

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»



На правах рукописи

Некрасов Глеб Игоревич

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

Специальность 05.22.07 - Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, доцент
Балабин Валентин Николаевич

Москва – 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ОБЗОР ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ ПУБЛИКАЦИЙ ПО НАПРАВЛЕНИЮ ИССЛЕДОВАНИЯ	10
1.1 Анализ работы систем охлаждения современных локомотивов	15
1.2 Подсистемы системы охлаждения современных тепловозов	23
1.3. Осушаемые секции радиаторов холодильной камеры тепловоза	25
1.4 Конструктивные решения для регулирования температуры теплоносителя	27
1.5 Системы охлаждения транспортных двигателей отечественного производства	62
1.6 Выводы по разделу 1	63
2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕПЛОВОЗА С УЧЕТОМ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР В ФРОНТЕ РАДИАТОРОВ	65
2.1 Порядок проведения моделирования системы охлаждения тепловоза	65
2.2 Расчет потерь давлений в ветвях контуре с П-образным способом циркуляции теплоносителя	67
2.3 Расчет потерь давлений для контура циркуляции теплоносителя с Z-образной компоновкой секций радиатора	71
2.4 Расчет распределения температур в фронте радиаторов системы охлаждения тепловоза	72
2.5 Результаты математической модели системы охлаждения тепловозного дизеля определяющей распределение температур в фронте радиаторов	73
2.6 Выводы по разделу 2.1	78
3 СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТЕПЛОВОЗНЫХ СЕКЦИЙ СЕРИЙ Р62 И 7317	79
3.1 Методика проведения сравнительных испытаний водовоздушных секций радиаторов	79
3.2 Результаты сравнительных испытаний тепловозных секций различных предприятий	83
3.3 Сравнительные характеристики секций радиаторов	85
3.4 Выводы по разделу 3	87
4 ПРЕДЛАГАЕМЫЕ АЛГОРИТМЫ РАБОТЫ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ПРИВОДА НАСОСОВ	89

4.1 Преимущества применения индивидуального привода водяных насосов	89
4.2 Алгоритм работы привода водяного насоса и вентилятора горячего контура	97
4.3 Алгоритм работы привода водяного насоса и вентилятора холодного	103
4.4 Выводы по разделу 4	105
5 ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ	106
5.1 Описание алгоритма расчета математической модели, описывающей параметры работы системы охлаждения тепловозного дизеля в эксплуатации	106
5.2 Выбор параметров вентилятора и водяного насоса в контуре циркуляции теплоносителя	111
5.3 Расчет параметров энергопотребления вентиляторами шахты холодильника и водяными насосами для различных типов привода	114
5.4 Проверка результатов моделирования по данным МСУ ТП	118
5.5 Оценка технико-экономической эффективности системы охлаждения тепловозного дизеля с индивидуальным приводом насосов	123
5.6 Итоговые значения технико-экономической оценки применения индивидуального привода водяных насосов	124
5.7 Выводы по разделу 5	126
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	128
Список литературы	130
ПРИЛОЖЕНИЕ А – Методика оценки технико-экономической эффективности применения индивидуального привода водяных насосов	142

ВВЕДЕНИЕ

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 [1 - 6].

Так, например, для всего расчетного температурного диапазона, невозможно обеспечить прогрев дизельного двигателя выше 70 °С без нагрузки. Снижение температуры воды от рекомендованного значения 85 - 105 °С на 10 °С 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 [7 - 10].

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 °С [11].

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. [12-15], Турова Л.И., Лукова Н.М. [16], Коссова Е.Е [9, 17], Мартышевского М.И. [18], Носова А.Н. [19], Третьякова А.П. [15,20,21], Логиновой Е.Ю. [22], Балабин В.Н. [23-26], Петриченко М.Р. [27, 28], Рыжова В.А. [29-31], Салахова Р.Р. [32], Ливенцева Ф.Л. [33], Склифуса Я.К. [34], Гогричани Г. В., [2] Горина В.И. [7, 35], Горина А.В. [36] 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.

Реализация и внедрение результатов работы

Результаты исследований внедрены и используются в ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта» на кафедре «Электропоезда и локомотивы» при подготовке студентов очной формы обучения по специальности 23.05.03 «Подвижной состав железных дорог».

Публикации

По результатам проведенных исследований опубликовано 7 печатных работ, из них 2 из перечня рецензируемых изданий ВАК при Минобрнауки России.

Личный вклад автора диссертационной работы

Разработана математическая и функциональная модель системы охлаждения, выполнены численные и экспериментальные исследования тепловых режимов секций радиатора и характеристик системы охлаждения.

Автор участвовал в сравнительных испытаниях тепловозных секций водовоздушных радиаторов производства пяти основных предприятий России, в том числе: ООО «ЭК «ФАКТ» (г. Ижевск); ООО «Ижрадиатор» (г. Ижевск); АО «Ишимский механический завод» (г. Ишим, Тюменской обл.) с целью определения наиболее перспективных конструкций для использования в адаптивных системах охлаждения.

Структура и объем диссертации

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.

1 ОБЗОР ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ ПУБЛИКАЦИЙ ПО НАПРАВЛЕНИЮ ИССЛЕДОВАНИЯ

Патентно-информационные исследования проведены с целью поиска, сбора и анализа имеющихся конструкторских решений по вопросам модернизации систем охлаждения, узлам, агрегатам и деталям, а также выбора дальнейших приоритетных направлений исследований.

Подавляющее число патентов относится к системам охлаждения автомобильного транспорта. За период с 2008 по 2018 гг. также патентуется большое число устройств для судовых и локомотивных ДВС. Здесь предпочтение отдается жидкостному охлаждению с подачей охладителя насосами различного типа и функционирования.

По результатам патентного поиска было выявлено 65 российских патентов, относящихся к исследуемой теме и отвечающих ключевым параметрам поиска. Большинство патентов было зарегистрировано в 2011-2013 годах.

Большая группа патентов относится к регулированию потоков охладителя, в том числе с одновременным или попеременным применением прямого жидкостного охлаждения.

Интерес вызывают патенты, отражающие новые конструктивные элементы и принадлежности системы охлаждения.

Проведенный поиск показал массовое патентование способов и устройств, содержащихся в системах охлаждения, относящихся к общим вопросам транспорта, устройствам и приспособлениям силовых установок, связанных с охлаждением.

Конец этого периода отмечен ростом патентной защиты автоматического управления температурой с помощью цифровых контроллеров.

Этот современный период объясняется возрастанием роли сложных полностью адаптивных к режимам работы двигателя автоматических средств корректирования температуры теплоносителя, как функции различных эксплуатационных условий: величины загрузки дизеля, внешних условия, максимального эффекта

экономии топлива.

Углубленный анализ показал, что для двигателей с переменным режимом эксплуатации фирмы предпочитают изобретать не новые системы охлаждения, а новые способы управления с большим числом датчиков и регуляторов. К некоторым из систем охлаждения для автомобильного двигателя нельзя применить метод подобию для использования на железнодорожном транспорте. И наоборот. Это можно отнести к системам многодизельных локомотивов, которые невозможно рассматривать применительно к автомобильным.

Выявлено большое количество технических решений, касающихся устройств и компоновки холодильных камер на транспортных средствах. В классификации выделяются шатровые холодильные камеры разной конфигурации и эффективности.

Более равномерно распределены по патентам места установки различного оборудования и арматуры систем охлаждения. Например, насосы теплоносителей имеют привод непосредственно от двигателя, или автономный, индивидуальный привод, в том числе электрический.

Наиболее многообразны технические решения по типу секций радиатора, способов защиты от замерзания, перепуска теплоносителей между контурами охлаждения, осушаемые секции и др. [37, 38].

В последнем периоде ограничено присутствуют патенты со сложными контурами охлаждения, включающими по три-четыре, а иногда и шесть термостатов с централизованным управлением температурного режима.

Применяемые на транспортных двигателях системы охлаждения отличаются большим разнообразием. Однако, в основе лежит традиционная схема переноса тепла от двигателя к охлаждающему устройству.

Патентная литература и ряд научно-исследовательских работ, выполненных в последнее время свидетельствуют, что совершенствованием систем охлаждения можно значительно улучшить технико-экономические показатели дизеля, снизить жесткость работы двигателя, оптическую плотность выпускных газов и повысить срок службы узлов и агрегатов в целом.

За последнее десятилетие многие крупные отечественные и зарубежные компании, производители транспортной техники вплотную занялись совершенствованием систем охлаждения с точки зрения возможности регулирования теплообмена, компоновки агрегатов и механизмов, а также уточнения алгоритмов функционирования элементов, составляющих саму систему.

По существующей патентной классификации каждый из элементов системы делится по принципу и способу использования теплоносителя, а также по способу сообщения с атмосферой.

Большая группа изобретателей и исследователей применяет различные дополнительные элементы, которые включает в существующие схемы системы охлаждения. Этим элементам придаются свойства адаптации к существующим режимам и нагрузкам первичного двигателя. Чаще всего это касается вариантов размещения насосов, форме и расположению охлаждающих устройств, вентиляторов.

Введение дополнительных элементов как правило влечет за собой необходимость корректирования функционирования всей системы охлаждения на определенных режимах, или повышения КПД при существующем алгоритме.

На рисунке 1 представлена упрощенная классификация систем охлаждения ДВС, принятая в настоящее время.

Патентные исследования показали, что основные публикации по принципу отвода тепла в окружающую среду относятся замкнутые системы охлаждения, т. е. в системе циркулирует постоянное количество теплоносителя.

Применение таких систем распространено в тепловозных, судовых, мощных автомобильных и стационарных двигателях.

С другой стороны, по способу осуществления циркуляции теплоносителя распространены принудительные, где поток создается насосом.



Рисунок 1 – Упрощенная классификация систем охлаждения ДВС

Для определения прототипов и аналогов проанализированы патенты по подразделу F01P международной патентной классификации и по классам, представленным на рисунке 2 и таблице 1.

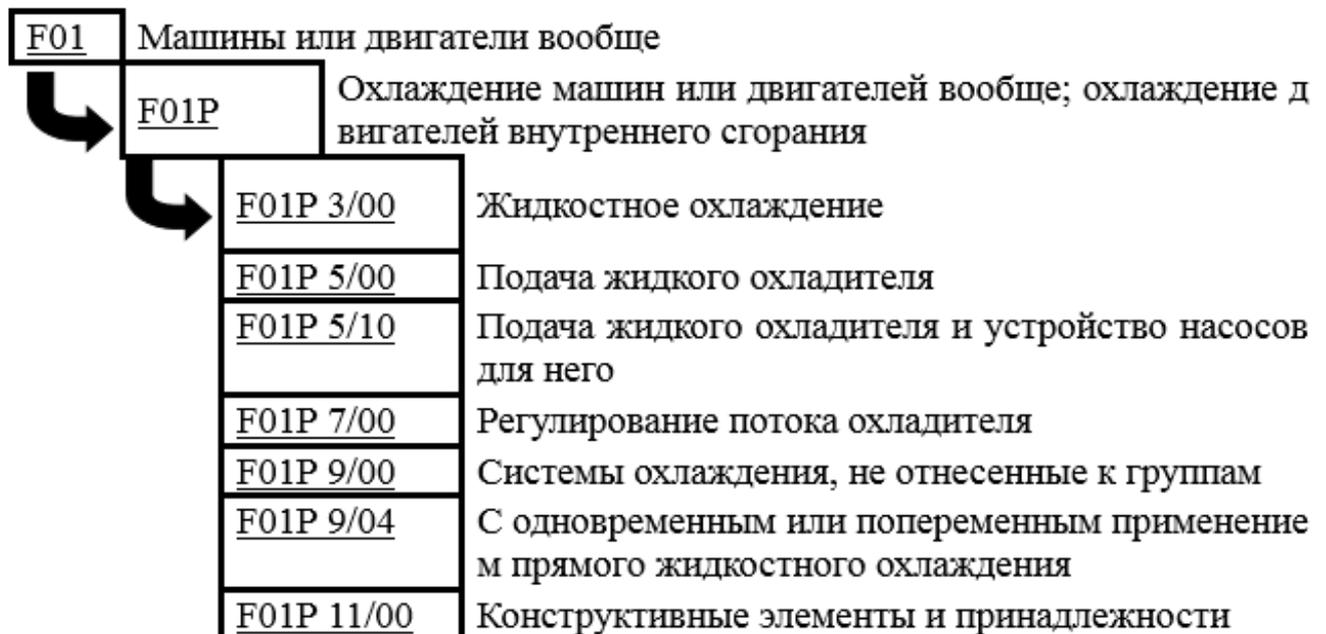


Рисунок 2 – Рассмотренные в диссертационном исследовании подклассы класса F01 международной патентной классификации

Таблица 1 – Рассмотренные в диссертационном исследовании подклассы классов F01P003, F01P005, F01P007, F01P011

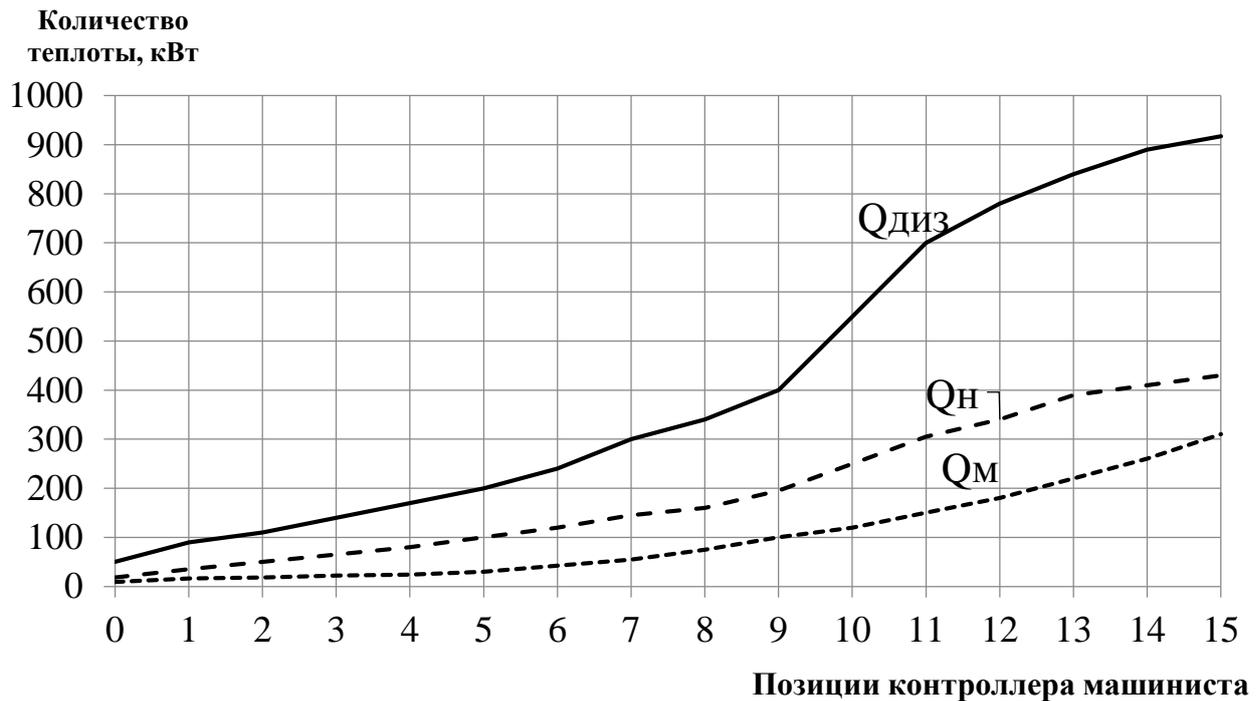
Подраздел патентов	Расшифровка подраздела
F01P003/02	...устройства для охлаждения цилиндров или их головок
F01P005/00	Подача охлаждающего воздуха или жидкого охладителя
F01P005/10	...подача жидкого охладителя; устройство насосов для него
F01P00 5/12	...привод насосов
F01P00 7/00	Регулирование потока охладителя
F01P007/04	...изменением скорости нагнетателя, например, изменением передаточного отношения привода
F01P007/10	...изменением проходного сечения для воздуха, проходящего сквозь теплообменник "жидкость - воздух"
F01P007/12	...с помощью термостатов
F01P007/14	.жидкостного
F01P00 11/16	...связанные с изменением температуры охладителя
F01P00 11/18	...связанные с изменением давления охладителя, его расхода или уровня жидкого охладителя

Менее распространен комбинированный способ циркуляции теплоносителя (принудительно-термосифонные), где наиболее нагретые детали (цилиндры, крышки, выхлопные коллекторы и др.) охлаждаются принудительно, а в других полостях блоков цилиндров циркуляция происходит за счет различной плотности жидкости, нагретой около поверхностей деталей двигателя и охлаждаемой в охлаждающих устройствах.

Патентование устройств и способов функционирования открытых и закрытых систем охлаждения распределяется примерно в пропорции семь к одному в пользу первых. Хотя с точки зрения эффективности предлагаемых изобретательских решений закрытые системы предпочтительнее. Допустимая температура теплоносителя (104 – 107 °С) в этих системах выше, чем в открытых системах (90 – 95 °С), что позволяет уменьшить размеры секций радиатора и снизить затраты мощности на вспомогательное оборудование (приводы вентиляторов и насосов).

1.1 Анализ работы систем охлаждения современных локомотивов

В современных тепловозах используется дизельный двигатель внутреннего сгорания, оснащенный газотурбинным наддувом. Такой двигатель всегда имеет нелинейное тепловыделение. Это происходит за счет нелинейного изменения наполнения цилиндров воздушным зарядом относительно скорости поворота коленчатого вала и увеличенной цикловой подачей топлива на режимах близких к номинальному, по сравнению с безнаддувным двигателем. Так как при низких угловых скоростях коленчатого вала дизеля массовый расход воздуха имеет малую величину, то его влияние на тепловыделение не велико. Графики тепловыделения в воду, наддувочный воздух и масло, рассчитанные по методике [22] на основе РЭ тепловоза 2ТЭ25 КМ [39] представлены на рисунке 3.



$Q_{диз}$ – количество теплоты, подводимое в систему охлаждения в горячий контур от дизельного двигателя; $Q_{н}$ – количество теплоты, подводимое в систему охлаждения в холодный контур от наддувочного воздуха; $Q_{м}$ – количество теплоты, подводимое в систему охлаждения в холодный контур от масла

Рисунок 3 – Тепловыделение дизель-генератора тепловоза 2ТЭ25КМ

В горячий контур входит рубашка охлаждения дизеля, водяной насос центробежного типа с механическим приводом от дизельного двигателя, трубопроводы и

секции радиатора, расположенные в холодильной камере. В холодный контур входят водомасляные теплообменники (ВМТ), охладитель наддувочного воздуха (ОНВ), водяной насос центробежного типа с механическим приводом от дизельного двигателя, секции радиатора, расположенные в холодильной камере. Каждый контур имеет подпиточные магистрали и выпорные трубки, связанные с расширительным баком закрытого типа, который имеет перегородку разделяющие полости горячего и холодного контура. Так как система не имеет прямой связи с атмосферой это позволяет повысить давление в контурах, что соответственно повышает температуру кипения воды в контурах с 100 °С до 130 °С. Контур охлаждения масла включает в себя каналы ВМТ, каналы масляной системы дизельного двигателя, масляный насос шестеренчатого типа [5, 6, 40, 41].

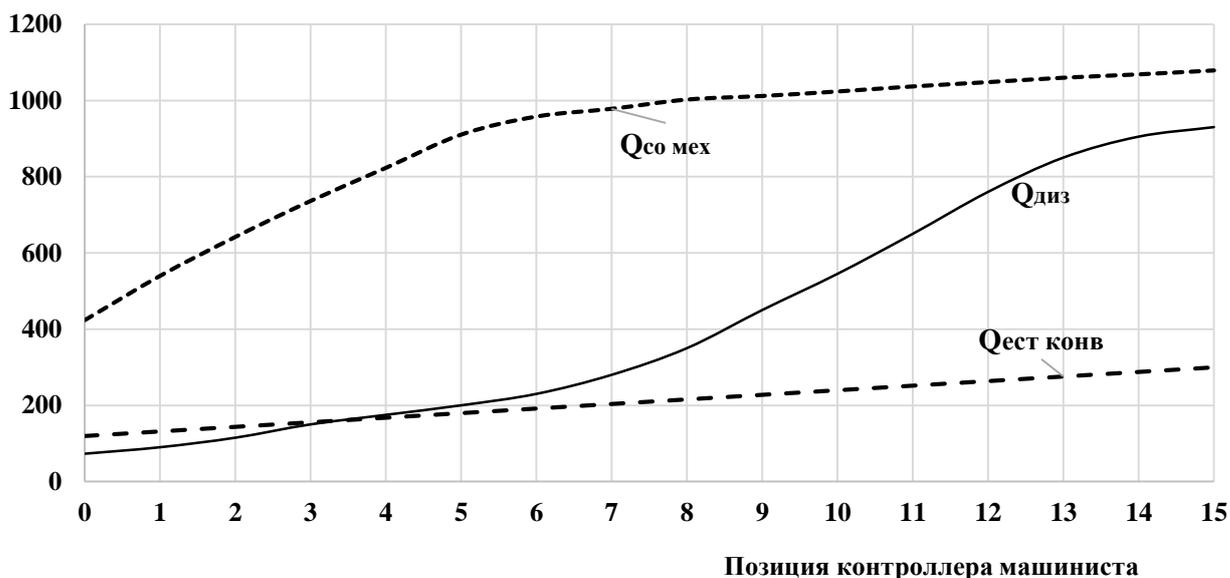
Количество вентиляторов в холодильной камере определяется серией локомотива и может составлять от 1 до 4. Привод вентиляторов так же определяется серией локомотива и может быть механическим с гидравлической муфтой переменного наполнения, электрическим при помощи мотор-вентиляторов серии АМВ и гидростатический [14].

Так же на всех тепловозах, эксплуатируемых в ОАО «РЖД», установлен механический привод водяного насоса, т.е. производительность водного насоса линейно зависит от частоты вращения коленчатого вала дизеля [42 - 46].

Для обеспечения надежной работы дизеля необходимо избежать превышения максимально допустимой температуры в горячем и холодном контурах, что в свою очередь требует совпадения характеристик отводимого и подводимого тепла на номинальном режиме работы дизеля изображенные на рисунке 4.

Для удержания температуры теплоносителя не выше заданных пределов используется изменение производительности вентиляторов холодильной камеры. Так же на некоторых режимах происходит перепуск теплоносителя из одного контура в другой, например, при низких температурах окружающей среды происходит, подогрев холодного контура водой из горячего контура для недопущения образования льда в охладителе наддувочного воздуха.

Количество
теплоты, кВт



$Q_{диз}$ – количество теплоты, подводимое в горячий контур системы охлаждения тепловоза от дизельного двигателя; $Q_{со мех}$ – количество теплоты, отводимое от системы охлаждения тепловоза с механическим приводом водяного насоса при включенном вентиляторе; $Q_{ест конв}$ – количество теплоты, отводимое от системы охлаждения тепловоза с механическим приводом водяного насоса при выключенном вентиляторе методом естественной конвекции

Рисунок 4 – Зависимости подводимого и отводимого количества теплоты в системе охлаждения тепловоза 2ТЭ25К

Эксплуатация локомотива на малой нагрузке и на режиме холостого хода приводит к занижению температуры в горячем контуре системы охлаждения [47 - 53].

Руководством по эксплуатации дизельного двигателя [54, 55] запрещается глушить его при температуре воды горячего контура выше 60 °С, так как это приводит к прекращению прокачки воды по системе охлаждения.

При несоблюдении данного условия, после прекращения циркуляции тепло от элементов дизеля будет передаваться теплоносителю, находящемуся в рубашке охлаждения. При достижении температуры выше температуры кипения теплоносителя произойдет вскипание его в рубашке охлаждения.

В свою очередь, после остановки дизеля должна обеспечиваться циркуляция масла за счет маслопрокачивающего агрегата, что ведёт к уменьшению температуры масла и увеличению разницы температур, которая может превысить допустимый предел, между охлаждающей жидкостью в системе охлаждения и маслом.

Совместное влияние этих двух факторов приводит к повреждению резиновых уплотнений двигателя, термической деформации клапанных крышек, привалочной плоскости блока, кавитации в рубашке охлаждения и трубопроводах [55 - 59].

Основные преимущества системы охлаждения тепловозов, по сравнению с другими системами охлаждения транспортных двигателей, заключаются в:

- относительной простоте конструкции;
- две отдельных контура обеспечивают работу дизеля и вспомогательного оборудования в оптимальных температурных режимах;
- повышение температуры кипения позволяет увеличить температуру теплоносителя во фронте радиаторов, увеличивая градиент температур в каждой секции;
- в системе отсутствуют тепловые удары, связанные с резким перепадом температур теплоносителя, что положительно влияет на эксплуатационную надежность;
- использование гидростатического, гидродинамического, электрического привода позволяет при изменении производительности вентилятора безударно включать вентилятор;
- МСУТ производит непрерывную регулировку температуры.

Однако существуют и недостатки системы охлаждения тепловозов:

- невозможность отдельной регулировки температуры масла и наддувочного воздуха;
- при механическом приводе вентилятора холодильной камеры изменение производительности вентилятора приводит к разрыву мощности в приводе этого вентилятора;
- при пуске и прогреве холодного двигателя, теплоноситель всегда в полном объеме последовательно проходит через секции радиаторов и даже при закрытых жалюзи температура не повышается;
- несовпадение характеристик подвода и отвода тепла в системе охлаждения в рекомендованном заводом изготовителем диапазоне температур на различных значениях температуры окружающей среды;
- не обеспечивается прокачка теплоносителя при остановленном дизеле, что

негативно сказывается на локальной теплонапряженности и надежности;

- линейная характеристика производительности насоса от частоты вращения коленчатого вала, приводит к повышенному отбору мощности системой охлаждения и повышенному охлаждению на оборотах коленчатого вала близких к холостому ходу.

Одним из путей повышения эффективности системы охлаждения тепловоза является совмещение характеристик отводимого и подводимого тепла в системе охлаждения во всем расчетном температурном диапазоне с помощью термостата и применения в качестве теплоносителя смеси дистиллированной воды и этиленгликоля. Однако, данное решение не нашло применения на железнодорожном транспорте ввиду возможности нанесения вреда окружающей среде данной смесью в случае разгерметизации системы в эксплуатации.

Вторым решением для совмещения характеристик отводимого и подводимого тепла во всем расчетном температурном диапазоне является применения индивидуального привода водяных насосов. Такая модернизация позволяет обеспечивать постоянство температуры теплоносителя для всего расчетного температурного диапазона окружающей среды.

Известно, что эффективность поршневого дизельного двигателя существенно зависит от температуры, при которой осуществляются такты работы. В тоже время рост температуры деталей двигателя приводит к возрастанию термических напряжений в деталях цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Соответственно возрастает значимость надежности и точности работы системы охлаждения, которая должна строго обеспечивать оптимальный температурный диапазон.

Тепловозный дизель имеет большую массу и как следствие большую теплоёмкость, поэтому при остановке дизеля и достигнутой температурой теплоносителя выше некоторого значения, количество теплоты которое будет передано в теплоноситель, вызывает его кипение в рубашке охлаждения дизеля [60].

Для охлаждения дизеля, перед остановкой, на тепловозе используется повышенная производительность водяных насосов на малых позициях контроллера ма-

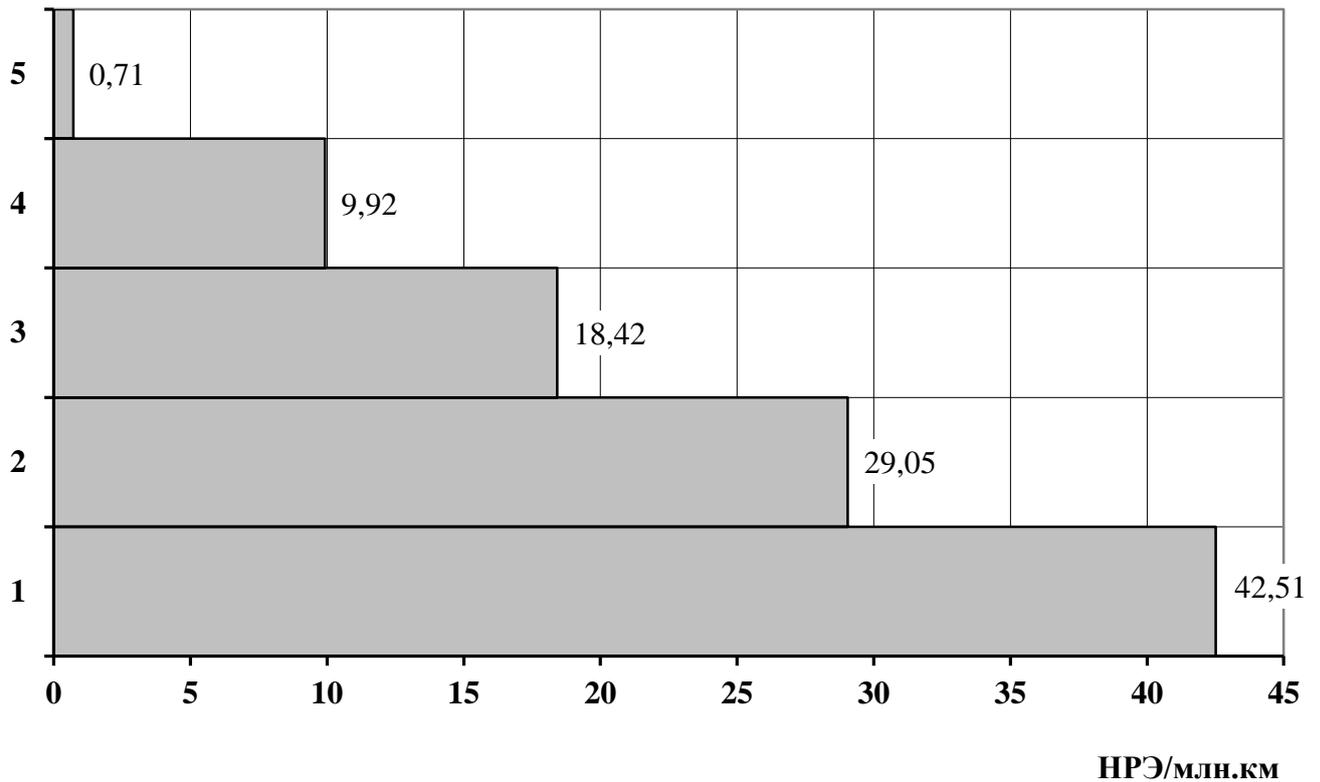
шиниста (ПКМ). Данное решение отрицательно влияет на экономичность и надежность двигателя внутреннего сгорания.

А также при использовании привода водяных насосов от дизеля требуется использовать второй водяной насос в каждом контуре для возможности обеспечить предпусковой прогрев.

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 плохим теплоотводом ввиду не корректной работы системы охлаждения (забитые или замороженные секции радиатора), а также остановкой дизеля с температурой теплоносителя выше 60 °С [61].

