



На правах рукописи

Некрасов Глеб Игоревич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ
ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
ИНДИВИДУАЛЬНОГО ПРИВОДА ВОДЯНЫХ НАСОСОВ**

05.22.07 - Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2020

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Российский университет транспорта» РУТ (МИИТ)

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент
Балабин Валентин Николаевич

Официальные оппоненты: **Носырев Дмитрий Яковлевич**
доктор технических наук, профессор
федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Самарский государственный университет путей
сообщения» кафедры «Локомотивы», профессор

Горин Антон Владимирович
кандидат технических наук
Акционерное общество «Трансмашхолдинг»,
Управление научно-исследовательских работ,
главный специалист

Ведущая организация: Акционерное общество «Научно-исследовательский
и конструкторско-технологический институт
подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»)

Защита диссертации состоится 18 марта 2020 г. в 13 час 00 мин на заседании диссертационного совета Д 218.005.01 на базе федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Российский университет транспорта» по адресу: Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9, ауд. 2505.

С диссертацией можно ознакомиться на сайте www.rut-miit.ru.

Автореферат разослан «__» февраля 2020 года

Ученый секретарь
диссертационного совета



Воронин Николай Николаевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

В Российской Федерации основным поставщиком новых магистральных тепловозов является АО «Трансмашхолдинг». Устанавливаемые на тепловозы дизельные двигатели имеют широкий спектр наименований, различающихся по мощности. Однако во всей линейке продукции отсутствуют серийные двигатели, имеющие штатный электрический привод водяных насосов для обоих контуров охлаждения.

В современных условиях эксплуатации система охлаждения не позволяет эффективно поддерживать оптимальные температурные режимы работы двигателя из-за значительного изменения условий эксплуатации и технического состояния узлов и агрегатов локомотива, что приводит к увеличению энергетических издержек, а также объемов ремонта, и требует дополнительных затрат при эксплуатации в различных регионах страны.

Так, например, для всего расчетного температурного диапазона, невозможно обеспечить прогрев дизельного двигателя выше 70°C без нагрузки. Снижение температуры воды от рекомендованного значения $85-105^{\circ}\text{C}$ на 10°C приводит к увеличению расхода топлива на 1%. В свою очередь, без прогретых теплоносителей невозможно использовать тепловоз выше чем на 8 позиции контроллера машиниста, для магистральных тепловозов, и выше 5 для маневровых.

За период с 2015 по 2018 гг. в тепловозном парке ОАО «РЖД» произошло 1470 отказов клапанных крышек двигателей типа Д49, из них 470 из-за температурных деформаций, вызванных низким теплоотводом ввиду неудовлетворительного технического состояния системы охлаждения, а также остановкой дизеля с температурой теплоносителя выше 60°C .

Одним из путей повышения эффективности системы охлаждения тепловоза является адаптация тепловыделения дизеля к теплопередающей способности

секций холодильника при применении индивидуального привода водяных насосов.

Степень разработанности темы

Исследованию повышения эффективности работы системы охлаждения дизелей посвящены работы Панова Н.И., Турова Л.И., Лукова Н.М., Коссова Е.Е., Коссова В.С., Мартышевского М.И., Носова А.Н. Третьякова А.П., Логиновой Е.Ю., Балабина В.Н., Петриченко М.Р., Рыжова В.А., Салахова Р.Р., Ливенцева Ф.Л., Склифуса Я.К., Горина В.И., Горина А.В. и др.

Разработкам направлений уделяют внимание многие научно-исследовательские организации и ВУЗы Российской Федерации - ВНИИЖТ, ВНИКТИ, ПКБ ЦТ ОАО «РЖД», РУТ-МИИТ, ПГУПС, ОмГУПС, СамГУПС, РГУПС, ДВГУПС, а также основные отечественные локомотивостроительные предприятия.

Объект исследований. Система охлаждения тепловозного дизеля.

Предмет исследований. Характеристики работы системы охлаждения при изменении атмосферных условий и тепловыделения дизельного двигателя.

Цель и задачи. Целью диссертационной работы является создание адаптивной системы охлаждения тепловозного дизеля, с улучшенными по сравнению со штатной системой, характеристиками на режимах пуска, работе на холостом ходу, малых и средних нагрузках дизеля, обеспечивающую циркуляцию теплоносителя после остановки прогретого двигателя на основе результатов моделирования процессов теплообмена в системе охлаждения.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие задачи:

- разработка технических требований к системе автоматического регулирования температуры теплоносителя в системе охлаждения;
- создание математической модели работы системы охлаждения при различных условиях эксплуатации и компоновке секций радиатора для определения минимальной производительности водяного насоса;

- разработка алгоритма управления водяными насосами с индивидуальными приводами;
- разработка математической модели, описывающей параметры работы системы охлаждения тепловоза в эксплуатации;
- технико-экономическая оценка эффективности применения водяных насосов с индивидуальными приводами.

Научная новизна

- разработан алгоритм управления индивидуальным приводом водяных насосов системы охлаждения тепловозного дизеля;
- разработана методика определения требуемой минимальной производительности водяного насоса, обеспечивающей отсутствие переохлаждения воды в системе охлаждения;
- разработана методика определения параметров системы охлаждения в эксплуатации в зависимости от типа привода водяных насосов.

Теоретическая и практическая значимость

- предложен алгоритм регулирования температуры теплоносителей на эксплуатационных режимах работы дизеля, с применением которого обеспечивается уменьшение количества отказов оборудования системы охлаждения тепловозного дизеля и уменьшение расхода топлива в эксплуатации;
- предложена методика определения требуемой минимальной скорости теплоносителя в системе охлаждения без замерзания потока, позволяющая оптимизировать энергопотребление системой охлаждения;
- предложена методика определения параметров системы охлаждения в зависимости от условий эксплуатации и типа привода водяных насосов.

Методология и методы исследования

В диссертационной работе использованы обобщение, анализ справочной и

научно-технической литературы по направлению исследования, применены методы гидравлических и теплотехнических расчетов, а также методы математического моделирования.

Обработка результатов математического моделирования теплообменных процессов в системах дизеля выполнялась в электронной среде Mathcad.

Положения, выносимые на защиту

- математическая модель распределения скоростей теплоносителя в фронте радиаторов системы охлаждения тепловозного дизеля;
- математическая модель сравнительной оценки параметров энергопотребления систем охлаждения с разными типами приводов водяных насосов;
- алгоритмы управления приводом водяных насосов, обеспечивающие постоянство температуры теплоносителей в температурном диапазоне, рекомендованном заводом-изготовителем тепловозов;
- алгоритмы управления циркуляцией теплоносителя после остановки тепловозного дизеля.

