

Склифус Ярослав Константинович

**СОКРАЩЕНИЕ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ СИСТЕМЫ
ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОВОЗА ИЗМЕНЕНИЕМ
ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ И СПОСОБА ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛА**

Специальность 05.22.07 – «Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Ростов-на-Дону – 2015

Работа выполнена на кафедре «Локомотивы и локомотивное хозяйство» государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Ростовский государственный университет путей сообщения» (РГУПС), а также на кафедре железнодорожного транспорта Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля (Украина, г. Луганск)

Научный руководитель: Могила Валентин Иванович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой железнодорожного транспорта Восточноукраинского национального университета им. В.Даля (Украина, г. Луганск)

Официальные оппоненты: Балабин Валентин Николаевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Электропоезда и локомотивы» ФГБОУ ВПО «Московский государственный университет путей сообщения» (МИИТ)

Озерский Анатолий Иванович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика» ФГБОУ ВПО «Донской государственный технический университет» (ФГБОУ ВПО ДГТУ)

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Омский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВПО ОмГУПС)

Защита диссертации состоится «16» декабря 2015 года в 14.00 на заседании диссертационного совета Д 218.010.01 в ФГБОУ ВПО «Ростовский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВПО РГУПС) по адресу: 344038, Ростов-на-Дону, пл. им. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2, конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке ФГБОУ ВПО РГУПС по адресу: 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2 и на сайте <http://www.rgups.ru>.

Автореферат разослан «___» октября 2015 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 218.010.01,
доктор технических наук, профессор

Соломин В.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В отечественном тепловозостроении особенно важным является комплекс мероприятий, направленных на повышение энергетической эффективности и экономичности тепловозов. На современных тепловозах потери мощности на собственные нужды составляют около 10...12% от номинальной мощности дизеля, из которых до 7% расходуется на функционирование системы охлаждения дизеля тепловоза. Эта мощность обеспечивает циркуляцию теплоносителей в системе охлаждения и работу вентиляторов холодильной камеры тепловоза. Одним из путей снижения энергопотребления системы охлаждения дизеля тепловоза и уменьшения габаритов ее элементов является повышение теплопередающей способности радиаторов, что может быть достигнуто изменением функциональной схемы и способа передачи тепла, а именно - путем использования фазовых переходов теплоносителя.

Степень разработанности темы работы. Теплообменные процессы в тепловозных радиаторах до сих пор остаются недостаточно изученными, а расчетные зависимости, зачастую, опираются на эмпирические данные из-за неполноты и упрощенности теоретических моделей.

Связь работы с научными программами. Содержание диссертации соответствует заданиям «Энергетической стратегии холдинга ОАО "РЖД" на период до 2015 года и на перспективу до 2030 года», «Экологической стратегии ОАО "РЖД" на период до 2017 года и на перспективу до 2030 года».

Цель и задачи исследования.

Цель – повышение экономичности тепловоза за счет сокращения энергопотребления системы охлаждения дизеля путем изменения функциональной схемы и способа передачи тепла, а именно: применением фазовых переходов теплоносителя - кипения и конденсации.

Для достижения поставленной цели следовало решить следующие **задачи**:

- выполнить анализ существующих конструкций систем охлаждения дизелей тепловозов и методов повышения их эффективности; определить их преимущества и недостатки;
- теоретически обосновать целесообразность использования фазовых переходов теплоносителей в системе охлаждения дизеля тепловоза;
- определить рациональный теплоноситель, имеющий необходимые физико-химические свойства и себестоимость;
- разработать функциональную схему системы охлаждения дизеля тепловоза повышенной эффективности и экономичности с использованием фазовых переходов теплоносителей;
- разработать математическую модель процесса конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок радиаторных секций тепловоза, для повышения точности расчетов теплообменников разработанной системы охлаждения дизеля тепловоза;
- провести экспериментальные исследования процесса конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок радиаторных секций тепловоза, для уточнения и проверки применимости разработанной математической модели;

- по результатам экспериментальных исследований получить зависимость коэффициента теплоотдачи при конденсации пара выбранного теплоносителя от основных факторов, влияющих на теплообмен;

- разработать критериальное уравнение теплоотдачи при конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок радиаторных секций тепловоза, с учетом геометрических параметров и температуры стенок трубок, гидродинамических параметров движения потока и физико-химических свойств теплоносителя;

- оценить экономический эффект от внедрения разработанной системы охлаждения дизеля тепловоза;

- разработать новые технические решения и сформулировать рекомендации относительно изменений функциональной схемы и реализации фазовых переходов теплоносителя в системе охлаждения дизеля тепловоза.

Объект исследования – процессы теплообмена при фазовых переходах теплоносителя в системе охлаждения дизеля тепловоза.

Предмет исследования – интенсивность теплоотдачи при конденсации пара внутри плоскоовальных трубок радиаторных секций тепловоза.

Методы исследования. Задачи решались на основе системного подхода, включающего: математическое моделирование процессов с помощью дифференциальных уравнений и численных методов их интегрирования; использование классических уравнений и основных положений теории теплообмена, теории подобия; применение методов планирования эксперимента, экспериментальные исследования; конструктивные и проверочные расчеты.

Научная новизна полученных результатов:

- получила дальнейшее развитие математическая модель процесса теплоотдачи при конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок, путем учета геометрических параметров их профиля а также распределения температур по элементарным слоям пара и конденсата, что повышает точность расчетов характеристик данного процесса;

- впервые для радиаторных секций тепловозов на основе экспериментальных данных получены уравнения регрессии, описывающие влияние длины и температуры стенок трубок, начальной скорости пара и динамической вязкости жидкой фазы теплоносителя на коэффициент теплоотдачи при конденсации пара воды и водных растворов, движущегося внутри плоскоовальных трубок; эти уравнения позволяют прогнозировать интенсивность теплоотдачи и обосновать выбор конструкции радиатора при данных условиях;

- впервые получено критериальное уравнение теплоотдачи при конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок радиаторных секций тепловозов, учитывающее геометрические параметры и температуру стенок трубок, гидродинамические параметры движения потока пара и конденсата, а также наиболее важные для теплоотдачи физико-химические свойства теплоносителя: плотность, вязкость, теплоемкость, теплопроводность, теплоту фазового перехода; это упрощает и ускоряет расчеты теплоотдачи при

конденсации широкого спектра химических веществ в таких трубках и позволяет определить рациональные характеристики теплоносителя.

Практическое значение полученных результатов:

- создан экспериментальный комплекс, позволяющий исследовать теплотехнические характеристики радиаторных секций тепловозов и других радиаторов в режиме конденсаторов пара;
- определен рациональный теплоноситель для использования фазовых переходов в системе охлаждения дизеля тепловоза;
- разработана схема системы охлаждения дизеля тепловоза с использованием кипения теплоносителя и его конденсации в радиаторных секциях (на базе тепловоза 2ТЭ116);
- разработано программное обеспечение для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок радиаторных секций тепловоза, которое реализует усовершенствованную математическую модель;
- предложены новые технические решения, по совершенствованию основных элементов системы охлаждения дизеля тепловоза: маслоохладителя, воздухоохладителя и радиаторных секций; на которые получен ряд патентов;
- полученные научные результаты используются в учебном процессе кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство» ФГБОУ ВПО РГУПС, а также в проектных, экспериментальных и конструкторских работах на ЧАО «НВЦ «ТРАНСМАШ» и ПАО «Лугансктепловоз».

Положения, выносимые на защиту:

- математическая модель процесса теплоотдачи при конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок, с учетом геометрических параметров их профиля а также распределения температур по элементарным слоям пара и конденсата;
- уравнения регрессии, описывающие влияние длины и температуры стенок трубок, начальной скорости пара и динамической вязкости жидкой фазы теплоносителя на коэффициент теплоотдачи при конденсации пара воды и водных растворов, движущегося внутри плоскоовальных трубок радиаторных секций тепловозов, адекватно отражающие процесс теплоотдачи;
- критериальное уравнение теплоотдачи при конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок радиаторных секций тепловозов, учитывающее геометрические параметры и температуру стенок трубок, гидродинамические параметры движения потока пара и конденсата и теплофизические свойства теплоносителя, позволяющее уточнить тепловые расчеты.

Достоверность полученных результатов обеспечена корректной постановкой задач исследований, использованием классических уравнений теории тепломассообмена в сочетании с методами системного анализа и общепризнанным математическим аппаратом. Результаты экспериментального исследования получены с помощью стандартных средств измерения (прошедших государственную поверку) и обработаны в соответствии с классическими соотношениями математической статистики и теории ошибок.

Личный вклад соискателя. Основные положения и результаты исследований получены автором самостоятельно. Статьи [1, 2, 3, 4, 8] подготовлены единолично. В работах с соавторами личный вклад соискателя заключается в следующем: статья [5, 14] – обработка, анализ и систематизация результатов экспериментальных исследований, представленных в диссертации; [6, 9, 12] – анализ известных данных из литературных источников; [7, 10, 16] – разработка функциональной схемы системы охлаждения дизеля тепловоза, использующей фазовые переходы теплоносителя; [11, 13, 15] – математическое моделирование процесса теплоотдачи при конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок радиаторных секций тепловозов; [17, 18, 19, 20, 21] – разработка принципиальных схем и способов функционирования системы охлаждения дизеля тепловоза с использованием фазовых переходов; [22] – разработка схемы стенда для экспериментальных исследований; [23] – разработка алгоритма, и написание на языке программирования текста компьютерной программы, реализующей указанную в диссертации математическую модель.