Анализ нарушений режимов эксплуатации (НРЭ) ПКБ ЦТ показал, наивысшее число нарушений режимов эксплуатации по количеству остановок дизеля при завышенной температуре за 2018 год произошло в депо в г. Иваново. Там этот показатель достиг для тепловозов ТЭП70БС значения 42,51 случая на млн. км пробега, графически количество нарушения режимов эксплуатации в депо Иваново представлено на рисунке 5.

Вид НРЭ

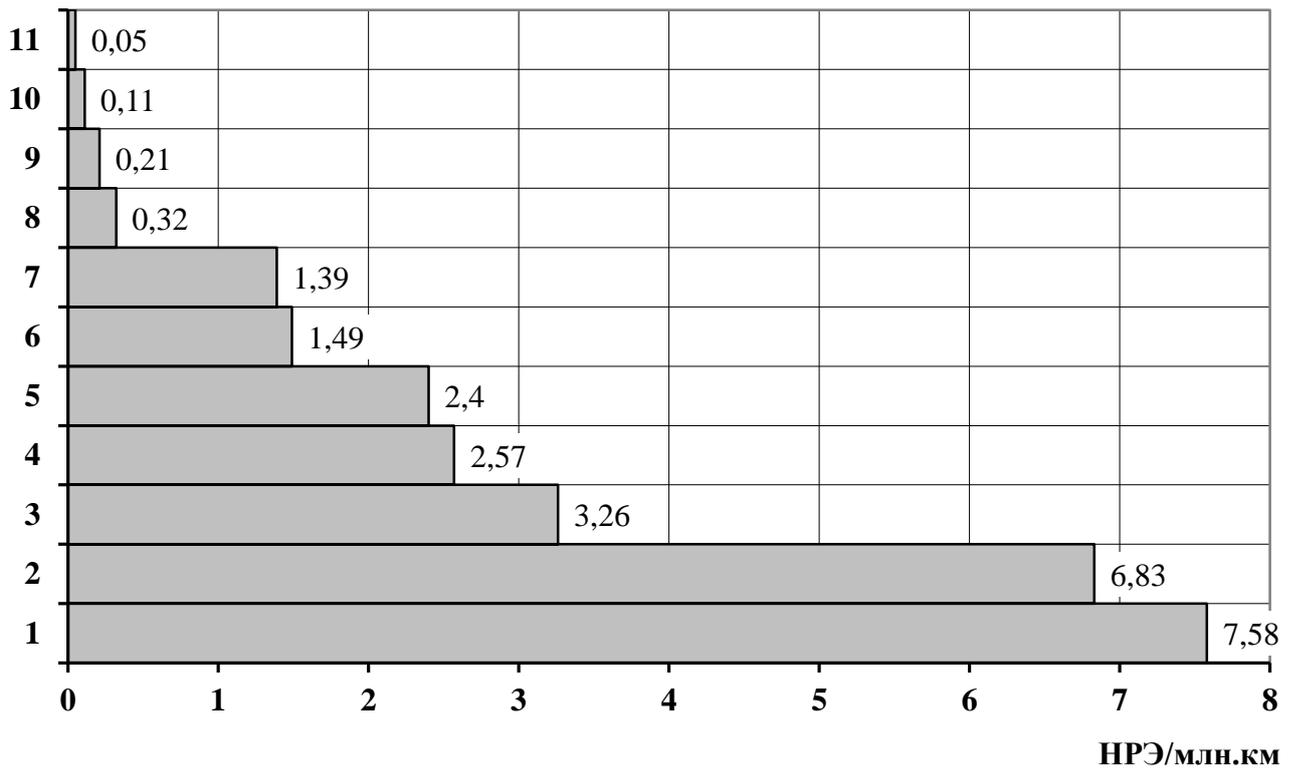


1 – остановка дизеля при завышенной температуре теплоносителей; 2 – превышение времени работы на холостом ходу; 3 – запуск дизеля на период менее 30 минут; 4 – остановка дизеля без прокачки масла; 5 – работа дизеля под нагрузкой при превышенной температуре теплоносителей

Рисунок 5 – Удельное количество НРЭ на 1 млн. км пробега по депо Иваново

Депо Краснодар за 2018 год имеет самое большое значение количества нарушений режимов эксплуатации по длительности работы на холостом ходу, графически количество нарушения режимов эксплуатации в депо Краснодар представлено на рисунке 6.

Вид НРЭ



1 – превышение времени работы на холостом ходу; 2 – отсутствие прокачки масла при пуске дизеля; 3 – остановка дизеля при завышенной температуре теплоносителей; 4 – запуск дизеля без прокачки масла; 5 – остановка дизеля без прокачки масла; 6 – запуск дизеля при заниженной температуре теплоносителей; 7 – запуск дизеля на период менее 30 минут; 8 – занижение температуры теплоносителей при прогреве; 9 – работа дизеля под нагрузкой при превышенной температуре теплоносителей; 10 – нештатный пуск ДГУ; 11 – работа дизеля под нагрузкой при заниженной температуре теплоносителей

Рисунок 6 – Удельное количество НРЭ на 1 млн. км пробега по депо Краснодар

Приведенные варианты нарушения режимов эксплуатации возможно избежать применением индивидуального привода водяных насосов в системе охлаждения тепловозного дизеля.

В свою очередь, в российском локомотивостроении широко рассматривается комплекс мероприятий, направленных на повышение топливно-энергетической экономичности магистральных и маневровых тепловозов.

Отбор мощности на привод системы охлаждения у современных локомотивов составляет от полутора до восьми процентов мощности силовой установки в зависимости от серии локомотива и его режима работы [36].

В современных условиях эксплуатации система охлаждения не позволяет эффективно поддерживать оптимальные температурные режимы работы двигателя, 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 °С без нагрузки. Снижение температуры воды от рекомендованного значения 85 - 105 °С на 10 °С приводит к увеличению расхода топлива на 1 %, при работе его на холостом ходу. [8]

В свою очередь, без прогретых теплоносителей невозможно использовать тепловоз выше чем на восьмой позиции контроллера машиниста, для магистральных тепловозов, и выше пятой для маневровых.

Одним из путей снижения количества отведенного тепла и повышения эффективности энергопотребления системы охлаждения тепловоза является адаптация тепловыделения дизеля к теплопередающей способности секций холодильника является применение индивидуального привода водяных насосов.

1.2 Подсистемы системы охлаждения современных тепловозов

Существующие системы охлаждения тепловозов дополняются подсистемами такими как автоматизированная система прогрева тепловоза АСПТ «Локотерм», система автоматического запуска-остановки дизеля тепловоза САЗДТ и др.

АСПТ «Локотерм» предназначена для поддержания, в пределах, обеспечивающих надежный запуск дизеля, температур теплоносителей тепловоза. Подогрев теплоносителей осуществляется с помощью автономного подогревателя, работающем на дизельном топливе. В свою очередь в кабине машиниста устанавливается второй подогреватель, позволяющий организовывать благоприятную температуру воздуха в эксплуатации без запуска дизеля тепловоза.

Особенностями данной системы являются:

- буферные аккумуляторные батареи, допускающие глубокую разрядку в эксплуатации, с последующим восстановлением параметров;

- CAN-интерфейс, позволяющий интегрировать данную систему с регистратором параметров тепловоза РПДА-Т;

- автоматическая регистрация и оповещение о случаях возникновения неисправностей.

К достоинствам данного технического решения можно отнести:

- уменьшение потребления топлива для поддержания температуры теплоносителей тепловоза в пределах, обеспечивающих надежный запуск дизеля;

- увеличение ресурса дизель-генератора;

- сокращение выбросов вредных газов в атмосферу.

К недостаткам:

- уменьшение надежности при использовании дополнительной подсистемы подогрева тепловоза (закоксовывание и частые поломки подогревателя);

- невозможность прокачки теплоносителя штатным насосом после остановки дизеля и уменьшения времени работы на холостом ходу.

С целью экономии дизельного топлива при горячем простое тепловозов в зимний период специалистами ООО «АВП Технология» создана система автоматического запуска-остановки дизелей для прогрева в отстое. Данная система САЗДТ предназначена для поддержания температур теплоносителей неработающего дизеля маневровых и магистральных тепловозов на уровне, обеспечивающем его надежный запуск в условиях низких температур окружающей среды.

Особенностями данной системы являются:

- входит в состав базовой системы автоведения УСАВП-Т, что исключает дублирование одинаковых блоков и датчиков;

- использование молекулярных накопителей энергии емкостного типа, позволяющих совместное применение с аккумуляторными батареями при раскрутке коленчатого вала двигателя до пусковой частоты и тем самым обеспечение надежного пуска дизеля при экстремально низких температурах окружающей среды и/или снижении емкости батареи;

- интеграция с регистратором параметров движения тепловоза РПДА-Т, РПДА-ТМ по CAN-интерфейсу;

- температурный диапазон работы от плюс 10 до минус 40 °С.

К достоинствам данного технического решения можно отнести:

- устойчивый пуск дизеля при снижении до 20 % напряжения аккумуляторной батареи;

- автоматизированный прогрев теплоносителей;

- пакетная передача данных GPRS;

- определение географических координат местоположения тепловоза.

Соответственно к минусам относятся:

- невозможность прокачки теплоносителя после остановки дизеля для уменьшения времени работы тепловозного дизеля на холостом ходу;

- частые холодные запуски тепловозного дизеля.

1.3.осушаемые секции радиаторов холодильной камеры тепловоза

Проблемами создания систем осушки секций занимались ученые МИИТа и ЦНИИ МПС (ВНИИЖТ) еще в 60-70-х годах прошлого столетия. Созданы и прошли все виды испытаний системы осушки секций тепловозов.

Принципом работы, заложенным в охлаждающем устройстве с «осушаемыми» радиаторами, является слив охлаждающей воды в расширительный бак при остановке дизеля. Это позволяет держать тепловоз в прогретом состоянии достаточно длительное время, до 8 часов, без работы дизеля на прогрев. Преимущества такой системы охлаждения очевидны: снижается расход топлива в пределах от 8 до 10 %, уменьшается работа дизеля на холостом ходу, снижаются выбросы в атмосферу. Внутреннее сечение трубок блочного радиатора обеспечивает свободный слив воды при остановке дизеля.

Исследования, проведенные специалистами АО «Ишимский механический завод» «осушаемые» показали, что блочные радиаторы позволяют за год сэкономить свыше 33 тонн топлива на каждом оснащённом ими локомотиве.

На локомотиве секции данного типа должны находиться в самой высокой точке системы охлаждения. В свою очередь расположение расширительного бака,

который в традиционных схемах находился в высшей точке системы, ограничивается тремя факторами:

- верхняя точка расширительного бака должна быть ниже секций фронта радиаторов;

- нижняя точка, должна быть выше, для горячего контура, выходного трубопровода охлаждения турбокомпрессора, для холодного контура–выходного трубопровода охладителя наддувочного воздуха;

- трубопроводы, соединяющие секции радиатора и расширительный бак, а также подпиточные точки системы, должны быть установлены под углом не менее 15° к горизонту, для обеспечения самотечного стекания теплоносителя.

В таком случае теплоноситель, при остановке дизеля будет стекать в расширительный бак, что способствует увеличению времени возможного простоя тепловоза без замерзания трубок.

Ускорение процесса осушения секций происходит за счет обрыва струи и соединения верхней части радиаторной секции с расширительным баком пароотводящими трубками.

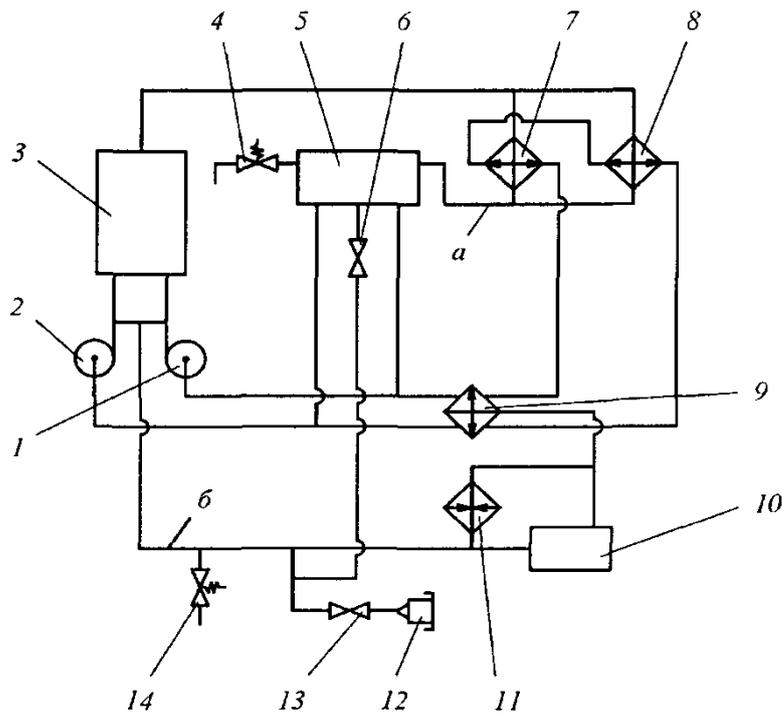
На рисунке 7 показана схема системы охлаждения дизеля 16-710G3В тепловоза ТЭРА1 с осушаемыми секциями холодильника.

Достоинством таких систем отмечают возможно использования воды без риска промерзания трубок секций при простоях тепловоза с заглушенным дизелем до 8 часов и температурах окружающей среды до минус 15°C .

Основными минусами осушки секций считаются следующие положения:

- возможность образования льда при заправке секций и первом контакте горячей воды с холодными секциями фронта радиаторов.

- при образовании воздушных пробок, весь воздух будет скапливаться в верхнем коллекторе радиаторных секций, что усложняет эксплуатацию системы охлаждения.



1,2 — Водяные центробежные насосы; 3 — Дизель; 4 — Паровоздушный клапан;
 5 — Расширительный бак; 6, 13 — Вентили; 7,8 — Водовоздушные радиаторы;
 9 — Водомасляный теплообменник; 10 — Компрессор; 11 — Топливоподогреватель;
 12 — Соединительная головка; 14 — Автоматический сливной клапан

Рисунок 7 – Схема системы охлаждения тепловоза ТЭРА1

- невозможность прокачки теплоносителя после остановки дизеля для равномерного остывания деталей дизеля и вспомогательного оборудования.

- сложность компоновки элементов системы охлаждения, арматуры и трубопроводов.

1.4 Конструктивные решения для регулирования температуры теплоносителя

Отличительными признаками холодильной камеры, предлагаемой в патенте №2058903, является расположение в два ряда в шахматном порядке трубчатопластинчатых секций, при этом фронтальная площадь проема между секциями каждого ряда равна живому сечению воздушного потока секции, графическое расположение секций показано на рисунке 8.

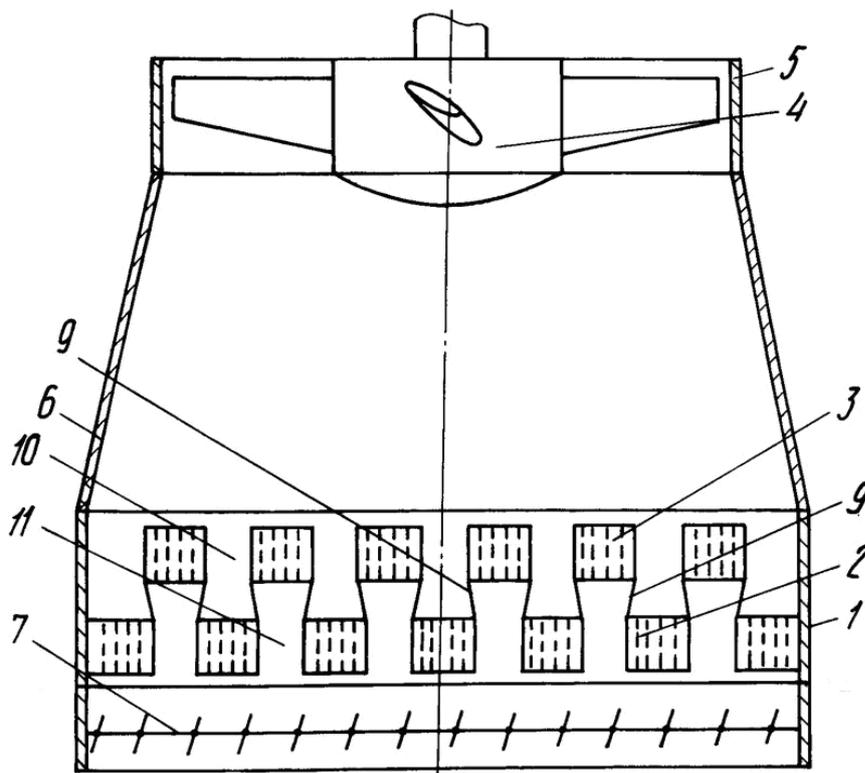


Рисунок 8 – Схема расположения секций в холодильной камере

Также секции первого и второго рядов изолированы друг от друга установленными между ними перегородками, что позволяет создать туннели для прохода охлаждающего воздуха через каждую секцию в отдельности каждого ряда [62].

Таким образом, живое сечение радиатора для прохода охлаждающего воздуха увеличено до величины всасывающей части коллектора вентилятора.

Секции охлаждающего устройства расположены в шахматном порядке с промежутками, площадь каждого из которых со стороны фронта радиатора равна живому сечению воздушного потока секции. Между секциями 2 первого и 3 второго рядов установлены перегородки 9, которые образуют туннели 10 и 11 для прохода воздуха через каждую секцию в отдельности. Живое сечение радиатора равно площади всасывающей части коллектора вентилятора.

Достоинствами предлагаемой системы охлаждения являются:

- применение устройства позволяет увеличить живое сечение радиатора до площади всасывающей части коллектора вентилятора, повысить удельную тепло-рассеивающую способность радиатора и эффективность охлаждающего устройства

в работе.

Недостатками предлагаемой системы охлаждения являются:

- сложность конструкции;
- сложность компоновки и обеспечения прохода локомотивной бригады через холодильную камеру, так как требуется значительная длина воздушного трубопровода для обеспечения равномерности расхода по всей площади фронта радиаторов всасываемого воздуха;
- уменьшение надежности в следствии наличия большого количества компонентов;
- не рекомендуется применять предлагаемую схему с вентиляторами нагнетательного типа.

Особенностью способа охлаждения дизеля тепловоза в патенте №2207266 заключается в том, что теплоотвод осуществляют в холодильных камерах, изображенных на рисунке 9. Часть воды воздухоохладителя и охладителя масла дизеля в летний период охлаждают в холодильной камере охлаждения воды дизеля, а в зимний период при температуре наружного воздуха ниже нуля градусов Цельсия всю воду воздухоохладителя и охладителя масла дизеля охлаждают в холодильной камере охлаждения воды дизеля. Также возможно воду воздухоохладителя и охладителя масла дизеля в летний период охлаждать частями в двух холодильных камерах охлаждения воды дизеля, а в зимний период при температуре наружного воздуха ниже нуля градусов Цельсия всю воду воздухоохладителя и охладителя масла дизеля поочередно охлаждают в одной из камер, а другую камеру отключают [63].

Способ охлаждения дизеля тепловоза реализован в устройстве, представленном на чертежах, где: на рисунке 9, а изображены холодильные камеры тепловоза, реализующие способ охлаждения его дизеля, общий вид; на рисунке 9, б изображена гидравлическая схема холодильных камер тепловоза, реализующих способ охлаждения его дизеля; на рисунке 9, в - то же; на рисунке 9, г изображена гидравлическая схема холодильных камер тепловоза, реализующего способ охлаждения его дизеля, заключающийся в охлаждении воды воздухоохладителя и охладителя масла дизеля в летний период частями в двух холодильных камерах охлаждения

воды дизеля, а в зимний период всей воды воздухоохладителя и охладителя масла дизеля поочередно в одной из них с отключением другой камеры.

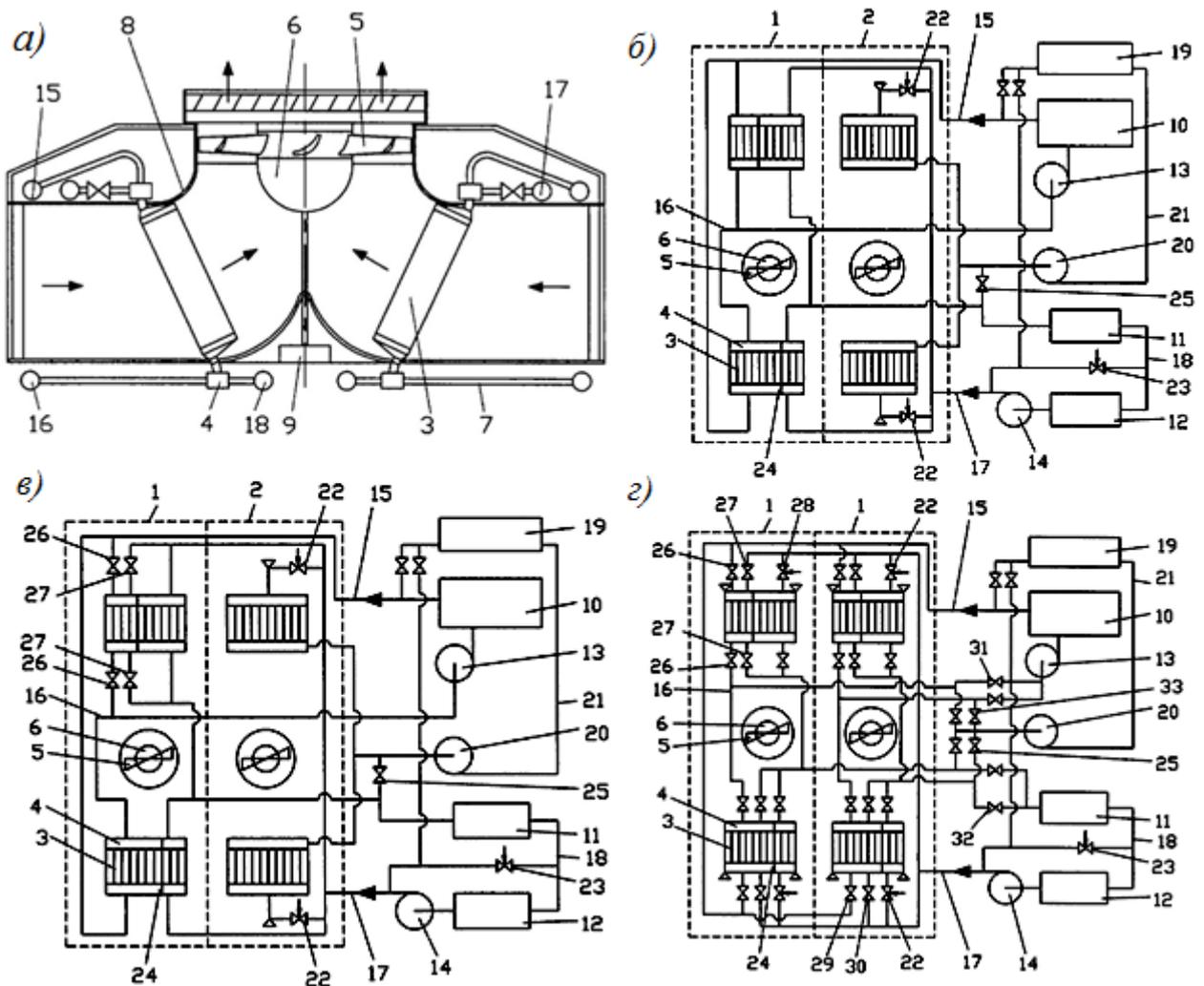


Рисунок 9 – Принципиальная схема охлаждения тепловозного дизеля

Холодильные камеры тепловоза действуют следующим образом. При работе дизеля 10 включаются насосы воды дизеля 13 и воды воздухоохладителя и охладителя масла дизеля 14. По напорному трубопроводу 15 вода дизеля через коллекторы 4, разделенные диафрагмами 24, поступает в радиаторы 3 камеры охлаждения воды дизеля 1, где охлаждается потоком воздуха, заключенного в ограждения 8, создаваемого вентилятором 5, вращаемым мотором вентилятора 6, управляемым аппаратурой управления 9, и по сливному трубопроводу 16 насосом 13 вновь подается в дизель 10, путь теплоносителя описан для рисунков 9а и 9б.

По напорному трубопроводу 17 нагретая вода из воздухоохладителя 11 и

охладителя масла 12 поступает через открытые вентили 22 и коллекторы 4 в радиаторы 3 камеры охлаждения воды воздухоохладителя и охладителя масла дизеля 2 и частично через коллекторы 4, разделенные диафрагмами 24, в радиаторы 3 камеры 1, где охлаждается потоками воздуха, создаваемого вентиляторами 5 соответствующих камер 1 и 2, и по трубопроводам 7 и сливному трубопроводу 18 при открытом вентиле 25 насосом воды воздухоохладителя и охладителя масла дизеля 14 вновь подается в воздухоохладитель 11.

При понижении температуры окружающего воздуха ниже нуля градусов Цельсия вентили 22 и 25 закрываются, и вся вода воздухоохладителя 11 и охладителя масла дизеля 12 охлаждается в камере охлаждения воды дизеля 1 в радиаторах 3, отделенных от радиаторов воды дизеля диафрагмами 24, установленными в коллекторах 4 этой камеры, при этом включается водяной насос 20, который осушает камеру 2 и по сливному трубопроводу 21 подает воду из этой камеры в расширительный бак 19.

При выполнении холодильных камер тепловоза по гидравлической схеме рисунка 9, в с перераспределением теплообменной поверхности камеры охлаждения воды дизеля между контурами воды дизеля и воды воздухоохладителя и охладителя воды масла дизеля. Данное перераспределение достигается одновременным закрытием вентиля 26, перекрывающего доступ воде дизеля, и открытием вентиля 27, открывающего доступ в дополнительные радиаторы воде воздухоохладителя и охладителя масла дизеля.

При выполнении холодильных камер тепловоза из двух камер охлаждения воды дизеля по гидравлической схеме рисунка 9, г распределение теплообменных поверхностей между контурами производится в любой комбинации, определяемой комбинациями закрытых и открытых вентиля 22, 26, 27, 28, 29, 30. Поочередное осушение камер производится насосом 20 с открытием соответствующих вентиля 25 и 33 и закрытием вентиля 31 и 32.

Таким образом, повышается технологичность сборки и ремонт охлаждающего устройства дизеля тепловоза, повышается его эффективность, упрощается

эксплуатации, снижаются затраты энергии на охлаждение дизеля тепловоза и, следовательно, снижается общий расход топлива тепловозом.

Недостатками предлагаемой системы являются:

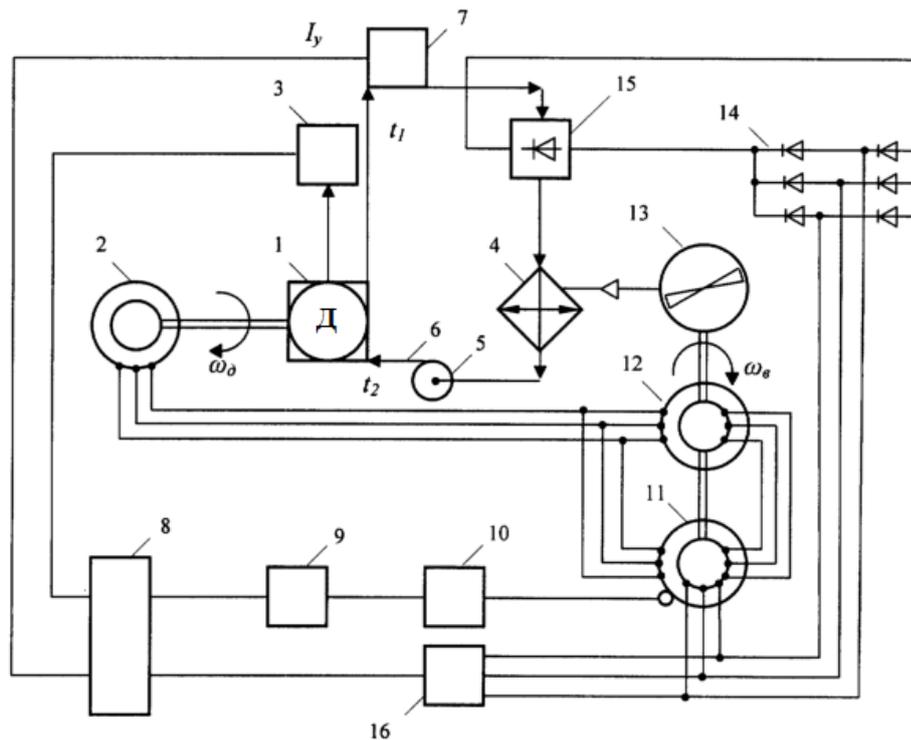
- большое число трубопроводов и элементов управления циркуляцией теплоносителя;
- увеличенная трудоёмкость технического обслуживания и текущего ремонта системы охлаждения;
- в процесс управления циркуляцией теплоносителя включен человек, что может привести к ошибкам выбора режимов циркуляции;
- отсутствие возможности автоматического выбора режимы циркуляции.

В 2005 году был предложен способ автоматической регулировки температуры воды в системе охлаждения тепловоза, схема предлагаемого способа представлена на рисунке 10, за счет управления производительностью вентилятора холодильной камеры [64].

Конструкция контуров системы охлаждения, в предлагаемой схеме, остается серийной. Вентилятор предлагается вращать от двух одинаковых асинхронных двигателей. Управление производительностью осуществляется изменением электрического угла расположения статора одной из асинхронных машин, при котором меняется режим её работы машины и момент на валу. Асинхронный двигатель с неподвижной статорной обмоткой работает исключительно в двигательном режиме.

Электрическая энергия, вырабатываемая асинхронной машиной в генераторном режиме, идет на охлаждение теплоносителя системы охлаждения за счет работы термоэлектрического охладителя.

В случае, когда радиаторные секции сильно засорены, или тепловоз эксплуатируется с превышением температуры окружающего воздуха выше расчетной, обеспечивается максимальная производительность вентилятора холодильной камеры 13, за счет того, что устройство замыкания статорных обмоток, отключает из работы термоэлектрический преобразователь и уменьшает скольжение до минимального значения.