Степень достоверности результатов

Достоверность подтверждена путем сопоставления полученных экспериментальных значений, полученных при испытаниях секций радиатора и теоретических результатов параметров теплоносителей, а также при сравнении расчетных параметров теплоносителя в системе охлаждения тепловоза, полученные из базы данных МСУ ТП с расчетными параметрами состояния системы охлаждения.

Апробация работы

Основные материалы диссертации докладывались на:

- IV международной научно-технической конференции «Локомотивы XXI век»

2016 г., г. Санкт-Петербург.

- V международной конференции «Локомотивы XXI век», 2017 г., г. Санкт-Петербург.

- Научно-практической конференции «Неделя науки –2017» г.2017, г. Москва

- Национальной научно-технической конференции «Компьютерное моделирование 2017 (КОМОД-2017)», 2017 г. Санкт-Петербург.

- V международной научно-методической конференции «Проблемы современного образования в техническом вузе» 2017 г. Республика Беларусь г. Гомель

- Восемнадцатой научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», 2017, г. Москва.

- Научно-практической конференции «Неделя науки –2018» 2018, г. Москва.

- VI международной научно-технической конференции «Локомотивы XXI век» 2018 г., г. Санкт-Петербург.

- Научно-практической конференции «Неделя науки –2019», 2019, г. Москва

Ключевые положения и результаты работы обсуждались на научно-технических семинарах кафедры «Электропоезда и локомотивы» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта» в 2015-2019 г.

Диссертационная работа обсуждалась на расширенных заседаниях отделения «Тяговый подвижной состав» АО «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» в 2018-2019 г.

Публикации

По результатам проведенных исследований опубликовано 7 печатных работ, из них 2 в рецензируемых научных изданиях.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка литературы из 107 наименований, одного приложения и содержит 129 страниц основного текста, 52 рисунков и 12 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулирована цель и задачи исследования, определены научная новизна и практическая значимость работы, положения, выносимые на защиту, обоснованность и достоверность полученных результатов, апробация работы, личный вклад автора, публикации, структура и объём диссертации.

В первом разделе проведены патентно-информационные исследования с последующим анализом имеющихся конструкторских решений по вопросам автоматического поддержания температуры теплоносителя в системах охлаждения транспортных двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

По результатам исследований в первом разделе и анализу некоторых патентов по подразделу F01P международной патентной классификации сформулированы предъявляемые требования к системе охлаждения дизеля.

Основные из них, это:

- обеспечение циркуляции теплоносителя после остановки дизеля;
- использование в качестве теплоносителя подготовленной воды;
- поддержание температуры теплоносителя в диапазоне 80-85 °С вне зависимости от частоты вращения коленчатого вала дизеля, либо изменение температурного режима работы двигателя в зависимости от нагрузки в зависимости от рекомендаций завода-изготовителя;
- уменьшение времени прогрева дизельного двигателя до минимального значения для различных значений температур окружающей среды;
- управление производительностью горячего и холодного контуров должно производиться вне зависимости друг от друга;
- увеличение времени простоя локомотива с остановленным дизельным двигателем;

- обеспечение совпадения характеристик подводимого и отводимого количества теплоты в системе охлаждения тепловозного дизеля;
- минимизирование отбора мощности на привод системы охлаждения тепловозного дизеля;
- обеспечение соблюдения допуска рабочих температур горячего и холодного контура.

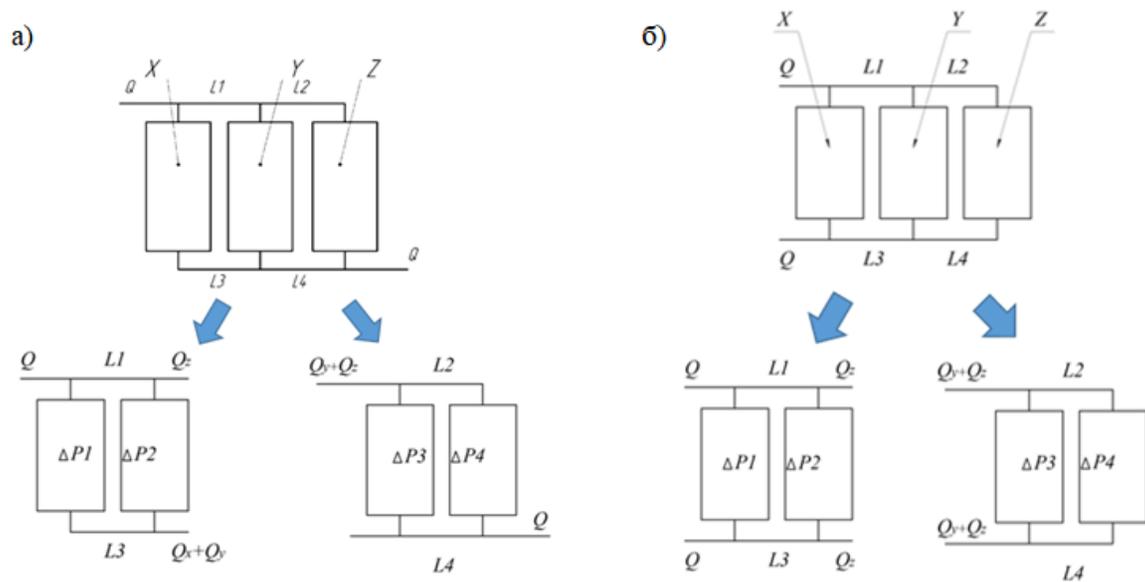
Во втором разделе разработана математическая модель системы охлаждения рассчитывающая распределение потоков воды.

В предлагаемой математической модели расчета распределения потоков теплоносителя используется фронт радиаторов, который состоит из секции серии Р62.131.000. Количество секций принимается равное трем, так как это минимально необходимое число секций для описания поведения теплоносителя.

Для расчета фронт радиаторов, разделяется на элементарные контуры, в которых располагается по две секции. Расход в точках системы изменяется так, как он изменялся бы и в настоящем фронте радиаторов. После прохода секций проходит слияние потоков. На рисунке 1 приведены схемы разделения фронта радиаторов на элементарные контуры.