Апробация работы. Основные положения, результаты исследования, выводы и рекомендации докладывались, обсуждались и были одобрены на 9 международных конференциях в период с 2011 по 2014 гг. Материалы опубликованы в виде тезисов [24-32].

Публикации. Материалы данной диссертационной работы отражены в 5 патентах Украины на полезную модель, 1 патенте Украины на изобретение, 1 авторском праве на компьютерную программу и опубликованных 16 научных работах, из которых 3 в изданиях, рекомендованных ВАК России; 12 в иностранных изданиях.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников и приложений. Общий объем работы составляет 159 страниц машинописного текста, содержит 42 рисунка, 13 таблиц. Список литературы включает 105 наименований публикаций отечественных и зарубежных авторов.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цели и задачи исследования, изложены научная новизна и практическая значимость, представлена информация об апробации и публикации основных положений работы.

В **первой главе** проведены обзор и анализ существующих систем охлаждения дизелей тепловозов, рассмотрены условия работы этих систем, требования, предъявляемые к ним, преимущества и недостатки различных систем охлаждения, а также пути их совершенствования. Основными проблемами систем охлаждения дизелей тепловозов признаны значительные массогабаритные параметры, металлоемкость и энергопотребление, которые могут быть частично решены изменением функциональной схемы и способа передачи тепла, а именно: применением фазовых переходов теплоносителя - кипения и конденсации.

В первой главе также проведен обзор и анализ систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с фазовыми переходами теплоносителей, которые используются на различных видах транспорта.

Фазовые переходы теплоносителей являются наиболее энергоемкими процессами, что делает их весьма перспективными в системах охлаждения ДВС и в других теплообменных системах и аппаратах.

В «холодном» контуре системы охлаждения дизеля тепловоза фазовые переходы теплоносителя имеют ряд следующих преимуществ:

- 1) постоянная рациональная температура масла и наддувочного воздуха;
- 2) снижение расхода мощности на циркуляцию теплоносителя;
- 3) повышение коэффициента теплоотдачи и эффективности радиатора, - снижение расхода мощности на привод вентиляторов холодильной камеры;
- 4) дополнительный метод интенсификации теплообмена в радиаторе в случае критической температуры окружающего воздуха;
- 5) отсутствие накипи и засоров в секциях радиаторов.

Перед проектированием системы охлаждения дизеля тепловоза, использующей фазовые переходы теплоносителя, проведен анализ известных расчетных зависимостей, описывающих процессы кипения и конденсации.

Для теплового расчета рекуперативных теплообменников, наиболее распространенных в на подвижном составе, используется известная формула, выражающая коэффициент теплопередачи K , Вт/(м²·К). Эта формула учитывает: толщину стенки $\delta_{ст}$, м; теплопроводность стенки $\lambda_{ст}$, Вт/(м·К); площади поверхности теплоотдачи внутри и снаружи трубки F_1 и F_2 , м²; и коэффициенты теплоотдачи внутри и снаружи трубки α_1 и α_2 Вт/(м²·К). Именно нахождение α_1 и α_2 представляет основную сложность в тепловых расчетах. Причем особенности процесса теплоотдачи при конденсации изучены недостаточно глубоко, что обусловило наличие многих упрощений и допущений в соответствующих расчетных зависимостях, которые значительно снижают точность вычисления α_1 , особенно для трубок некруглого сечения.

После анализа известных уравнений, описывающих процесс теплоотдачи при фазовых переходах, сделаны выводы: расчет испарительных трубчатых теплообменников в проектной системе охлаждения дизеля тепловоза возможен с применением известных формул; в качестве конденсатора пара выгодно использование радиаторных секций тепловозов, но для определения их тепловой мощности необходимо создать новые расчетные зависимости, определяющие α_1 при конденсации пара в трубках плоскоовального пересечения.

В данной главе также рассмотрен ряд теплоносителей, которые могут быть использованы в проектной системе охлаждения с фазовыми переходами: вода и водные растворы, спирты, хладоны и фреоны. Выбран теплоноситель, наиболее близкий к выдвигаемым требованиям - азеотропной раствор воды (81,8%) и анилина $C_6H_5NH_2$ (18,2%) с температурами кипения 75°C и кристаллизации -5°C. Раствор имеет следующие свойства: плотности пара $\rho_{п} = 0,610(0,598)$ кг/м³ и конденсата $\rho_{к} = 984(960)$ кг/м³; удельные теплота парообразования $r = 1955(2257)$ кДж/кг и теплоемкость $c_{к} = 3,995(4,220)$ кДж/(кг·К); коэффициент теплопроводности конденсата $\lambda_{к} = 0,579(0,677)$ Вт/(м·К); динамические вязкости пара $\mu_{п} = 1,23 \cdot 10^{-5}(1,2 \cdot 10^{-5})$ Па·с и конденсата

$\mu_k = 9,86 \cdot 10^{-4} (2,99 \cdot 10^{-4}) \text{ Па} \cdot \text{с}$. Значения, приведенные в скобках, соответствуют воде.

Себестоимость раствора сравнительно невысока: около 33 руб./л (на 14.08.2015 г. цена антифризов составляет от 60 до 300 руб./л). Более точное управление температурой кипения раствора осуществляется изменением давления путем регулирования производительности центробежных насосов в проектной системе охлаждения дизеля тепловоза. Температура кристаллизации минус 5°C также предоставляет выбранному раствору ряд преимуществ, по сравнению с водой, в холодный период года.

Вторая глава посвящена теоретическим исследованиям системы охлаждения дизеля тепловоза с фазовыми переходами теплоносителя: изменению функциональной схемы и способа передачи тепла, моделированию процессов тепломассообмена в радиаторной секциях.

Разработана новая система охлаждения дизеля тепловоза, использующая процессы кипения и конденсации теплоносителя (патенты Украины №№ 54682, 64764, 66915, 66918, 78663, 96712,), схема которой представлена на рисунке 1.

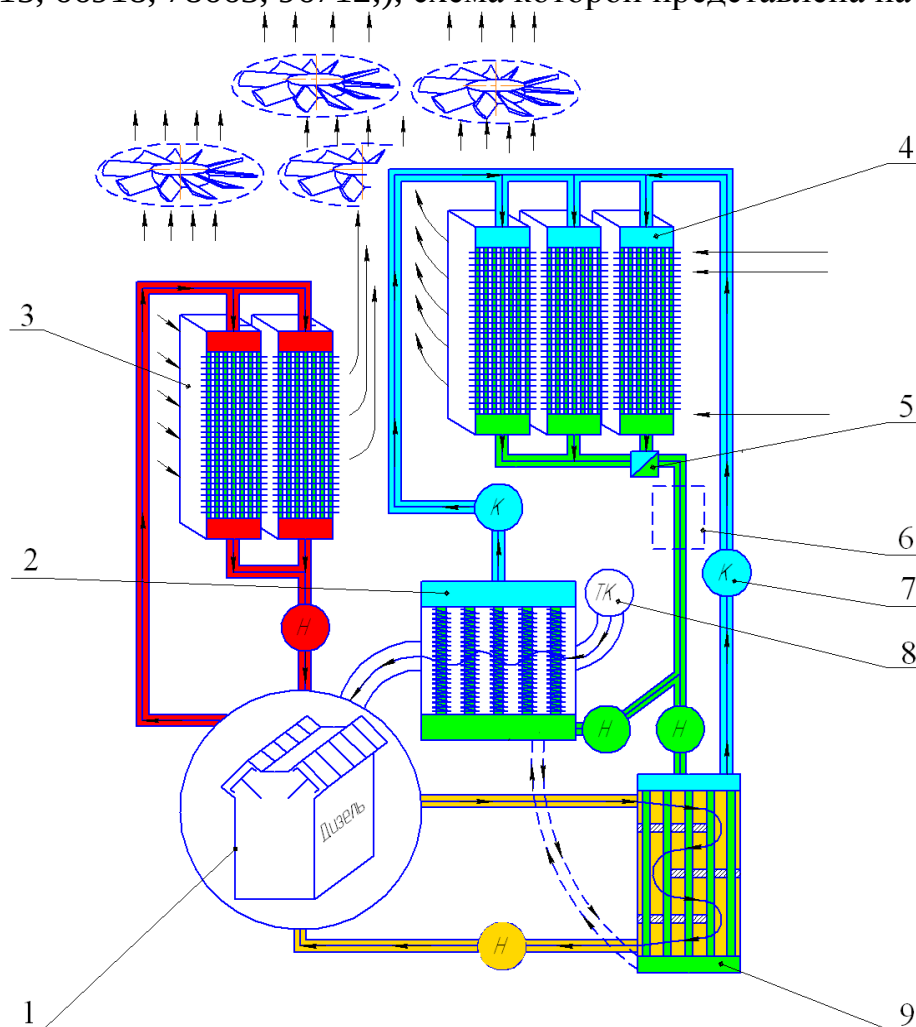


Рисунок 1 – Схема разработанной системы охлаждения дизеля тепловоза
1 – дизель; 2 – воздухоохладитель; 3 – радиатор «горячего» контура; 4 – конденсатор «холодного» контура; 5 – конденсатоотводчик; 6 – расширительный бак; 7 – центробежный насос; 8 – турбокомпрессор; 9 – маслоохладитель.