- 1- Дизельный двигатель; 2- Тяговый генератор; 3-Блок управления дизельным двигателем; 4- Секции холодильной камеры; 5- Водяной насос; 6- Трубопровод; 7-Датчик температуры; 8- Микропроцессорный контроллер; 9-Блок управления поворотом статора асинхронного двигателя; 10- Устройство поворота статора; 11- Поворотный статор асинхронного двигателя; 12- статор асинхронного двигателя; 13- Вентилятор холодильной камеры; 14-Выпрямительная установка; 15- Термоэлектрический охладитель; 16- Устройство замыкания статорных обмоток

Рисунок 10 – Схема автоматической регулировки температуры воды, в системе охлаждения оборудованной электрическим приводом вентилятора

Достоинствами данной схемы являются:

- наличие двух контуров позволяет обеспечивать работу дизеля и вспомогательного оборудования в оптимальных температурных режимах;
- повышение температуры кипения позволяет увеличить температуру воды во фронте радиаторов, тем самым увеличить теплоотдачу каждой секции;
- наличие автоматического регулятора повышает надежность работы дизельного двигателя;
- система защищена от тепловых ударов, так как не образуется резких перепадов температур рабочего тела системы охлаждения;
- при изменении производительности вентилятора холодильной камеры, не происходит разрыва мощности;

- непрерывная регулировка температуры
- возможность автоматической регулировки производительности вентилятора;

- возможность плавной регулировки производительности вентилятора.

Предлагаемая схема имеет следующие недостатки:

- повышенный отбор мощности на обеспечение работы системы;
- в сложности конструкции (требуется асинхронная машина с поворотным статором и механизм его поворота);
- наличие автоматического регулятора приводит к дороговизне и меньшей надежности системы;
- уменьшенная надежность в следствии наличия большого количества компонентов;
- не обеспечивается быстрый прогрев двигателя, так как при запущенном двигателе теплоноситель всегда проходит через секции радиаторов в полном объеме;
- отсутствие возможности обеспечения прокачки воды при заглушенном двигателе без установки дополнительного канала и водяного насоса, приводимого нет от ДВС;
- узкий диапазон регулировки, ограниченным углом поворота статорной обмотки;
- в случае превышения температуры и аварийной остановки дизеля не обеспечивается прокачка теплоносителя внутри дизеля;
- линейная характеристика производительности насоса от оборотов коленчатого вала, что на двигателе, оснащенный газотурбинным наддувом, влечет к повышенному отбору мощности системой охлаждения и повышенному охлаждению на оборотах коленчатого вала близких к холостому ходу.

В 2006 году акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ») опубликовало патент на свою систему регулировки температуры воды в системе охлаждения тепловоза, за счет перепуска теплоносителя из контура в контур, а также за счет

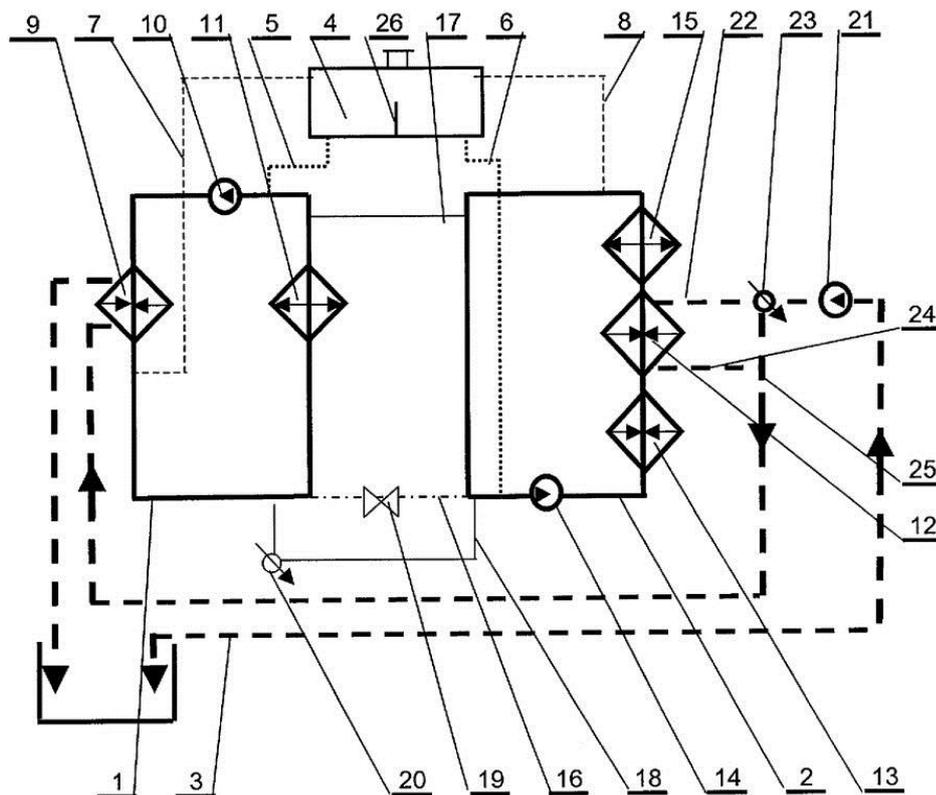
использования термостата, схема изображена на рисунке 11.

Система работает следующим образом. Горячий контур охлаждает рубашку охлаждения дизельного двигателя, а холодный водомасляный теплообменник (ВМТ), охладитель наддувочного воздуха(ОНВ). Между контурами охлаждения установлены три межконтурные магистрали. Первая магистраль оснащена терморегулятором, который управляет расход жидкости из горячего в холодный контур, для поддержания рабочей температуры холодного контура при низких температурах окружающего воздуха. Вторая межконтурная магистраль служит для возврата жидкости из горячего в холодный контур. Третья межконтурная магистраль оборудована термостатом. При достижении температуре в контуре близкой к максимально допустимой, открывается термостат, тем самым осуществляя перепуск жидкости из горячего в холодный контур. Таким образом, осуществляется исключение работы тепловоза с превышением температуры горячего контура, при температуре окружающего воздуха выше расчетной или при сильном загрязнении секций радиатора [65].

Регулировка температуры масла осуществляется с помощью управления расходом масла через ВМТ. Управление расходом осуществляет терморегулятор, установленный на входной трубе в ВМТ, осуществляющий перепуск масла обратно в двигатель, для его подогрева. Таким образом, осуществляется отдельная регулировка температуры масла и наддувочного воздуха в холодном контуре.

Плюсами предлагаемой системы являются:

- высокий КПД системы;
- простота конструкции;
- наличие двух контуров позволяет обеспечивать работу дизеля и вспомогательного оборудования в оптимальных температурных режимах;
- возможность отдельной регулировки температуры масла в ВМТ и воздуха в ОНВ;
- повышение температуры кипения позволяет увеличить температуру воды во фронте радиаторов, тем самым увеличить теплоотдачу каждой секции;



1- Горячий контур; 2- Холодный контур; 3 – Контур охлаждения масла;
 4- Расширительный бак; 5, 6- Подпиточные трубки; 7,8- Выпусы контуров;
 9- Полости охлаждения дизельного двигателя; 10- Водяной насос горячего контура;
 11- Секции радиатора горячего контура; 12- Водомасляный теплообменник;
 13- Охладитель наддувочного воздуха; 14- Водяной насос холодного контура;
 15- Секции радиатора холодного контура; 16- Первая межконтурная магистраль;
 17- Вторая межконтурная магистраль; 18- Третья межконтурная магистраль;
 19- Регулятор расхода жидкости из горячего в холодный контуры; 20- Термостат;
 21- Масляный насос; 22- Входная масляная магистраль; 23- Терморегулятор расхода масла; 24- Выходная масляная магистраль; 25- Перепускная масляная магистраль

Рисунок 11– Система регулировки температуры воды в системе охлаждения тепловоза, за счет управлением перепуска жидкости из одного контура в другой

- увеличивается скорость прогрева двигателя за счет циркуляции теплоносителя в контуре мимо радиаторов, до момента открытия термостата;

- наличие автоматического регулятора, повышает надежность работы дизельного двигателя;

- автоматическая регулировка температуры воды обеспечивается за счет изменения производительности вентилятора, а также за счет перепуска теплоносителя, что предохраняет систему от выхода из строя при работе в условиях пониженной и повышенной температуры окружающей среды;

Минусами предлагаемой схемы считаются:

- наличие автоматического регулятора приводит к большей стоимости и меньшей надежности системы;
- в большом объеме трубопроводов;
- производительность насоса линейно зависит от оборотов двигателя, что приводит к большому отбору мощности на работу системы;
- в случае превышения температуры и аварийной остановки дизеля не обеспечивается прокачка теплоносителя внутри дизеля;
- отсутствие возможности обеспечения прокачки воды при заглушенном двигателе без установки дополнительного канала и водяного насоса, приводимого нет от ДВС.

В 2006 году акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ») опубликовало патент на свою систему регулировки температуры воды в системе охлаждения тепловоза, за счет перетока теплоносителя из контура в контур, а также за счет использования термостата, схема изображена на рисунке 12.

Система работает следующим образом. Горячий контур охлаждает рубашку охлаждения дизельного двигателя, а холодный водомасляный теплообменник (ВМТ), охладитель наддувочного воздуха(ОНВ). Между контурами охлаждения установлены три межконтурные магистрали. Первая магистраль оснащена терморегулятором, который управляет расход жидкости из горячего в холодный контур, для поддержания рабочей температуры холодного контура при низких температурах окружающего воздуха. Вторая межконтурная магистраль служит для возврата жидкости из горячего в холодный контур. Третья межконтурная магистраль оборудована термостатом. При достижении температуре в контуре близкой к максимально допустимой, открывается термостат, тем самым осуществляя перепуск жидкости из горячего в холодный контур. Таким образом, осуществляется исключение работы тепловоза с превышением температуры горячего контура, при температуре окружающего воздуха выше расчетной или при сильном загрязнении секций радиатора.

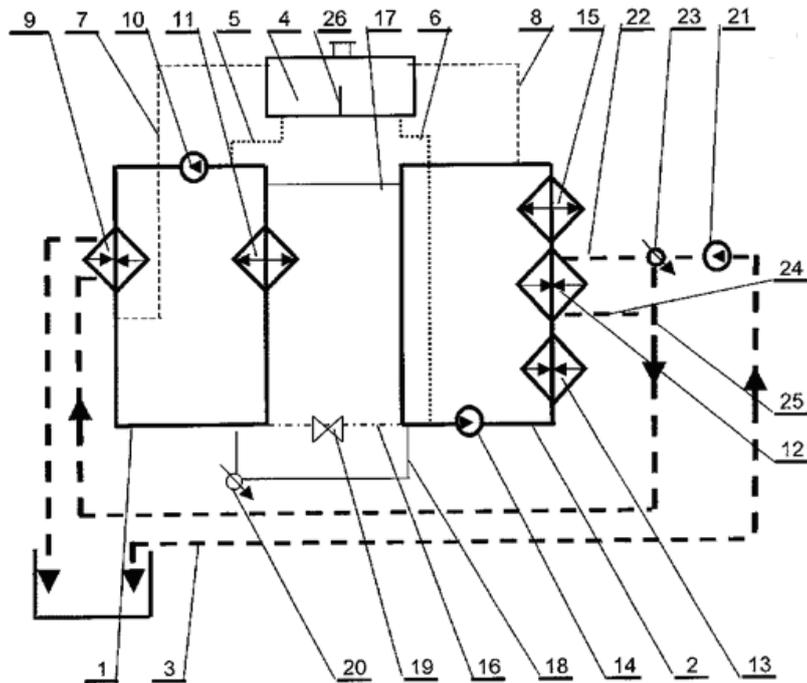


Рисунок 12– Принципиальная схема системы охлаждения тепловозного дизеля с возможностью перепуска теплоносителей между контурами

Поддержание температуры воды горячего контура на заданном уровне на выходе из двигателя 9 обеспечивается регулированием работы всех вентиляторов в соответствии с установленной настройкой САРТ по этой температуре и расхода жидкости из горячего контура 1 в холодный 2 по третьей межконтурной магистрали 18 в соответствии с настройкой термостата 20 по максимальной температуре жидкости горячего контура 1;

Поддержание температуры воды холодного контура 2 на заданном уровне обеспечивается перед охладителем наддувочного воздуха 13 - регулированием расхода жидкости из горячего контура 1 в холодный 2 по первой межконтурной магистрали 16 регулятором 19 в соответствии с его настройкой по этой температуре;

Поддержание температуры масла на выходе из двигателя 9 на заданном уровне обеспечивается регулированием расхода масла через охладитель масла 12 и перепускную магистраль 25 с терморегулятором 23 в соответствии с его настройкой по этой температуре.

Техническим результатом изобретения является повышение эффективности работы двигателя путем регулирования температур всех его теплоносителей и поддержания их на заданном уровне.

Достоинствами предлагаемой системы охлаждения являются:

- высокий коэффициент полезного действия (КПД) системы;
- простота конструкции;
- наличие двух контуров позволяет обеспечивать работу дизеля и вспомогательного оборудования в оптимальных температурных режимах;
- возможность отдельной регулировки температуры масла в ВМТ и воздуха в ОНВ;
- повышение температуры кипения позволяет увеличить температуру воды во фронте радиаторов, тем самым увеличить теплоотдачу каждой секции;
- увеличивается скорость прогрева двигателя за счет циркуляции теплоносителя в контуре мимо радиаторов, до момента открытия термостата;
- наличие автоматического регулятора, повышает надежность работы дизельного двигателя;
- автоматическая регулировка температуры воды обеспечивается за счет изменения производительности вентилятора, а также за счет перепуска теплоносителя, что предохраняет систему от выхода из строя при работе в условиях пониженной и повышенной температуры окружающей среды.

Недостатками системы охлаждения можно считать:

- наличие автоматического регулятора приводит к большей стоимости и меньшей надежности системы;
- большой объем трубопроводов;
- производительность насоса линейно зависит от оборотов двигателя, что приводит к большому отбору мощности на работу системы;
- в случае превышения температуры и аварийной остановки дизеля не обеспечивается прокачка теплоносителя внутри дизеля;
- отсутствие возможности обеспечения прокачки воды при заглушенном двигателе без установки дополнительного канала и водяного насоса, приводимого нет от ДВС.

Система охлаждения, представленная в патенте №2347086 позволяет снизить эксплуатационные затраты двигателя внутреннего сгорания в холодное время года,

строительные затраты на изготовление и ремонт системы охлаждения такого двигателя, увеличить время простоя неработающего двигателя в холодное время года до пуска двигателя в работу без предварительного прогрева, а также повышение эксплуатационной надежности как двигателя, так и его системы охлаждения. Принципиальная схема системы охлаждения, предлагаемая в патенте № 2347086 представлена на рисунке 13 [66].

При работе двигателя под нагрузкой тепло, выделяемое им в горячий контур циркуляции воды 1 в полостях охлаждения двигателя 7, отводится в контур 2 циркуляции незамерзающей жидкости в жидкостном теплообменнике 8, из которого, в свою очередь, тепло отводится в атмосферу в жидкостно-воздушном радиаторе 10 с использованием вентилятора 4.

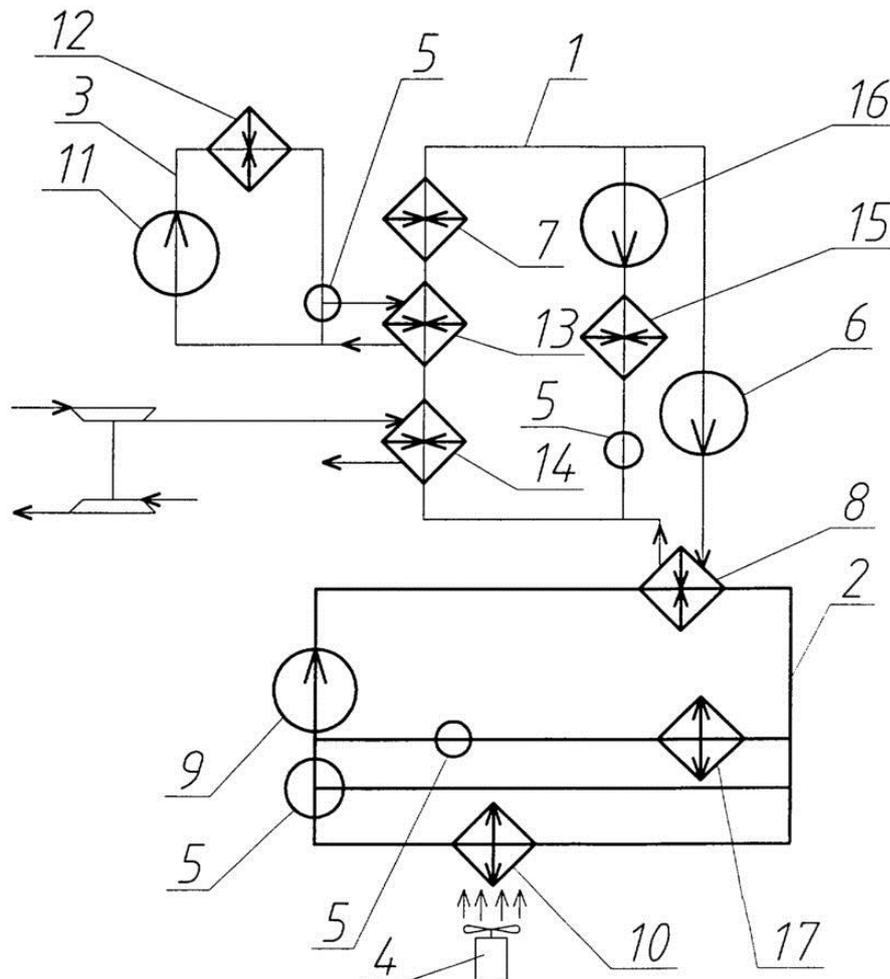


Рисунок 13 – Принципиальная схема системы охлаждения

Тепло, выделяемое в холодный контур охлаждения масла 3 в масляных каналах двигателя 13 и в наддувочный воздух, отводится от этих теплоносителей в охладителях (теплообменниках) 13 и 14 соответственно, которые можно включать холодными сторонами в горячий 1 либо в холодный 2 контуры циркуляции охлаждающих жидкостей.

В период, когда потребности в работе двигателя нет, с целью сокращения затрат топлива и масла, а также моторесурса, двигатель выключается независимо от температуры атмосферного воздуха либо работает на малых оборотах. Вследствие того, что в горячем контуре 1 отсутствует наиболее значительный источник тепловых потерь, водовоздушный радиатор, его суммарные тепловые потери существенно сокращаются, что позволяет значительно увеличить время безопасных кратковременных простоев двигателя без включения дополнительных подогревателей воды только за счет собственной теплоемкости горячего контура 1 и его элементов и, следовательно, сократить затраты топлива или электроэнергии на содержание двигателя в нерабочем состоянии. А также существенно сократить затраты топлива при длительных простоях с работающим двигателем на сильных морозах.

Установка в горячем контуре подогревателя жидкости 15 и вспомогательного циркуляционного насоса 16 при небольших энергетических затратах позволит значительно увеличить время простоя неработающего двигателя при минусовых температурах окружающего воздуха.

Установка в контуре с циркулирующей незамерзающей жидкостью отопителя 17 кабины машинистов позволяет не обогревать кабину в период выключения двигателя.

Таким образом, в предложенной системе охлаждения реализованы положительные качества систем с использованием низкотемпературной жидкости, систем с автономным подогревателем рабочей жидкости или систем с подводом тепловой энергии от постороннего источника, а также систем, позволяющим исключить из горячего контура циркуляции жидкости водовоздушные радиаторы из общих тепловых потерь системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания.

Недостатками данной системы являются:

- сложность конструкции и компоновки элементов контура циркуляции незамерзающей жидкости;

- необходимость оснащения системы охлаждения дополнительными трубопроводами, теплообменниками и водяным насосом;

- увеличение числа компонентов отрицательно влияет на надежность;

- возникновение тепловых ударов во время эксплуатации системы.

Назначение системы охлаждения описанной в патенте №2375211 является поддержание теплового состояния силовой установки многодизельного тепловоза в постоянной готовности к запуску и приему нагрузки любым дизелем или двумя дизелями вместе за счет предлагаемой конструкции системы охлаждения силовой установки, которая автоматически обеспечивает прогрев неработающего дизеля за счет работающего дизеля, постоянную готовность неработающего дизеля к запуску и приему нагрузки без дополнительных затрат времени и энергии, а также повышение экономичности тепловоза путем уменьшения затрат мощности на привод вентиляторов охлаждающего устройства за счет естественного рассеяния тепла в системе охлаждения неработающего дизеля, схема системы охлаждения предлагаемой в патенте представлена на рисунке 14 [67].

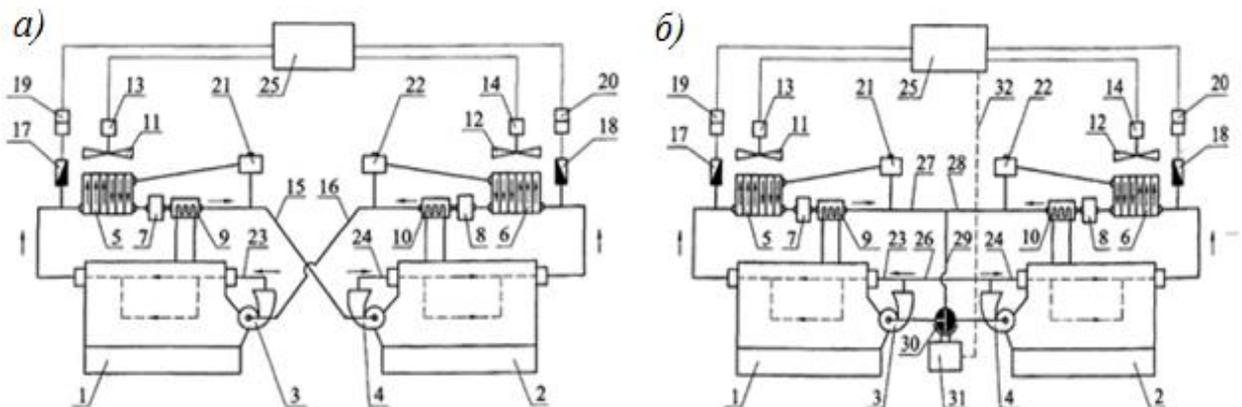


Рисунок 14– схема системы охлаждения предлагаемой в патенте №2375211

На рисунке 14, *а* представлена конструкция системы охлаждения силовой установки двух дизельного тепловоза с последовательным соединением трубопроводов охлаждающей жидкости дизелей, а на рисунке 14, *б* - с параллельным соединением трубопроводов.

Система, представленная на рисунке 14, *а* обеспечивает прогрев неработающего дизеля за счет работающего дизеля, постоянную готовность неработающего дизеля к запуску и приему нагрузки без дополнительных затрат времени и энергии, а также повышение экономичности тепловоза путем уменьшения затрат мощности на привод вентиляторов охлаждающего устройства за счет естественного рассеяния тепла в системе охлаждения неработающего дизеля. Давление охлаждающей жидкости, создаваемое центробежным насосом работающего дизеля, должно быть достаточным для обеспечения циркуляции жидкости по полостям двух последовательно соединенных систем охлаждения дизелей. Благодаря симметричности предложенной системы работающим может быть любой из двух дизелей тепловоза.

Работа системы охлаждения силовой установки двух дизельного тепловоза по второму варианту, представленному на рисунке 13, *б* отличается тем, центробежный насос работающего дизеля прокачивает охлаждающую жидкость одновременно через полости охлаждения дизеля, воздушного радиатора, охладителя наддувочного воздуха и охладителя масла.

В смесителе потоки охлаждающей жидкости, прошедшие через полости охлаждения работающего и неработающего дизелей, смешиваются. Вследствие этого температура смеси двух потоков охлаждающей жидкости возрастает. Проходя по полостям охлаждения неработающего дизеля, поток подогретой жидкости прогревает неработающий дизель и подготавливает его к запуску при отсутствии отдельной системы подогрева.

Предложенная система жидкостного охлаждения силовой установки двух дизельного тепловоза обеспечивает прогрев и постоянную готовность к запуску и работе неработающего дизеля без применения дополнительного агрегата подогрева.

Недостатками предлагаемой системы охлаждения являются:

- сложность конструкции;

- большой объем трубопроводов и элементов, управляющий циркуляцией теплоносителя;
- сложность компоновки и обеспечения соблюдения температурных режимов работы в случае работы одного или двух дизельных двигателей;
- уменьшение надежности в следствии наличия большого количества компонентов;
- обеспечивается готовность к пуску неработающего двигателя, однако, это не обеспечивает соблюдение температурного режима работы элементов неработающего дизеля;
- увеличенное время работы дизельных двигателей в режиме прогрева в эксплуатации;
- наличие температурных ударов в системе охлаждения;
- не обеспечивается быстрый прогрев двигателя, так как при запущенном двигателе теплоноситель всегда проходит через секции радиаторов в полном объеме;
- не обеспечивается прокачка теплоносителя при остановке дизельного двигателя, что негативно сказывается на надежности;
- линейная характеристика производительности насоса от оборотов коленчатого вала, что на двигателе, оснащенный газотурбинным наддувом, влечет к повышенному отбору мощности системой охлаждения и повышенному охлаждению на оборотах коленчатого вала близких к холостому ходу.

В патенте №2372228 предлагается изменить способ циркуляции воздуха в в системе охлаждения тепловоза, принципиальная схема циркуляции воздуха показана на рисунке 15, является регулирование температур горячего теплоносителя (вода, тосол и т.д.) горячего и холодного контуров системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания во всем температурном диапазоне окружающего воздуха, особенно при низких температурах окружающего воздуха, снижение температурных напряжений в передних рядах радиаторных трубок [68].

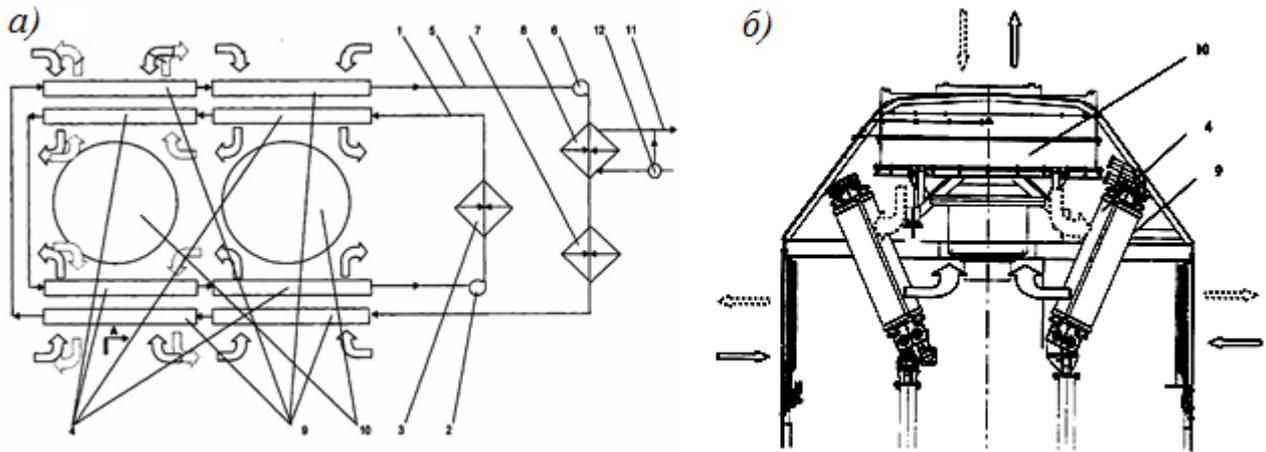


Рисунок 15– Схема циркуляции воздуха в системе охлаждения тепловоза

В горячий контур, изображенный на рисунке 15, а входят секции, установленные во втором ряду по ходу охлаждающего воздуха и последовательно или последовательно-параллельно по отношению к движению горячего теплоносителя. В холодный контур входят секции первого ряда, показанные на рисунке 15, б. Для подачи охлаждающего воздуха через радиаторные секции в системе охлаждения имеются не менее двух вентиляторов, установленных в непосредственной близости друг от друга, причем не менее одного вентилятора выполнены с возможностью переключения в режим реверса.

Вентиляторы всасывают охлаждающий воздух через радиаторные секции с горячими теплоносителями соответственно холодного контура, установленными в первом ряду, и горячего контура, установленными во втором ряду по ходу движения охлаждающего воздуха, регулируют температуры горячих теплоносителей за счет изменения частоты вращения вентиляторов. При необходимости переключают не менее одного вентилятора в режим реверса при понижении температуры горячего теплоносителя в холодном контуре ниже допустимого уровня, нагнетают охлаждающий воздух вентилятором, переключенным в режим реверса, последовательно на часть радиаторных секций горячего контура, а затем на часть радиаторных секций холодного контура для уменьшения отвода тепла от горячего теплоносителя холодного контура.

Плюсами предлагаемой системы является:

- возможность регулировку температуры воздуха для обоих контуров;

- уменьшенной скорости загрязнения секций за счет изменения направления движения воздуха;

- возможность обеспечения подогрева или охлаждения контуров за счет реверсирования не менее одного вентилятора без смешивания теплоносителя в перетоке.

Минусами предлагаемой системы являются:

- в уменьшенной надежности механической части системы, за счет реверсирования не менее одного из вентиляторов;

- возможность переохлаждения секций радиаторов в холодном контуре;

- взаимное влияние контуров на температуру теплоносителя, что приводит к ухудшению параметров теплоотдачи, увеличению расхода топлива;

- увеличению количества секций горячего контура за счет снижения температурного фактора;

- наличию температурных ударов в контурах. Особенно ярко будет выражено снижение температуры теплоносителя горячего контура при реверсировании не менее одного вентилятора.

Для подачи охлаждающей жидкости, в патенте №2443875, пропорционально генерированной мощности требуются насосы системы охлаждения для дизельных двигателей. На рисунке 16 показана принципиальная схема привода водяных насосов[69].

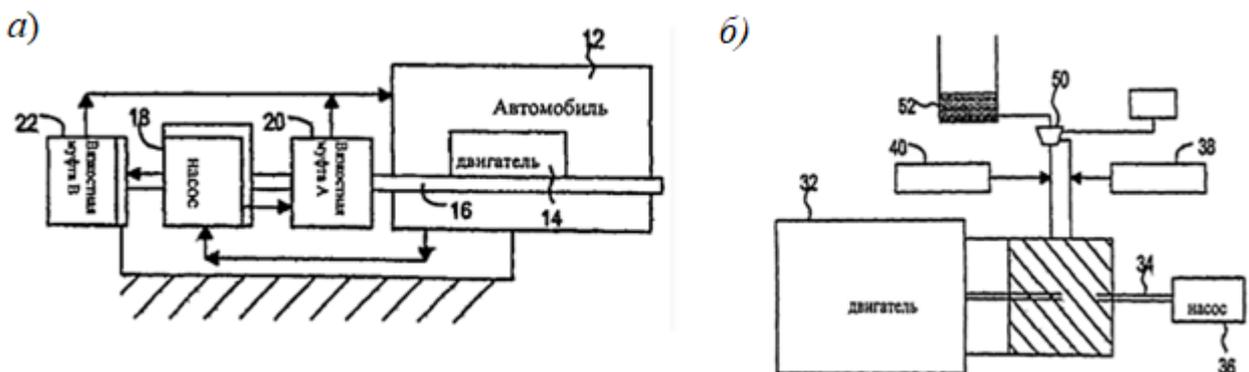


Рисунок 16 – Принципиальная схема привода водяных насосов

Коленчатый вал двигателя 16, схематично изображенный на рисунке 16, *а*, приводит в действие насос системы охлаждения 18. На противоположных сторонах насоса 18 устанавливается пара вязкостных муфт 20 и 22.

