А. Жуков, М. С. Курин, О. Г. Прохоров // Автомобильная промышленность, 2013. – № 5. – С. 12-15.
33. Захаров, Н. С. Моделирование процессов изменения качества автомобилей / Н. С. Захаров. – Тюмень : ТюмГНГУ, 1999. – 127 с.
34. Зейнетдинов, Р. А. Влияние неравномерности термогазодинамических процессов систем воздухоснабжения ДВС на коэффициент наполнения // сб. научн. трудов научно- практической конференции «Научное обеспечение инновационного развития АПК», ч.1. – СПб. : СПбГАУ. 2014. – С. 340-345.
35. Земцов, А. Н. Многокритериальный выбор оборудования сети хранения данных / А. Н. Земцов, Чан Зунг Хань // Современные научноемкие технологии. – 2020. – № 6-2. – С. 241-247.
36. Зиманов, Л. Л. Повышение достоверности диагностирования автомобилей и транспортно-технологических машин с применением искусственного интеллекта / Л.Л. Зиманов, В.И. Карагодин, И.В. Кондратьев, Н.Н. Лазуренко, А.М. Миняков, А.А. Солнцев // Транспортное дело России. – 2024. – № 2. – С. 189-191.
37. Интернет ресурс. Портал «DRIVE2.RU». Режим доступа : <https://www.drive2.ru/b/457856434089011050/>
38. Исаев, С. И. Теория тепломассообмена / С. И. Исаев, И. А. Кожинов, В. И. Кофанов и др. : под ред. А. И. Леонтьева. – М. : Высшая школа, 1979.
39. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – 2-е изд. – М. :Энергия, 1969. – 440 с.

40. Исупов, Р. Ю. Исследование теплопередачи плоскоовальных труб в сравнении с теплопередачей труб круглого сечения / Р. Ю. Исупов // В сборнике : Научные труды студентов Ижевской ГСХА. Электронный ресурс. Ответственный за выпуск Н. М. Итешина. – Ижевск. – 2019. – С. 486-489.
41. Карагодин, В. И., Обоснование состава и периодичности выполнения контрольно-диагностических и восстановительных операций при техническом обслуживании автомобилей / В.И. Карагодин, Л.Л. Зиманов // Транспорт Урала, 2024. - № 2 (81) – С. 56-61.
42. Кейс, В. М. Компактные теплообменники / В. М. Кейс, А. Л. Лондон. – М. : Энергия, 1967. – 224 с.
43. Ковриков, И. Т., Диагностирование эксплуатационных характеристик теплообменников транспортной техники / И. Т. Ковриков, А. П. Пославский, В. И. Соколов // Вестник ОГУ № 9 (103) сентябрь 2009. – С. 134-138.
44. Колчин, А. Н. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. Н. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высш. шк., 2001. – 320 с.
45. Комиссаренко, А. Н. Эффективность охладителей наддувочного воздуха с охлаждающими секциями разных конструкций / А. Н. Комиссаренко, А. Б. Матисен, А. Н. Кострыгин // Вестник машиностроения, 2022. – № 9. – С. 32-34.
46. Комиссаренко, А. Н. Особенности измерения температуры наддувочного воздуха на входе в ресивер дизеля / А. Н. Комиссаренко, А. Б. Матисен, А. А. Варшавский // Вестник машиностроения, 2022. – № 11. – С. 66-68.
47. Крипицкий, Е. В. Повышение энергетической эффективности теплообменников с интенсификаторами посредством воздействия на локальные характеристики : дис. . канд. тех. наук : 05.14.04 / Е. В. Криницкий. – М., 2002. – 128 с.
48. Крюков, С. В. Системный анализ: теория и практика : учеб. пособие / С. В. Крюков. – Ростов-на-Дону : Издательство ЮФУ. – 2011. – 228 с