Особенности разработанной системы: «горячий» контур 1, 3 остался без изменений; «холодный» контур полностью отделен от «горячего» и имеет другой теплоноситель, который в жидком виде подается в параллельно подключены маслоохладитель 9 и воздухоохладитель 2, где кипит, отбирая теплоту на парообразование. Полученный пар, вытесняя жидкость при запуске дизеля 1, отводится в радиатор-конденсатор 4 с помощью центробежных насосов 7, которые обеспечивают преодоление гидравлического сопротивления каналов и предотвращают возрастание давления в испарителях. Конденсатор 4 набран из стандартных радиаторных секций и обдувается с помощью вентиляторов. Из конденсатора 4 отводится только жидкая фаза через конденсатоотводчик 5, далее она поступает в расширительный бак 6 и снова в теплообменники 2 и 9, замыкая герметичный контур. В холодный период предусмотрена циркуляция теплоносителя между охладителями масла 9 и воздуха 2.

На случай работы дизеля на холостом ходу в зимнее время и при остановке дизеля 1 предусмотрено переключение разработанной системы охлаждения в стандартный режим, при котором теплоноситель движется (как и в базовой системе) последовательно из радиатора 4 в воздухоохладитель 2, затем в маслоохладитель 9 и обратно в радиатор 4 в обход центробежных насосов 7. Это позволяет избежать переохлаждения теплоносителя в воздухоохладителе 2 на холостом ходу в зимний период и предотвратить повреждение радиатора 4 снижением давления при конденсации пара теплоносителя при остановке дизеля 1 (т.е. радиатор 4 заполняется жидкостью, когда пар в нем весь сконденсируется).

Во второй главе также представлены математическое моделирование процесса теплоотдачи при конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок радиаторной секции тепловоза, поперечное сечение которых представлено на рисунке 2

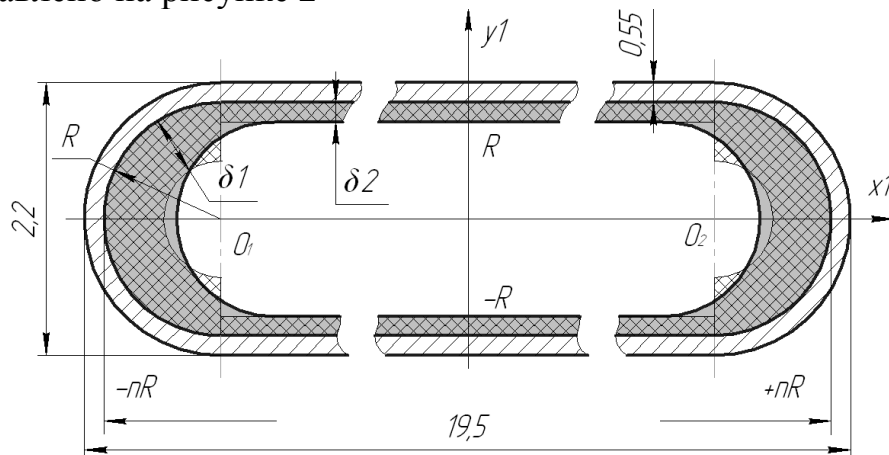


Рисунок 2 – Поперечное сечение плоскоовальной трубки радиатора тепловоза при конденсации пара

O_1, O_2 – центры полуокругов; R – радиусы полуокругов; n – отношение $2R$ к ширине трубки;  – действительное распределение конденсата;  – условное распределение конденсата.

Математическая модель рассматриваемого процесса включает две подмодели:

- передача и распределение тепла по элементарным слоям пара и конденсата;

- образование и течение пленки конденсата на стенке трубки.

Передача тепла в потоке жидкой фазы теплоносителя при ламинарном режиме определялась уравнением Фурье. Применяв к этому уравнению преобразование Ханкеля и Лапласа, получено выражение, определяющее распределение температуры T по координате y_1 по времени τ на каждом элементарном участке трубки. Для дальнейшего использования полученного уравнения была проведена замена координат в соответствии со схемой конденсации пара на стенке трубки (рисунок 3), получено

$$T_{(y,\tau)} = \frac{qr_0}{\lambda} \int_0^\infty \frac{J_0((y-R) \cdot \bar{r}/r_0) J_1(y-R)}{y-R} \cdot \exp\left(-\frac{(y-R)^2 (1-\bar{r}/r_0)^2 \cdot \tau}{4 \cdot \Psi^2}\right) dy, \quad (1)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²; r_0 – половина линейного размера элементарного точечного участка, м; $\bar{r}$ – радиальная координата, м; $\Psi = \lambda/(c \cdot \rho)$ – коэффициент температуропроводности, м²/с; λ – теплопроводность, Вт/(м·К); c – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; y – расстояние от стенки к центру трубки, м; R – радиус круглой части трубки, м; плотность теплового потока $q = -\lambda \cdot \frac{dT}{d(y-R)}$, Вт/м²; τ – время, с; J_0 и J_1 – формулы Бесселя нулевого и первого порядка для действительного аргумента

$$J_0((y-R) \bar{r}/r_0) = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \cos((y-R) \bar{r}/r_0) \sin((y-R) \bar{r}/r_0) d((y-R) \bar{r}/r_0) dy;$$

$$J_1(y-R) = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \cos((y-R) - (y-R) \sin(y-R)) d(y-R) dy.$$

Передача тепла при турбулентном режиме движения пара определялась уравнением Фурье-Кирхгофа. В результате получено выражение, определяющее распределение температуры по координате y_1 по времени τ на каждом элементарном участке трубы, которое, приняло вид

$$T_{(y,\tau)} = \frac{1}{\Psi} \int_0^\infty \frac{J_0((y-R) \cdot \bar{r}/r_0)}{\Psi \cdot \tau} \cdot \exp\left(-\frac{(y-R)^2 (1-\bar{r}/r_0)^2 \cdot \tau}{4 \cdot \Psi^2}\right) dy, \quad (2)$$

$$\text{где } J_0((y-R) \cdot \bar{r}/r_0) = \int_0^\pi \cos((y-R) \cdot \bar{r}/r_0) \cdot \sin((y-R) \cdot \bar{r}/r_0) d((y-R) \cdot \bar{r}/r_0) dy.$$

Для моделирования образования и течения пленки конденсата поперечное сечение трубки (рисунок 2) было разбито на два участка:

(а) – два полукруга: $x_1 \in (-nR; -(n-1)R) \cup ((n-1)R; nR)$;

(б) – прямоугольник: $x_1 \in (-(n-1)R; +(n-1)R)$.

Для каждого участка рассмотрен баланс массовых расходов [кг/с], что является модифицированным уравнением неразрывности, согласно рисунку 3.

$$mk_1 + mk_3 = mk_2 \quad (3)$$

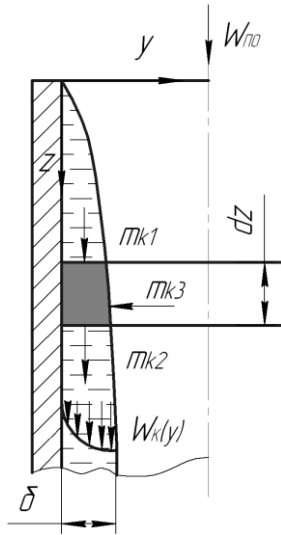


Рисунок 3 – Образования и течения пленки конденсата на стенках трубки
 dz – исследуемое элементарное сечение;
 mk_1 – массовый расход конденсата, приходящего из предыдущего сечения;
 mk_2 – массовый расход конденсата на выходе из исследуемого сечения; mk_3 – массовый расход теплоносителя, конденсирующегося на свободной поверхности; $w_k(y)$ – скорость конденсата, изменяющаяся по слоям потока.