Вскоре после установления условий начального запуска для автомобиля 12 и обеспечения некоторого нагревания вязкой жидкости выполняется заполнение вязкостной муфты 20 для получения максимального сцепления с насосом системы охлаждения 18. В то же самое время вязкостная муфта 22 входит только в частичное зацепление и действует как тормоз для замедления скорости насоса. Таким способом вязкостные муфты 20 и 22 проскальзывают и генерируют тепло. Крыльчатка насоса работает только на медленной скорости, однако этой скорости достаточно для рассеивания тепла.

В этом варианте осуществления изобретения полагается, что в таких условиях требуемый поток жидкости должен приблизительно соответствовать потоку, вытекающему при работе насоса с полной скоростью на холостом ходу при применении обычного насоса системы охлаждения. Насос системы охлаждения, приводимый в действие трением, как правило, имеет размер больше обычного для достижения максимального проскальзывания вязкостной муфты, которое обычно составляет порядка 2 - 3 %.

Когда дополнительное тепло не требуется, из вязкостной муфты 22 выпускается жидкость, и скорость насоса системы охлаждения регулируется только вязкостной муфтой 20.

На рисунке 16, *б* элемент клапана 50 располагается между баком для хранения рабочей жидкости 52 и двумя вязкостными муфтами 38 и 40. Элемент клапана 50 избирательно направляет рабочую жидкость в одну или в обе муфты.

Изобретение обеспечивает создание улучшенной системы дополнительного подогрева теплоносителя путем реализации функции нагревателя вязкой охлаждающей жидкости. Изобретение обеспечивает независимое управление выходной мощностью нагревателя и процентное включение насоса для подачи охлаждающей жидкости от входного источника питания.

Достоинствами предлагаемой системы охлаждения являются:

- непрерывная регулировка производительности насоса;
- возможность подогрева теплоносителя вязкостными муфтами.

Минусами предлагаемой системы охлаждения являются:

- сложность конструкции;
- подогрев теплоносителя обеспечивается только в зоне крыльчатки насоса, так как тепловая производительность муфт соизмерима с теплоотводом от трубопроводов в атмосферу;
- в случае превышения температуры и аварийной остановки дизеля не обеспечивается прокачка теплоносителя внутри дизеля;
- отсутствие возможности обеспечения прокачки воды при заглушенном двигателе без установки дополнительного канала и водяного насоса, приводимого нет от ДВС;
- уменьшенная надежность в следствии наличия большого количества компонентов.

В патенте №2459093 предлагается повысить давление в расширительном баке. Принципиальная схема системы охлаждения изображена на рисунке 17.

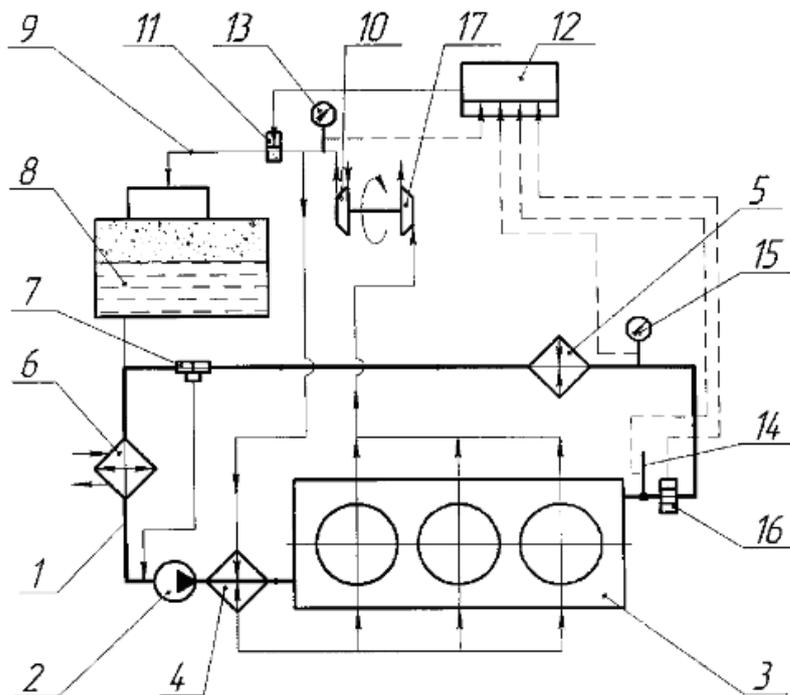


Рисунок 17– Принципиальная схема системы охлаждения

Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания содержит замкнутый контур, включающий в себя циркуляционный насос 2, рубашку 3 охлаждения поршневой части двигателя, охладитель 4 надвучного воздуха, водомасляный охладитель 5, водоводяной охладитель 6, термостат 7я, расширительный бак 8, к которому подключена воздушная магистраль 9 от компрессора 10.

Давление воздуха поступает в бак от турбокомпрессора (компрессор – 10, турбина – 17), использующего энергию отработавших газов, отводимую от поршневой части двигателя. При этом компрессор может обеспечить повышение давления в системе охлаждения до 0,2 - 0,3 МПа, в результате чего происходит увеличение температуры воды до 120 - 130 °С, устраняющее возможность появления пленочного кипения в полостях охлаждения двигателя.

Достоинствами предлагаемой системы охлаждения являются:

- увеличенная температура работы системы, что позволяет повысить коэффициент полезного действия (КПД) охладителей;
- увеличивается скорость прогрева двигателя за счет циркуляции теплоносителя в контуре мимо радиаторов, до момента открытия термостата.

Недостатками предлагаемой системы охлаждения являются:

- сложность конструкции;
- уменьшение надежности в следствии наличия большого количества компонентов;
- возникновение тепловых ударов во время эксплуатации системы;
- не обеспечивается прокачка теплоносителя при остановке дизельного двигателя, что негативно сказывается на надежности;
- линейная характеристика производительности насоса от оборотов коленчатого вала, что на двигателе, оснащенный газотурбинным наддувом, влечет к повышенному отбору мощности системой охлаждения и повышенному охлаждению на оборотах коленчатого вала близких к холостому ходу;
- в случае превышения температуры и аварийной остановки дизеля не обеспечивается прокачка теплоносителя внутри дизеля.

В МИИТе, под руководством проф. Лукова Н.М. был создан автоматический

комбинированный микропроцессорный регулятор температуры охладителя в системе дизеля тепловоза [70].

Механический привод вентилятора имеет более высокий КПД, чем гидродинамический, гидрообъемный и электрический приводы. КПД механического привода вентилятора остается высоким на всех режимах работы, тогда как КПД гидродинамического, гидрообъемного и электрического приводов уменьшаются при уменьшении частоты вращения вентилятора охлаждения. Механический привод вентилятора также имеет меньшую удельную массу на единицу мощности, меньшие габаритные размеры и меньшую стоимость.

Однако автоматические релейные двухпозиционные регуляторы температуры охлаждающих сред дизеля с механическим приводом (с одной ступенью передачи) вентилятора охлаждения имеют существенные недостатки. Эти недостатки автоматического релейного регулятора температуры охлаждающих сред дизеля с механическим приводом вентилятора охлаждения можно значительно уменьшить путем преобразования его из двухпозиционного в многопозиционный, схема представлена на рисунке 18. Чем больше позиций имеет релейный регулятор, тем больше релейная система с таким регулятором приближается к системе непрерывного действия по показателям качества работы. В предлагаемом автоматическом релейном шестипозиционном микропроцессорном регуляторе температуры тепловой машины в механическом приводе вентилятора применена планетарная коробка перемены передач (ПКП) с тремя ступенями передачи. По сравнению с коробками передач, образованными простыми зубчатыми механизмами, ПКП обладают преимуществом.

Релейное регулирование температуры охлаждающих сред дизеля осуществляется путем включения и выключения вентилятора при срабатывании термореле. Статические характеристики автоматического релейного двухпозиционного регулятора температуры охлаждающих сред дизеля имеют вид петли и представлены на рисунке 18, а. Статические характеристики автоматического релейного двухпозиционного регулятора температуры охлаждающих сред дизеля: а - при номинальной частоте вращения, соответствующей номинальной подаче вентилятора $G_{в.ном}$; б - при минимальной частоте вращения вала дизеля, соответствующей минимальной

подаче вентилятора G_B мин. Разность температур включения T_{M2} и выключения T_{M1}^{M1} вентилятора представляет собой зону нечувствительности (возврата) регулятора 2 $Z_{НЧ}$, которая является статическим параметром настройки регулятора.

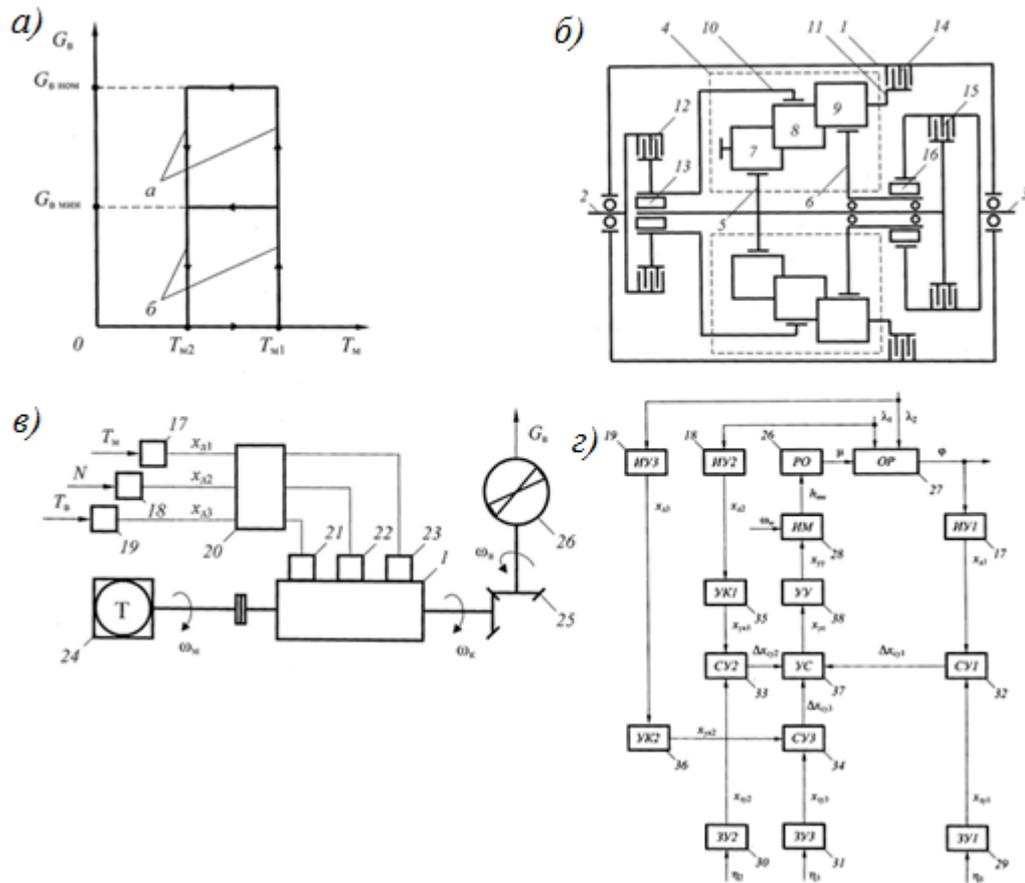


Рисунок 18– Чертежи по патенту №2492335

Включения и выключения вентилятора приводят к колебаниям температуры охлаждающих сред дизеля со значительными амплитудами и к увеличенному расходу топлива дизелем, к уменьшению его ресурса и к увеличению вредных выбросов в атмосферу с выхлопными газами.

Колебания температуры охлаждающих сред дизеля со значительными амплитудами приводят к уменьшению надежности радиаторов охлаждающего устройства и к увеличенным затратам энергии на привод вентилятора. При включении вентилятора из-за большого момента инерции вентиляторного колеса наблюдаются значительные динамические нагрузки в валопроводе, что приводит к значительному снижению надежности привода вентилятора.

В корпусе ПКП с тремя ступенями передачи, схема планетарной коробки передач приведена на рисунке 18, б. Принципиальная схема планетарной коробки перемены передач включает сложный четырехзвенный планетарный механизм компактной структуры.

Такая ПКП обеспечивает исключение разрыва потока мощности при переключении передач путем последовательного включения очередных элементов управления без отключения предыдущих.

Автоматический комбинированный микропроцессорный регулятор температуры тепловой машины с механическим приводом вентилятора, схема привода вентилятора показана на рисунке 18, в. Любая автоматическая система регулирования (АСР) содержит две основные функциональные части: объект регулирования (ОР) и автоматический регулятор (АР). Любой автоматический регулятор содержит две основные соединенные последовательно функциональные части: управляющий орган (УО) и исполнительно-регулирующее устройство (ИРУ). Управляющий орган содержит устройства: измерительное (ИУ) (датчик регулируемой величины), задающее (ЗУ), сравнивающее (СУ) и усилительное (УУ). В свою очередь исполнительно-регулирующее устройство содержит две соединенные последовательно функциональные части:

Система регулирования температуры тепловой машины с предлагаемым автоматическим комбинированным релейным шестипозиционным микропроцессорным регулятором температуры тепловой машины с механическим приводом вентилятора представлена на рисунке 18, г.

Осуществление предлагаемого изобретения позволит повысить надежность механического привода вентилятора охлаждения, радиаторов и тепловой машины, уменьшить расход топлива тепловой машиной. Технический результат достигается за счет того, что применена планетарная коробка перемены передач с четырехзвенным планетарным механизмом это обуславливает понижение динамических нагрузок в элементах привода вентилятора и значительное повышение его надежности.

Достоинствами данной схемы являются:

- простота конструкции;

- возможность автоматической регулировки производительности вентилятора;
- высокий КПД системы;
- повышение температуры кипения позволяет увеличить температуру воды во фронте радиаторов, тем самым увеличить теплоотдачу каждой секции;
- наличие двух контуров позволяет обеспечивать работу дизеля и вспомогательного оборудования в оптимальных температурных режимах;
- при изменении производительности вентилятора не происходит разрыва мощности;
- система защищена от тепловых ударов, так как не образуется резких перепадов температур рабочего тела системы охлаждения;
- Наличие автоматического регулятора повышает надежность работы дизельного двигателя.

Предлагаемая схема управлением расходом воздуха имеет следующие недостатки:

- невозможность регулирования отдельно температуры масла в ВМТ и наддувочного воздуха в ОНВ;
- наличие автоматического регулятора приводит к большей стоимости и меньшей надежности системы;
- не обеспечивается быстрый прогрев двигателя, так как при запущенном двигателе теплоноситель всегда проходит через секции радиаторов в полном объеме;
- не обеспечивается прокачка теплоносителя при остановке дизельного двигателя, что негативно сказывается на надежности.
- релейная регулировка температуры;
- производительность насоса линейно зависит от оборотов двигателя, что приводит к большему отбору мощности на работу системы;
- отсутствие возможности обеспечения прокачки воды при заглушенном двигателе без установки дополнительного канала и водяного насоса, приводимого

от ДВС.

Одним из ведущих производителей транспортных средств, а также двигателей к ним, является компания SCANIA. Самым мощным коммерческим двигателем этой компании, устанавливаемым на суда, является DI16 076M. Это V-образный, 8 цилиндровый, 16-ти литровый четырехтактный двигатель с турбонаддувом, мощностью 846кВт/1150л.с. на 2300 мин-1, обеспечивающий, при максимальной нагрузке, удельный расход топлива $g_e=214$ г/(кВт·ч) [71, 72].

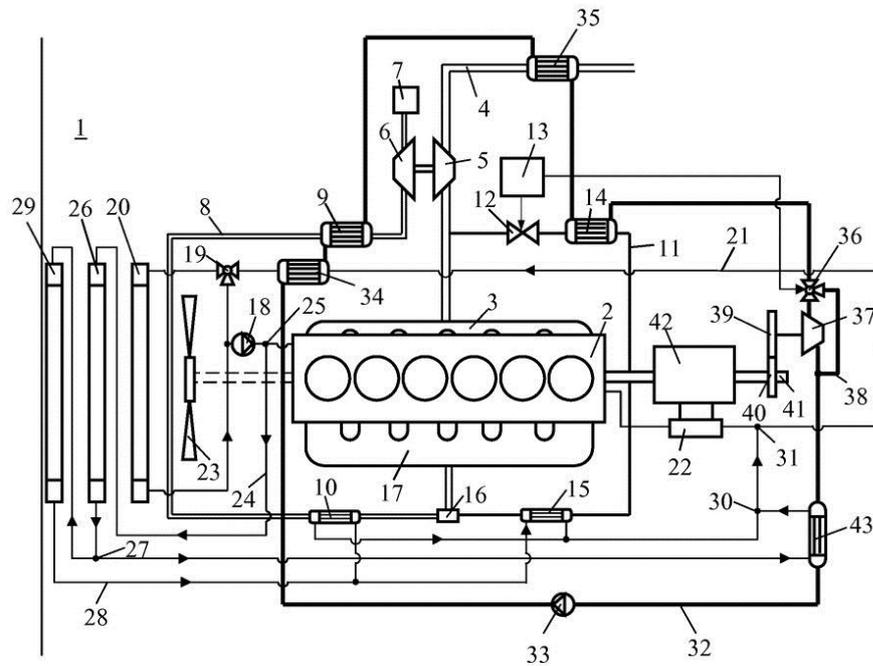
В диссертационном исследовании рассмотрены патенты компании, входящие в классы МПК F01P3/20; F01P7/14; F02B29/04; F02G5/04;

В систему охлаждения дизельного двигателя внедряется дополнительный распределяющий контур с агентом, который может менять фазовое состояние при рабочих температурах контура. Схема патента изображена на рисунке 19 [73].

Рубашка охлаждения соединена через термостат с двумя контурами – малым и большим. Каждый из контуров обладает собственным радиатором. Когда двигатель холодный и термостат закрыт, рабочее тело циркулирует по контуру двигатель, охладитель масла гидравлического тормоза-замедлителя (ретардера или интердера), водяной насос. После прогрева двигателя до некоторой температуры открывается термостат, и жидкость циркулирует через первый радиатор, расположенный максимально близко к двигателю.

Так как водяной насос все время нагнетает жидкость в два контура, после открытия термостата, часть охлажденного потока попадает во второй контур. Во втором контуре жидкость попадает в второй охладитель и соответственно увеличивает глубину охлаждения, так как второй радиатор находится ближе к атмосферному воздуху.

После второго радиатора поток жидкости делиться: одна часть потока направляется к теплообменнику с агентом и потом соединяется с первым контуром после того как он пройдет охладитель тормоза-замедлителя, а вторая часть потока направляется к третьему радиатору, который расположен еще ближе к окружающей среде, чем второй охладитель.



- 1-Транспортное средство; 2- ДВС; 3- Выпускной коллектор; 4- Выпускной трубопровод;
 5, 37-Турбина; 6-Компрессор; 7-Воздушный фильтр; 8-Впускной трубопровод;
 9- Первый охладитель наддувочный воздух; 10- Второй охладитель наддувочного воздуха;
 11- Возвратный трубопровод рециркуляции выхлопных газов; 12- Клапан EGR(рециркуляции выхлопных газов); 13-Блок управления; 14- Первый охладитель перепускных выхлопных газов;
 15- Второй охладитель перепускных выхлопных газов; 16- Смеситель наддувочного воздуха и перепускных выхлопных газов; 17- Впускной трубопровод; 18,- Водяной насос; 19- Термостат;
 20- Первый радиатор; 21,24,28- Трубопровод; 22- Охладитель тормоза-замедлителя;
 23-Вентилятор; 25,27;-Разветвитель потока охлаждающей жидкости; 26-Второй радиатор;
 29-Третий радиатор; 30- Коллектор трубопровода второго контура;
 31-Коллектор соединяющий трубопровод второго и первого контура;
 32- Дополнительный рекуперационный контур с агентом; 33-Насос агента; 34,- Теплообменник рабочей жидкости и агента; 35- Теплообменник агента и выхлопных газов;
 36- Клапан перепуска агента мимо турбины; 38- Обводной трубопровод;
 39- механическая трансмиссия; 40- Маховик; 41- Выходной вал; 42-Коробка передач;
 43- Конденсатор агента

Рисунок 19 – Принципиальная схема охлаждения транспортного двигателя

Рабочая жидкость, попадающая в третий радиатор, подвергается еще большей глубине охлаждения, так как воздух проходящий через третий охладитель имеет температуру ниже чем во втором охладителе, и, соответственно, еще ниже чем в первом. Температура охлаждающей жидкости в третьем контуре может приблизительно иметь температуру окружающей среды. После этого поток направляется в два теплообменника: в охладитель наддувочного воздуха и в охладитель перепускных выхлопных газов.

В итоге система имеет три контура с различными температурными режимами. В каждом из контуров имеются теплообменники между рабочей жидкостью

системы охлаждения и агентом дополнительно распределяющего контура. В дополнительном распределяющем контуре, агентом в котором является предпочтительно вода, происходит прокачка агента благодаря отдельному насосу.

Агент прокачивается в жидкой форме через первый теплообменник, связанный с первым контуром охлаждения. Температура агента в первом теплообменнике составляет приблизительно 100 °С, после чего он направляется во второй теплообменник, который является первым охладителем наддувочного воздуха. Температура агента во втором теплообменнике достигает 200 °С, из-за чего агент частично или полностью испаряется. Затем агент нагнетается в третий теплообменник, который охлаждает выхлопные газы, направляющиеся в глушитель. Выхлопные газы, перед тем как попали в третий теплообменник, уже проследовали через газотурбинный наддув, поэтому их температура составляет примерно 350 °С. После этого агент, который уже полностью испарился, направляется в четвертый теплообменник, который является первым охладителем перепускных выхлопных газов. Здесь агент приобретает относительно высокое давление и относительно высокую температуру. После чего агент может быть направлен через клапан либо на турбину, либо на перепуск мимо неё.

Турбина, на которую подается агент, механически связана через понижающий редуктор с выходным валом коробки передач или на коленчатый вал двигателя. Мимо турбины агент проходит в случаях, когда он не весь испарился или, когда не требуется дополнительная энергия на коленчатом валу или трансмиссии.

После прохождения через турбину или мимо нее, агент попадает в конденсатор, связанный со вторым контуром системы охлаждения. Это позволяет придать агенту температуру ниже чем в первом контуре, что позволит повторить цикл рекуперации энергии в дополнительном распределительном контуре.

Данная система имеет следующие достоинства:

- наличие нескольких контуров позволяет разделить оборудование по температурным режимам, тем самым обеспечивая их работу в оптимальном температурном диапазоне;
- обеспечивается отдельная регулировка температуры масла, наддувочного

воздуха и перепускных выхлопных газов;

- во втором и в третьем варианте исполнения имеется возможность установки предпускового подогревателя масла;

- имеется возможность рекуперировать энергию выхлопных газов, подогретого наддувочного воздуха, охладителя масла тормоза-замедлителя в механическую энергию;

- использование антифриза позволяет использовать высокотемпературное охлаждение, тем самым увеличивается теплоотдача каждой секции радиатора;

- в отсутствии необходимости опорожнения главных контуров при длительной стоянке тепловоза и низких значениях температуры окружающей среды;

- увеличенный срок службы радиаторных секций за счет использования антифриза и уменьшения температурных деформаций трубок в секциях;

- температура регулируется производительностью вентилятора, перепуском теплоносителя между контурами и расходом агента в дополнительном распределительном контуре, что повышает её точность и улучшает параметры работы системы при наименьших и наибольших расчетных значениях температуры окружающей среды;

- имеется возможность плавной регулировки производительности вентилятора;

- увеличивается скорость прогрева двигателя за счет отключения радиаторов из контура циркуляции теплоносителя, до момента открытия термостата;

- система защищена от тепловых ударов, так как не образуется резких перепадов температур рабочего тела системы охлаждения.

Минусы данной системы заключаются:

- в сложности конструкции;

- высокий отбор мощности на обеспечение работы системы;

- в сложности настройки системы для каждой модели двигателя;

- в большом объеме трубопроводов;

- в большом количестве теплообменников и радиаторов;

- в сложности компоновки данной системы на транспортном средстве;

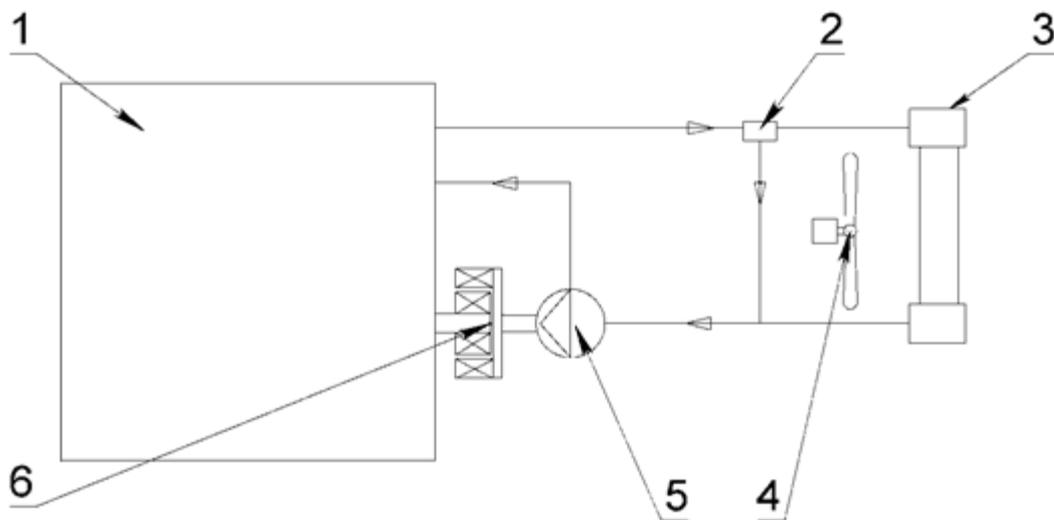
- наличие автоматического регулятора и управляемых компонентов приводит к большей стоимости и меньшей надежности системы;

- не обеспечивается прокачка теплоносителя при остановке дизельного двигателя, что негативно сказывается на надежности.

-в необходимости использовать антифриз в основных контурах системы охлаждения, так как в третьем контуре температура рабочего тела падает до температуры окружающей среды, что может вызвать образование льда.

Так же одним из ведущих производителей транспортных машин является компания MAN. Одним из самых мощных серий транспортных двигателей производимых данной компанией является рядный шестицилиндровый дизель D3876 объемом 15,2 л3 мощностью 471кВт/ 640 л.с. на 2100 мин-1.

На рисунке 20 представлена принципиальная схема системы охлаждения двигателя MAN D3876.



1 – Дизельный двигатель; 2 – Термостат; 3 – Радиатор; 4 – Вентилятор; 5 – Водяной насос;

6 – Электрическая муфта

Рисунок 20– Схема охлаждения MAN D3876

Данная схема предполагает использование электрической муфты, для бесступенчатого управления производительностью водяного насоса в диапазоне 20 - 95 % [74].

Если двигатель используется в установившемся режиме, например, прямолинейное движение по равнине, мощность водяного насоса может быть снижена, по данным производителя, на 80 %.

Плюсы данного технического решения заключаются в следующем:

- бесступенчатая регулировка температуры;
- использование вентиляторов при номинальном коэффициенте полезного действия и при высокой производительности водяного насоса;
- уменьшенное энергопотребление системы охлаждения;
- поддержание оптимального температурного режима двигателя при различных параметрах окружающей среды.

Минусы данного технического решения:

- невозможность циркуляции теплоносителя после остановки двигателя;
- использование в качестве теплоносителя смеси дистиллированной воды и пропиленгликоля;
- невозможность использования нескольких оптимальных температурных режимов работы в зависимости от нагрузки на двигатель.

На автомобилях компании Volkswagen, для автоматической регулировки температуры теплоносителя используется электроуправляемый термостат.

Это позволяет обеспечить работу двигателя в различных температурных режимах в зависимости от нагрузки, а именно на режиме максимальной мощности температура охлаждающей жидкости составляет 85 - 95 °С, на режиме частичной нагрузки увеличивается до 95 - 110 °С.

Повышенная температура рабочего тела системы охлаждения позволяет добиться более полного сгорания топлива при частичной нагрузке, уменьшает токсичность выхлопных газов. В свою очередь пониженная температура теплоносителя в системе охлаждения на полной нагрузке увеличивает мощность двигателя, благодаря более глубокому охлаждению наддувочного воздуха и, соответственно, более полному наполнению камеры сгорания свежим зарядом.

Антифриз во время работы двигателя постоянно обтекает термостат, что поз-

воляет открывать его, в аварийных режимах, при достижении температуры рабочего тела системы охлаждения 110 °С.

Внутри термостата встроено сопротивление, которое при прохождении по нему тока, нагревает наполнитель. При нагреве наполнитель расширяется, перемещая штифт с установленной на нем тарелкой.

Данный термостат устанавливается внутрь распределителя потоков, таким образом, что тарелка, установленная на штифте термостата, распределяет прокачиваемый антифриз по контурам системы охлаждения.

За выбор температурного диапазона работы системы охлаждения отвечает электронный блок управления (ЭБУ) двигателем.

ЭБУ с помощью датчика температуры отслеживает температуру теплоносителя в контурах, а по сигналу датчика оборотов коленчатого вала и датчика массового расхода воздуха происходит определение режима работы двигателя и степень его загрузки. По полученным данным блок управления задает режим циркуляции антифриза, т.е. по малому или по большому циркуляционному кругу.

Выбор режима циркуляции производится на основе в соответствии с трехмерными графиками зависимости температуры охлаждающей жидкости от ряда факторов.

Первоначальным фактором, который определяет тепловой режим работы двигателя, является нагрузка на двигатель и частота вращения коленчатого вала двигателя. Последующий выбор режима осуществляется по фактической скорости автомобиля и температуры всасываемого воздуха.

В качестве номинальной величины принимается меньшее значение, и на термостат подается соответствующий сигнал.

Термостат срабатывает лишь тогда, когда фактическая величина температуры охлаждающей жидкости выходит за пределы поля допуска номинальной величины температуры, что обеспечивает постоянство нахождения фактической температуры в поле допуска номинальной температуры.

Плюсами данной системы являются:

- поддерживается наиболее оптимальная температура двигателя на различных нагрузках;
- уменьшается расход топлива на частичных нагрузках;
- повышается вырабатываемая мощность за счет более полного наполнения цилиндров на режиме полной нагрузки.

Минусами системы являются:

- наличие ЭБУ, что приводит к большей стоимости и меньшей надежности системы;
- распределитель потоков имеет достаточно сложную форму, что требует использование пластичных, термостойких пластиков;
- производительность насоса линейно зависит от оборотов двигателя, что приводит к большому отбору мощности на работу системы;
- наличие нагревательного элемента в термостате ведет к повышенному износу последнего;
- отсутствие возможности обеспечения прокачки воды при заглушенном двигателе без установки дополнительного канала и водяного насоса, приводимого нет от ДВС.