49. Кузнецов, Е. С., Техническая эксплуатация автомобилей : учебник для вузов. 4-е изд. перераб. и дополн. / Е. С. Кузнецов, А. П. Болдин, В. М. Власов и др. – М. : Наука. 2001. – 535 с.
50. Кузнецов, Е. С. Управление техническими системами [Текст] : учеб. пособие / Е. С. Кузнецов. – М. , 1997. – 177 с.
51. Кузьмин, В. В. К вопросу выбора системы охлаждения / В. В. Кузьмин, К. А. Кобзарь // Електротехніка та електроніка, 2003, № 1. – С. 124-126.
52. Кулаков, А. Т. Динамика норм расхода модернизированных ремонтных комплектов турбокомпрессоров при неустановившемся потоке отказов / А.Т. Кулаков, В.И. Карагодин, И.А. Якубович // Мир транспорта и технологических машин, 2024. – № 2-1 (85). – С. 59-65.
53. Кулаков, А. Т. Обеспечение ресурсных и технико-эксплуатационных показателей дизелей за счет восстановления турбокомпрессоров / А.Т. Кулаков, В.И. Карагодин, И.А. Якубович // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ), 2024. – № 2 (77). – С. 71-81.
54. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе // Новосибирск, «Наука», – 1970. – 417 с.
55. Кухаренко, Е. М. Агрегаты наддува / Е. М. Кухаренко. – Минск : БНТУ, 2012. – 50 с. ISBN 978-985-525-922-1.
56. Лепеш, Г. А. Сравнительный анализ методов технического диагностирования при оценке технического состояния объекта / Г. А. Лепеш, Г. А. Спроге // Технико-технологические проблемы сервиса. Санкт-Петербургский государственный экономический университет (СПбГЭУ) – № 2(36) – 2016. – С. 22-39.
57. Лиханов, В. А. Двигатели КАМАЗ : учебное пособие / В. А. Лиханов, А. Н. Чувашев. – Киров : Вятская ГСХА, 2018. – 190 с.
58. Львовский, Е. Н. Статистические методы построения эмпирических формул : учебное пособие для втузов / Е. Н. Львовский // 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1988. – 239 с.

59. Лыков, А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. – М. ; – ВШ, – 1967. – 600 с.
60. Мануйлов, В. С. Диагностирование автомобильных радиаторов тепловой нагрузкой в эксплуатации : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Мануйлов Вячеслав Сергеевич. – Оренбург, 2010. – 16 с.
61. Малинов, М. С. Охлаждающие устройства тепловозов / М. С. Малинов, Ю. А. Куликов, Е. Б. Черток. – М. : Машгиз, 1962, с. 260.
62. Методические указания. Надежность в технике. Методы оценки показателей надежности по экспериментальным данным. – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 132 с.
63. Мирошников, Л. В. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях / Л. В. Мирошников, А. П. Болдин, В. И. Пал. – М. : Транспорт, 1977. – 264 с.
64. Михайлов, А. Д. Анализ изменения теплообменных свойств охладителей наддувочного воздуха в эксплуатации автотранспортных средств / Д. А. Дрючин, А. Д. Михайлов // Вестник СибАДИ. – 2025. – Том 22. – № 2. – С. 194-209.
65. Михайлов, А. Д. Диагностирование технического состояния охладителей наддувочного воздуха транспортных средств / А. П. Пославский, А. Д. Михайлов // Прогрессивные технологии в транспортных системах : сб. ст. Тринадцатой Междунар. науч.-практ. конф., 15-17 нояб. 2017 г., Оренбург / М-во образования и науки Рос. Федерации [и др.] ; редкол. : Рассоха В. И. (отв. ред.) и [др.]. – Электрон. дан. – Оренбург, 2017. – С. 213-215.
66. Михайлов, А. Д. Инструментальный контроль и диагностирование технического состояния теплообменников транспортных средств / А. П. Пославский, А. А. Фадеев, А. Д. Михайлов // Интеллект. Инновации. Инвестиции, 2017. – № 10. – С. 72-76.
67. Михайлов, А. Д. Методы контроля при диагностировании теплорассеивающей способности теплообменных аппаратов в эксплуатации / С. Н. Сергиенко, А. Д. Михайлов // Международной научно-методическая

конференции Университетский комплекс как региональный центр образования, науки и культуры 23-25 января 2019 г. – г. Оренбург. С. 1602-1607.

68. Михайлов, А. Д. Моделирование теплообменных процессов охладителей наддувочного воздуха / Д. А. Дрючин, А. Д. Михайлов // Прогрессивные технологии в транспортных системах : сб. материалов XIX Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 20-22 нояб. 2024 г., Оренбург / М-во науки и высш. образования Рос. Федерации [и др.] ; отв. ред. В. И. Рассоха. – Электрон. дан. – Оренбург : ОГУ. – 2024. – С. 147-159.