Для круглого (а) и плоского (б) участков трубки получено две системы уравнений

$$\begin{cases} \frac{\lambda_k \cdot \Delta t}{r \rho_k} \cdot \frac{R - \delta_a}{\delta_a} = \frac{d}{dz} \cdot \int_0^{\delta_a(z)} (R - y) w_{ka}(y) dy \\ w_{\pi a} = \frac{R^2 w_{\pi 0}}{(R - \delta_a)^2} - \frac{2 \rho_k}{(R - \delta_a)^2 \rho_{\pi}} \cdot \int_0^{\delta_a(z)} (R - y) w_{ka}(y) dy \end{cases}; \quad (4)$$

$$\begin{cases} \frac{\lambda_k \cdot \Delta t}{r \rho_k \delta_b} = \frac{d}{dz} \cdot \int_0^{\delta_b(z)} (R - y) w_{kb}(y) dy \\ w_{\pi b} = \frac{w_{\pi 0} R}{(R - \delta_b)} - \frac{\rho_k}{\rho_{\pi} (R - \delta_b)} \int_0^{\delta_b(z)} (R - y) w_{kb}(y) dy \end{cases}, \quad (5)$$

где $w_k(y)$ – скорость конденсата, изменяющаяся по слоям потока, м/с; r – удельная теплота фазового перехода, Дж/кг; δ – толщина пленки конденсата, м; Δt – полный перепад температур в пленке конденсата, разность температур фазового перехода и стенки $t_{ст}$, К; w_{π} – скорость течения пара, м/с; индексы: $a, б$ – для кругло и плоского участка трубки; π, k – для пара и конденсата; 0 – на входе в трубку.

Полученная система уравнений решена численным методом. Распределение скорости $w_k(y)$ было представлено в виде кубической параболы, коэффициенты которой определились соответствующими граничными условиями.

Для участков (а) и (б) уравнения приобрели вид

$$w_{ka}(y) = \frac{\kappa_{ст}}{\mu_k} y + \frac{1}{2\mu_k} \left(\frac{dp}{dz} - g\rho_k \right) y^2 + \frac{\kappa_{\delta} - \kappa_{ст} - \delta_a \left(\frac{dp}{dz} - g\rho_k \right)}{3\delta_a^2 \cdot \mu_k} y^3, \quad (6)$$

$$w_{kb}(y) = \frac{\kappa_{ст}}{\mu_k} y + \frac{1}{2\mu_k} \left(\frac{dp}{dz} - g\rho_k \right) y^2 + \frac{\kappa_{\delta} - \kappa_{ст} - \delta_b \left(\frac{dp}{dz} - g\rho_k \right)}{3\delta_b^2 \cdot \mu_k} y^3. \quad (7)$$

где $\kappa_{ст}$ – напряжение трения на границе конденсата и стенки, Па; κ_{δ} – напряжение на поверхности пленки вследствие трения пара, Па; dp/dz – падение давления в

направлении течения пара; g – ускорение свободного падения, м/с²; μ_k – коэффициент динамической вязкости конденсата, Па·с.

Объединение результатов двух подмоделей позволило определить локальный коэффициент теплоотдачи α_{1_i} по переданном количестве теплоты

$$\begin{aligned}\alpha_{1_i} &= \frac{(r \cdot mk_3 + \Delta t \cdot c_k mk_2)_a + (r \cdot mk_3 + \Delta t \cdot c_k mk_2)_\delta}{F_{эл} \Delta t} = \\ &= \frac{1}{F_{эл} \Delta t} \cdot ([r \cdot \{2\pi \frac{\lambda_k \Delta t}{r \cdot \delta_a} (R - \delta_a) dz\} + c_k \{2\pi \rho_k \int_0^{\delta_a(z)} (R - y) \cdot w_{k_a}(y) \Delta t_j dy + \\ &+ \frac{d(2\pi \rho_k \int_0^{\delta_a(z)} (R - y) \cdot w_{k_a}(y) \cdot \Delta t_j dy)}{dz} dz\}] + [r \cdot \{ \frac{\lambda_k \Delta t}{r \cdot \delta_\delta} (4(n-1)R) dz\} + \\ &+ c_k \cdot \{ \rho_k \cdot 4(n-1)R \cdot \int_0^{\delta_\delta(z)} (R - y) \cdot w_{k_\delta}(y) \cdot \Delta t_j dy + \\ &+ \frac{d(\rho_k \cdot 4(n-1)R \cdot \int_0^{\delta_\delta(z)} (R - y) \cdot w_{k_\delta}(y) \cdot \Delta t_j dy)}{dz} dz\}]),\end{aligned}\quad (8)$$

где $F_{эл}$ – площадь поверхности элементарного кольцевого участка трубы, м²; $(r \cdot mk_3 + \Delta t \cdot c_k mk_2)_a$ и $(r \cdot mk_3 + \Delta t \cdot c_k mk_2)_\delta$ – теплоотдача на круглом и плоском участках сечения соответственно; толщина пленки конденсата δ_a и δ_δ вычислялись с помощью систем уравнений (4, 5); Δt_j – локальный перепад температур по слоям теплоносителя в поперечном сечении трубы, исчислялся по формулам (1) и (2), а $w_{k_a}(y)$ и $w_{k_\delta}(y)$ – с помощью выражений (6) и (7).

Средний по длине трубы z коэффициент теплоотдачи $\alpha_{1_{ср}}$ был определен как средняя арифметическая величина.

Все вычисления проводились с использованием специально разработанного и запатентованного программного обеспечения.

В третьей главе представлены методика, оборудование и результаты экспериментальных исследований для определения коэффициента теплоотдачи при конденсации пара, движущегося в плоскоовальных трубках радиаторной секции тепловоза.

Эксперименты проводились на серийной радиаторной секции ВС-0,5.

Для повышения точности результатов исследований на универсальном теплотехническом стенде также проведены испытания выбранного образца радиаторной секции при стандартных для подвижного состава условиях. Целью являлось получение начальных теплотехнических характеристик радиаторной секции для дальнейшего их сравнения с полученными характеристиками при фазовых переходах теплоносителя, а также проверка расчетных формул, определяющих теплоотдачу от рабочей поверхности секции к воздуху.

Методика проведения испытаний являлась стандартной, которая применяется для определения теплотехнических параметров водовоздушных

секций на подвижном составе. Отклонение экспериментальных значений коэффициента теплопередачи от расчетных находилось в пределах 3...9%, что позволило принять коэффициент термического сопротивления загрязнений и проверить расчетные формулы, определяющие теплоотдачу к воздуху α_2 , для их дальнейшего использования при обработке данных последующих экспериментов.

Испытания показали, что возможности тепловозной радиаторной секции при ее работе в стандартном режиме используются не полностью. Так как площадь внешней поверхности теплообмена превышает площадь внутренней почти в 10 раз, радиатор может передавать больше теплоты к воздуху, если повысить коэффициент теплоотдачи от теплоносителя внутри трубок.

После проверочных испытаний были проведены экспериментальные исследования процесса теплоотдачи при конденсации пара, движущегося внутри трубок радиаторной секции тепловоза на модифицированном стенде (патент Украины №81952), представленном на рисунке 4

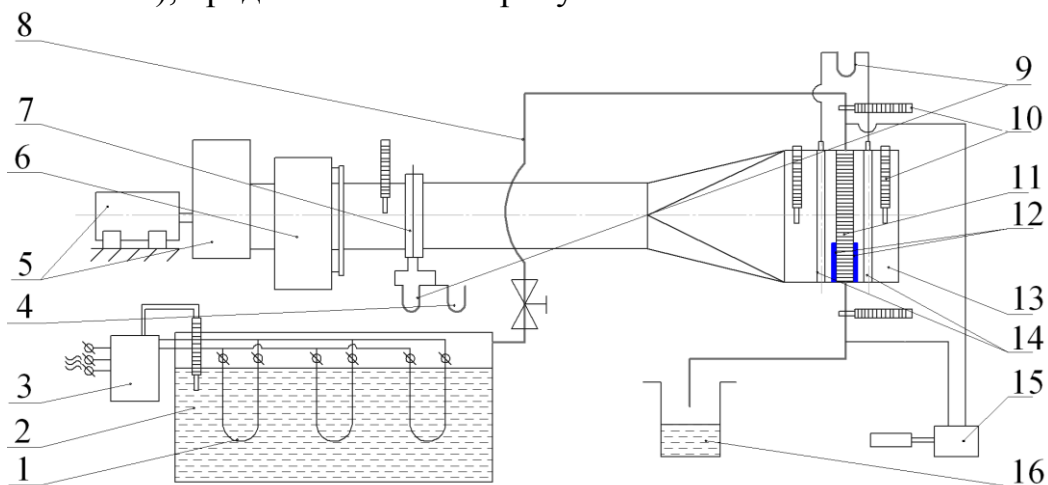


Рисунок 4 – Схема стенда для теплотехнических испытаний конденсатора пара
1 – ТЭН-ы; 2 – нагревательный бак; 3 – пульт управления (вольтметр, амперметр, ваттметр, реостаты); 4 – U-образный манометр; 5 – центробежный вентилятор с электродвигателем; 6 – мерный бак; 7 – расходомерами диафрагма; 8 – трубопровод паровой; 9 – спиртовой манометр; 10 – термометры; 11 – радиатор; 12 – теплоизолирующие щитки; 13 – воздухопровод; 14 – трубки полного давления; 15 – комбинированный прибор; 16 – емкость для конденсата.