Инерционный насос в системе охлаждения транспортного двигателя концерна Volkswagen предназначен для циркуляции охлаждающей жидкости после остановки прогретого двигателя транспортного средства, так как тепло от деталей двигателя продолжает отводиться в теплоноситель находящейся в рубашке охлаждения.

Рабочая жидкость, находящаяся в рубашке охлаждения, но не прокачиваемая насосом, будет закипать, что негативно сказывается на надежности двигателя в целом. При кипении жидкости происходит кавитационный износ полостей рубашки охлаждения, термическая деформация деталей двигателя [76].

Для предотвращения закипания жидкости, после остановки двигателя, продолжается прокачка теплоносителя по системе, а также продолжается работа вен-

тилятора системы охлаждения. Циркуляция обеспечивается дополнительным инерциальным водяным насосом с электрическим приводом.

1.5 Системы охлаждения транспортных двигателей отечественного производства

На современных, отечественных транспортных двигателях, например, двигатель КамАЗ-740.51-320 [77-79], КамАЗ 6520 использует двухконтурное охлаждение.

Контур оснащается термостатом, обеспечивающим перепуск теплоносителя мимо радиатора. Надувочный воздух охлаждается в отдельном воздуховоздушном радиаторе (интеркулере). Теплоотдача в воздух от радиатора и интеркулера регулируется частотой вращения вентилятора, приводимого от водяного насоса через гидромуфту переменного наполнения.

Так же имеется регулировка сезонного расхода воздуха за счет открытия (летний режим) или закрытия (зимний режим) жалюзи, установленных спереди радиатора.

Такой же принципиальной схемой охлаждения обладают двигатели ЯМЗ 6565 [80], ЯМЗ 536 [81], или более ранними версиями ЯМЗ 236 [82].

Плюсы представленных систем охлаждения транспортных двигателей:

- простота конструкции;
- система защищена от тепловых ударов, так как не образуется резких перепадов температур рабочего тела системы охлаждения;
- при изменении производительности вентилятора холодильной камеры, не происходит разрыва мощности;
- непрерывная регулировка температуры;
- минимизированный отвод мощности на привод вентилятора;
- возможность автоматической регулировки производительности вентилятора;

- повышение температуры кипения теплоносителя позволяет увеличить температуру воды во фронте радиаторов, тем самым увеличить теплоотдачу каждой секции.

Недостатки представленных систем охлаждения транспортных двигателей:

- использование в качестве теплоносителя, смеси дистиллированной воды и пропиленгликоля;

- невозможность обеспечения циркуляции теплоносителя после остановки двигателя;

- невозможность обеспечения различных температур теплоносителя для различных элементов установленных в нем;

- влияние выделяемого или потребляемого количества теплоты элементов системы охлаждения друг на друга

- постоянная работа вентилятора системы охлаждения;

- невозможность включения вентилятора после остановки дизельного двигателя.

1.6 Выводы по разделу 1

1 Проведен обзор литературных источников из которого следует, что режим работы двигателя существенно влияет на его надежность, экономичность и экологические параметры.

2 Проведенный анализ результатов патентного поиска, конструкций и схем автоматического управления температурой теплоносителя позволил сформулировать требования, предъявляемые к системе автоматического регулирования температуры теплоносителя в системе охлаждения:

- обеспечение циркуляции теплоносителя после остановки дизеля;
- использование в качестве теплоносителя подготовленной воды;
- поддержание температуры теплоносителя в диапазоне 80 - 85 °С вне зависимости от оборотов 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 время простоя локомотива с остановленным дизельным двигателем без образования льда, для различных значений температуры окружающей среды;
- обеспечение совпадения характеристик подводимого и отводимого количества теплоты в системе охлаждения тепловозного дизеля в зависимости от условий эксплуатации и технического состояния системы;
- минимизирование отбора мощности на привод системы охлаждения тепловозного дизеля;
- обеспечение соблюдения допуска рабочих температур горячего и холодного контура (не превышение глубины охлаждения).

2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕПЛОВОЗА С УЧЕТОМ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР В ФРОНТЕ РАДИАТОРОВ

Для количественной оценки эффективности новой или модернизированной системы охлаждения необходимо иметь математический аппарат, позволяющий получать корректные параметры работы системы охлаждения дизеля при изменении атмосферных условий. При разработке математической модели использованы законы, описывающие течение охлаждающей жидкости по фронту радиаторов с учетом ряда допущений:

- не учитывается распределение ОЖ по секции радиатора;
- число секций принято равным минимально необходимому числу для описания поведения теплоносителя;
- не учитывается распределение скорости воздуха в фронте радиаторов системы охлаждения;
- не учитывается загрязнение трубопроводов, секций радиатора как со стороны воздуха, так и со стороны воды;
- не учитывается аэродинамическое сопротивление секций радиатора.

2.1 Порядок проведения моделирования системы охлаждения тепловоза

Известны способы расчета температур в пластинчатых теплообменниках [84 - 86] и в теплообменниках с оребренными трубками [87].

В предлагаемой математической модели используется фронт радиаторов, который состоит из секции серии Р62.131.000 [88]. Количество секций принимается равное трем, так как это минимально необходимое число секций для описания поведения теплоносителей.

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. [89, 90].

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

Описание параметров течения теплоносителя по элементарным контурам зависит от компоновки, в диссертационном исследовании рассматривалось два способа циркуляции теплоносителя, графически представленные на рисунках 21 и 22:

- П-образный способ циркуляции теплоносителя;
- Z-образный способ циркуляции теплоносителя.

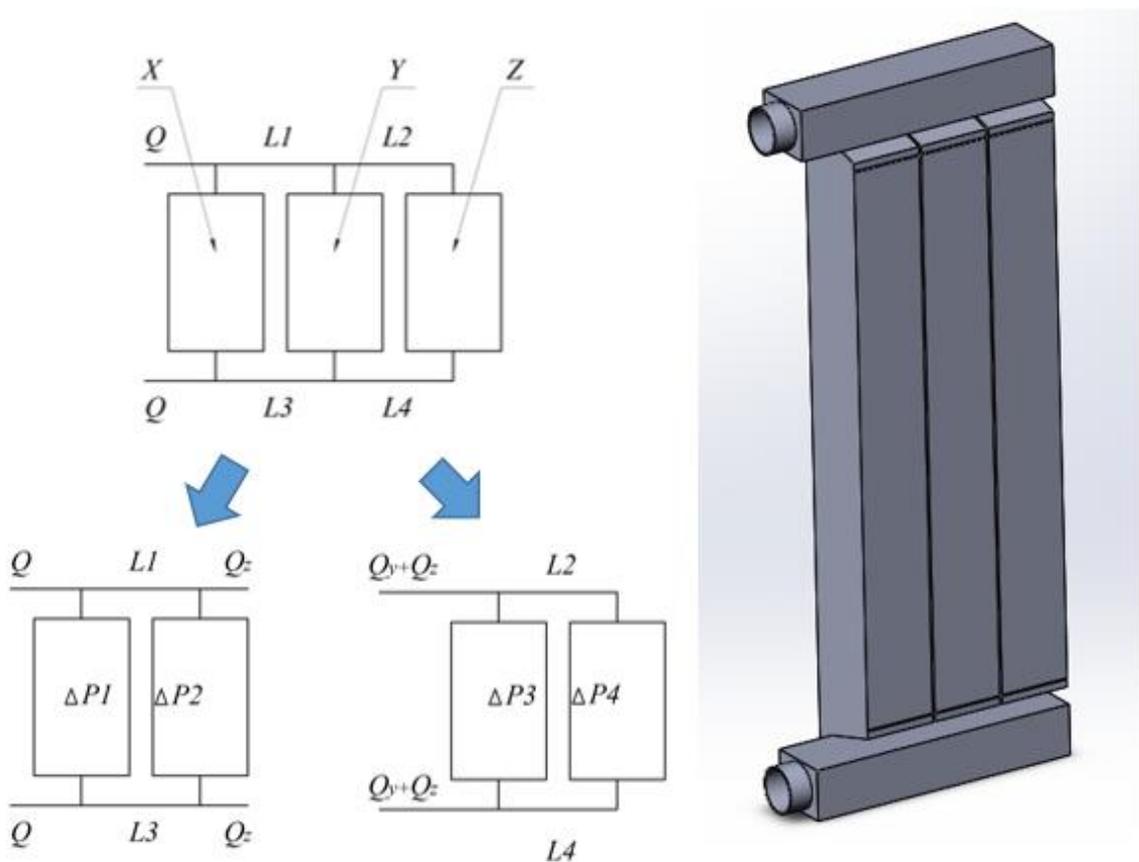


Рисунок 21 – Схема разбития фронта радиаторов с П-образным способом компоновки секций на элементарные контуры

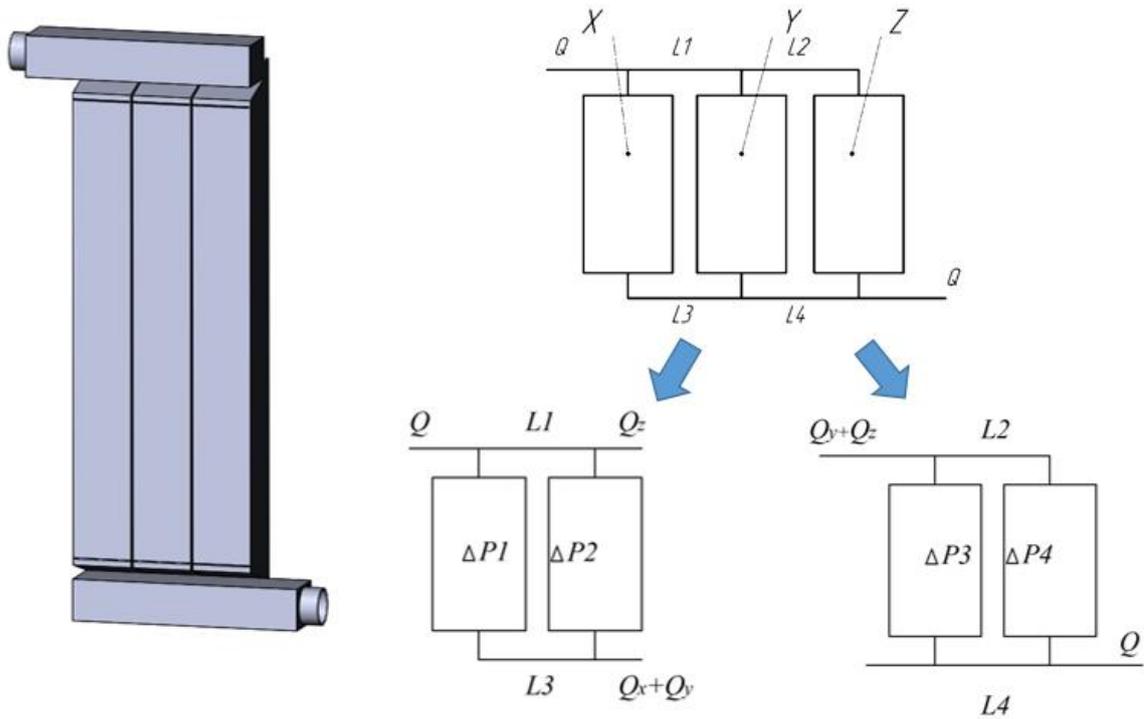


Рисунок 22 – Схема разбития фронта с Z-образным способом компоновки секций на элементарные контуры

2.2 Расчет потерь давлений в ветвях контуре с П-образным способом циркуляции теплоносителя

Для прямых участков между секциями значение коэффициента сопротивления трения единицы относительной длины участка [91]:

$$\lambda = \begin{cases} \frac{64}{Re_B}, & \text{при } Re_B \leq 2000 \\ \frac{1}{(1.81 \ln(Re_B) - 1.64)^2}, & \text{при } Re_B > 2300 \end{cases} \quad (1)$$

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

Значение местного сопротивления бокового ответвления в тройнике для питающего трубопровода:

$$\xi_{бок\ пит} = \left[1,1 - 0,7 \frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right] \left[1 + \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \frac{F_{\delta}}{F_c} \right)^2 - 2 \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \frac{F_{\delta}}{F_c} \right) \cos(\alpha) \right] - K_{\delta} \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \frac{F_{\delta}}{F_c} \right)^2, \quad (2)$$

где Q_{δ} – расход теплоносителя через боковое ответвление в тройнике, л/с; Q_c – расход теплоносителя через прямой проход в тройнике, л/с; F_{δ} – проходное поперечное сечение бокового ответвления в тройнике, м²; F_c – проходное поперечное сечение прямой проход в тройнике, м²; α – угол между боковым ответвлением и прямым проходом, рад.

Значение местного сопротивления прямого прохода теплоносителя через тройник для питающего трубопровода:

$$\xi_{прям\ пит} = \frac{0,4 \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right)^2 + 0,2 \cdot 10^{-15}}{\left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \frac{F_{\delta}}{F_c} \right)^2}. \quad (3)$$

Значение местного сопротивления бокового ответвления в тройнике для собирающего трубопровода:

$$\xi_{бок\ соб} = A \left[1 + \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \frac{F_{\delta}}{F_c} \right)^2 - 2 \frac{F_{\delta}}{F_c} \left(1 - \frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right)^2 - 2 \left(\frac{F_{\delta}}{F_c} \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right)^2 \right) \cos(\alpha) \right] + K_b, \quad (4)$$

где K_b – поправочный коэффициент для бокового ответвления в тройнике; A – коэффициент сопротивления нестандартных тройников.

Значение местного сопротивления прямого прохода теплоносителя через тройник для собирающего трубопровода:

$$\xi_{прям\ соб} = 1 - \left(1 - \frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right)^2 - \left(1,4 - \frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right) \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \right)^2 \sin(\alpha) - 2K_p \left(\frac{Q_{\delta}}{Q_c} \frac{F_{\delta}}{F_c} \right) \cos(\alpha), \quad (5)$$

где K_p – поправочный коэффициент для прямого прохода в тройнике.

Число Рейнольдса:

$$Re_{\text{в}} = \frac{\omega_{\text{в}} \cdot d_{\text{э}}}{\nu_{\text{в}}}, \quad (6)$$

где $\omega_{\text{в}}$ – живое сечение, м²; $d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр секции радиатора, м; $\nu_{\text{в}}$ – кинематическая вязкость, м²/с

Значение местного сопротивления поворота в верхнем коллекторе при циркуляции теплоносителя через последнюю секцию и нижнем коллекторе через первую секцию:

$$\xi_{\text{пов}} = 0,0175 \frac{R_{\text{пов}} \cdot \alpha}{D}, \quad (7)$$

где $R_{\text{пов}}$ – радиус поворота трубопровода, м; D – диаметр трубопровода, м.

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

$$\lambda_{\text{сек}} = 0,3164 (Re_{\text{в}})^{-0.25}. \quad (8)$$

Уравнения потерь давления для первого участка предлагаемой схемы соединения секций выглядят следующим образом:

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.

Для первой ветви:

$$\Delta P_1 = \xi_{\text{бок пит}} \cdot \frac{\rho_{\text{в}}^{\text{БК}}}{2} \left(\frac{Q_x}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \lambda_{\text{сек}} \frac{L_{\text{сек}}}{d_{\text{э сек}}} \frac{\rho_{\text{в}}^{\text{С}}}{2} \left(\frac{Q_x}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \xi_{\text{бок соб}} \frac{\rho_{\text{в}}^{\text{НК}}}{2} \left(\frac{Q_x}{F_{\text{труб}}} \right)^2, \quad (9)$$

где, Q_x – расход теплоносителя через первую 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 гидравли-

ческого сопротивления при проходе потоком охлаждающей жидкости бокового ответвления питающего тройника; $\xi_{\text{бок соб}}$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления при боковом ответвлении потока охлаждающей жидкости в собирающем тройнике; 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; $\lambda_{\text{сек}}$ – коэффициент сопротивления трения единицы длины секции радиатора.

Для второй ветви:

$$\begin{aligned} \Delta P_2 = & \frac{\rho_B^{BK}}{2} \left(\xi_{\text{прям пит}} \left(\frac{Q_x + Q_y + Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \lambda_{L1} \frac{L_1}{d_{\text{э тр}}} \left(\frac{Q_y + Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \right. \\ & \left. + \xi_{\text{бок пит}} \left(\frac{Q_y}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \lambda_{\text{сек}} \frac{L_{\text{сек}}}{d_{\text{э сек}}} \frac{\rho_B^C}{2} \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \xi_{\text{бок соб}} \frac{\rho_B^{PC}}{2} \left(\frac{Q_y + Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \right. \\ & \left. + \left(\lambda_{L1} \frac{L_1}{d_{\text{э тр}}} \left(\frac{Q_y + Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \xi_{\text{прям соб}} \left(\frac{Q_y + Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 \right) \frac{\rho_B^{HK}}{2} \right. \end{aligned} \quad (10)$$

где, Q_y – расход теплоносителя через вторую секцию радиатора; Q_z – расход теплоносителя через третью секцию радиатора; $\xi_{\text{прям пит}}$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления на прямой проход потоком охлаждающей жидкости в питающем тройнике; $\xi_{\text{прям соб}}$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления на прямой проход потоком охлаждающей жидкости в собирающем тройнике; λ_{L1} – коэффициент сопротивления трения единицы длины участка прямого участка между секциями.

Уравнения потери давления для второго участка имеют следующий вид:

Для первой ветви:

$$\Delta P_3 = \xi_{\text{бок пит}} \cdot \frac{\rho_B^{BK}}{2} \left(\frac{Q_y}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \lambda_{\text{сек}} \frac{L_{\text{сек}}}{d_{\text{э сек}}} \frac{\rho_B^C}{2} \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \xi_{\text{бок соб}} \frac{\rho_B^{HK}}{2} \left(\frac{Q_y}{F_{\text{труб}}} \right)^2. \quad (11)$$

Для второй ветви:

$$\begin{aligned} \Delta P_4 = & \frac{\rho_6^{BK}}{2} \left(\xi_{\text{прям нит}} \left(\frac{Q_y + Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \lambda_{L3} \frac{L_3}{d_{\text{этр}}} \left(\frac{Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \right. \\ & \left. + \xi_{\text{нов}} \left(\frac{Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 \right) + \lambda_{\text{сек}} \frac{L_{\text{сек}}}{d_{\text{эсек}}} \frac{\rho_6^C}{2} \left(\frac{Q_z}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \xi_{\text{нов}} \frac{\rho_6^{ПС}}{2} \left(\frac{Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \\ & + \left(\lambda_{L1} \frac{L_1}{d_{\text{этр}}} \left(\frac{Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \xi_{\text{бок соб}} \left(\frac{Q_y + Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 \right) \frac{\rho_6^{HK}}{2} \end{aligned} \quad (12)$$

где, $\xi_{\text{пов}}$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления при прохождении потока охлаждающей жидкости поворота на 90 градусов;

После обозначения потерь давлений для всех участков описывается второй закон Кирхгофа. Разница потерь давлений между первой ветвью первого участка и второй ветвью первого участка равна нулю.

$$\Delta P_1 - \Delta P_2 = 0. \quad (13)$$

И в свою очередь, разница потерь давлений между первой ветвью второго участка и второй ветвью второго участка также равна нулю:

$$\Delta P_3 - \Delta P_4 = 0. \quad (14)$$

А также, что общий расход через фронт радиаторов равен сумме расходов через первую, вторую и третью секции:

$$Q = Q_X + Q_Y + Q_Z. \quad (15)$$

2.3 Расчет потерь давлений для контура циркуляции теплоносителя с Z-образной компоновкой секций радиатора

Составляется система уравнений, используя приведенные выше зависимости, позволяющая найти температуру воды на выходе из радиаторов.

Для описания зависимости распределения потоков в системе уравнения

с Z-образной циркуляцией теплоносителя использовались следующие зависимости:

Для первой ветви первого участка:

$$\begin{aligned} \Delta P_1 = & \xi_{\text{бок пит}} \cdot \frac{\rho_6}{2} \left(\frac{Q_x}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \lambda_{\text{сек}} \frac{L_{\text{сек}}}{d_{\text{э сек}}} \frac{\rho_6}{2} \left(\frac{Q_x}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \xi_{\text{нов}} \frac{\rho_6}{2} \left(\frac{Q_x}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \\ & + \lambda_{L3} \frac{L_3}{d_{\text{э тр}}} \frac{\rho_6}{2} \left(\frac{Q_x}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \xi_{\text{прям соб}} \frac{\rho_6}{2} \left(\frac{Q_x + Q_y}{F_{\text{труб}}} \right)^2 \end{aligned} \quad (16)$$

Для второй ветви первого участка:

$$\begin{aligned} \Delta P_2 = & \xi_{\text{прям пит}} \frac{\rho_6}{2} \left(\frac{Q}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \lambda_{L1} \frac{L_1}{d_{\text{э тр}}} \frac{\rho_6}{2} \left(\frac{Q_y + Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \xi_{\text{бок пит}} \frac{\rho_6}{2} \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \\ & + \lambda_{\text{сек}} \frac{L_{\text{сек}}}{d_{\text{э сек}}} \frac{\rho_6}{2} \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \xi_{\text{бок соб}} \frac{\rho_6}{2} \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 \end{aligned} \quad (17)$$

Для первой ветви второго участка:

$$\begin{aligned} \Delta P_3 = & \xi_{\text{бок пит}} \cdot \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \lambda_{\text{сек}} \frac{L_{\text{сек}}}{d_{\text{э сек}}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \\ & + \xi_{\text{бок соб}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_y}{F_{\text{сек}}} \right)^2 + \lambda_{L4} \frac{L_4}{d_{\text{э труб}}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_x + Q_y}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \xi_{\text{прям соб}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_x + Q_y}{F_{\text{труб}}} \right)^2 \end{aligned} \quad (18)$$

Для второй ветви второго участка:

$$\begin{aligned} \Delta P_4 = & \xi_{\text{прям пит}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + 2 \cdot \lambda_{L2} \frac{L_2}{d_{\text{э тр}}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \xi_{\text{нов}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \\ & + \lambda_{\text{сек}} \frac{L_{\text{сек}}}{d_{\text{э сек}}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_z}{F_{\text{труб}}} \right)^2 + \xi_{\text{бок соб}} \frac{\rho_6}{2} \cdot \left(\frac{Q_z + Q_y}{F_{\text{труб}}} \right)^2 \end{aligned} \quad (19)$$

2.4 Расчет распределения температур в фронте радиаторов системы охлаждения тепловоза

Для оценки значения температуры на выходе из секции радиатора, в программе предварительно рассчитывалось количество отводимого тепла.

Для расчета требуется задать входные значения температуры воздуха, скорости воздуха.

После чего рассчитывается теплоотводящая способность секций:

$$Q_{секX} = \frac{(t'_в - t'_{вз})}{1000 \left[\left(\frac{1}{k \cdot F_{вз}} \right) + \left(\frac{1}{2C_{рв} \cdot \omega_v \cdot \frac{Q_X}{F_{сек}}} \right) + \left(\frac{1}{2C_{рвз} \cdot U_{вз} \cdot \omega_{вз}} \right) \right]} \quad (20)$$

где $t'_в$ – температура воды на входе в фронт радиаторов; $t'_{вз}$ – температура воздуха на входе в фронт радиаторов; k – коэффициент теплопередачи секции; $F_{вз}$ – площадь поверхности секции радиатора; $C_{рв}$ – теплоёмкость воды; Q_X – расход в первой секции; $F_{сек}$ – проходное сечение секции для воды; $U_{вз}$ – массовая скорость воздуха; $\omega_{вз}$ – живое сечение секции радиатора омываемая воздухом.

Далее происходит расчет температуры воды на выходе из секции.

$$t_v'' = t_v' - \frac{Q_{секX}}{C_{рв} \cdot \omega_v \cdot \frac{Q_X}{F_{сек}}} \quad (21)$$

2.5 Результаты математической модели системы охлаждения тепловозного дизеля определяющей распределение температур в фронте радиаторов

По полученным результатам в предлагаемой математической модели приведены графики изменения температуры воды на выходе из секции на рисунках 23 и 24.

Температура, °С

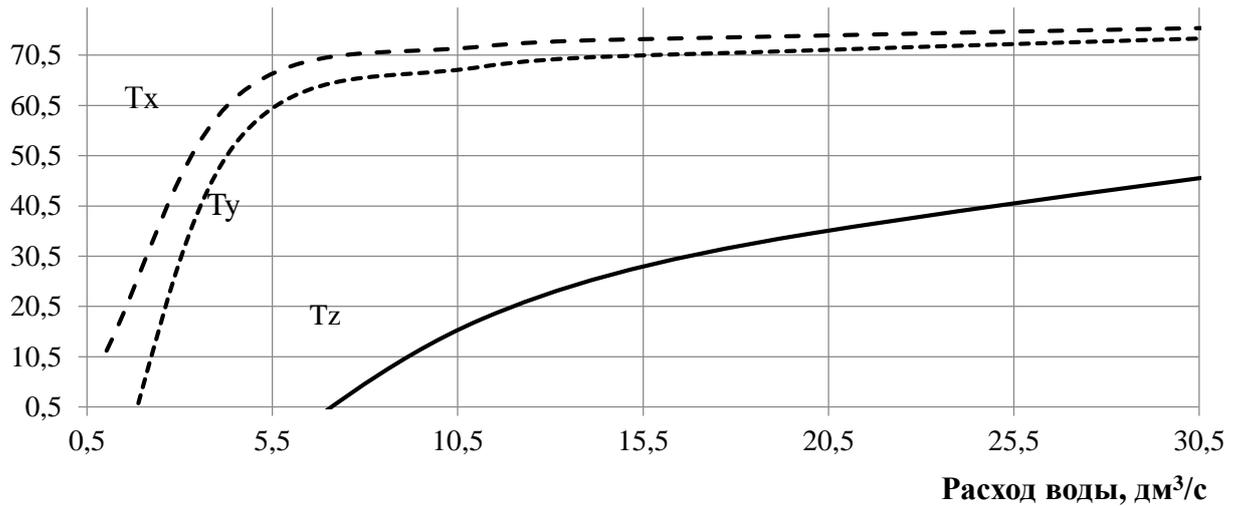


Рисунок 23 – Распределение температур теплоносителя по секциям при П-образном способе компоновки секций радиатора и температуре воды на входе 80 °С и температуре воздуха минус 40 °С

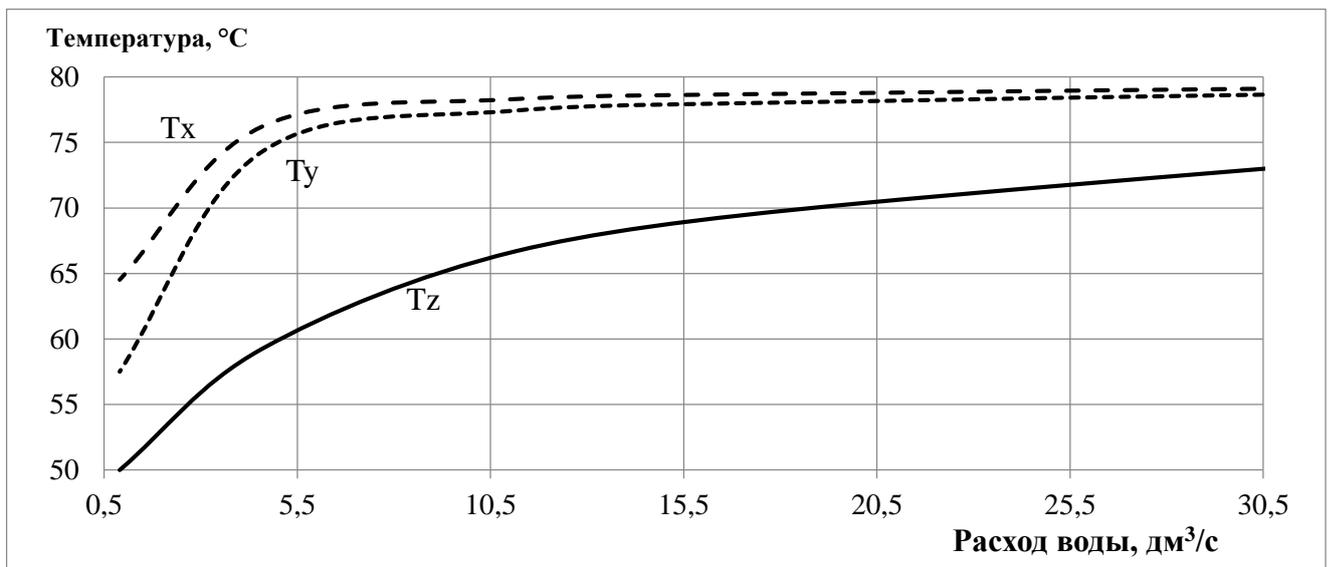


Рисунок 24 – Распределение температур теплоносителя по секциям при П-образном способе компоновки секций радиатора и температуре воды на входе 80 °С и температуре воздуха плюс 50 °С

На рисунке 25 представлено поле распределения температур лимитирующей секции при температуре воды на входе в фронт радиаторов 80 °С от изменяющийся температуре окружающего воздуха и производительности насоса при П-образном способе компоновки секций радиаторов

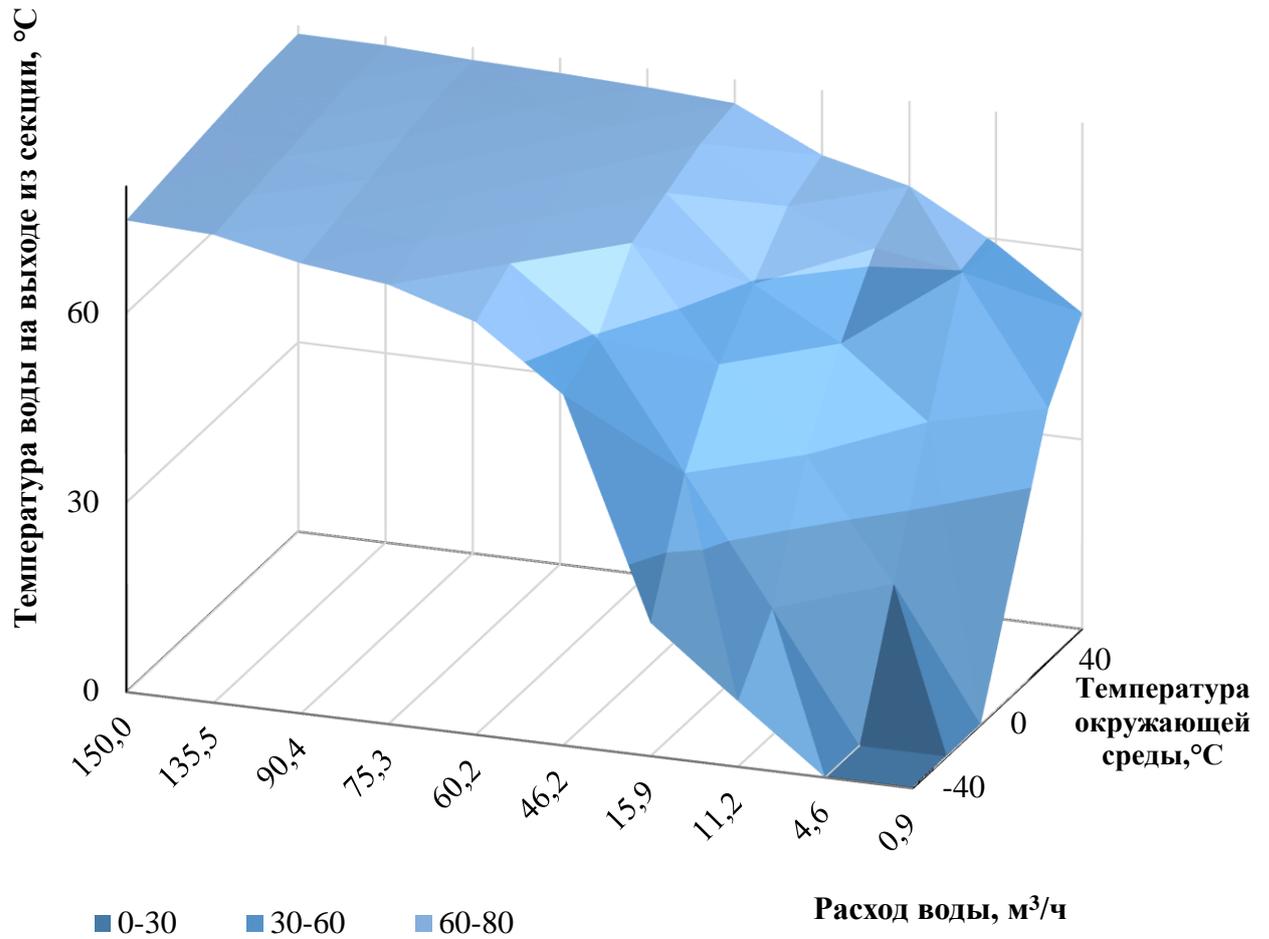


Рисунок 25 – Распределение температуры лимитирующей секции при изменяющемся расходе воды и температуре окружающей среды для П-образного способа компоновки секций радиаторов

В свою очередь, расчет так же проводился и для Z-образной компоновки секций радиатора, когда вход и выход для воды располагаются с разных сторон фронта радиаторов. Полученные результаты расчета приведены в виде графиков изменения температуры воды на выходе из секции на рисунках 26 и 27.