69. Михайлов, А. Д. Оценка влияния эксплуатационных факторов на техническое состояние охладителей наддувочного воздуха / А. П. Пославский, В. В. Сорокин, А. Д. Михайлов, С. Н. Сергиенко // Прогрессивные технологии в транспортных системах : сб. материалов XIV Междунар. науч.-практ. конф., 20-22 нояб. 2019 г., Оренбург / М-во науки и высш. образования Рос. Федерации [и др.] ; отв. ред. В. И. Рассоха. – Электрон. дан. – Оренбург : ОГУ,2019. – С. 470-475.

70. Михайлов, А. Д. Разработка средств и методов диагностирования технического состояния теплообменников транспортных средств в эксплуатации / А. П. Пославский, В. В. Сорокин, А. Д. Михайлов // Прогрессивные технологии в транспортных системах : сб. материалов XIV Междунар. науч.-практ. конф., 20-22 нояб. 2019 г., Оренбург / М-во науки и высш. образования Рос. Федерации [и др.] ; отв. ред. В. И. Рассоха. – Электрон. дан. – Оренбург : ОГУ,2019. – С. 476-480.

71. Михайлов, А. Д. Совершенствование регламента технического обслуживания охладителей наддувочного воздуха / Д. А. Дрючин, А. Д. Михайлов // Прогрессивные технологии в транспортных системах : сб. материалов XX Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 19-21 нояб. 2025 г., Оренбург / М-во науки и высш. образования Рос. Федерации [и др.] ; отв. ред. В. И. Рассоха. – Электрон. дан. – Оренбург : ОГУ. – 2025. – С. 200-208.

72. Михеев, М. А. Основы Теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева // М. : Энергия, 1977. – 344 с.

73. Напольский, Г. М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания [Текст] : учеб.для вузов / Г. М. Напольский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1993. – 271 с.
74. Нечаев, С. Г. Прикладная термодинамика тепловых ДВС / С. Г. Нечаев, Г. М. Камфер. – М. : МАДИ, 1996.
75. Новые возможности для наддува двухтактных малооборотных дизелей большой мощности / материал подгот. А. А. Обозов // Двигателестроение, 2008. – № 3. – С. 49-51.
76. Обоснование применения охладителей наддувочного воздуха в дизелях Р. А. Зейнетдинов, О. Ю. Котлова. Режим доступа : <https://scienceforum.ru/2015/article/2015014085> .
77. ОНТП-01-91. РД 3107938-0176-91. «Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий автомобильного транспорта» (утв. протоколом концерна «Росавтотранс» от 07.08.1991 N 3). Режим доступа : <https://legalacts.ru/doc/ontp-01-91-rd-3107938-0176-91-obshchesoiuznye-normy-tehnologicheskogo-proektirovaniya/> ;
78. Пат. 2544365 Российская Федерация, МПК G01R 22/04, G01N 25/18. Устройство для измерения рабочих характеристик теплообменников / А. П. Пославский, В. В. Филиппов, А. А. Копылов, Л. А. Аверкиев, А. А. Фадеев; заявитель и патентообладатель Пославский А. П. – № 2013120564/28; заявл. 06.05.2013 ; опубл. 20.03. 2015, Бюл. № 8. – 6 с.
79. Пат. 2352925 Российская Федерация, МПК 7 G 01 N 25/18. Устройство для измерения теплового потока / А. П. Пославский, А. В. Хлуденев, В. В. Сорокин; заявитель и патентообладатель А. П. Пославский. – № 2007141552/28 ; заявл. 08.11.2007 ; опубл. 20.04. 2009, Бюл. № 11. – 5 с.
80. Пат. на полезн. мод. 86702 Российская Федерация, МПК 7 F 22 B 1/30. Устройство для измерения теплового потока / А. П. Пославский, А. В. Хлуденев, В. С. Мануйлов ; заявитель и патентообладатель А. П. Пославский. – № 2007142089/22 ; заявл. 13.11.2007 ; опубл. 10.09. 2009, Бюл. № 25. – 2 с.