В свою очередь каждый из элементарных контуров делиться на две ветви для проведения расчета распределения потоков охлаждающей жидкости в фронте радиаторов.

В математической модели задаются теплофизические параметры и показатели теплоносителей для температур на входе в фронт радиаторов, после чего следует расчёт значений местных сопротивлений в системе охлаждения для воды.



а) с Z-образным способом циркуляции теплоносителя

б) с П-образным способом циркуляции теплоносителя

Рисунок 1– Схема разбития фронта радиаторов на элементарные контуры

Для прямых участков между секциями значение коэффициента сопротивления трения единицы длины участка:

где Re_B – число Рейнольдца; λ – коэффициент сопротивления трения единицы длины участка.

Число Рейнольдца:

$$Re_g = \frac{\omega_g \cdot d_g}{\nu_g}, \quad (1)$$

где ω –живое сечение, м²; d_g – эквивалентный диаметр секции радиатора, м; ν_B – кинематическая вязкость, м²/с

Зависимость коэффициента сопротивления трения единицы длины участка для первой, второй и третьей секции радиатора:

$$\lambda_{сек} = 0,3164(Re_g)^{-0.25}. \quad (2)$$

Зависимость коэффициента сопротивления трения единицы длины участка для секций радиатора выбрана как для гладкой трубы, так как полученные

расчетные значения подтверждаются результатами экспериментов и используются в типовых расчетах систем охлаждения тепловозов.

Уравнения потерь давления для первого участка Z-образного способа компоновки секций выглядят следующим образом:

Для первой ветви:

$$\Delta P_1 = \xi_{\text{бок пит}} \cdot \frac{\rho_B^{BK}}{2} \left(\frac{Q_x}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \lambda_{\text{сек}} \frac{L_{\text{сек}}}{d_{\text{э сек}}} \frac{\rho_B^C}{2} \left(\frac{Q_x}{F_{\text{сек}}} \right)^2 +$$

$$+ \frac{\rho_B^{PC}}{2} \left(\xi_{\text{нов}} \left(\frac{Q_x}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \lambda_{L3} \frac{L_3}{d_{\text{э тр}}} \left(\frac{Q_x}{F_{\text{труб}}} \right)^2 \right) + \xi_{\text{прям соб}} \frac{\rho_B^{HK}}{2} \left(\frac{Q_x + Q_y}{F_{\text{труб}}} \right)^2, \quad (3)$$

где, Q_x – расход теплоносителя через первую секцию радиатора; Q_y – расход теплоносителя через вторую секцию радиатора; $F_{\text{СЕК}}$ – проходное поперечное сечение бокового ответвления в тройнике; $F_{\text{ТРУБ}}$ – проходное поперечное сечение прямой проход в тройнике; $\xi_{\text{БОК ПИТ}}$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления при проходе потоком охлаждающей жидкости бокового ответвления питающего тройника; $\xi_{\text{ПРЯМ СОБ}}$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления на прямой проход потоком охлаждающей жидкости в собирающем тройнике; $\xi_{\text{ПОВ}}$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления при проходе потоком охлаждающей жидкости поворота на 90 градусов; ρ_B^{BK} – плотность охлаждающей жидкости в верхнем коллекторе фронта радиаторов; ρ_B^C – плотность охлаждающей жидкости при прохождении середины секции радиатора в контуре циркуляции;

ρ_B^{PC} – плотность охлаждающей жидкости после прохождения секции радиатора в фронте радиаторов; ρ_B^{HK} – плотность охлаждающей жидкости в нижнем коллекторе фронта радиаторов; λ_{L3} – коэффициент сопротивления трения единицы длины участка прямого участка между секциями;

$\lambda_{\text{СЕК}}$ – коэффициент сопротивления трения единицы длины секции радиатора.

Для второй ветви:

$$\begin{aligned} \Delta P_2 = & \frac{\rho_B^{BK}}{2} \cdot \left(\xi_{\text{прям пит}} \frac{\rho_B^{BK}}{2} \left(\frac{Q_y + Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \lambda_{L1} \frac{L_1}{d_{\text{э тр}}} \left(\frac{Q_y + Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 \right) \\ & + \xi_{\text{бок пит}} \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \lambda_{\text{сек}} \frac{L_{\text{сек}}}{d_{\text{э сек}}} \frac{\rho_B^C}{2} \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \xi_{\text{бок соб}} \frac{\rho_B^{ПС}}{2} \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2, \end{aligned} \quad (4)$$

где, Q_z – расход теплоносителя через третью секцию радиатора;

Для первой ветви второго участка:

$$\begin{aligned} \Delta P_3 = & \xi_{\text{бок пит}} \cdot \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \lambda_{\text{сек}} \frac{L_{\text{сек}}}{d_{\text{э сек}}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \xi_{\text{бок соб}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \\ & + \lambda_{L4} \frac{L_4}{d_{\text{э труб}}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_x + Q_y}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \xi_{\text{прям соб}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_x + Q_y}{F_{\text{труб}}} \right)^2. \end{aligned} \quad (5)$$

Для второй ветви второго участка:

$$\begin{aligned} \Delta P_4 = & \xi_{\text{прям пит}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + 2 \cdot \lambda_{L2} \frac{L_2}{d_{\text{э тр}}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \\ & + \xi_{\text{нов}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \lambda_{\text{сек}} \frac{L_{\text{сек}}}{d_{\text{э сек}}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \xi_{\text{бок соб}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_z + Q_y}{F_{\text{труб}}} \right)^2. \end{aligned} \quad (6)$$

По второму закону Кирхгофа следует, что:

$$\Delta P_1 - \Delta P_2 = 0. \quad (7)$$

$$\Delta P_3 - \Delta P_4 = 0. \quad (8)$$

А также, что общий расход через фронт радиаторов равен сумме расходов:

$$Q = Q_x + Q_y + Q_z. \quad (9)$$

Это позволяет составить систему уравнений для определения расходов через каждую секцию. В систему входит зависимость общего расхода через фронт радиаторов от суммы расходов через первую, вторую и третью секции.

Из полученной системы уравнения находятся расходы в секциях радиатора.

После решения системы по эмпирическим зависимостям, приведенным в тексте диссертации, рассчитывается теплоотводящая способность секций

радиаторов и температура теплоносителя на выходе из них

Из результатов моделирования следует что при П-образном способе компоновки секций радиатора лимитирующей будет самая дальняя секция от входа воды во фронт радиаторов, а для Z-образного способа – ближняя секция ко входу воды во фронт.