Температура, °С

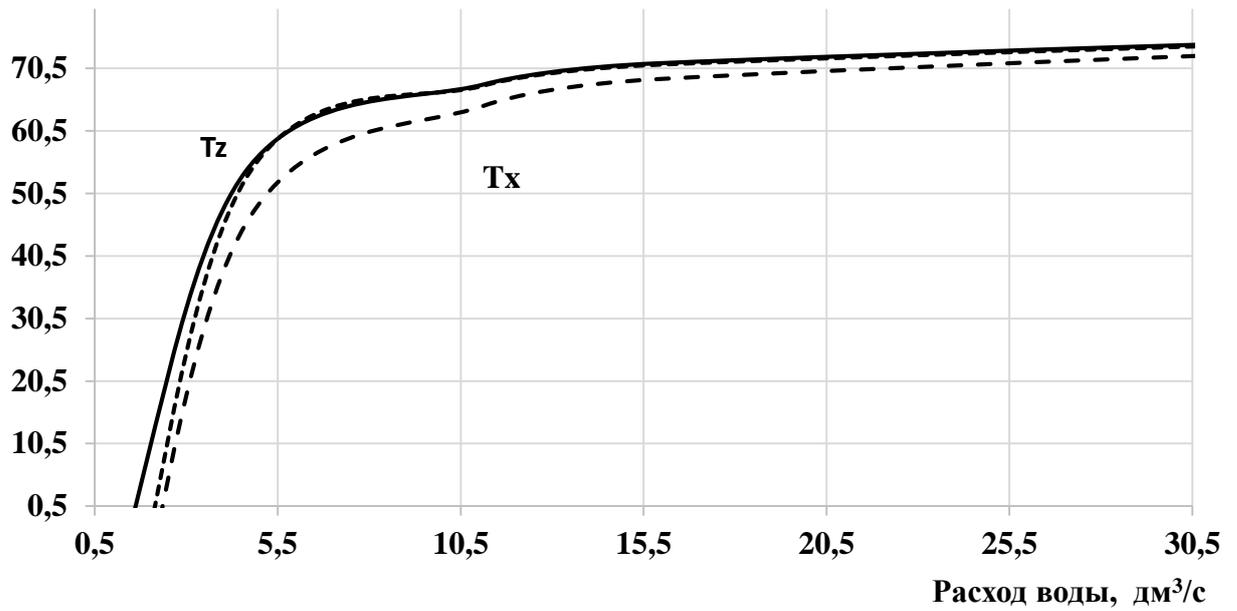


Рисунок 26– Распределение температур теплоносителя по секциям при Z-образном способе компоновки, температуре воды на входе 80 °С и температуре воздуха минус 40 °С

Температура, °С

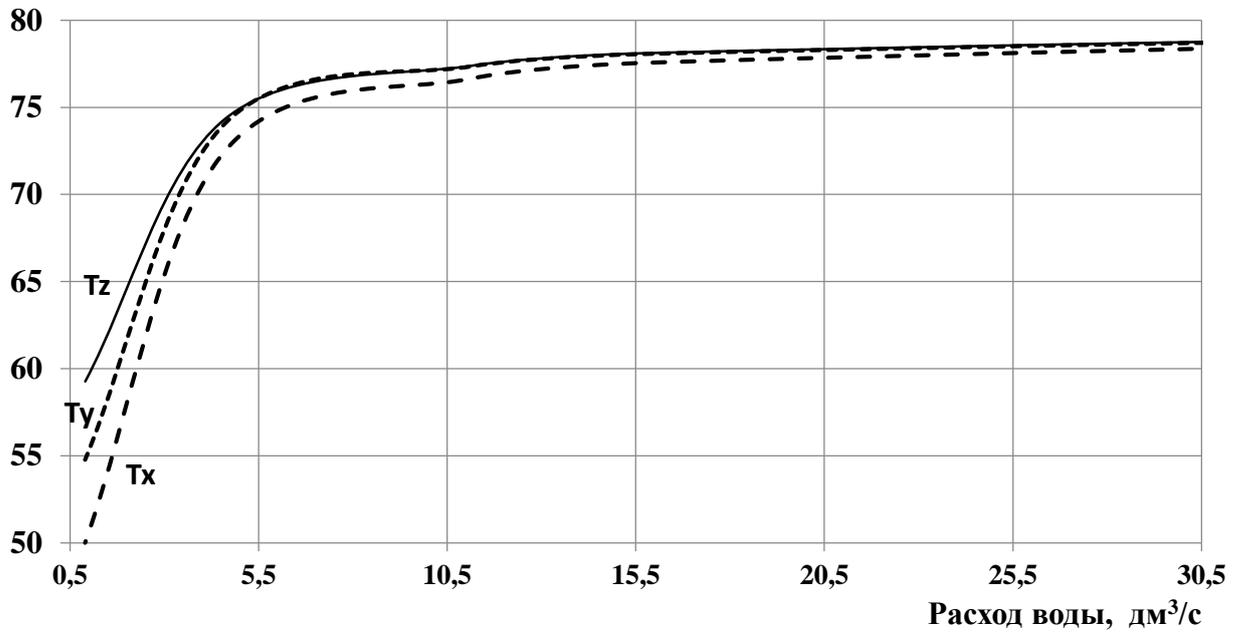


Рисунок 27– Распределение температур теплоносителя по секциям при Z-образном способе компоновки, температуре воды на входе 80 °С и температуре воздуха 50 °С

На рисунке 28 представлено поле распределения температур лимитирующей секции при температуре воды на входе в фронт радиаторов $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ от изменяющийся температуре окружающего воздуха и производительности насоса при П-образном способе компоновки секций радиаторов

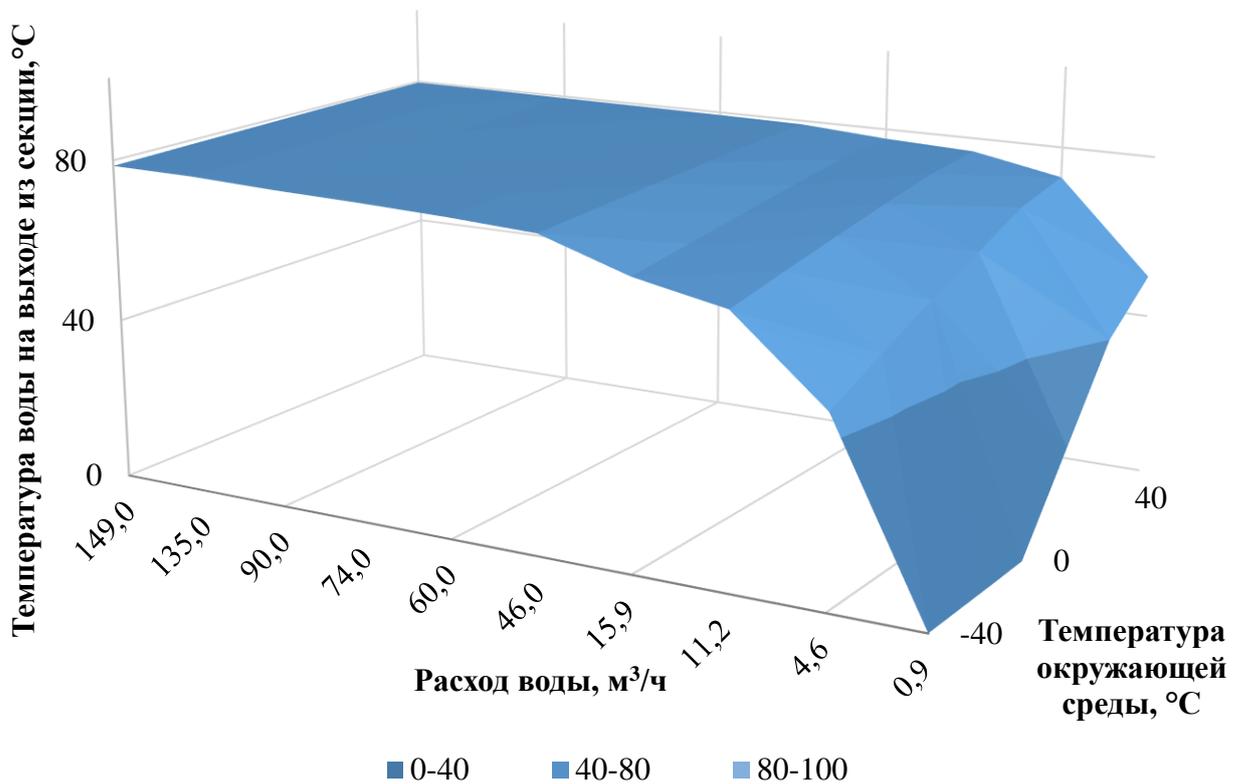


Рисунок 28– Распределение температуры лимитирующей секции при изменяющимся расходе воды и температуре окружающей среды для Z-образной компоновки секций

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 [92, 93].

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.

По полученным результатам возможно рассчитать изменение параметров рабочего процесса в дизельных двигателях [93 - 97]

2.6 Выводы по разделу 2.1

1 Разработана математическая модель, оценивающая потери давления в фронте радиаторов, которая позволит определить распределение скоростей теплоносителя по фронту радиаторов при различных способах соединения секций радиаторов.

2 Проведенные численные эксперименты для П-образного и Z-образного способа компоновки секций радиаторов показали, что минимальная скорость температура теплоносителя для П-образного способа находится в дальней от входа секции, а для Z-образного – в первой, а также с меньшей разницей между секциями по сравнению с П-образным способом компоновки.

3 Для наиболее холодных секций радиатора в фронте при П-образном и Z-образном способе компоновки представлены поля распределения температур в зависимости от условий окружающей среды и производительности водяного насоса, из которых возможно определение минимально допустимой производительности водяного насоса, для обеспечения работоспособности системы охлаждения без переохлаждения теплоносителя в секциях при различных параметрах окружающей среды и способах соединения секций радиаторов.

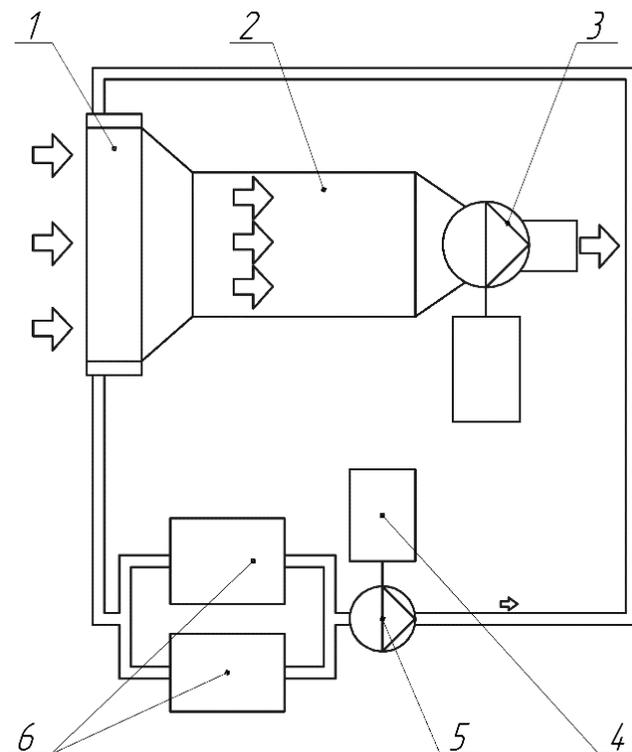
3 СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТЕПЛОВОЗНЫХ СЕКЦИЙ СЕРИЙ Р62 И 7317

3.1 Методика проведения сравнительных испытаний водовоздушных секций радиаторов

Испытания проводятся на испытательном стенде, находящимся на территории Экспериментального кольца ОАО «ВНИИЖТ» при температуре окружающего воздуха не ниже плюс 15 °С, влажности – не выше 80 % и установившемся температурном режиме. Установившимся температурным режимом считается условие неизменного состояния значений температур охлаждаемого и охлаждающего теплоносителя в течении 10 мин. Функциональная схема испытательного стенда приведена на рисунке 29.

Подогреватель предназначен для подвода тепла к жидкости. В качестве охлаждаемого («горячего») теплоносителя использована вода техническая. В качестве охлаждающего («холодного») теплоносителя используется атмосферный воздух. Циркуляция охлаждаемого теплоносителя осуществляется с помощью насоса. Регулирование расхода осуществляется путем изменения частоты вращения рабочего колеса с пульта, установленного на насосе. Циркуляция охлаждающего теплоносителя осуществляется с помощью центробежного вентилятора. Регулирование расхода воздуха осуществляется с помощью изменения частоты вращения рабочего колеса с пульта оператора.

Конфузор предназначен для обеспечения аэродинамического соединения объекта испытаний с переходным патрубком. В наличии стенда имеется три модификации конфузоров предназначенных для испытания секций различных типоразмеров. Переходной патрубок обеспечивает плавное изменение скорости воздуха перед мерным участком и предназначен для устранения рисков образования вихревых потоков воздуха в нем. Мерный участок представляет собой канал прямоугольного сечения длиной 1 м. Размеры сечения канала: 155 x 550 мм.



1 – Секция радиатора; 2 – Воздухопровод; 3 – Вентилятор; 4 – Асинхронный электродвигатель с частотным регулированием; 5 – Водяной насос; 6 – Водоподогреватели

Рисунок 29– Принципиальная схема стенда для испытаний секций радиатора

В канале установлена трубка Пито для измерений динамического напора воздуха в сечении. Трубка закреплена на регулируемом штативе, позволяющем её перемещение по высоте сечения. Штатив снабжен шкалой с ценой деления 0,1 мм. Для точного определения местонахождения трубки в канале на боковой стенке мерного участка имеются гнёзда для установки ртутных термометров- 5 шт., расположенных равномерно по высоте канала.

Возвратный патрубок предназначен для имитации высокой температуры охлаждающего воздуха путем возврата части воздуха, подогретого в радиаторе. Регулирование возвращаемого расхода воздуха осуществляется с помощью заслонок. Выхлопной патрубок предназначен для удаления теплого воздуха из помещения стенда. Непосредственно перед объектом испытаний установлен штатив для крепления термометров, предназначенных для измерения поля температур охлаждающего воздуха. Измерение аэродинамического сопротивления радиатора производится с помощью трубок для отбора перепада статического давления. Для крепления на стенде тепловозных радиаторов используются специальные коллекторы [98].

Для удаления воздуха из водяной системы в верхнем коллекторе установлен воздухоудалитель поплавкового типа, обеспечивающий автоматическое удаление воздуха из верхнего коллектора и из всей системы. Измерение температур воды при входе и выходе из радиатора осуществляется с помощью термометров, для установки которых в водяной системе предусмотрены гнезда. Гидравлическое сопротивление объекта испытаний измеряется с помощью манометров, для установки которых в трубопроводе предусмотрены специальные бонки. Краны используются при смене радиаторов для минимизации слива воды из системы. Замер значения температуры охлаждающего воздуха производится непосредственно перед секциями. Термометры следует размещать равномерно по всей длине секции радиатора.

Фотография расположения термометров для оценки значения температуры охлаждающего воздуха на входе в секцию показана на рисунке 30.



Рисунок 30 – Стенд испытаний секций радиаторов различных серий установленный в лаборатории в г. Щербинке АО «ВНИИЖТ»

Законченным опытом считается режим достижения установившегося температурного режима при фиксированных значениях расходов теплоносителей- воды и воздуха. Незаконченным опытом считается опыт, в котором не удалось достигнуть установившегося температурного режима или если при окончании опыта было установлено, что расходы теплоносителей находятся вне установленных или рекомендуемых пределов. Результаты незаконченных опытов аннулируются и не принимаются для оценки тепловой и энергетической эффективности секции. Максимальное количество опытов при испытаниях определяет руководитель испытаний. Минимальное количество опытов для каждого радиатора- не менее 5-и, как того требует методика проведения теплотехнических испытаний [99], соответствующие сочетаниям трёх значений расходов воздуха при фиксированном расходе воды и трех значений расходов воды при фиксированном значении расхода воздуха.

В качестве контрольной точки для сравнительного анализа эффективности радиатора приняты параметры, определяющие режимы течения теплоносителей через радиатор и представленные в таблице 2.

Таблица 2 – Параметры контрольной точки определяющие режимы течения теплоносителя через радиатор

Параметр теплоносителя	Значение
Расход воды	$5,0 \pm 0,1$ м ³ /ч
Массовая скорость воздуха перед фронтом радиатора	$9 \pm 0,2$ кг/м ² ·с
Температура воды перед радиатором	$80 \pm 0,1$ °С
Температура атмосферного воздуха	$20 \pm 0,1$ °С

Рекомендуемые сочетания значений расходов теплоносителей при проведении минимального числа опытов приведены в таблице 3.

Таблица 3– Рекомендуемые значения расходов при проведении минимального числа опытов

Наименование параметров теплоносителей	Значения для первой точки измерения	Значения для второй точки измерения	Значения для третьей точки измерения	Значения для четвертой точки измерения	Значения пятой точки измерения
Массовая скорость воздуха перед фронтом радиатора кг/м ² ·с	7,0±1,0	9,0±1,0			11,0±1,0
Расход воды, м ³ /ч	5,0±1,0	3,0±1,0	5,0±1,0	8,0±1,0	5,0±1,0

3.2 Результаты сравнительных испытаний тепловозных секций различных предприятий

Целью испытаний является сравнительная оценка теплотехнических, гидравлических и энергетических параметров тепловозных секций водовоздушных радиаторов производства пяти основных предприятий России в том числе: ООО «ЭК «ФАКТ» (г. Ижевск); ООО «Ижрадиатор» (г. Ижевск); АО «Ишимский механический завод» (г. Ишим, Тюменской обл.).

Объектами испытаний являлись сорок образцов серийно выпускаемых секций водовоздушного радиатора, предназначенных для замены двух существующих прототипов.

Все образцы представляют собой конструкцию трубчато-пластинчатого типа и имеют одинаковые габаритные и присоединительные размеры.

Образцы отличаются друг от друга:

- формой и геометрическими размерами охлаждающих трубок;
- количеством, толщиной и материалом охлаждающих пластин;
- способом соединений пластин с трубками

Основные геометрические характеристики объектов испытаний приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Основные геометрические характеристики опытных образцов секций в одовоздушного радиатора, прототипом для которых является секция P62.131.000

Наименование параметра	Обозн.	Разм.	Значение параметра по изготовителям				
			АО «ИМЗ»	ООО «ЗСО»	АО «ШААЗ»	ООО «ЭК «ФАКТ»	ООО «Ижрадиатор»
Размер по шпилькам	L _y	мм	1356±				
Параметры остова:							
-высота	L ₀	мм	1204±2				
- ширина	B ₀	мм	155±2				
- глубина	H ₀	мм	203±1				
-площадь поверхности теплообмена со стороны воды	F ₁	м ²	2,74	2,74	2,82	2,82	2,82-
- то же, но со стороны воздуха	F ₂	м ²	29,5	29,1	29,5	29,5	29,5
-площадь фронта для воздуха	f _{фр}	м ²	0,1856				
- площадь сечения трубок для воды	f ₁	м ²	0,00180	0,00180	0,00231	0,00231	0,00231
Параметры охлаждающих пластин:							
- материал			Медь М3			Алюминий	
- ширина	b _{пл}	мм	153	150	150	150	
- глубина	h _{пл}	мм	187	185	185	185	
- толщина	δ _p	мм	0,08	0,08	0,12	0,012	
- отбуртовка края	a _{пл}	мм		2,5			
- количество /шаг оребрения	N _{пл} /t _p	мм	520/2,3				
- гидравлический диаметр каналов для воздуха	d _{г2}	мм	3,98	3,98	3,93		
Параметры трубки:							
- материал			латунь				
- длина	L _{тр}	мм	1220				
- расположение в сечении секции			Шахматное				
- минимальный размер сечения	b _{тр мин}	мм	1,6	1,6	1,8		
- площадь сечения	f _{тр}	мм ²	26,6	26,6	33,9	33,9	33,9
- гидравлический диаметр	d _{г1}	мм	3,17	3,17	3,93	3,93	3,93

3.3 Сравнительные характеристики секций радиаторов

В таблице 5 сведены основные теплотехнические и аэродинамические характеристики объектов испытаний.

Таблица 5 – Основные теплотехнические и аэродинамические характеристики объектов испытаний

Объект испытаний	Показатель тепловой эффективности, A_{KF}	Показатель энергетической эффективности, C_{AP}
7317.000	563,5	10,80
7317.000-10	542,6	10,22
7317.000-11	482,0	8,81
7317.000-12	403,4	6,65
P62.131.000	624,0	8,44
P62.131.000-03	597,0	11,88

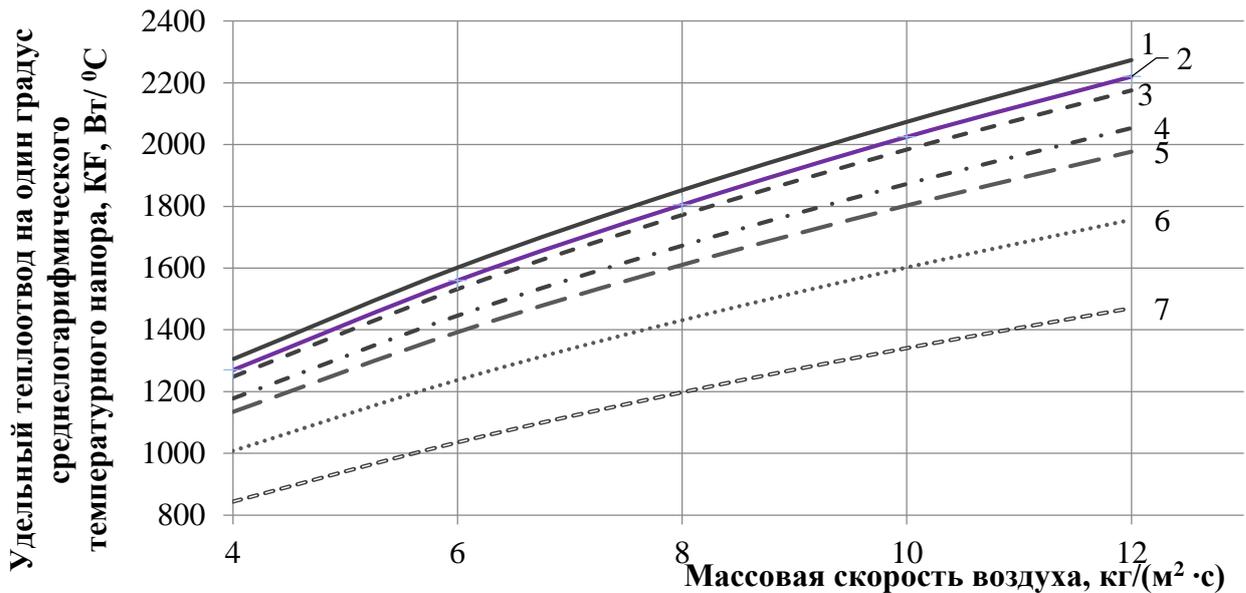
Так как на стенде используется Z-образный способ компоновки секций радиаторов, то и для проведения сравнения результатов моделирования и результатов испытаний используются результаты моделирования Z-образного способа компоновки.

По результатам моделирования распределения температур во фронте радиаторов получено, что в наиболее холодной секции отводится следующие значения количества теплоты, приведенные в таблице 6, при различных условиях значениях массовой скорости воздуха и температуре воды на входе в радиатор равной 80 °С.

Таблица 6 – Параметры лимитирующей секции радиатора при Z-образном способе компоновки секций радиатора.

Массовая скорость воздуха перед фронтом радиатора $kg/m^2 \cdot c$	Отводимое количество теплоты, кВт	Удельный теплоотвод на один градус среднелогарифмического температурного напора, $KF, Вт/ ^\circ C$
12	65,7	2225,5
10	59,7	2023,7
8	53,1	1800
6	45,6	1545,8
4	36,2	1228,9

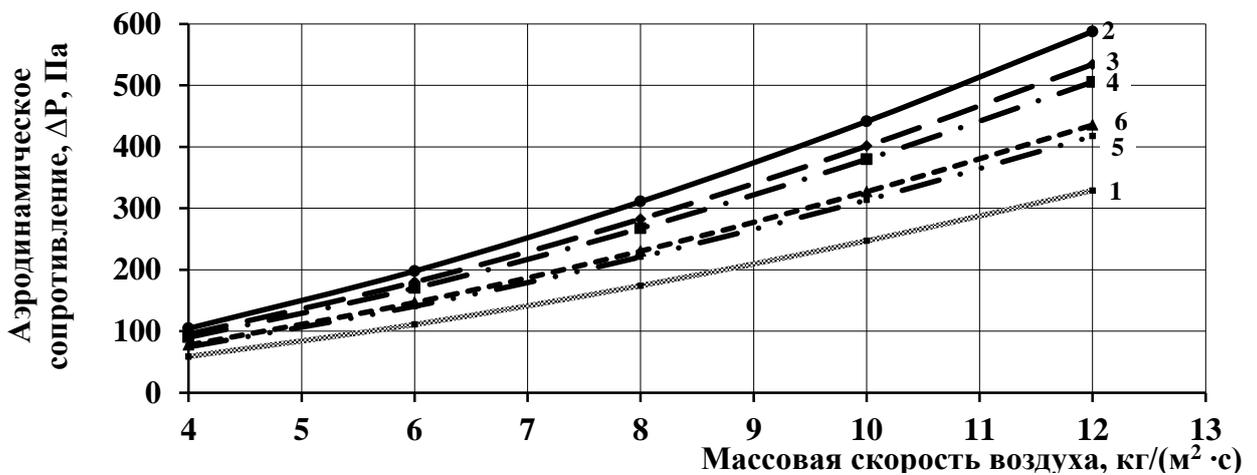
Для наглядного сравнения при одинаковых температурных условиях и расходах теплоносителей на рисунках 33 и 34 приведены теплотехнические и аэродинамические характеристики секций радиаторов.



1 – P62.131.000; 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 – 7317.000-1

Рисунок 31 – Теплотехнические характеристики объектов испытаний при температуре атмосферного воздуха $t_0 = 20$ °С и температуре воды на входе в секцию $t_{в} = 80$ °С

Так же на рисунке 32, приведены теплотехнические параметры секций радиаторов, получившиеся по результатам расчета в математической модели, определяющей распределение потоков и температур охлаждающей жидкости в фронте радиаторов [99].



1 – P62.161.000-003; 2 - 7317.000; 3 - 7317.000-10;
4 - 7317.000-11; 5 – P62.161.000; 6 – 7317.000-12.

Рисунок 32 – Аэродинамические характеристики объектов испытаний при температуре атмосферного воздуха $t_0 = 20$ °С.

Так как при моделировании распределения температур использовались параметры секций серии Р62.131.000, то и результаты моделирования сравниваются с результатами испытаний секций данной серии. Сравнение результатов приведено в таблице 7.

Таблица 7 – Сравнение результатов испытаний и результатов моделирования для секций серии Р62.131.000

Массовая скорость воздуха перед фронтом радиатора кг/м ² ·с	Удельный теплоотвод на один градус среднелогарифмического температурного напора по результатам испытаний, КФ, Вт/°С	Удельный теплоотвод на один градус среднелогарифмического температурного напора, по результатам моделирования, КФ, Вт/°С	Погрешность, %
12	2300	2225,5	3,2
10	2075	2023,7	2,5
8	1830	1800	1,6
6	1600	1545,8	3,3
4	1288	1228,9	4,6
Итоговая погрешность, %			3,04

По условиям эксплуатации тепловозов [43] допускается уменьшение параметров системы охлаждения до 15 %. Следовательно, результаты моделирования могут считаться удовлетворительными.

3.4 Выводы по разделу 3

1 Проведены сравнительные испытания серий секций радиаторов Р62.131.000, Р62.161.000-003, 7317.000, 7317.000-10, 7317.000-11, 7317.000-12 выявившие, что наиболее приемлемыми теплотехническими параметрами обладает секция серии Р62.131.000 показавшие значение удельного теплоотвода на один градус среднелогарифмического температурного напора равное 2287 Вт/°С, при массовой скорости воздуха 12 кг/(м²·с).

2 По результатам проведенных аэродинамических сравнительных испытаний секций радиаторов вышеуказанных серий, секциями обладающими меньшим значением аэродинамическим сопротивлением являются секции серии 7317.000 показавшие значение аэродинамическое сопротивление равное 598 Па, при 12

кг/(м²·с), ввиду наибольшего живого сечения для воздуха.