81. Патрахальцев, Н. Н. Наддув двигателей внутреннего сгорания : учебное пособие / Н. Н. Патрахальцев. – М. : Изд-во РУДН, 2003. – 319 с. : ил.
82. Патрахальцев, Н. Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом / Н. Н. Патрахальцев, А. А. Савастенко. – М. : Легион-Автодата, 2007. – 176 с. : ил.
83. Перминов, В. А. Оценка состояния теплообменных аппаратов системы охлаждения тепловозных дизелей в эксплуатации : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Перминов Валерий Анатольевич. – М., 1988. – 23 с.
84. Петриченко, М. Р. Температурные и гидродинамические режимы работы системы жидкостного охлаждения ДВС / М. Р. Петриченко, В. А. Баталова // Двигателестроение. 1989. – № 4. – С. 20-23.
85. Попов, И. А. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования при вынужденном и свободноконвективном движении теплоносителей : автореферат дисс. ... д-ра техн. наук / И. А. Попов. – Казань, 2008. – 41с.
86. Пославский, А. П., Оценка влияния эксплуатационных факторов на техническое состояние охладителей наддувочного воздуха [Электронный ресурс] / А. П. Пославский, В. В. Сорокин, А. Д. Михайлов, С. Н. Сергиенко // Прогрессивные технологии в транспортных системах: сб. материалов XIV Междунар. науч.-практ. конф., 20-22 нояб. 2019 г., Оренбург / М-во науки и высш. образования Рос. Федерации [и др.] ; отв. ред. В. И. Рассоха. – Электрон. дан. – Оренбург: ОГУ,2019. – С. 470-475.
87. Пославский, А. П. Диагностирование технического состояния охладителей наддувочного воздуха транспортных средств [Электронный ресурс] / А. П. Пославский, А. Д. Михайлов // Прогрессивные технологии в транспортных системах : сб. ст. Тринадцатой Междунар. науч.-практ. конф., 15-17 нояб. 2017 г., Оренбург / М-во образования и науки Рос. Федерации [и др.] ; редкол. : В. И. Рассоха (отв. ред.) и [др.]. – Электрон. дан. – Оренбург,2017. – С. 213-215.
88. Пославский, А. П. Инструментальный контроль и диагностирование технического состояния теплообменников транспортных средств [Электронный

ресурс] / А. П. Пославский, А. А. Фадеев, А. Д. Михайлов // Интеллект. Инновации. Инвестиции, 2017. – № 10. – С. 72-76.

89. Пославский, А. П. Разработка средств и методов диагностирования технического состояния теплообменников транспортных средств в эксплуатации [Электронный ресурс] / А. П. Пославский, В. В. Сорокин, А. Д. Михайлов // Прогрессивные технологии в транспортных системах : сб. материалов XIV Междунар. науч.-практ. конф., 20-22 нояб. 2019 г., Оренбург / М-во науки и высш. образования Рос. Федерации [и др.] ; отв. ред. В. И. Рассоха. – Электрон. дан. – Оренбург : ОГУ, 2019. – С. 476-480.

90. Пославский, А. П. Ресурсосберегающий метод и средства диагностирования рабочих характеристик теплопередающих поверхностей транспортных и технологических машин / А. П. Пославский, А. В. Хлуденев, А. А. Фадеев, В. В. Сорокин, Т. В. Трошина // Вестник Оренбургского государственного университета, 2014. – № 10(171). – С. 152-157.

91. Правила ЕЭК ООН N 83 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выбросов загрязняющих веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей» (с изменениями и дополнениями).

92. Пузаков, А. В. Наддув автомобильных двигателей внутреннего сгорания : учебное пособие для обучающихся по образовательной программе высшего образования по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов / А. В. Пузаков, М. И. Филатов. – Оренбург : ОГУ, 2018. – 236 с.

93. Расчет системы охлаждения ДВС ; под общ. ред. Ю. Л. Мошенцев и А. Г. Сацкий. – Николаев : НКИ, 1986 – 40 с.

94. Расчет теплообменника : метод. указания / сост. А. Б. Мозжухин, Е. А. Сергеева ; под ред. Н. Ц. Гатаповой. – Тамбов. – ТГТУ, 2001. – 32 с.