На рисунках 2 и 3 представлены поля распределения температур лимитирующей секции для всего расчетного температурного диапазона окружающей среды и диапазона производительности водяного насоса.

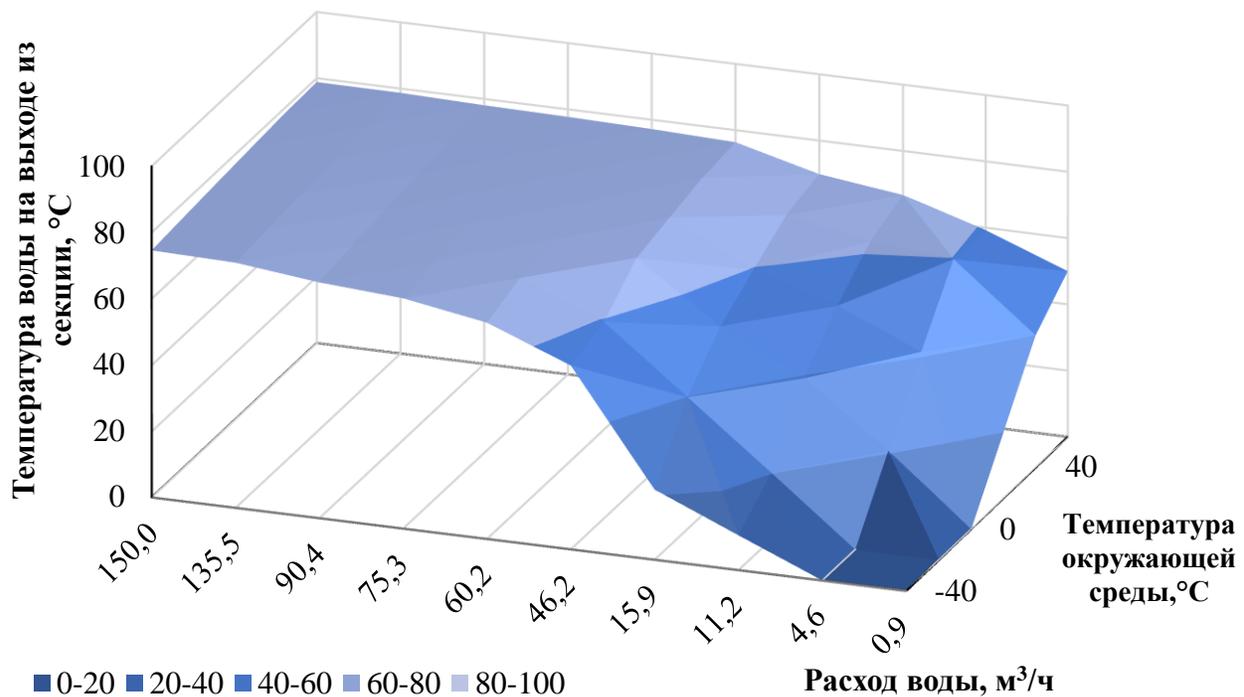


Рисунок 2–Распределение температуры лимитирующей секции при изменяющемся расходе воды и температуре окружающей среды для П-образного способа компоновки секций радиаторов

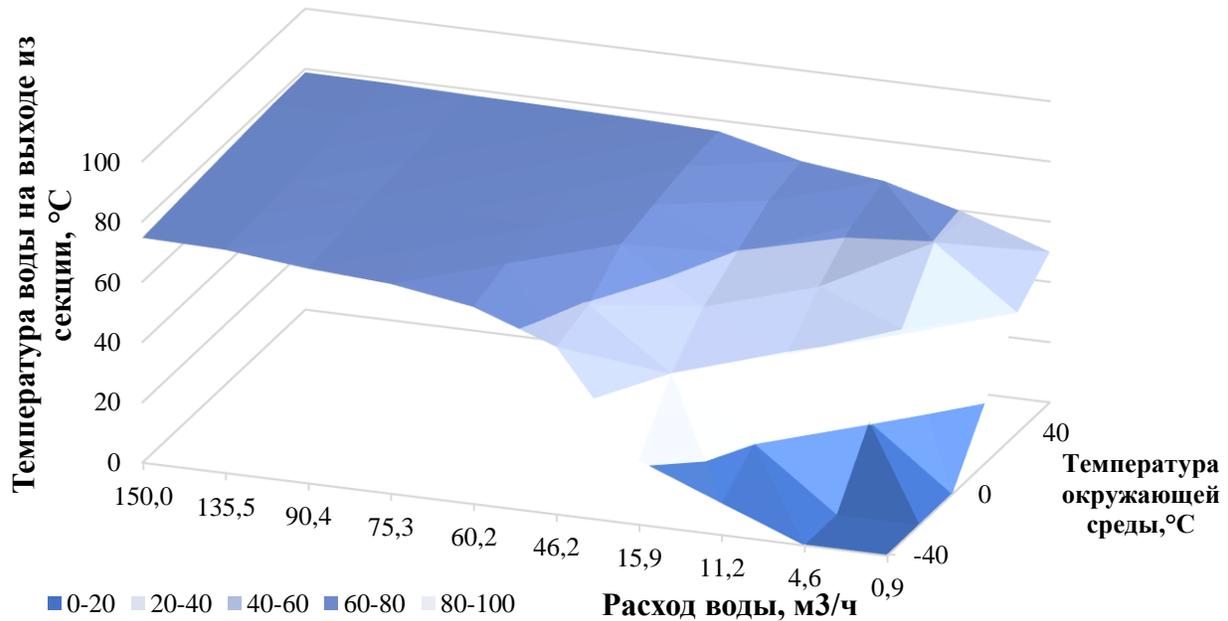
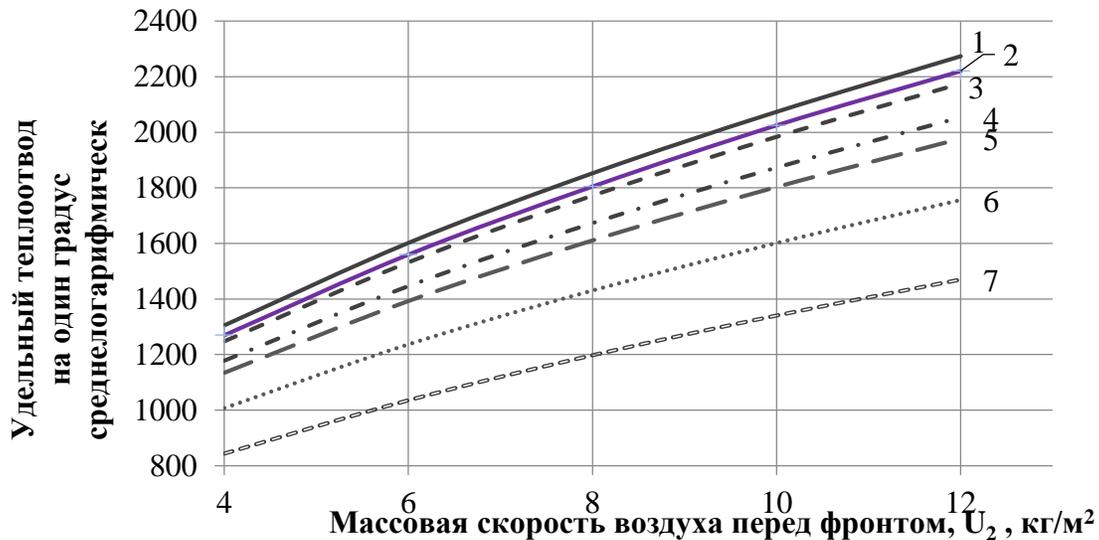