В экспериментальных исследованиях варьировались следующие факторы: рабочая длина трубок z , массовая скорость воздуха $u_{вз}$, линейная скорость пара $w_{п0}$ на входе в трубки радиаторной секции. Коэффициент теплопередачи определялся экспериментально, затем с помощью классических формул был проведен расчет коэффициента теплоотдачи от пара к стенкам трубок. Выведено уравнение регрессии, определяющее коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{1cp} = -5770 - 7552 \cdot z + 17620 \cdot u_{вз} + 279,8 \cdot w_{п0} + 7832 \cdot z^2 - 7345 \cdot u_{вз}^2 + 115,4 \cdot w_{п0}^2 - 1217 \cdot z \cdot u_{вз} - 69,1 \cdot z \cdot w_{п0} - 206,6 \cdot u_{вз} \cdot w_{п0}. \quad (9)$$

На основании равенства тепловых потоков было вычислено Δt – разница температур конденсации t_k и стенки $t_{ст}$, и получено уравнение регрессии, представляющее собой обработанные экспериментальные данные

$$\alpha_{1cp} = 6073 - 9851 \cdot z - 22360 \cdot \Delta t + 1048 \cdot w_{n0} + 5774 \cdot z^2 + 12140 \cdot \Delta t^2 - 13,171 \cdot w_{n0}^2 + 1943 \cdot z \cdot \Delta t - 27,22 \cdot z \cdot w_{n0} - 152,06 \cdot \Delta t \cdot w_{n0}. \quad (10)$$

Уравнение (10) позволило сравнить результаты математической модели с экспериментальными данными. Было обнаружено занижение теоретических результатов в среднем на 12% относительно результатов эксперимента во всем исследуемом диапазоне. Это позволило уточнить разработанную математическую модель тепломассообмена при конденсации пара внутри плоскоовальных трубок.

Поскольку почти все физико-химические параметры предложенного раствора анилина отличаются от параметров воды в пределах $\pm 5\%$, а из них существенное влияние на процесс теплоотдачи при конденсации предоставляет только динамическая вязкость конденсата (μ_k , Па·с), для учета этого влияния проведен четырехфакторный численный эксперимент и выведено уравнение регрессии

$$\alpha_{1cp} = 5437 - 5,6 \cdot 10^3 \cdot z - 23 \cdot 10^3 \cdot \Delta t + 956,46 \cdot w_{n0} - 1,53 \cdot 10^6 \cdot \mu_k + 3369 \cdot z^2 + 14570 \cdot \Delta t^2 - 5,278 \cdot w_{n0}^2 - 3,135 \cdot 10^9 \mu_k^2 - 3834 \cdot z \cdot \Delta t - 65,288 \cdot z \cdot w_{n0} + 1,9 \cdot 10^6 \cdot z \cdot \mu_k - 367,438 \cdot \Delta t \cdot w_{n0} + 1,938 \cdot 10^7 \cdot \Delta t \cdot \mu_k - 1,842 \cdot 10^5 \cdot w_{n0} \cdot \mu_k. \quad (11)$$

Достоверность полученного уравнения проверена физическим экспериментом с водным раствором анилина по выше указанной методике.

Для инженерных расчетов и разработки новых компьютерных программ, справедливых для широкого спектра веществ, гораздо удобнее использовать единое уравнение вместо блока программного кода. Для этого из математической модели выведено критериальное уравнение, определяющее коэффициент теплоотдачи α_{1cp} через критерий Нуссельта $Nu_{1cp} = \alpha_{1cp} \cdot d_э / \lambda_k$

$$Nu_{1cp} = 0,0071 \cdot Re_{n0}^{0,883} \cdot \left(\frac{r}{c_k \cdot \Delta t} \right)^{0,282} \cdot \left(Pr_k \cdot \frac{\rho_n}{\rho_k} \cdot \left(\frac{\mu_n}{\mu_k} / \frac{\rho_n}{\rho_k} \right)^2 \right)^{0,333} \cdot \left(\frac{d_э}{z} \right)^{0,141}, \quad (12)$$

где $Re = (u \cdot d_э) / \mu$ – критерий Рейнольдса; $Pr = (\mu \cdot c) / \lambda$ – критерий Прандтля.

Проведено сравнение результатов критериального уравнения (12) и формул для расчета теплоотдачи в круглой трубке эквивалентного диаметра. Это позволило для исследуемого процесса проверить влияние факторов, не учтенных в физических экспериментах. Графики сравнения результатов представлены на рисунках 5-15, где физико-химические параметры соответствуют воде, а неуказанные данные таковы: $\Delta t = 0,2^\circ\text{C}$; $w_{n0} = 15$ м/с; $d_э = 2,1 \cdot 10^{-3}$ м; $r = 2257000$ Дж/кг; $\lambda_k = 0,677$ Вт/(м·К); $\rho_n = 0,598$ кг/м³; $\rho_k = 960$ кг/м³; $\mu_n = 1,2 \cdot 10^{-5}$ Па·с; $\mu_k = 2,99 \cdot 10^{-4}$ Па·с; $c_k = 4220$ Дж/(кг·К).

Согласно рисункам 5, 6 и 7, величина Nu_{1cp} (и, соответственно, α_{1cp}) при конденсации пара в плоскоовальной трубке может значительно превышать Nu_{1cp} для конденсации пара в круглой трубке эквивалентного диаметра. Негативное влияние длины трубки z на Nu_{1cp} для плоскоовальных трубок слабее, чем для круглых, и при $z = 1$ м разность значений Nu_{1cp} может достигать 50%.

На рисунке 5 наглядно прослеживается небольшое отклонение полученных теоретических и экспериментальных данных и полное совпадение характера кривых, что подтверждает применимость математической модели и эмпирических зависимостей в диапазоне $z = 0,1 \dots 1,25$ м (длина трубок радиаторных секций тепловозов обычно $\leq 1,206$ м).

Из рисунка 6 следует, что для трубок круглого и плоскоовального сечений соответствующие влияния скорости $w_{п0}$ и Δt на Nu_{1cp} ($\sim \alpha_{1cp}$) практически совпадают. Отличие влияния не превышает 10% для $\Delta t = 0,05 \dots 5^\circ\text{C}$ и $w_{п0} = 4 \dots 27$ м/с, которые и приняты в качестве рабочих диапазонов.

Для проверки влияния (рисунки 8-15) на теплоотдачу физико-химических параметров теплоносителя, неучтенных в физических экспериментах, производились расчеты при $z = 0,2$ м, поскольку при этой длине трубки, согласно рисунку 5, значения Nu_{1cp} для круглой и плоскоовальной трубки очень близки.

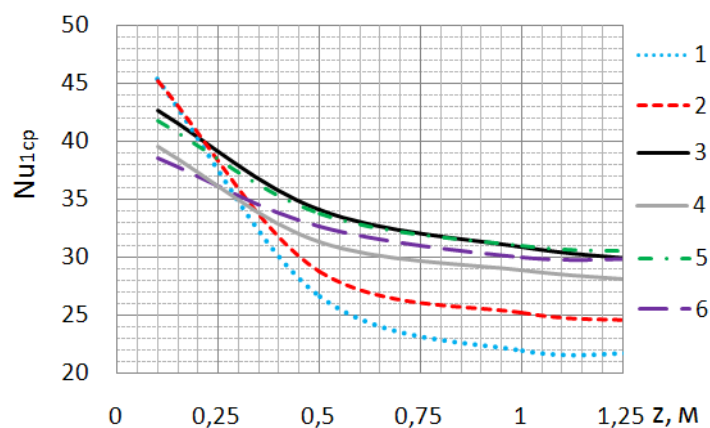


Рисунок 5 – Зависимость Nu_{1cp} от длины трубки z

1, 2 – Nu_{1cp} для круглой трубки эквивалентного диаметра по уравнениям Х. Уонга и Х. Хартмана; Nu_{1cp} для плоскоовальной трубки: 3 – по критериальному уравнению (12); 4 – по математической модели; 5 – обработанные результаты физических экспериментов, уравнение (10); 6 – по уравнению регрессии (11).

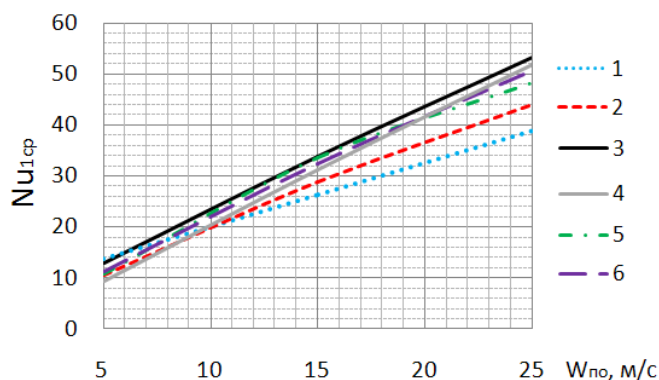


Рисунок 6 – Зависимость Nu_{1cp} от начальной скорости пара на входе в трубку $w_{п0}$ при $z = 0,51$ м