95. Розенблит, Г. Б. Влияние уменьшения теплорассеивающей способности систем охлаждения тепловозного дизеля на его эксплуатационную и топливную

экономичность / Г. Б. Розенблит, В. Г. Алексеев // Двигателестроение. – 1990. – № 7. – С. 14–15.

96. Руководство по техническому обслуживанию и текущему ремонту тепловозов 2ТЭ116 : ТЭ116 ИО. – М. : ОАО «РЖД», 2007. – 250 с.

97. Русаковский, М. А. Тепловизионная съемка как инструмент оценки энергосберегающего потенциала / М. А. Русаковский // Энергосовет. – 2009. – № 3(3). – С. 14-17.

98. Русинов, Р. В. Агрегаты наддува двигателей внутреннего сгорания : учебное пособие / Р. В. Русинов // СПб. : Издательство Политехнического университета, 2006. – 200 с.

99. Савостин, А. Ф. Интенсификация теплоотдачи в щелевых каналах охлаждения. / А. Ф. Савостин, А. М. Тихонов, Н. И. Беляева // Труды ЦИАМ № 611, 1974, с.74-92.

100. Сафиуллин, Р. Н. Эксплуатация автомобилей : учебник для вузов / Р. Н. Сафиуллин, А. Г. Башкардин. — 2-е изд., испр. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2018. — 245 с.

101. Семешин, А. Л. Восстановление радиаторов системы охлаждения автотракторных двигателей газопламенной пайкой с использованием водородно-кислородного пламени : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Семшин Александр Леонидович. – СПб. : Пушкин, 2004. – 24 с.

102. Сидыганов, Ю. Н. Парогазотурбинные системы наддува / Ю. Н. Сидыганов, А. В. Егоров // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2007. – № 1. – С. 7-8.

103. Сизова, Т. М. Статистика : учебное пособие / Т. М. Сизова. – СПАБ. : СПб НИУ ИТМО, 2013. – 176 с.

104. Синельников, А. Ф. Техническое обслуживание и ремонт системы охлаждения автомобильных двигателей внутреннего сгорания / А. Ф. Синельников // Грузовик. – 2008. – № 3. – С. 8-15.

105. Современные системы технического обслуживания и ремонта грузовых автомобилей : монография / Н. А. Ляпин, С. А. Ширяев, А. П. Федин, М. В. Полуэктов ; ВолгГТУ. – Волгоград, 2016. – 188 с.

106. Соснина, Н. А. Удаление накипи в системах охлаждения дизеля композициями на основе комплексонов : межвуз. сб. научн. трудов «Повышение эффективности работы локомотивов на дорогах Дальнего Востока» / Н. А. Соснина. Хабаровск : ХабИИЖТ, 1987. С. 70-78.

107. Судовые энергетические установки / под общ. ред. В. М. Артемов, Г. А. Горбов. – Николаев : УГМТУ, 2002. – 356 с.

108. Сухарев, О. С. Промышленность России : проблемы развития и системные решения / О. С. Сухарев // Вестник института экономики Российской академии наук. – 2016. – № 2. С. – 69-87.

109. Теория двигателей внутреннего сгорания / под ред. Н. Х. Дьяченко. – Л. : Машиностроение. – 1974. – 415 с.

110. Техническая эксплуатация автомобилей : учеб. для вузов / под ред. Е. С. Кузнецова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, 2004. – 535 с.;

111. Техническая эксплуатация автомобилей : учебник для вузов / под. ред.. Г. В. Крамаренко. – М. : Транспорт, 1983. – 488 с.

112. Техническая эксплуатация транспортных средств : учебно-методическое пособие / А. П. Пупышев, М. А. Крюкова, Д. О. Чернышев, А. И. Шкаленко ; Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, Уральский государственный лесотехнический университет. – Екатеринбург : УГЛТУ, 2025. – 68 с.

113. Тепло и массообмен. Теплотехнический эксперимент : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М. : Энергоиздат, 1982. – 415 с.

114. Теплотехника : учеб. для вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер и др. ; под ред. В. Н. Лукаина. 4-е изд., испр. – М. : высш. шк., 2003. – 671 с.