Рисунок 3– Распределение температуры лимитирующей секции при изменяющемся расходе воды и температуре окружающей среды для Z-образного способа компоновки секций радиаторов

Такое поведение температуры воды на выходе из радиатора объясняется тем, что при уменьшении скорости течения жидкости увеличивается время нахождения её в радиаторе и как следствие увеличивается количество отведенной теплоты, а также что при уменьшении температуры воздуха, на входе в радиатор, возрастает градиент температур, в связи с этим увеличивается тепловой поток, и как следствие температура воды на выходе из радиатора уменьшается.

При известном значении минимальной температуры в фронте радиаторов, возможно оценить значение минимально допустимого расхода в секциях радиатора, обеспечивающего стабильную работу системы охлаждения, для всего расчетного температурного диапазона.

В третьем разделе приведены результаты сравнительных испытаний тепловозных секций радиаторов, представленные на рисунке 4, серий Р62.131.000, Р62.161.000-003, 7317.000, 7317.000-10, 7317.000-11, 7317.000-12, проводившихся на территории Экспериментального кольца АО «ВНИИЖТ».



1 – Р62.131.000; 2 – Расчетное значение по данным математической модели распределения потоков теплоносителя в фронте радиаторов; 3 – 7317.000-003; 4 – 7317.000;
5 – 7317.000-10; 6 – 7317.000-11; 7 – 7317.000-12

Рисунок 4 – Теплотехнические характеристики секций радиаторов

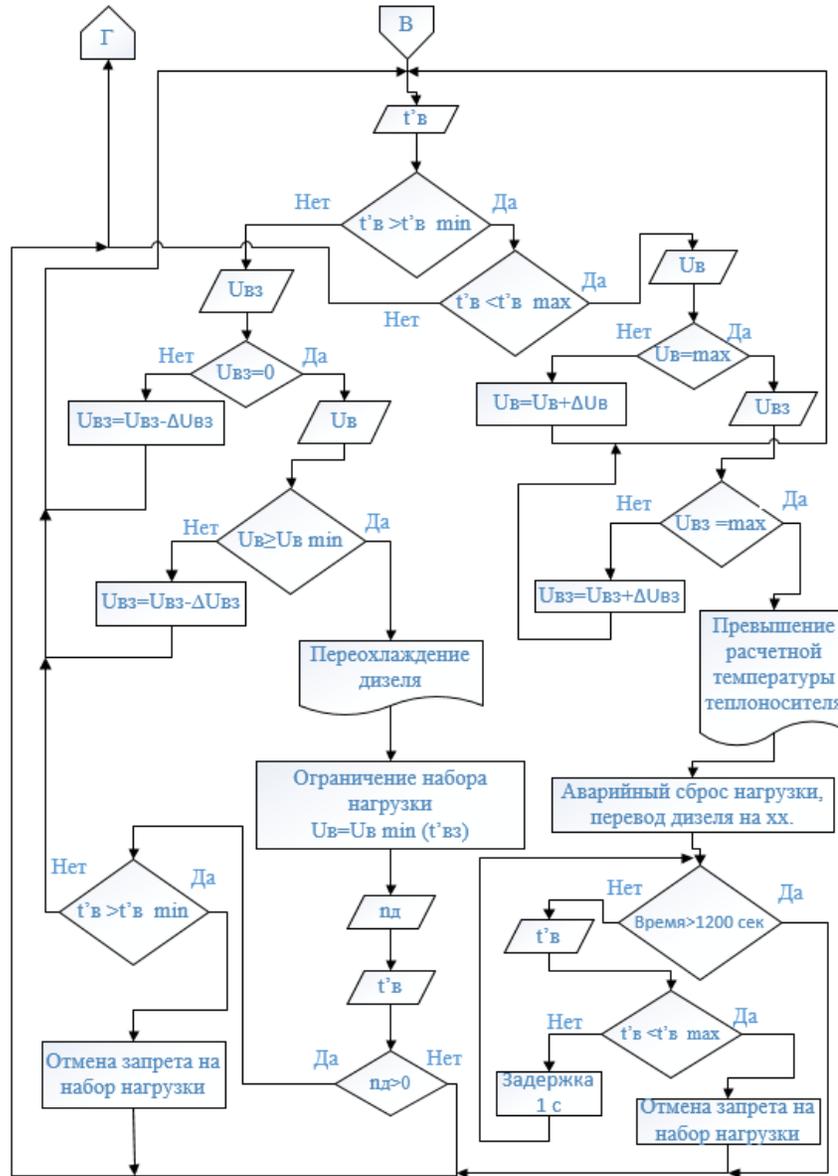
Теплотехнические характеристики объектов испытаний определялись при температуре атмосферного воздуха $t_0 = 20$ °С и температуре воды на входе в секцию $t_{в} = 80$ °С. (Расход воды 6 м³/ч). По показателю тепловой эффективности предпочтительны секции вариантов Р62.131.000, а наименьшее аэродинамическим сопротивлением обладают секции 7317.000.

При сравнении полученных результатов моделирования распределения температур с результатами испытаний серии Р62.131.000 была подтверждена корректность результатов моделирования, погрешность составила 3 %.