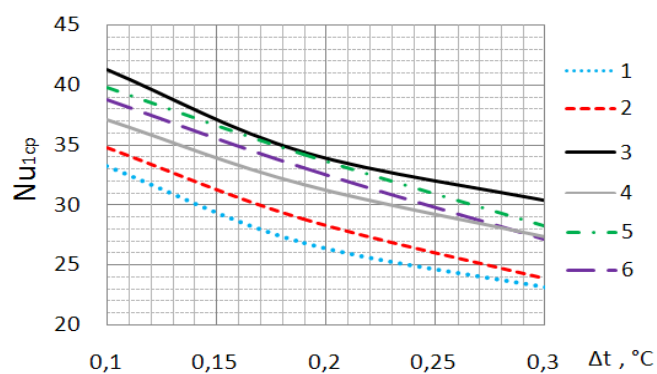


Рисунок 7 – Зависимость Nu_{1cp} от разницы температуры конденсации пара и температуры внутренней стенки трубки при $z = 0,51$ м

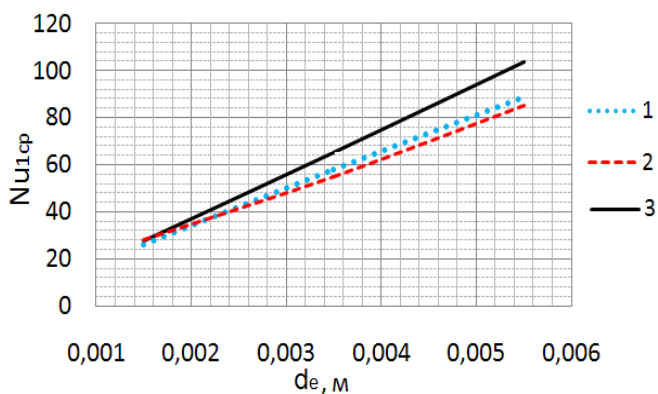


Рисунок 8 – Зависимость Nu_{1cp} от эквивалентного диаметра d_e трубки при $z = 0,2$ м

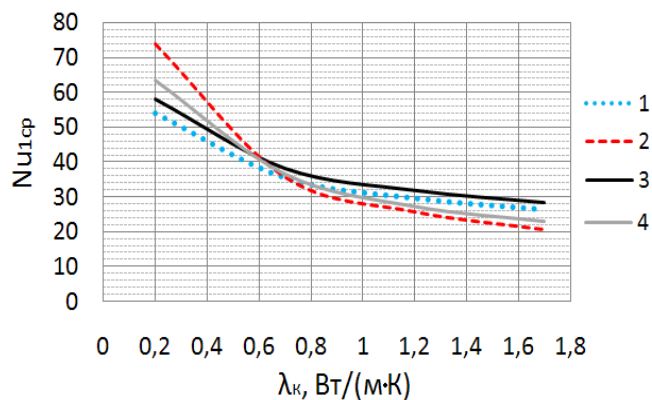


Рисунок 9 – Зависимость Nu_{1cp} от коэффициента теплопроводности конденсата λ_k при $z = 0,2$ м

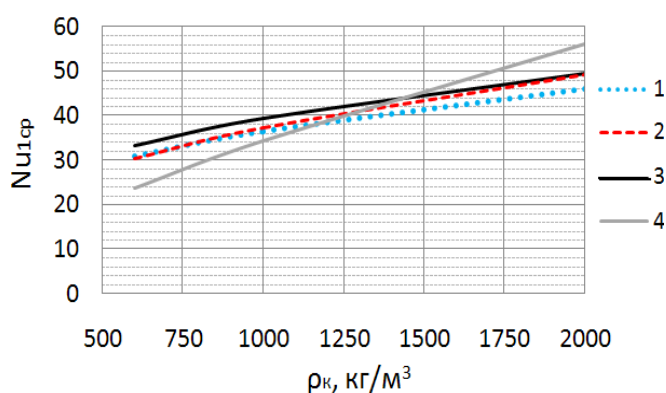


Рисунок 10 – Зависимость Nu_{1cp} от плотности конденсата ρ_k при $z = 0,2$ м

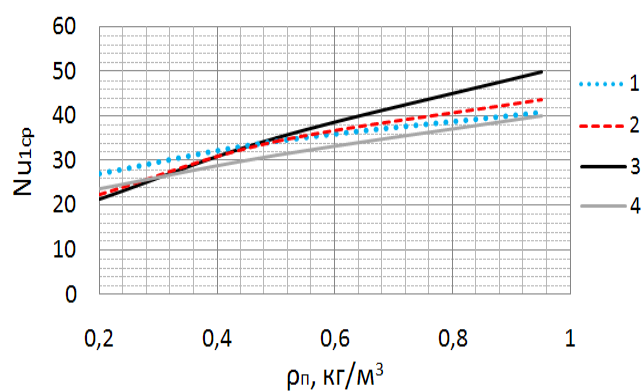


Рисунок 11 – Зависимость Nu_{1cp} от плотности пара ρ_n при $z = 0,2$ м

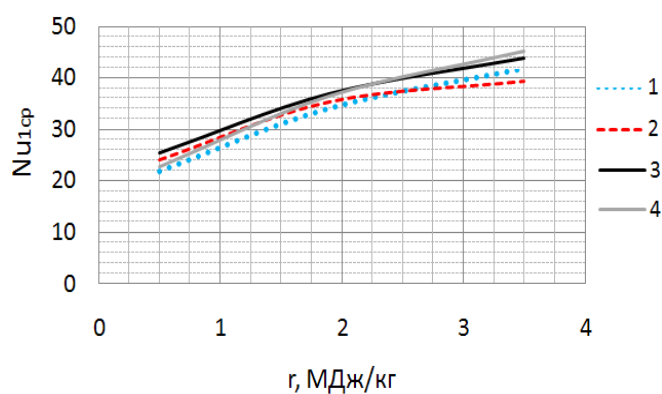


Рисунок 12 – Зависимость Nu_{1cp} от удельной теплоты фазового перехода r при $z = 0,2$ м

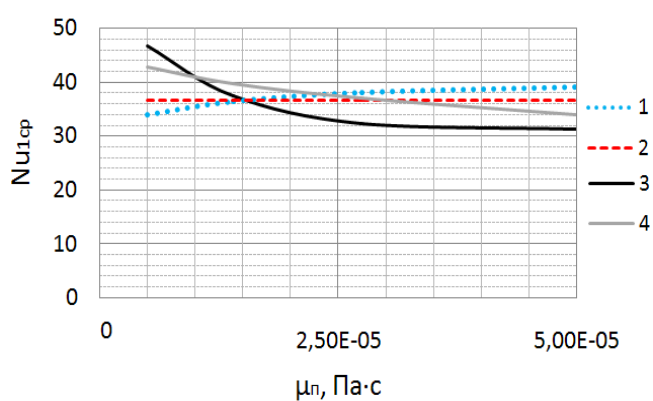


Рисунок 13 – Зависимость Nu_{1cp} от коэффициента динамической вязкости пара μ_n при $z = 0,2$ м

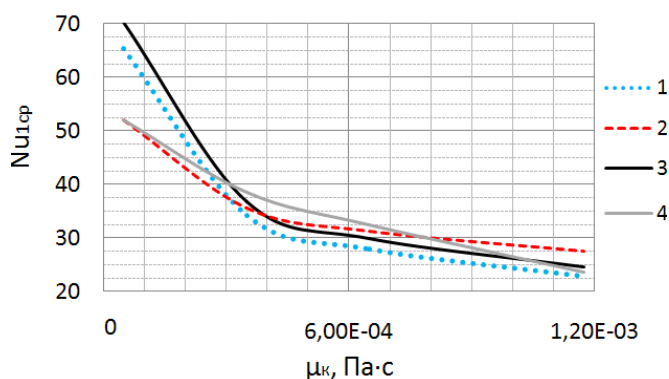


Рисунок 14 – Зависимость Nu_{1cp} от коэффициента динамической вязкости конденсата μ_k при $z = 0,2$ м

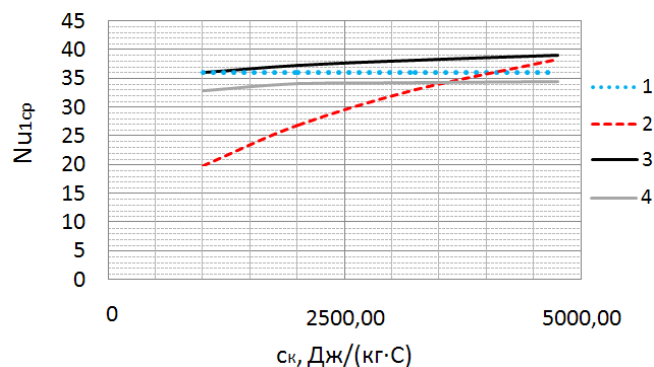


Рисунок 15 – Зависимость Nu_{1cp} от удельной теплоемкости конденсата c_k при $z = 0,2$ м

По результатам проведенного сравнения определено, что влияние d_j и каждого физико-химического параметра на Nu_{1cp} для трубок плоскоовального сечения совпадают с действиями соответствующих факторов для круглого сечения трубки с отклонением $\leq 10\%$ в таких диапазонах: эквивалентный диаметр трубки $d_j = 1...5$ мм; удельная теплота фазового перехода $r = 500...4000$ кДж/кг; удельная теплоемкость конденсата $c_k = 2,5...5$ кДж/(кг·К); коэффициент теплопроводности $\lambda_k = 0,2...3$ Вт/(м·К); динамические вязкости пара $\mu_{п} = (1...6) \cdot 10^{-5}$ Па·с и конденсата $\mu_k = (2...12) \cdot 10^{-4}$ Па·с; плотности пара $\rho_{п} = 0,1...2$ кг/м³ и конденсата $\rho_k = 500...3000$ кг/м³. Эти значения приняты в качестве рабочих диапазонов для разработанных математической модели, критериального уравнения и уравнений регрессии.