115. Техническое обслуживание. Официальный сайт ПАО «КАМАЗ». Режим доступа : <https://kamaz.ru/purchase-and->

116. Технический регламент Таможенного союза ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств» (с изменениями на 21 апреля 2023 года), (редакция, действующая с 20 мая 2023 года) / Утвержден Решением Комиссии Таможенного союза от 9 декабря 2011 года № 877 – 322 с.
117. Третяк, Е. И. Оптимизация процессов теплопередачи в форсированных дизелях на основе сопряженных математических моделей нестационарной теплопроводности: дис. ...д-р техн. наук / Е. И. Третяк. – Харьков, – 1992 – 385 с.
118. Ульрих, Г. А. Решетников С. М. Локальные коррозионные поражения в системах охлаждения автомобильных двигателей : труды Казахского НИПИ автомобильного транспорта / Г. А. Ульрих, С. М. Решетников. – Казань : 1995.
119. Управление технической эксплуатацией автомобилей / Е. С. Кузнецов. – М. : Транспорт, 1982. – 224 с.
120. Третьяков, А. П. Вопросы интенсификация теплообмена тепловозных холодильников / А. П. Третьяков, М. Х. Алимбаев // Труды МИИТ – 1963. № 167. – С. 17-26.
121. Цветков, Ф. Ф. Тепломассообмен : учебное пособие для вузов / Ф. Ф. Цветков, Б. А. Григорьев ; М-во науки и высшего обр. РФ. – М. : МЭИ, 2005. – 550 с.
122. Ципленкин, Г. Е. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува / Г. Е. Ципленкин, В. И. Иовлев // Двигателестроение, 2014. – 3. – С. 16-22.
123. Шабалин, Д. В. Влияние температуры наддувочного воздуха на рабочий процесс дизельного двигателя / Д. В. Шабалин, Е. С. Терещенко // Вестник СибАДИ. – 2012. – выпуск (2) 24. – С. 91-94.
124. Шабалин, Д. В. Оценка влияния температуры свежего заряда воздуха на показатели рабочих процессов в камере сгорания танкового дизеля / Д. В. Шабалин, П. Е. Кобзарь, И. А. Фомин // Вопросы оборонной техники. Серия 16 : Технические средства противодействия терроризму. – 2022. – № 5-6 (167-168). – С. 149-155.

125. Шабалин, Д. В. Оценка влияния температуры свежего заряда воздуха на протекание рабочего процесса дизеля и его надежность / Д. В. Шабалин, П. Е. Кобзарь, И. А. Фомин // В сборнике : Броня крепка и танки наши быстры. Материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию танкостроения в России ; под общей редакцией К. В. Костина. – 2020. – С. 121-127.

126. Хмельницкий, Э. Е. Расчет коэффициента теплопередачи автомобильных радиаторов / Э. Е. Хмельницкий. – Автомобильная промышленность, 1965. № 2, – С. 26-30.

127. Ховах, М. С. Автомобильные двигатели / М. С. Ховах. – М. : Машиностроение, 1977. – 591 с.

128. Эккерт, Э. Р. Теория тепло- и массообмена / Э. Р. Эккерт, Р. М. Дрейк. – М. : Госэнергоиздат, 1961. – 681 с.

129. Энергетическая стратегия Российской Федерации на период до 2035 года. Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 9 июня 2020 г. № 1523-р. Режим доступа : <http://static.government.ru/media/files/w4sigFOiDjGVDYT4IgsApssm6mZRb7wx.pdf>.

130. Юдин, В. Ф. Теплообмен поперечнооребренных труб / В. Ф. Юдин. – Ленинград : Машиностроение, 1982. – 189 с.

131. Якубовский, Е. Г. Квантовая механика, ОТО, уравнения Навье-Стокса и их связь, как нелинейных уравнений в частных производных : монография / Е. Г. Якубовский. – Тамбов : Издательство Юконф, – 2024. – 102 с.

132. Ярошевич, В. К. Улучшение технико-экономических и экологических показателей высокодорсированных дизелей регулированием температуры наддувочного воздуха / В. К. Ярошевич, Г. А. Вершина, Е. С. Тамкович // Двигателестроение, 2006. – № 4. – С. 25-28.