В четвертом разделе разработаны алгоритмы работы индивидуального привода водяных насосов для горячего и холодного контуров, позволяющие выполнить требования к системе охлаждения, сформулированные выше. Алгоритм подпрограммы поддержания температуры воды на входе в дизель в рабочем диапазоне приведен на рисунке 5.

Применение на тепловозе системы охлаждения с индивидуальным приводом водяных насосов и работающей по предлагаемым алгоритмам позволяет:

- 1) прокачивать воду после остановки дизеля;



$U_{вз}$ – скорость воздуха на входе в фронт радиаторов; $U_{в}$ – скорость воды на входе в фронт радиаторов; $\Delta U_{вз}$ – шаг изменения скорости воздуха на входе в фронт радиаторов; $\Delta U_{в}$ – шаг изменения скорости воды на входе в фронт радиаторов; $t'_{вз}$ – температура воды на входе в фронт радиаторов; $t'_{в}$ – температура воздуха на входе в фронт радиаторов

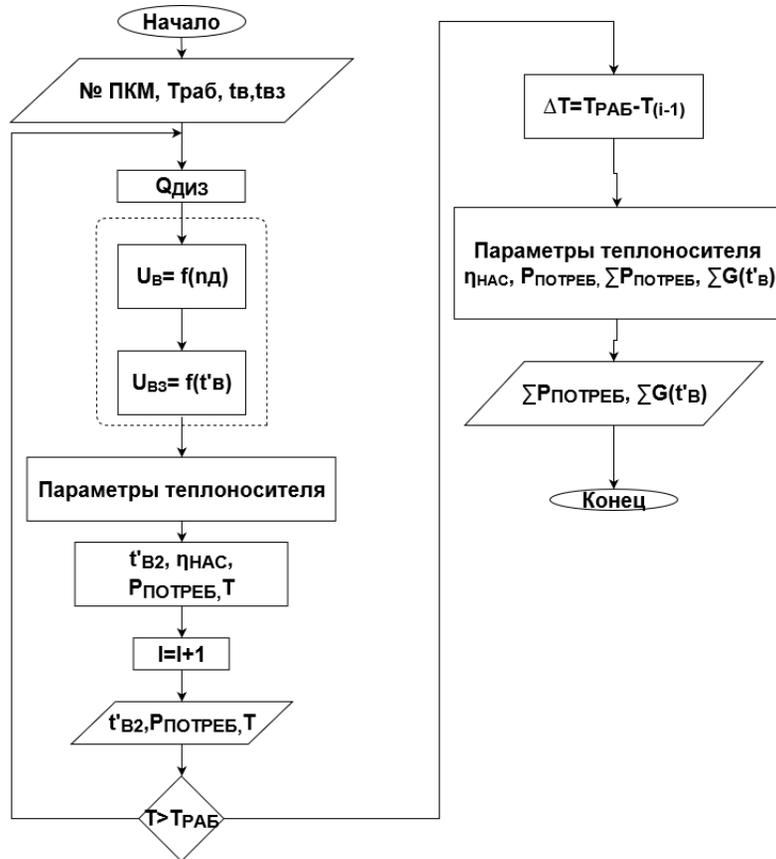
Рисунок 5 – Алгоритм подпрограммы поддержания температуры воды на входе в дизель в рабочем диапазоне

- 2) изменять и поддерживать задаваемый температурный диапазон (например, 80-85 °С) вне зависимости от оборотов дизеля;
- 3) ускорять прогрев дизельного двигателя;
- 4) изменять производительность горячего и холодного контуров вне

зависимости друг от друга;

5) увеличивать время простоя локомотива с остановленным дизельным двигателем без снижения температуры ниже допустимой.

В пятом разделе проведена сравнительная оценка параметров энергопотребления системой охлаждения с механическим и индивидуальным приводом водяных насосов, для которой была составлена математическая модель, алгоритм которой приведен на рисунке 6.