В данном диапазоне факторов среднеквадратичные отклонения от результатов экспериментальных исследований не превышают следующих значений: для уравнения регрессии (10) – 5%; для уравнения регрессии (11) – 9%; для математической модели – 23%; для критериального уравнения (12) – 24%.

Четвертая глава посвящена технико-экономической оценке использования разработанной системы охлаждения дизеля тепловоза с фазовыми переходами теплоносителя. Предоставлена методика и результаты расчета основных элементов проектной системы, разработаны варианты компоновки проектной системы охлаждения дизеля на базе тепловоза 2ТЭ116. Предоставлен ряд технических решений и рекомендаций для маслоохладителя, воздухоохладителя, радиаторных секций и вентиляторов холодильной камеры.

Тепловые и гидравлические расчеты показали, что разработанная система охлаждения дизеля тепловоза позволяет использовать стандартную конструкцию большинства узлов, сохранить без изменений площади поверхностей теплообмена маслоохладителя и воздухоохладителя, уменьшить число радиаторных секций в «холодном» контуре системы на две единицы, соответственно, сократить длину холодильной камеры.

Проведено сравнение экономических показателей проектной и базовой систем охлаждения дизеля тепловоза 2ТЭ116. Расчет проводился в диапазоне

$\pm 40^{\circ}\text{C}$ с шагом в 5 градусов. Согласно результатам расчетов, применение раствора анилина позволяет поддерживать температуры в рациональных пределах: для масла $81...90^{\circ}\text{C}$, для наддувочного воздуха $56...75^{\circ}\text{C}$. Среднегодовой расход мощности на собственные нужды «холодного» контура проектной системы охлаждения дизеля тепловоза 2ТЭ116 меньше, чем у стандартной системы, примерно на 30%, что для двух секций тепловоза соответствует экономии 26 кВт энергии, то есть около 6 литров дизельного топлива в час.

Экономический эффект от внедрения разработанной системы охлаждения дизеля тепловоза, использующей фазовые переходы теплоносителя, с учетом основных факторов, будет составлять около 730 000 руб/год (в ценах от 14.08.2015 г.) на двухсекционный тепловоз на базе 2ТЭ116, что окупает повышение себестоимости тепловоза и капиталовложения на модернизацию практически за один год.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации решена научно-техническая задача снижения энергопотребления системы охлаждения дизеля тепловоза путем изменения функциональной схемы и способа передачи тепла, а именно: применением фазовых переходов теплоносителя - кипения и конденсации.

При выполнении диссертационной работы получены следующие **результаты** и сформулированы **выводы**:

1. Проведен анализ, определены преимущества и недостатки существующих конструкций систем охлаждения дизелей тепловозов и методов их совершенствования. Выявлены высокое энергопотребление этих систем и низкая эффективность методов их совершенствования, которые могут быть проведены без принципиальных конструктивных и функциональных изменений.

2. Теоретически обоснована возможность и эффективность использования фазовых переходов теплоносителя в системе охлаждения дизеля тепловоза, что позволит значительно сократить энергопотребление системы и повысить ее эффективность.

3. Разработана функциональная схема системы охлаждения дизеля тепловоза повышенной эффективности и экономичности с использованием фазовых переходов теплоносителя, которая предоставляет ряд преимуществ, указанных во втором разделе работы.

4. Определен рациональный теплоноситель, имеющий необходимые физико-химические свойства и приемлемую себестоимость: азеотропной раствор воды (81,8%) и анилина $\text{C}_6\text{H}_5\text{NH}_2$ (18,2%). Свойства данного раствора позволяют эффективно использовать фазовые переходы в проектной системе охлаждения дизеля тепловоза.

5. Получила дальнейшее развитие математическая модель процесса конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок радиаторных секций тепловоза. Модель учитывает геометрические параметры и температуру стенок трубок, гидродинамические параметры движения потока пара и конденсата, физико-химические свойства теплоносителя, а также распределение температур по элементарным слоям пара и конденсата. Также математическая модель реализована в виде программного обеспечения (авторское право Украины

на компьютерную программу № 52824). Среднеквадратичное отклонение результатов модели от экспериментальных данных менее 23%.

6. Проведенные экспериментальные исследования процесса конденсации пара внутри плоскоовальных трубок радиаторных секций тепловоза позволили:

- доказать преимущества плоскоовальных трубок над круглыми при конденсации пара: при длине трубки 1 м теплоотдача от пара к стенке для плоскоовальных трубок может быть до 50% интенсивнее, чем для круглых;

- уточнить доработанную математическую модель, указанную в пункте 5;

- для водяного пара разработать уравнения регрессии, определяющее влияние длины трубки, начальной скорости пара, разности температур конденсации и стенки на коэффициент теплоотдачи при конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок тепловозных радиаторных секций, со среднеквадратичным отклонением от экспериментальных данных не более 5%.

- для водных растворов получить уравнение регрессии, определяющее влияние длины трубки, начальной скорости пара, разности температур конденсации и стенки, динамической вязкости конденсата на коэффициент теплоотдачи при конденсации пара, движущегося внутри плоскоовальных трубок тепловозных радиаторных секций, со среднеквадратичным отклонением от экспериментальных данных не более 9 %.

- разработать критериальное уравнение теплоотдачи при конденсации пара различных жидкостей, движущегося внутри плоскоовальных трубок тепловозных радиаторных секций, со среднеквадратичным отклонением от экспериментальных данных до 24%. Уравнение учитывает геометрические параметры и температуру стенок трубок, гидродинамические параметры движения потоков обеих фаз и основные физико-химические свойства теплоносителя: плотность, вязкость, теплоемкость, теплопроводность, теплоту фазового перехода.

7. Рассчитан ожидаемый экономический эффект от внедрения разработанной системы охлаждения дизеля тепловоза. Для двухсекционного тепловоза на базе 2ТЭ116: уменьшено количество радиаторных секций на 4 единицы; за счет повышения тепловой мощности радиаторных секций удалось снизить энергопотребление «холодного» контура системы охлаждения дизеля тепловоза примерно на 30% (26 кВт); уменьшение расхода топлива составляет около 6 л/ч; экономический эффект достигает 730 000 руб./год (в ценах от 14.08.2015 г.), что окупает повышение себестоимости тепловоза и капиталовложения на модернизацию практически за один год.

8. Разработаны рекомендации и новые энергосберегающие технические решения, касающиеся изменений функциональной схемы и реализации фазовых переходов теплоносителя в системе охлаждения дизеля тепловоза в целом (патенты Украины №№64764, 6915, 66918, 78663, 96712), совершенствования конструкции отдельных узлов (патенты Украины №№69852, 54682, 85999, 78666, 70436, 79215), и разработки экспериментального оборудования (патент №81952).

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы. Поскольку в диссертации проведены экспериментальные исследования только работы радиаторных секций в режиме конденсатора пара, а тепловые расчеты охладителей масла и наддувочного воздуха велись по общепринятым расчетным

зависимостям, следует провести испытания разработанной системы охлаждения дизеля тепловоза в сборе. Также имеет смысл провести исследования конденсации пара в плоскоовальных трубках с различными геометрическими параметрами сечения и исследовать перспективность установки турбулизаторов внутри данных трубок при конденсации пара.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК Российской Федерации

1. Склифус Я. К. Экспериментальные исследования процесса теплоотдачи при конденсации пара в тепловозных радиаторных секциях / Я. К. Склифус // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения, 2014. – №3. – С. 46-51.
2. Склифус Я. К. Математическое моделирование процесса тепломассообмена при конденсации движущегося пара внутри вертикальных плоскоовальных трубок / Я. К. Склифус // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения, 2015. – №2. – С. 36-42.
3. Склифус Я. К. Повышение интенсивности теплопередачи радиаторных секций тепловоза применением фазовых переходов теплоносителя / Я. К. Склифус // Инженерный вестник Дона. 2015. №3. URL: <http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2015/3165>.