133. Assessment of the technical condition of intercoolers for turbocharged internal combustion engines (Оценка технического состояния промежуточных охладителей двигателей внутреннего сгорания с турбонаддувом) S. N. Sergienko, A. D. Mikhailov, A. P. Poslavsky, O. A. Kletsova В сборнике : Journal of Physics: Conference Series. May 2021. P. 012034.

ПРИЛОЖЕНИЕ
(Акты внедрения результатов исследования)



МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное
бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»
(ОГУ)

АКТ

№

г. Оренбург

УТВЕРЖДАЮ

Первый проректор

С. В. Нотова

20 г.



о внедрении результатов научно-исследовательских разработок в учебный процесс

Комиссия в составе: председатель – декан транспортного факультета Оренбургского государственного университета, доктор технических наук, доцент Рассоха В.И., кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры автомобильного транспорта Хасанов Р.Х., кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технической эксплуатации и ремонта автомобилей Фаскиев Р.С. – составили настоящий акт о том, что в учебном процессе кафедр автомобильного транспорта и кафедры технической эксплуатации и ремонта автомобилей используется методология определения теплового потока отводимого охладителем надувочного воздуха, разработанная соискателем Михайловым Александром Дмитриевичем и доцентом кафедры технической эксплуатации и ремонта автомобилей ОГУ Пославским Александром Павловичем.

Методика позволяет моделировать тепловой поток, отводимый охладителем надувочного воздуха автомобильных двигателей с учётом загрязнений, образующихся на внутренних и внешних поверхностях теплообменного устройства.

По результатам научной работы был модернизирован диагностический стенд для испытания теплообменных устройств, который можно использовать для испытания как для водо-воздушных, так и для воздухо-воздушных агрегатов.

Методический материал используется в учебном процессе подготовки бакалавров и специалистов по направлениям: 23.03.01 «Технология транспортных процессов»; 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»; 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства».

Материалы исследования включены в программы учебных дисциплин:
«Теплотехника», «Основы технологии производства и ремонт автомобилей»,
«Спецкурс ремонта автотранспортных средств», «Теоретические основы
разработки технологических процессов обслуживания и ремонта автомобилей».

Декан транспортного факультета ОГУ,
д.т.н., доцент

 В.И. Рассоха

Доцент кафедры автомобильного
транспорта, к.т.н., доцент

 Р.Х. Хасанов

Доцент кафедры
технической эксплуатации и
ремонта автомобилей, к.т.н., доцент

 Р.С. Фаскиев



ОФИЦИАЛЬНЫЙ ДИЛЕР ПАО «КАМАЗ»

ООО «ОРЕНТРАНС-КАМАЗ»

ул. Автремонтная, 5 г. Оренбург
Оренбургская обл., Россия, 460036
тел.: (3532) 90-00-80, (3532) 90-00-81
факс: (3532) 90-00-80, (3532) 90-00-81
О Г Р Н 1 1 2 5 6 5 8 0 3 7 8 3 4
И Н Н 5 6 1 2 0 8 0 2 2 7
orentrans-kamaz1@mail.ru
www.oren-kamaz.ru

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Методика определения теплотехнических характеристик охладителей наддувочного воздуха турбированных двигателей

Мы, нижеподписавшиеся, представители ООО «Орентранс-КАМАЗ», главный инженер Яковлев А.Н. и начальник производственно-технического отдела Сергеев Ю.А. составили настоящий акт о внедрении в производственный процесс методики определения теплотехнических характеристик охладителей наддувочного воздуха турбированных двигателей, разработанной преподавателем ГАПОУ «Орский машиностроительный колледж» А.Д. Михайлов и кандидатом технических наук, заведующим кафедрой технической эксплуатации и ремонта автомобилей ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет» Д.А. Дрючиным.

Методика используется при оценке технического состояния охладителей наддувочного воздуха обслуживаемых транспортных средств и корректировке перечня по поддержанию транспортных средств в исправном состоянии.

Методика включает алгоритм оценки технического состояния охладителей наддувочного воздуха, перечень оборудования и средств измерения, необходимых для его реализации и рекомендации по корректировке содержания типовой технологии выполнения регламентных работ в зависимости от технического состояния охладителя наддувочного воздуха.

Главный инженер

А.Н. Яковлев

Начальник производственно-
технического отдела

Ю.А. Сергеев

KAMAZ ЦЕНТР