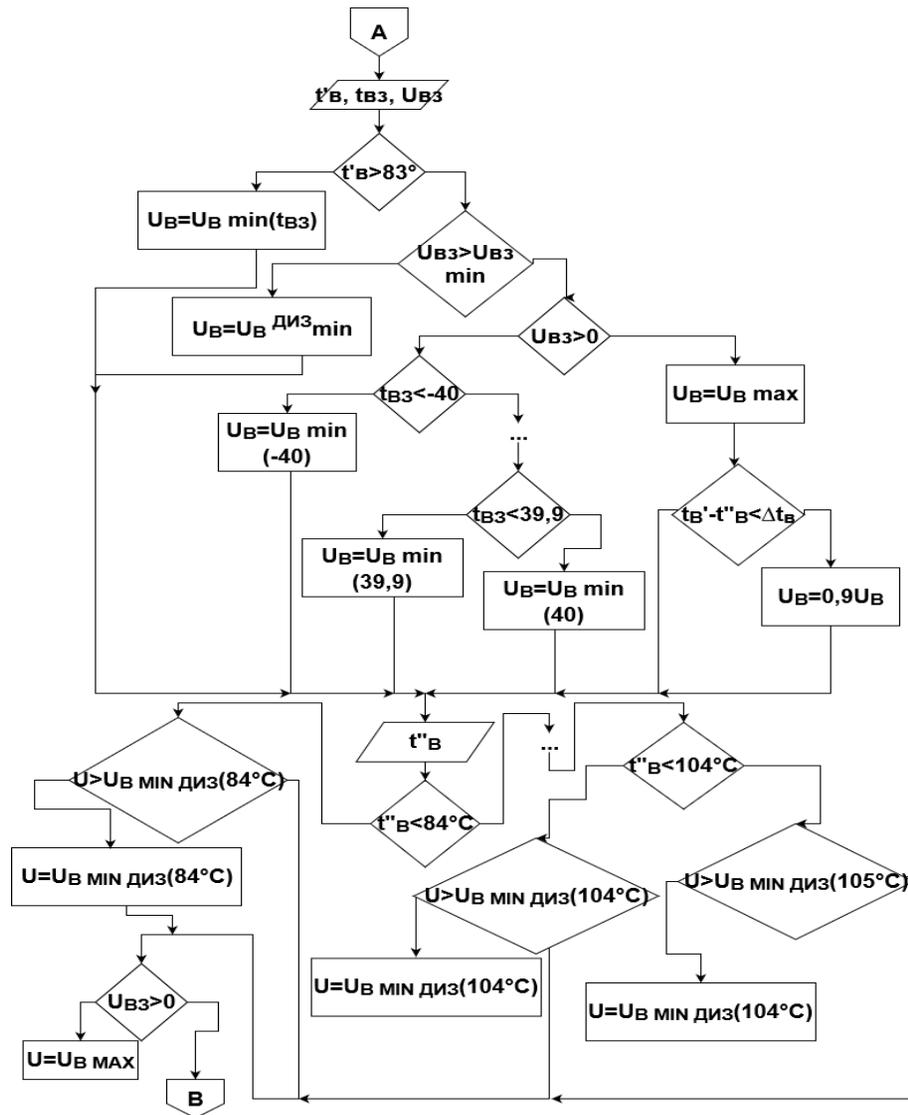


№ ПКМ – номер позиции контроллера машиниста; $t'_{в2}$ – Температура воды на входе в фронт радиаторов в следующий момент времени; I – Встроенная переменная для определения номера итерации расчета; $T_{РАБ}$ – Время работы на данной позиции контроллера машиниста; T – время затрачиваемое на изменение температуры воды на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$; ΔT – Значение приращения времени работы на данной позиции контроллера машиниста; $P_{ПОТРЕБ}$ – Величина потребляемой мощности на привод системы охлаждения; $\eta_{НАС}$ – коэффициент полезного действия водяного насоса; $\sum G(t')$ – суммарный расход топлива зависящий от температуры воды на входе в фронт радиаторов.

Рисунок 6 – Расчет параметров работы системы охлаждения в эксплуатации

Так как при использовании механического привода водяного насоса существует жесткая привязка производительности насоса к частоте вращения коленчатого вала дизельного двигателя, расход задается фиксированными значениями в зависимости от значения позиции контроллера машиниста.

В свою очередь расчет производительности водяного насоса с индивидуальным приводом осуществлялся по следующему алгоритму, представленному на рисунке 7.



U_{MIN} – Минимальная требуемая скорость воды по условию переохлаждения теплоносителя; $U_{MIN \text{ диз}}$ – Минимальная требуемая скорость воды по условию перегрева теплоносителя

Рисунок 7 – Выбор производительности водяного насоса при использовании индивидуального привода водяных насосов

Алгоритм позволяет поддерживать температуру охлаждающей жидкости в рекомендуемом температурном диапазоне, а также обеспечивает необходимый отвод тепла для значений температуры окружающей среды от минус 40 до плюс 40 °С.

Для подтверждения полученных результатов математической модели, описывающей параметры работы системы охлаждения с механическим и индивидуальным приводом водяных насосов, было проведено сравнение результатов моделирования с данными полученными из эксплуатации МСУ ТП, показанные на рисунке 8.

Дискретное изменение температуры теплоносителя вызвано привязкой данных МСУ ТП к времени и округлением значений до целых. Для зависимостей, полученных расчётным путем, такая привязка и округление значений параметров отсутствует.

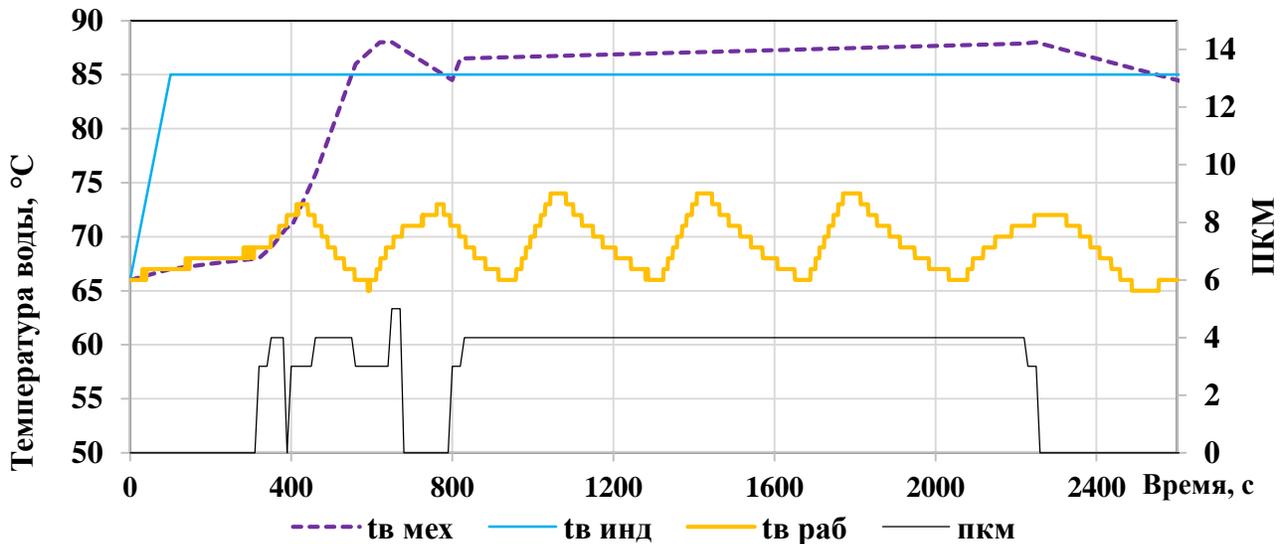


Рисунок 8– Расчетный диапазон работы тепловоза 2ТЭ116У-256Б

Данный локомотив имеет нарушение режима эксплуатации, а именно температура включения вентилятора и соответственно его выключения занижены. По данным руководства эксплуатации температура включения должна соответствовать значению 88°С, а температура выключения вентилятора – 85°С.

Во время моделирования работы системы охлаждения температура фиксировалась в точках изменения позиции контроллера машиниста, поэтому на графике описывающем результаты работы системы охлаждения с механическим приводом водяного насоса температура не изменяется в диапазоне нечувствительности системы. Однако на графике отражено падение значения температуры, вызванное работой локомотива на холостом ходу. При дальнейшем простое локомотива значение температуры воды оценивается в районе 70,5 °С.

График изменения температуры для системы охлаждения с индивидуальным приводом наглядно показывает способность такой системы охлаждения поддерживать заданный температурный диапазон.

Однако, данное увеличение энергопотребления может быть компенсировано временем работы вентиляторов холодильной камеры, затраты на привод которых на порядок превышают затраты на привод водяного насоса.

Отбор мощности на привод вентиляторов шахты холодильника, в случае, когда он включен в работу системы охлаждения, принимается равным номинальному значению, т.к. для упрощения расчетов, проводится анализ системы охлаждения с релейной регулировкой производительности вентилятора шахты холодильника.