Научные публикации в других изданиях

4. Склифус Я. К. Фазовые переходы теплоносителя в системе охлаждения дизеля тепловоза / Я. К. Склифус // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения, 2014. – №4 (29). – С. 92-95.
5. Sklifus Yaroslav, The results of the experimental research of the heat transfer coefficient during steam condensation in the tubes of the diesel radiator sections / Y. Sklifus, V. Mohyla // An international journal on motorization, vehicle operation, energy efficiency and mechanical engineering. – Lublin–Lugansk: TEKA. – 2012. – Vol. 12, №4. – P. 264-267.
6. Mogila Valentine, The prospects of increasing the effectiveness of the cooling device of a diesel locomotive / V. Mogila, Y. Sklifus // Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture “TEKA”. – LUBLIN. – 2010. – Volume XC. – P. 198-203.
7. Mohyla Valentin, The cooling device of locomotive with vaporizing coolant / V. Mohyla, N. Gorbunov, Y. Sklifus // Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture “TEKA”. – LUBLIN. – 2011. – Volume XIA. – P. 169-176.
8. Склифус Я. К. Сравнительный анализ влияния основных факторов на процесс теплоотдачи при конденсации пара внутри труб круглого и плоскоовального сечения / Я. К. Склифус // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: Вид-во СХУ ім. В. Даля. – 2013. – №18 (207), Ч.2. – С. 20-23.
9. Склифус Я. К. Влияние основных факторов на коэффициент теплоотдачи при конденсации пара в трубах / The influence of the main factors on the heat transfer coefficient during condensation of steam in the pipes / Я. К. Склифус, В. И. Могила, С. В. Кара // Наукові вісті Дніпропетровського університету. Електронне наукове фахове видання. – Луганськ. – 2013. – №9. URL: http://www.nbuv.gov.ua/old_jrn/e-journals/Nvdu/2013_9/index.htm.
10. Склифус Я. К. Повышение эффективности системы охлаждения тепловозного дизеля с использованием фазовых переходов теплоносителей / Я. К. Склифус, В. И. Могила // Всеукраинский научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания». – Харьков: ХПИ. – 2013. – №2'2013. – С. 41-49.
11. Склифус Я. К. Определение коэффициента теплоотдачи при конденсации пара внутри труб тепловозных радиаторных секций / Я. К. Склифус, В. И. Могила // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. – Днепропетровск: Изд-во ДНУЖТ. – 2012. – №42(2012). – С. 80-84.
12. Могила В. И. Анализ погрешности расчетов коэффициента теплоотдачи при конденсации пара в трубах / В. И. Могила, Я. К. Склифус // Вісник Східноукраїнського

національного університету імені Володимира Даля. - Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля. – 2011. – №4(158), Ч.1. – С. 136-141.

13. Могила В. И. Результаты моделирования процесса теплоотдачи при конденсации пара внутри труб тепловозных радиаторных секций / В. И. Могила, Я. К. Склифус // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля. – 2013. – №18(207), Ч. 1. – С. 161-164.

14. Могила В. И. Экспериментальные исследования теплообмена при охлаждении воды и конденсации пара в тепловозных радиаторных секциях / В.И. Могила, О.Л. Игнатьев, Я. К. Склифус // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля. – 2012. – №5(176), Ч.1. – С. 146-151.

15. Могила В. И. Математическое моделирование процесса теплоотдачи при конденсации пара внутри труб тепловозных радиаторных секций / В. И. Могила, Я. К. Склифус, Е. С. Ноженко, М. Н. Коршко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля. – 2013. – №4 (193). – С. 171-175.

16. Могила В. И. Усовершенствование охлаждающего устройства тепловоза изменением характеристик теплоносителя / В. И. Могила, Я. К. Склифус // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля. – 2010. – №5(147), Ч.1. – С.177-180.

Патенты

17. Способ охлаждения двигателя внутреннего сгорания [Текст] патент на полезную модель №64764 Украина: МПК (2011.01) F01P 3/00 / Могила В. И., Горбунов Н. И., Ноженко Е. С., Склифус Я. К.; заявитель и патентообладатель ВНУ им. В. Даля – 25.11.2011, бюл. №22/2011.

18. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания [Текст] патент на полезную модель №66915 Украина: F01P 3/22 (2006.01) / Могила В. И., Горбунов Н. И., Склифус Я. К., Кара С. В.; заявитель и патентообладатель ВНУ им. В. Даля – 25.01.2012, бюл. №2/2012.

19. Способ охлаждения дизеля тепловоза [Текст] патент на полезную модель №66918 Украина: МПК (2012.01) B61C 5/00 / Могила В. И., Горбунов Н.И., Склифус Я.К., Кара С.В.; заявитель и патентообладатель ВНУ им. В. Даля – 25.01.2012, бюл. №2/2012.

20. Способ охлаждения дизеля тепловоза [Текст] патент на полезную модель №78663 Украина: МПК (2013.01) B61C 5/00 / Могила В.И., Горбунов Н.И., Склифус Я.К., Кара С.В.; заявитель и патентообладатель ВНУ им. В. Даля – 25.03.2013, бюл. №6/2013.

21. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания [Текст] патент на изобретение №96712 Украина: МПК (2011.01) F01P 3/22 (2006.01) F02F 1/00 / Могила В.И., Горбунов Н.И., Рейзин А.Б. Склифус Я.К.; заявитель и патентообладатель ВНУ им. В. Даля – 25.11.2011, бюл. №22/2011.

22. Стенд для испытаний секций радиатора [Текст] патент на полезную модель №81952 Украина: МПК (2013.01) F28D 7/00 / Могила В.И., Горбунов Н.И., Склифус Я.К., Кара С.В.; заявитель и патентообладатель ВНУ им. В. Даля – 10.07.2013, бюл. №13/2013.

23. Компьютерная программа «Расчет коэффициента теплоотдачи от пара к стенке при конденсации движущегося пара внутри трубы плоскоовального сечения» [Текст] авторское право на произведение №52824 Украина, Склифус Я.К., Могила В.И., Горбунов Н.И.; заявитель и патентообладатель Склифус Я.К., – 2013.

Материалы конференций

24. Склифус Я.К. Система охлаждения дизеля тепловоза с применением фазовых переходов теплоносителя / Я.К.Склифус // Программа Междунар. науч.-практич. конф. «Перспективы развития и эффективность функционирования транспортного комплекса Юга России». – Ростов-н/Д, 2014. – С. 19.

25. Могила В.И. Энергосберегающая система охлаждения дизеля тепловоза с использованием фазовых переходов теплоносителя / В.И. Могила, Я.К. Склифус // Материалы 3 межвузовской науч.-технич. конф. преподавателей, молодых ученых и студентов: «Енерго- та

ресурсозберігаючі технології при експлуатації машин та устаткування». – Донецьк: изд-во «ДонІЗТ», 2011. – С. 39-40.

26. Склифус Я.К. Повышение эффективности системы охлаждения тепловозного дизеля с использованием фазовых переходов теплоносителей / Я.К.Склифус, В.И.Могила // Материалы 18 междунар. конгресса двигателестроителей. Харьков: изд-во ХПИ, 2013. – С. 70.

27. Склифус Я.К. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания транспортного средства с фазовыми переходами теплоносителя / Я.К. Склифус, В.И. Могила // Наука – образованию, производству, экономике: материалы 11-й Междунар. науч.-технич. конф. Т. 2. – Минск: БНТУ, 2013. – С. 67.

28. Могила В.И. Энергосберегающая система охлаждения дизеля тепловоза / Могила В.И., Склифус Я.К. // Материалы III Междунар. науч.-практич. конф. «Энергосбережение на железнодорожном транспорте». – Д.: ДНУЖТ, 2012. – С. 56.

29. Склифус Я.К. Енергозберігаюча система охолодження дизелів тепловозів з використанням фазових переходів теплоносіїв / Склифус Я.К. // «Залізничний транспорт: сучасні проблеми науки»: Матеріали ХІІ науково-практичної конференції молодих вчених, аспірантів і студентів. – Київ: Вид-во ДЕТУТ, 2012. – С. 181-183.

30. Склифус Я.К. Определение коэффициента теплоотдачи при конденсации пара внутри труб тепловозных радиаторных секций / Склифус Я.К., Могила В.И. // 72 Междунар. науч.-практич. конф. «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». – Днепропетровск: Изд-во ДИИТ, 2012. – С. 5-7.

31. Могила В.И. Использование фазовых переходов теплоносителя в системе охлаждения дизеля тепловоза / В.И. Могила, Я.К. Склифус, О.Л. Игнатьев // Материалы VIII междунар. науч.-практич. конф. – Донецьк: Изд-во «Світ книги», 2013. – С. 268-272.

32. Математическое моделирование процесса теплоотдачи при конденсации пара внутри труб тепловозных радиаторных секций / Могила В.И., Склифус Я.К., Ноженко Е.С., Коршко М.Н. // Сб. научных работ IV междунар. науч.-практич. конф. «Інноваційні технології на залізничному транспорті». – Луганск: Изд-во "Ноулідж", 2013. – С. 50-52.

Склифус Ярослав Константинович

**СОКРАЩЕНИЕ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ СИСТЕМЫ
ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОВОЗА ИЗМЕНЕНИЕМ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ
СХЕМЫ И СПОСОБА ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛА**

Специальность: 05.22.07 – подвижной состав железных дорог, тяга поездов
и электрификация

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано к печати . Формат бумаги 60x84/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,16.

Уч.-изд. Л. 1,11. Тираж 100. Заказ №

Ростовский государственный университет путей сообщения.
Ризография РГУПС.

Адрес университета: 344038, г. Ростов н/Д, пл. им. Ростовского Стрелкового Полка Народного
Ополчения, д. 2.