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

4 ПРЕДЛАГАЕМЫЕ АЛГОРИТМЫ РАБОТЫ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ПРИВОДА НАСОСОВ

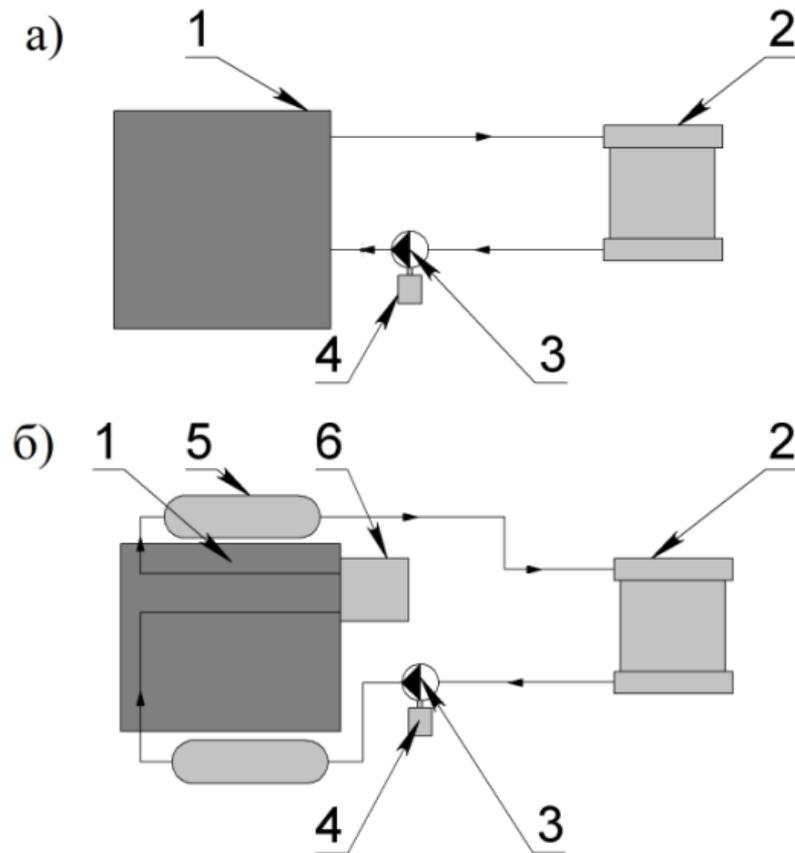
4.1 Преимущества применения индивидуального привода водяных насосов

Особенности применения индивидуального привода водяных насосов в системе охлаждения тепловозного дизеля [100], позволяют:

- прокачивать воду после остановки дизеля;
- изменять и поддерживать задаваемый температурный диапазон (например, 80-85 °С) вне зависимости от оборотов дизеля;
- ускорять прогрев дизельного двигателя;
- изменять производительность горячего и холодного контуров вне зависимости друг от друга;
- увеличивать время простоя локомотива с остановленным дизельным двигателем без образования льда.

Данные особенности работы возможно осуществить при предлагаемой компоновке системы охлаждения, представленной на рисунке 33.

Циркуляция воды после остановки дизельного двигателя позволяет избежать закипания воды, после остановки дизельного двигателя его элементы (в частности турбокомпрессор) имеют температуру, значительно превышающую 100 °С.



а) Горячий контур; б) Холодный контур; 1– Двигель; 2 – Секции радиатора; 3 – Водяной насос; 4 – Электродвигатель; 5 – Водомасляный теплообменник; 6 – Охлаждитель наддувочного воздуха;

Рисунок 33 – Компоновка оборудования системы охлаждения при индивидуальном приводе системы охлаждения

Ниже приведены термограммы, на рисунках 34 - 37, дизеля, установленного в лаборатории МИИТа, который прогревался до 60 °С (дальнейший нагрев привел бы к короблению привалочных плоскостей). Толщиной стенок можно пренебречь, так как они из стали и толщина не превышает 3 см, что по исследованиям Владимирского тракторного завода не вносит ощутимой погрешности (менее 3 %) [4, 32, 52].



Рисунок 34 – Термограмма распределения температур при прогреве дизельного двигателя 21-2ДГ (температура воды 24 °С)

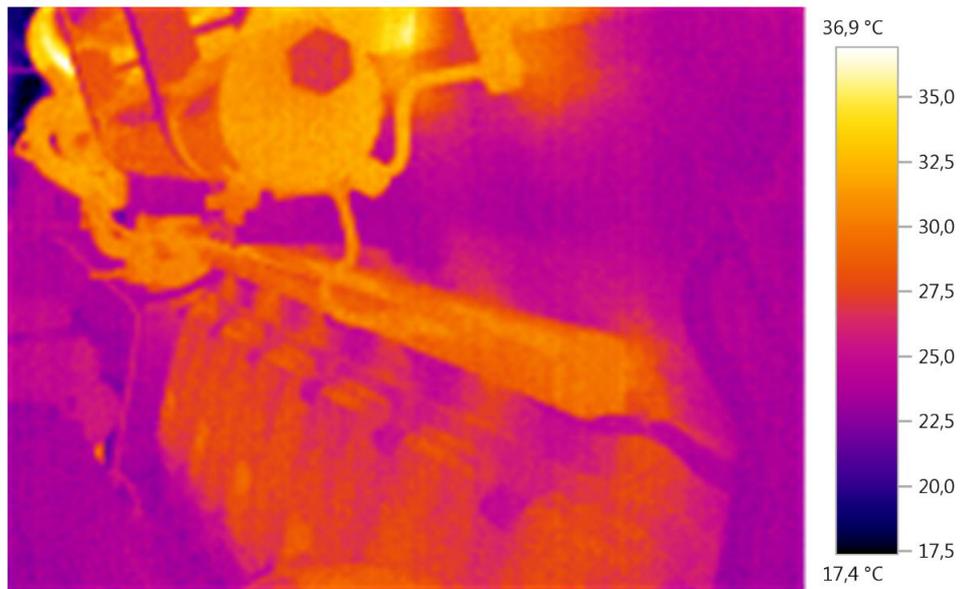


Рисунок 35 – Термограмма распределения температур при прогреве дизельного двигателя 21-2ДГ (температура воды 36,9 °С)

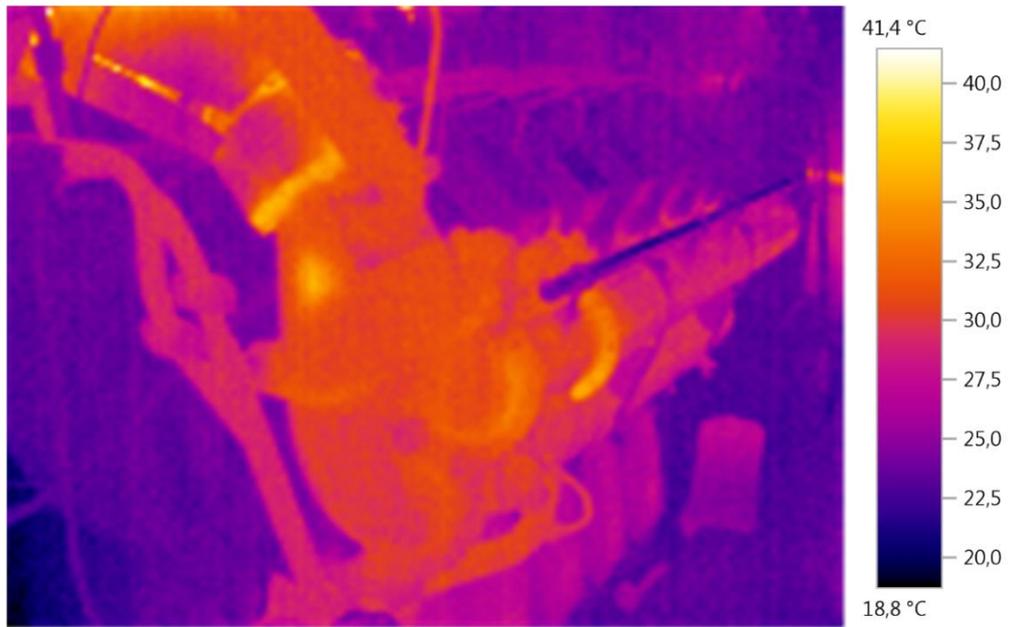


Рисунок 36 – Термограмма распределения температур при прогреве дизельного двигателя 21-2ДГ (температура воды 41,4 °С)

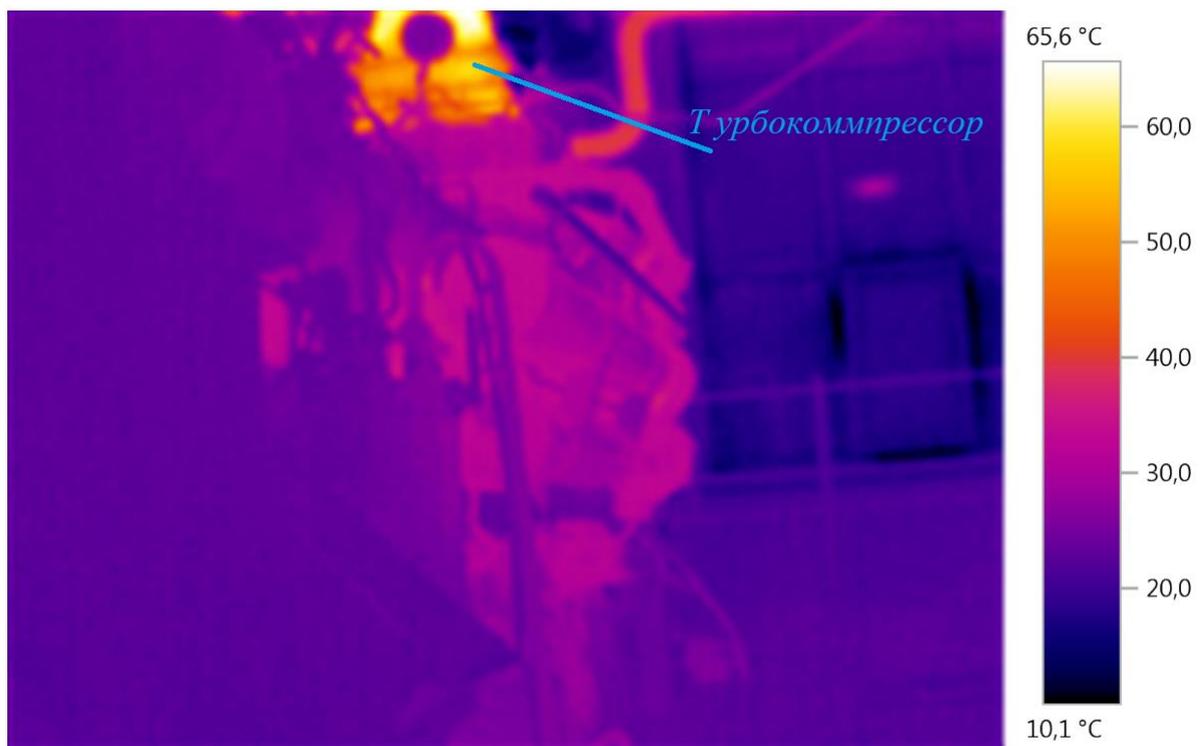


Рисунок 37 – Термограмма распределения температур при прогреве дизельного двигателя 21-2ДГ (температура воды 39 °С)

На термограммах видна разница температур при воде температурах воды 24, 35, 39 °С. Температура блока дизеля, при 60 °С температуры воды, составляет 30 - 32 °С, тогда как в эксплуатации самые холодные его части имеет температуру

70 °С.

Возможность поддержания температурного диапазона 80 - 85 °С вне зависимости от частоты вращения коленчатого вала дизеля.

Температурный диапазон 80 – 85 °С рекомендован заводом-изготовителем так как при нем механические потери имеют наименьшее значение и расход топлива, в свою очередь при такой температуре на номинальном режиме обеспечивается минимальный выброс оксидов азота.

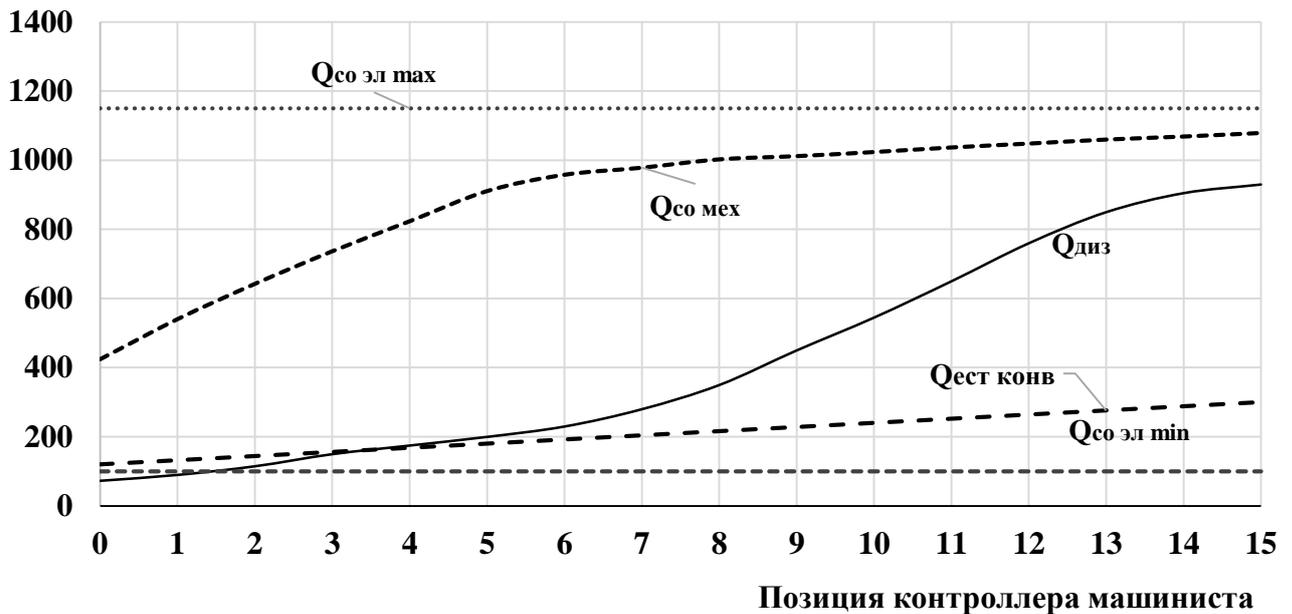
Из-за нелинейного тепловыделения в воду горячего и холодного контуров на режимах частичных нагрузок происходит переохлаждение дизеля. Данная особенность работы в настоящее время используется для того что бы тепловоз после работы под нагрузкой стоял на горячем отстое на 0 - 3 ПКМ и остывал перед тем как заглушить дизель.

В свою очередь для холодного контура, график зависимости температуры воды от ПКМ приведен на рисунке 38, производительность водяного насоса на малых и средних ПКМ так же завышена. Дополнительным минусом является еще и то, что используемые насосы для холодного контура, из-за унификации с горячим, имеют не оптимальную гидравлическую характеристику и работают на тех же частотах, что и насос горячего контура.

Так как индивидуальный привод водяных насосов — это программируемая система, в таком случае возможно обеспечение различных температурных режимов при одной и той же частоте вращения коленчатого вала.

При прогреве дизельного двигателя возможно обеспечить номинальный режим работы насосов при закрытых жалюзи, что позволит ускорить время прогрева двигателя до 60 °С, после чего перевести насосы на минимальную производительность (если такие условия позволяет температура окружающей среды), так как разница температур между воздухом в дизельном помещении и водой начинает достигать такого значения при которой естественная конвекция будет отводить теплоты больше, чем добавляет нагрузка на привод водяных насосов, тем самым минимизировав время прогрева дизеля тепловоза.

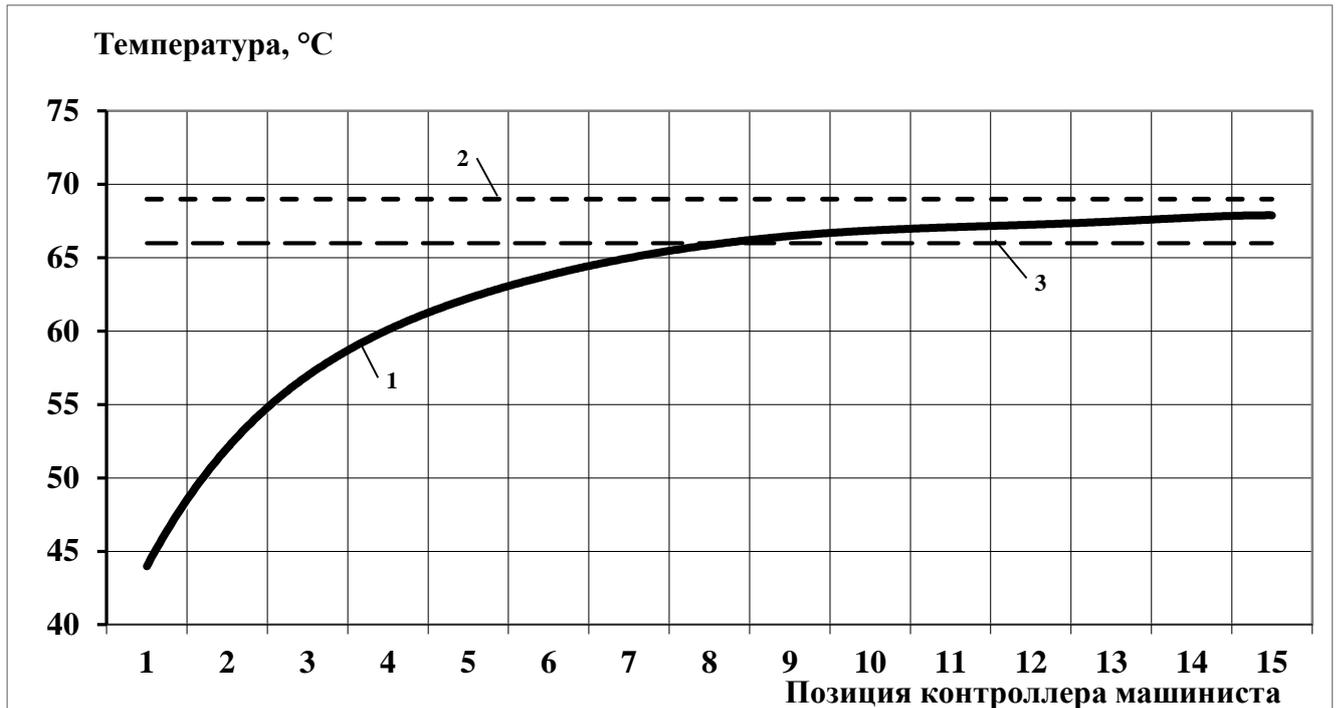
Количество
теплоты, кВт



$Q_{\text{диз}}$ – Количество теплоты, подводимое в горячий контур системы охлаждения тепловоза от дизельного двигателя; $Q_{\text{со эл max}}$ – Максимальное количество теплоты, отводимое от системы охлаждения тепловоза с индивидуальным приводом водяного насоса; $Q_{\text{со эл min}}$ – Минимальное количество теплоты, отводимое от системы охлаждения тепловоза с индивидуальным приводом водяного насоса; $Q_{\text{со мех}}$ – Количество теплоты, отводимое от системы охлаждения тепловоза с механическим приводом водяного насоса при включенном вентиляторе; $Q_{\text{со эст конв}}$ – Количество теплоты, отводимое от системы охлаждения тепловоза с механическим приводом водяного насоса при выключенном вентиляторе методом естественной конвекции

Рисунок 38 – Зависимости подводимого и отводимого количества теплоты в системе охлаждения тепловоза 2ТЭ25К

В виду того, что для циркуляции теплоносителя горячего и холодного контура, двигателя типа Д49 используются одинаковые водяные насосы с одинаковым передаточным отношением привода от коленчатого вала, то и производительность изменяется для холодного и горячего контура синхронно. Разница в расходах горячего и холодного контура обуславливается разными температурами теплоносителей и гидравлическими сопротивлениями контура циркуляции. Это приводит к тому, что механический привод водяного насоса не обеспечивает поддержание температуры теплоносителя в рекомендованном заводом-изготовителем температурном диапазоне для всех позиций контроллера машиниста. На рисунке 39 представлен график изменения температуры холодного контура в зависимости от позиции контроллера машиниста и температуре окружающей среды 20 °С.

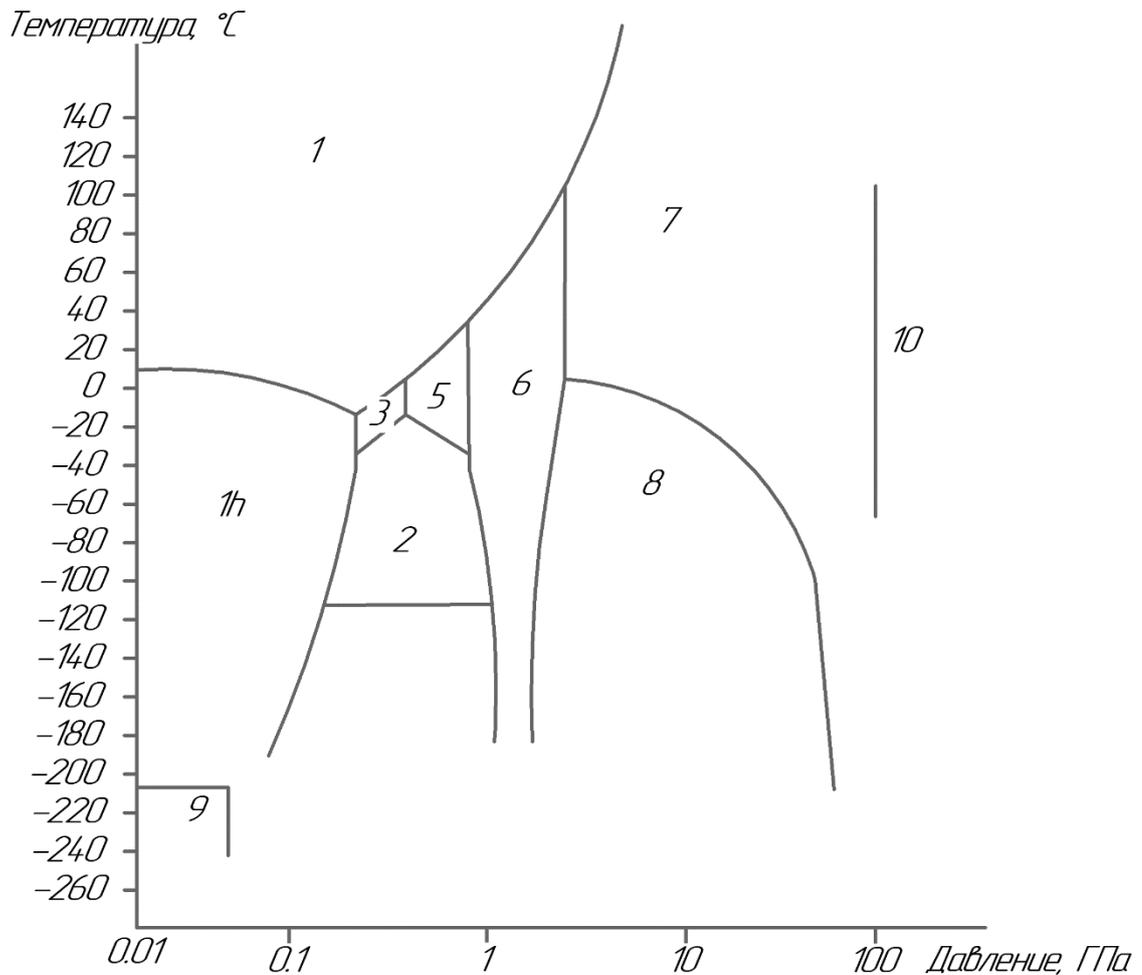


1– Температура теплоносителя, °C; 2– Максимальное значение температурного диапазона, рекомендованного заводом-изготовителем, °C; 3– Минимальное значение температурного диапазона, рекомендованного заводом-изготовителем, °C

Рисунок 39 – Зависимость температуры воды холодного контура по ПКМ

Так как водяные насосы горячего и холодного контура предлагается приводить от двух электродвигателей, не связанных с друг с другом, это позволяет выбирать температурные режимы работы контуров независимо друг от друга и частоты вращения коленчатого вала.

После остановки дизеля, вода быстрее всего охлаждается в секциях радиатора, а в нижней её части имеет наименьшую температуру, так как она находится в контакте с окружающей средой, через медные стенки трубок при очень узком сечении. Это приводит к тому, что при достижении температуры кристаллизации воды в трубках образуется лед. Давление на стенки трубопровода, при образовании льда, зависит от условий его образования, графически показано на рисунке 40 [102], и измеряется в гигапаскалях, данного усилия достаточно для того, чтобы нарушить герметичность секции радиатора.



- 1 – вода; 1h – обычный гексагональный кристаллический лед; 2 – Тригональный кристаллический лед; 3 – Тетрагональный кристаллический лед; 4 – Метастабильный тригональный лед; 5 – Моноклинный кристаллический лед; 6 – Тетрагональный кристаллический лед с дебаевской релаксацией; 7 – Кубическая модификация с двумя взаимопроникающими решетками; 8 – Более упорядоченный вариант льда 7, где атомы водорода занимают фиксированные положения. Образуется из льда 7 при его охлаждении ниже 5 °С; 9 – Ромбическая низкотемпературная равновесная форма гексагонального льда, являющаяся сегнетоэлектриком; 10 – симметричный лед.

Рисунок 40 – Диаграмма состояния кристаллических льдов

В то же время, в системе охлаждения вода, находящееся в рубашке охлаждения дизеля, будет иметь температуру, значительно отличающуюся от нуля (от плюс 10 до плюс 34, в зависимости от условий эксплуатации и серии дизельного двигателя). Принудительная циркуляция теплоносителя в системе позволит увеличить время простоя локомотива без запуска дизельного двигателя, за счет переноса тепла от элементов дизеля в секции радиатора.

4.2 Алгоритм работы привода водяного насоса и вентилятора горячего контура

Так как индивидуальный привод водяных насосов подразумевает применение электродвигателей, требуется применение электронного блока управления ими. Данный блок должен управлять электродвигателями обеспечивая условия работы системы охлаждения, сформулированные в выводах по разделу 1. Для этого были разработаны алгоритмы, описанные ниже.

Алгоритм работы привода водяного насоса горячего контура представлен на рисунке 41 [103, 104].

С момента подачи напряжения в цепь питания микроконтроллера начинается опрос датчика частоты вращения коленчатого вала. Если коленчатый вал не вращается, то происходит опрос датчика температуры воды на выходе из дизеля $t'_в$.

Полученная информация о температуре воды сравнивается с эталонной, это необходимо для предотвращения остановки прокачки теплоносителя при его температуре выше $60\text{ }^\circ\text{C}$.

Если $t'_в$ меньше эталонной производительность вентилятора холодильной камеры выставляется в ноль, как и производительность водяного насоса.

В случае если температура воды выше $60\text{ }^\circ\text{C}$, тогда происходит опрос датчика температуры окружающего воздуха, по полученным данным выбирается минимальная производительность водяного насоса, обеспечивающая избежание образования льда в секциях радиатора. После установления производительности водяного насоса происходит возвращение к началу алгоритма.

После запуска дизеля, датчик положения коленчатого передает информацию в микроконтроллер, что обороты двигателя больше нуля. После чего опрашивается датчик температуры жидкости на входе в двигатель.

Следующий шаг в алгоритме – это передача управления в подпрограмму прогрева дизельного двигателя (оператор перехода А).

Когда двигатель прогреет, управление возвращается обратно в основную программу (оператор перехода Б)

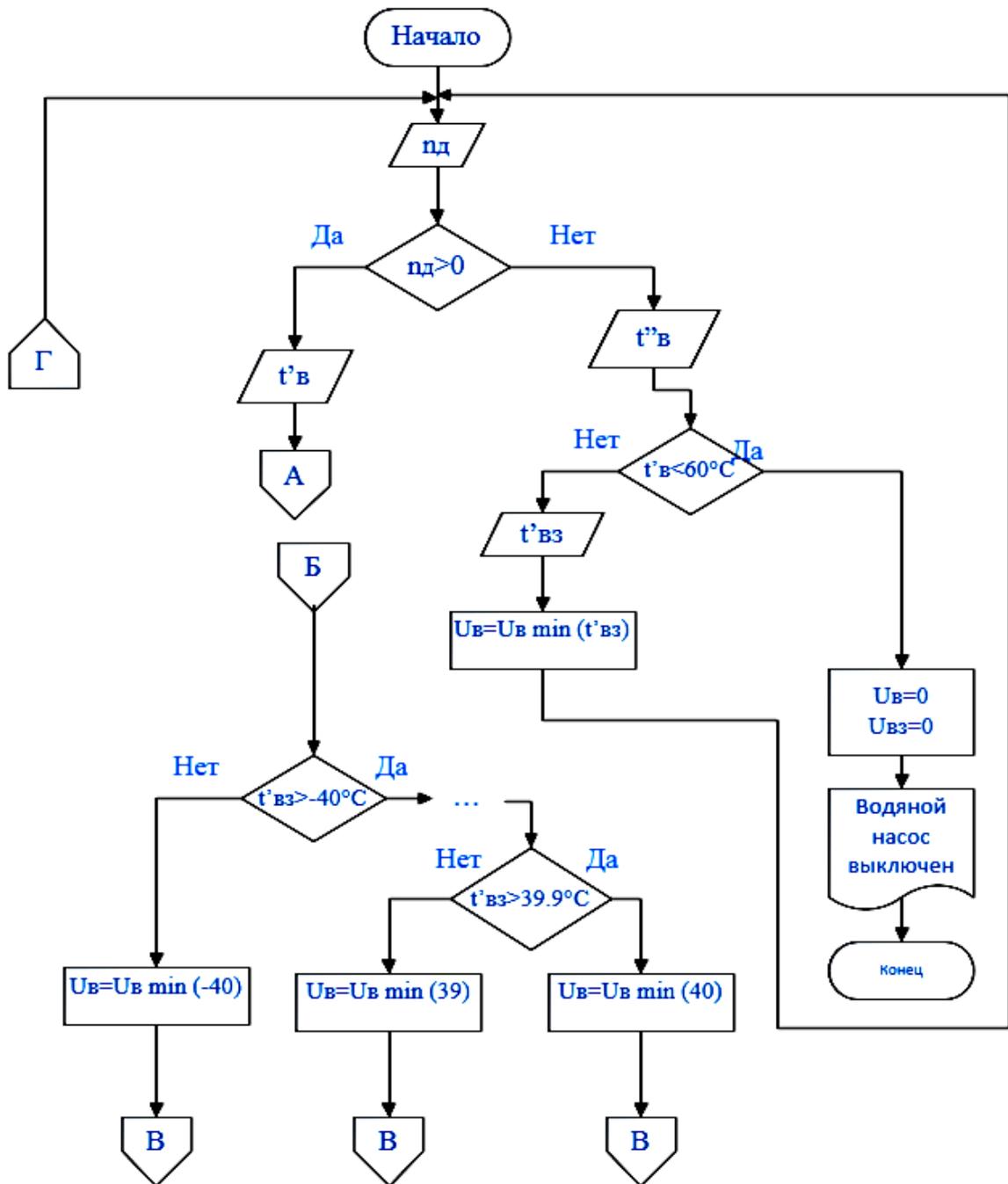


Рисунок 41 – Блок-схема алгоритма работы индивидуального привода водяного насоса и вентилятора горячего контура

Данные о температуре воздуха передаются из подпрограммы прогрева двигателя в основную программу, где сравниваются с диапазоном расчетных температур (с шагом 0,1 °С).