По результатам расчета, за 40 минут работы тепловоза 2ТЭ116У-256Б при температуре окружающего воздуха минус 4 °С экономия расхода топлива затрачиваемого на привод системы охлаждения оценивается в 22,4 %, а величина экономии расхода топлива на работу тепловоза – 2,5%

Так же в пятом разделе была проведена технико-экономическая оценка, рассчитанная в соответствии с «Методическими рекомендациями по обоснованию эффективности инноваций на железнодорожном транспорте», утвержденные Департаментом технической политики МПС РФ от 26.04.1999 г. № ЦТехО-11, учитывающая:

- затраты на модернизацию подвижного состава;

- снижение эксплуатационных затрат на неплановые ремонты;
- сокращение простоя на неплановых ремонтах;
- экономия расхода запасных частей;
- экономия эксплуатационного расхода топливо-энергетических ресурсов в эксплуатации и при ремонте.

Методом экспертной оценки для тепловоза серии ТЭП70БС стоимость модернизации с учетом стоимости опытного оборудования принята 1 млн. руб. Принятая стоимость сформирована на основании средних рыночных цен основных компонентов проектируемой системы управления водяными насосами, предлагаемыми промышленностью, а также с учетом трудоемкости проведения модернизации в соответствии с ремонтной документацией на тепловоз.

Экономический эффект от применения индивидуального привода водяных насосов составляет 12,7 млн. руб. на один локомотив серии ТЭП70БС в год.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненной диссертационной работы были получены следующие основные результаты.

1 После проведения патентно-информационного поиска установлены приоритетные направления развития элементов системы охлаждения и сформулированы технические требования, предъявляемые к системе с индивидуальным приводом водяных насосов.

2 Разработана математическая модель оценки распределения температур и скоростей теплоносителя по фронту радиаторов для расчета минимальной производительности водяного насоса, обеспечивающая работу её без переохлаждения и перегрева теплоносителя при любых значениях из расчетного диапазона температур окружающей среды. Результаты моделирования подтверждены результатами сравнительных испытаний секций радиаторов серий

P62.131.000, P62.161.000-003, 7317.000, 7317.000-10, 7317.000-11, 7317.000-12, погрешность моделирования составила 3 %.

3 Построены алгоритмы управления системой охлаждения, позволяющие поддерживать рекомендованную температуру теплоносителей холодного и горячего контуров при минимальном энергопотреблении на привод системы охлаждения.

5 Разработаны алгоритмы системы управления индивидуальными приводами водяных насосов тепловоза для холодного и горячего контуров, позволяющие по сравнению с серийной системой:

- обеспечивать циркуляцию теплоносителя после остановки дизеля;
- увеличивать время простоя локомотива с остановленным дизельным двигателем без переохлаждения теплоносителя во всем расчетном диапазоне значений температуры окружающей среды;
- обеспечить составляющие теплового баланса совпадением характеристик подводимого и отводимого количества теплоты в системе охлаждения тепловозного дизеля в зависимости от условий эксплуатации и технического состояния системы;
- минимизировать отбор мощности на привод системы охлаждения тепловозного дизеля.

6 Разработана математическая модель системы охлаждения тепловозного дизеля в эксплуатации, показала, что применение индивидуального привода водяных насосов позволяет уменьшить суммарный расход топлива, затрачиваемый на привод системы охлаждения на 22,4 % за счет уменьшения времени работы вентиляторов холодильной камеры, и приводит к уменьшению эксплуатационного расхода дизельного топлива на 2,5 %.

7 Годовой экономический эффект от применения индивидуального привода водяных насосов, составил 12,7 млн руб. на один тепловоз локомотива серии ТЭП70БС.

8 Перспективами дальнейшей разработки темы работы являются возможное уточнение полученной математической модели, описывающей распределение температур теплоносителей, а также совершенствование алгоритмов работы с целью повышения эффективности их использования в единой системе мониторинга технического состояния локомотивов.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

а) Публикации в рецензируемых научных изданиях

1 Балабин, В.Н. Совершенствование компоновки и привода оборудования системы охлаждения дизелей тепловозов [Текст] / В.Н. Балабин, Г.И. Некрасов // Наука и техника транспорта. — 2018. — №2. — С.33–36

2 Некрасов, Г.И. Принципы модульности проектирования и обслуживания локомотивов [Текст] / Г.И. Некрасов, В.Н. Балабин // Мир транспорта. — 2019. — №2. — С.80–90

б) В научных журналах, материалах конференций

3 Некрасов, Г.И. Асинхронный привод водяных насосов системы охлаждения тепловозов [Текст] / Г.И. Некрасов // сборник трудов IV международной научно-технической конференции Локомотивы XXI век. — 2016.— С.159–162

4 Некрасов, Г.И. Автоматическая регулировка температуры теплоносителя его расходом в системе охлаждения тепловоза[Текст] / Г.И. Некрасов, В.Н. Балабин// сборник трудов V международной научно-технической конференции Локомотивы XXI век. — 2017.— С.154–157

5 Балабин, В.Н. Управление расходом теплоносителя в системах охлаждения тепловоза [Текст] / В.Н. Балабин, Г.И. Некрасов // сборник трудов VI международной научно-технической конференции Локомотивы XXI век. — 2018. — С.225–231

6 Балабин, В.Н. Индивидуальный привод водяных насосов системы охлаждения тепловоза [Текст] / В.Н. Балабин, Г.И. Некрасов, В.Л. Александров. // Локомотив — 2017. — №3. — С.56

в) Свидетельство о государственной регистрации программы на ЭВМ

7 Силюта, А.Г. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ «Программа расчета характеристик совместной работы транспортного дизеля с агрегатами наддува T-Diesel», №2019612971 / Силюта А.Г., Коссов Е.Е., Некрасов Г.И. // заявка №2018661141, дата поступления 12.10.2018, дата государственной регистрации в Реестре программ для ЭВМ 05.03.2019.

Некрасов Глеб Игоревич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ
ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИНДИВИДУАЛЬНОГО
ПРИВОДА ВОДЯНЫХ НАСОСОВ**

05.22.07- Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук

Подписано в печать

2020 Заказ №

Формат 60x90/16

Усл. печ. л.– 1,4

Тираж 80 экз.

УПЦГИ РУТ (МИИТ), 127994, г. Москва, ул. Образцова, д.9, стр.9