После алгоритмического выбора температуры окружающего воздуха происходит присвоение значение минимально допустимой производительности водяного насоса.

Далее управление передается в подпрограмму поддержания температуры воды на входе в дизель в рабочем диапазоне температур (оператор перехода В).

В случае, когда температура теплоносителя больше нижнего предела из диапазона рабочих температур и меньше верхнего предела, то управление передается без корректировки обратно в основную программу (оператор перехода Г) и происходит возвращение к началу алгоритма, но уже с работающим водяным насосом и вентилятором (если это необходимо).

Алгоритм, представленный на рисунке 42 подпрограммы прогрева заключается в следующем.

Из основной программы в подпрограмму передается значение температуры охлаждающей жидкости. Данное значение сравнивается с эталонным.

Если значение температуры воды на входе ниже эталонного, происходит опрос датчика температуры окружающего воздуха.

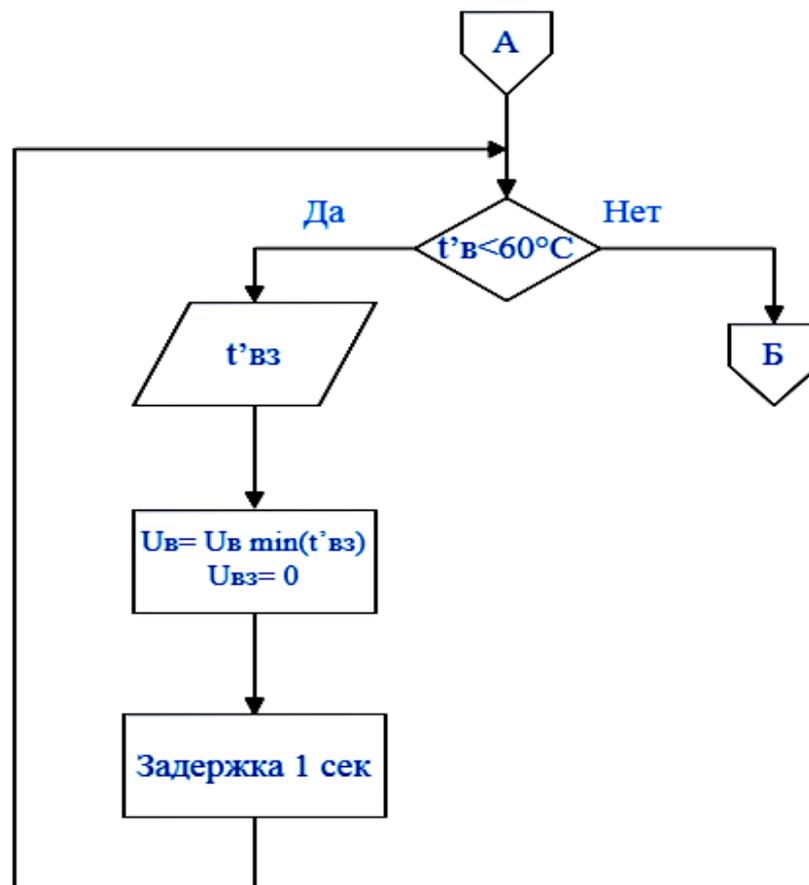


Рисунок 42 – Блок-схема алгоритма подпрограммы прогрева дизеля

По полученному значению происходит присвоение значения производительности водяного насоса, которая обеспечивает не замерзание воды в секциях радиатора, а также происходит присвоение производительности вентилятора значение ноль.

Если значение температуры воды выше эталонного, то управление передается в основную программу.

Схема алгоритма подпрограммы поддержания температуры воды на входе в дизель в рабочем диапазоне представлена на рисунок 43.

Алгоритм подпрограммы поддержания температуры воды на входе в дизель в рабочем диапазоне температур заключается в следующем:

Из основной программы передается значение минимальной производительности водяного насоса. Подпрограмма опрашивает датчик температуры воды на входе в двигатель. Полученное значение сравнивается с нижним пределом рабочего диапазона.

В случае, когда температура меньше нижнего предела, то происходит опрос производительности вентилятора охлаждения. Если производительность не равна нулю, то происходит её уменьшение на шаг $\Delta U_{ВЗ}$, с последующим возвращением к началу алгоритму подпрограммы.

В другом случае, когда производительность равна нулю, то происходит опрос производительности водяного насоса. Полученное значение сравнивается со значением минимальной производительности водяного насоса, которое было передано из основной программы. Если производительность больше минимальной, то происходит её уменьшение на шаг $\Delta U_{В}$ с последующим возвращением управления к началу алгоритма подпрограммы.

Если производительность водяного насоса равна или меньше минимальной, то на монитор выводится сообщение о том, что произошло переохлаждение дизеля и будет ограничен прием нагрузки, а производительность водяного насоса примет значение, переданное из основной программы, которое соответствует минимально допустимому по условию замораживания секций холодильника.

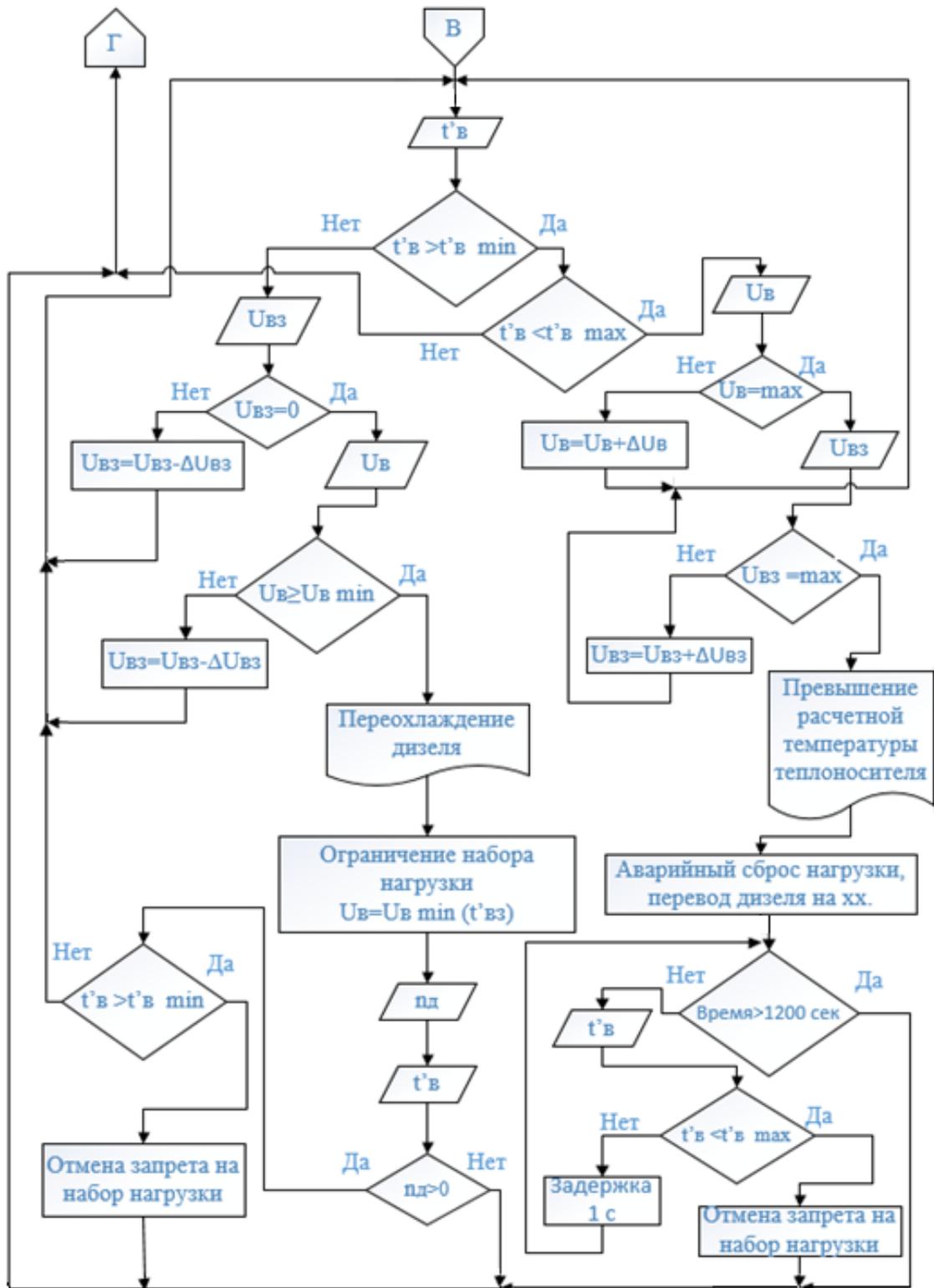


Рисунок 43 – Блок-схема алгоритма подпрограммы поддержания температуры воды на входе в дизель в рабочем диапазоне

Далее следует проверка системы на возможность приращения температуры путем повторного опроса датчика положения коленчатого вала и датчика температуры окружающего воздуха.

После опроса идет сравнение с нулем данных с датчика положения коленчатого вала. В случае положительного сравнения происходит сравнение температуры на входе в двигатель с нижним пределом рабочей температуры. Если температура теплоносителя ниже нижнего предела, то управление передается к началу алгоритма подпрограммы, но с ограничением по набору нагрузки. Если температура теплоносителя выше нижнего предела, то ограничение с приема нагрузки снимается.

В том случае, когда температура теплоносителя ниже рабочего предела и двигатель заглушен, тогда на мониторе порта остается сообщение о переохлаждении дизеля, а управление передается в основную программу (оператор перехода «Г»). Это критический вариант, когда система охлаждения неспособна избежать образование замораживания секций радиатора, т.к. производительность водяного насоса с электроприводом уже находится в необходимом режиме, но в систему не поступает тепло.

В случае, когда температуры воды выше нижнего предела рабочих температур, происходит сравнение её с верхним пределом рабочего диапазона. Если значение параметра не превысило верхнего предела, тогда управление передается в основную программу (оператор перехода «Г») без корректировки режимов работы вентилятора и водяного насоса.

В случае, когда температура теплоносителя на входе в дизель выше верхнего предела, тогда производится опрос датчика, определяющего значение производительности водяного насоса. Полученное значение сравнивается с максимально возможным. Если оно меньше него, то производительность водяного насоса увеличивается на шаг $\Delta U_{\text{В}}$, далее управление возвращается к началу алгоритма подпрограммы. Если значение производительности насоса равно максимальному, тогда опрашивается датчик производительности вентилятора холодильной камеры. Полученное значение также сравнивается с максимальным, если оно меньше, следует увеличение производительности на шаг $\Delta U_{\text{ВЗ}}$, с последующим возвращением к началу алгоритма подпрограммы.

В случае, когда производительность и водяного насоса, и вентилятора максимальны, а температура выше верхнего предела диапазона рабочих температур, тогда на монитор порта микроконтроллера выводится сообщение о превышении критической температуры теплоносителя, следует аварийный сброс нагрузки и перевод дизеля на принудительный холостой ход. Далее в течении 20 минут происходит контроль за температурой воды в системе охлаждения при продолжающейся максимальной производительности водяного насоса и вентилятора холодильной камеры. Если в течении данного времени температура опустится ниже верхнего предела диапазона расчетных температур, поступает код разрешения вновь нагрузить дизель. Если температура остается выше допустимого предела, управление передается в основную программу с максимальными производительностями и с продолжением запрета на нагружение дизеля. В данном режиме алгоритм повторяется, пока температура теплоносителя не упадет ниже допустимого предела и произойдет остановка двигателя, для минимизации тепловыделения в систему охлаждения.

Если оба условия соблюдены, тогда алгоритм завершится и сбросит ограничение на набор нагрузки.

4.3 Алгоритм работы привода водяного насоса и вентилятора холодного контура

После подачи питания на блок управления происходит опрос датчиков частоты вращения коленчатого вала, напряжения и тока в обмотке возбуждения электродвигателя привода водяного насоса, температуры окружающего воздуха, температуры воды холодного контура после фронта радиаторов, температуры воды после ВМТ, температуры воды после ОНВ, температуры дизельного масла.

Следующим шагом происходит цикл проверок значения температуры окружающего воздуха с целью определения минимальной производительности водяного насоса для обеспечения циркуляции теплоносителя во фронте радиаторов.

После чтения данных с датчиков происходит проверка условия: $n_d > 0$ (частота коленчатого вала больше нуля, или нет)

В случае отрицательного ответа происходит проверка условия $t_m > 80^\circ\text{C}$ (температура масла выше восьмидесяти градусов по шкале Цельсия, или нет)

Если температура масла ниже, то алгоритм завершен, если нет, то происходит запрос значений температуры после фронта радиаторов, а также до и после ОНВ. После этого они сравниваются и происходит корректировка производительности водяного насоса, тем самым обеспечивая оптимальную разницу значений температуры теплоносителя до и после фронта радиаторов. После задания производительности водяного насоса происходит задержка, длительностью 10 секунд, после чего цикл расчета повторяется.

В случае положительного ответа (угловая скорость вращения коленчатого вала больше нуля), происходит цикл проверок значения температуры воды перед ОНВ с целью корректировки производительности водяного насоса для обеспечения оптимального значения температуры наддувочного воздуха.

Если вода перед ОНВ перегрета происходит увеличение производительности водяного насоса. Если температура ниже рекомендованного значения и есть возможность уменьшения производительности водяного насоса, то происходит её уменьшение, если минимальная производительность уже достигнута, система передает сигнал на панель управления «Переохлаждение холодного контура».

После проведения данных шагов происходит задержка в течении 10 секунд, после которой алгоритм возвращается к началу и повторяется опрос датчиков.

Температурный режим работы масла обеспечивается термостатом, установленным на входе в ВМТ. Производительность водяного насоса определяется и корректируется на основании значений тока и напряжения в обмотке возбуждения электродвигателя привода водяного насоса.

Обеспечивается корректирование производительности водяного насоса по значению ПКМ, так как система инертна и последствия набора позиций скажутся через достаточную задержку, а по известному изменению положения контроллера машиниста возможна работы системы с опережением. Здесь надо контролировать режим работы дизеля, чтобы не нарушить режим его работы.

4.4 Выводы по разделу 4

1 Разработаны алгоритмы поддержания рекомендованной заводом-изготовителем дизельного двигателя температуры теплоносителя, вне зависимости от угловой скорости вращения коленчатого вала и нагрузки на дизельный двигатель, для горячего и холодного контура уменьшающие эксплуатационный расход топлива тепловозом.

2 Проработан алгоритм уменьшения времени прогрева тепловозного дизеля для различных значений температур окружающей среды, позволяющий сократить время горячего простоя и расход топлива при проведении реостатных испытаний.

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

- обеспечивать циркуляцию теплоносителя после остановки дизеля;
- увеличивать время простоя локомотива с остановленным дизельным двигателем без образования льда, для различных значений температуры окружающей среды;
- обеспечивать совпадение 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.

5 ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

5.1 Описание алгоритма расчета математической модели, описывающей параметры работы системы охлаждения тепловозного дизеля в эксплуатации

Разработана математическая модель, позволяющая определять параметры системы охлаждения в эксплуатации. А именно, по заданным параметрам температуры окружающего воздуха, позиции контроллера машиниста, времени работы на позиции и начальной температуры воды происходит расчет состояния системы. Расчет показывает через какое время изменится температура воды на выходе из дизеля, какой режим работы вентилятора и водяного насоса. Математическая модель определения параметров работы системы охлаждения основана на методике определения технических характеристик проектируемых локомотивов [105].

В предлагаемой модели возможно моделировать режимы работы системы охлаждения горячего и холодного контуров с механическим и индивидуальными приводами водяных насосов и различными алгоритмами включения вентиляторов холодильной камеры.

Особенностями данной математической модели являются:

- позволяет произвести учет продолжительности работы вентиляторов в зависимости от настройки системы охлаждения;
- позволяет произвести учет производительности водяного насоса в зависимости от позиции контроллера машиниста;
- позволяет спрогнозировать производительность водяного насоса при индивидуальном приводе водяного насоса в зависимости от условий эксплуатации;
- позволяет произвести расчет энергопотребления на привод системы охлаждения в зависимости от условий эксплуатации;
- позволяет произвести расчет энергопотребления на привод системы охлаждения в зависимости от температурного режима работы силовой установки, при

известной зависимости расхода топлива от температуры теплоносителя;

- позволяет произвести сравнительную оценку различных вариантов настройки системы охлаждения;

- позволяет произвести сравнительную оценку различных вариантов привода водяных насосов системы охлаждения;

- позволяет произвести сравнительную оценку различных вариантов привода вентиляторов;

Основными допущениями данной математической модели является:

- производится отдельный расчет для каждого контура системы охлаждения;

- не учитывается распределение потоков и температур по фронту радиаторов;

- не учитывается распределение расхода воздуха по фронту радиаторов;

- не учитывается степень загрязнённости системы охлаждения;

- не учитывается скорость загрязнения системы охлаждения;

- не учитываются утечки теплоносителя из системы охлаждения;

- не учитывается теплоотвод от трубопроводов системы охлаждения.

Алгоритм математической модели расчета параметров работы горячего контура системы охлаждения с механическим приводом представлен на рисунке 44. Алгоритм работы вентиляторов позволяет включать их после достижения температуры теплоносителя температуры выше 88 °С и выключать, когда значение температуры уменьшается ниже 85 °С.

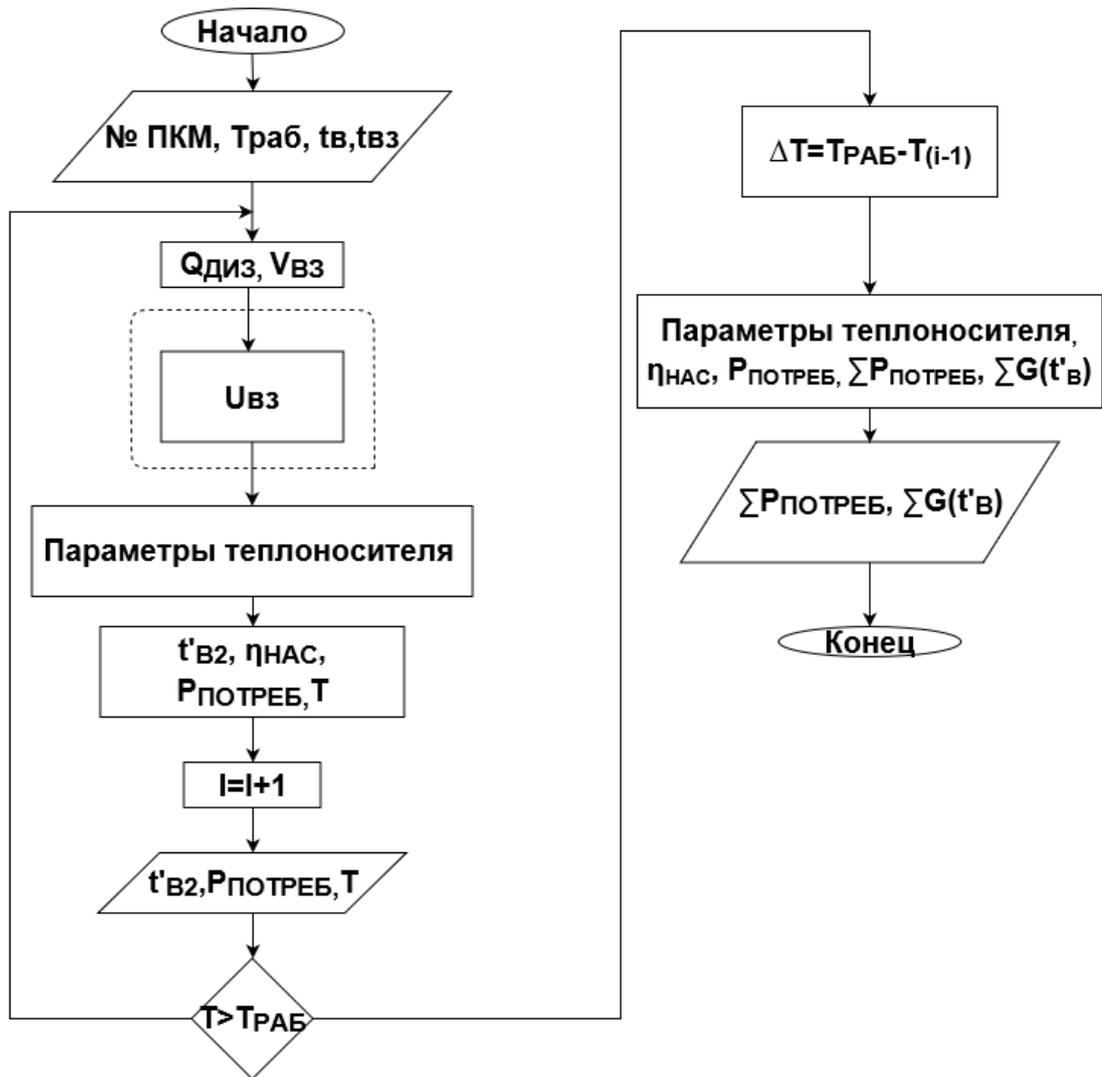
После запроса начальных условий происходит определение производительности вентилятора, согласно алгоритму существующей системы охлаждения. Следующие уравнения и зависимости позволяют определить текущие параметры работы системы охлаждения.

Величина частоты вращения коленчатого вала определяется по зависимости:

$$n_d = f(ПКМ) . \quad (22)$$

Тепловыделение дизельного двигателя в горячий контур системы охлаждения определяется по зависимости:

$$Q_{диз} = f(n_d) . \quad (23)$$



№ 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; $\Sigma G(t')$ – суммарный расход топлива зависящий от температуры воды на входе в фронт радиаторов.

Рисунок 44 – Блок-схема алгоритма расчета параметров работы горячего контура системы охлаждения с механическим приводом

Производительность насоса, так же зависит от частоты вращения коленчатого вала:

$$Q_{нас} = f(n_{д}) . \quad (24)$$

Линейная скорость воды:

$$U_B = \frac{Q_{HAC}(n_D)}{\rho(t'_B) \cdot \pi \cdot \frac{d_\Gamma^2}{4}} . \quad (25)$$

Линейная скорость воды:

$$U_{B3} = f(t'_B) . \quad (26)$$

Число Рейнольдца для воды:

$$Re_B = \frac{U_B \cdot d_B^\Gamma}{\lambda(t'_B)} , \quad (27)$$

где $\lambda(t'_B)$ – кинематическая вязкость воды.

Блок-схема алгоритма расчета, разработанной математической модели, представлен на рисунке 44.

Число Рейнольдца для воды:

$$Re_{B3} = \frac{U_{B3} \cdot d_{B3}^\Gamma}{\lambda(t'_{B3})} . \quad (28)$$

Значение температурного фактора определяется по формуле:

$$\theta = \frac{t'_B - t_{B3}}{t'_B} , \quad (29)$$

Число Кирпичева:

$$Ki = a \cdot Re_{B3}^{0,646} \cdot Re_B^{0,095} \cdot \theta^{0,08} , \quad (30)$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{Ki \cdot \lambda(t'_B)}{\omega_B^\Gamma} . \quad (31)$$

Теплоотводящая способность фронта радиаторов:

$$Q_{CO} = \frac{(t'_B - t_{B3})n_c}{\left(\frac{1}{K \cdot F_{B3}}\right) + \left(\frac{1}{2 \cdot Cp_{B3}(t'_{B3}) \cdot U_{B3} \cdot \omega_{B3}^\Gamma}\right) + \left(\frac{1}{2 \cdot Cp_B(t'_B) \cdot U_B \cdot \omega_B^\Gamma}\right)} . \quad (32)$$

Температура воды на выходе из фронта радиаторов:

$$t''_B = t'_B - \frac{Q_{CO}}{Cp_B(t'_B) \cdot U_B \cdot \omega_B^{\Gamma} \cdot n_c} . \quad (33)$$

Температура воды на входе в фронт радиаторов в по прохождению времени работы на позиции контроллера машиниста:

$$t'_{B2} = t'_B + \frac{T_{РАБ} \cdot (Q_{ДИЗ} - Q_{CO})}{Cp_B(t'_B) \cdot m_B} , \quad (34)$$

где m_B —масса воды, кг.

Потребляемая мощность системой охлаждения:

$$P_{ПОТРЕБ} = U_{ВЗ} \cdot P_{ВЕНТ}(t'_{ВЗ}) \cdot \eta_{ВЕНТ} + U_{ВЗ}(n_D) \cdot P_{НАС}(U_{ВЗ}, t'_B) \cdot \eta_{НАС}(U_{ВЗ}) , \quad (35)$$

где $\eta_{ВЕНТ}$ — Коэффициент полезного действия вентилятора; $\eta_{НАС}(t'_B)$ —Коэффициент полезного действия водяного насоса.

Суммарный расход топлива:

$$\sum G = P_{ПОТРЕБ} \cdot T_i \cdot g_e(n_D, t'_B) , \quad (36)$$

где g_e — удельный расход топлива тепловозным дизелем, кг/(кВт · ч).

Время, необходимое для изменения температуры рассчитывается по формуле:

$$T = \frac{(t'_B - t'_{B2}) \cdot Cp_B \cdot m_B}{Q_{ДИЗ} - Q_{CO}} . \quad (37)$$

Последняя итерация определяется по условию выполнения времени работы на данной позиции контроллера машиниста. Когда время превышает заданное время работы, рассчитывается последняя дельта времени и рассчитываются параметры системы в данном промежутке. После выводятся параметры системы после завершения времени работы на данной позиции контроллера машиниста и значение затраченной мощности и количества дизельного топлива, функция расчета которого зависит от температуры системы охлаждения. Для учета распределения потока по секциям радиаторов системы охлаждения тепловозного дизеля задать функции распределения расхода, определяемые по методике, представленной в разделе 2.1, и провести расчет отвода количества теплоты от каждой секции контура индивидуально, по зависимостям, описанным выше.

Ввиду значительного влияния параметров технического состояния конкретного тепловоза, данный расчет предлагается применять для частных расчетов и в

рассматриваемом принципиальном алгоритме расчета представлен не будет.

5.2 Выбор параметров вентилятора и водяного насоса в контуре циркуляции теплоносителя

Расчет параметров системы охлаждения с индивидуальным приводом в эксплуатации происходит по алгоритму, графически представленном на рисунке, отличающимся от предыдущего подбором производительности водяного насоса в зависимости не от частоты вращения коленчатого вала, а от выполнения следующих условий:

- быстрый прогрев воды в системе охлаждения тепловозного дизеля;
- отсутствие перегрева воды в рубашке охлаждения дизеля;
- отсутствие образования льда в секциях радиатора системы охлаждения тепловозного дизеля;
- обеспечение максимальной производительности водяного насоса при включенном вентиляторе;
- не превышение глубины охлаждения воды.

Данные условия выполняются по алгоритму, приведенному на рисунке, последовательность выполнения условий определяет отсутствие алгоритмических ошибок в управлении водяным насосом.

Обратная связь по температуре теплоносителя осуществляется в основной программе.

По окончанию расчета все результаты выводятся на экран.

Графически блок-схема алгоритма расчета, определяющего параметры работы системы охлаждения в эксплуатации представлен на рисунке 45

Так как производительность водяного насоса при механическом приводе жестко зависит от частоты вращения коленчатого вала, то в расчете она задается фиксированными значениями, что в свою очередь не способно отразить изменения в производительности водяного насоса при индивидуальном приводе водяного

насоса.

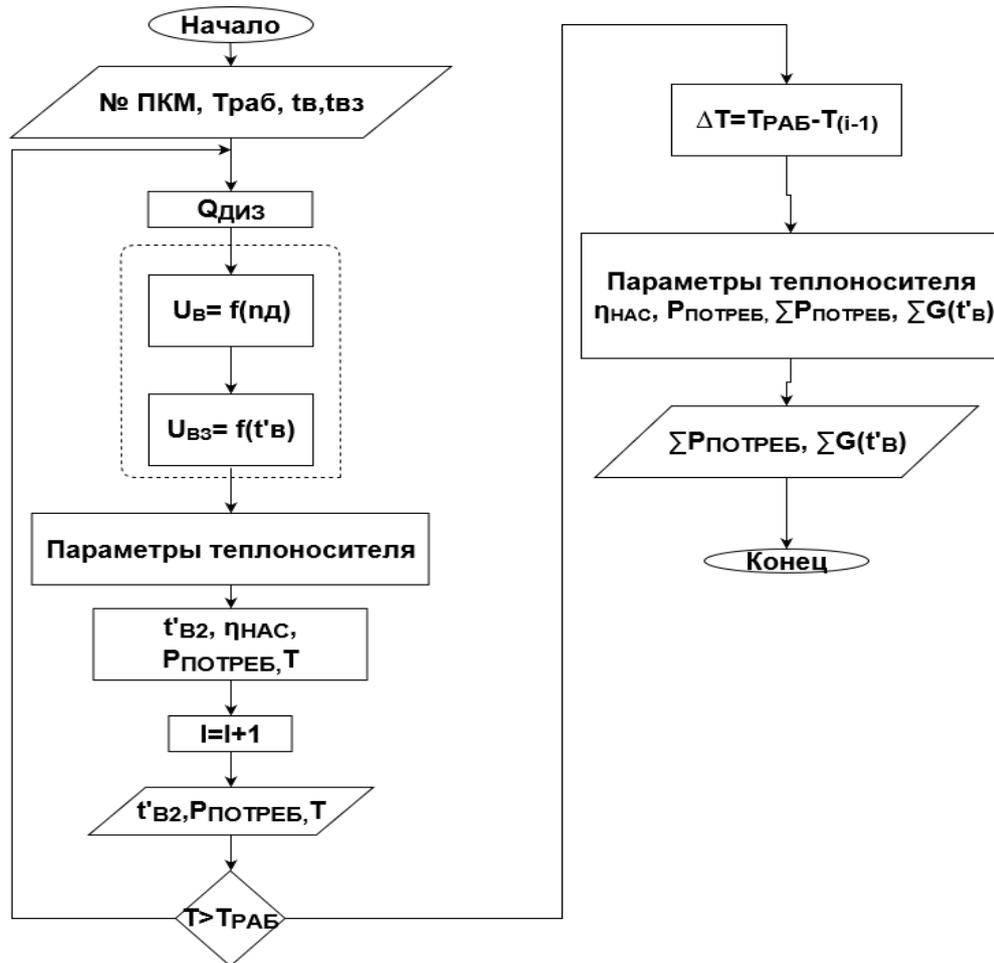


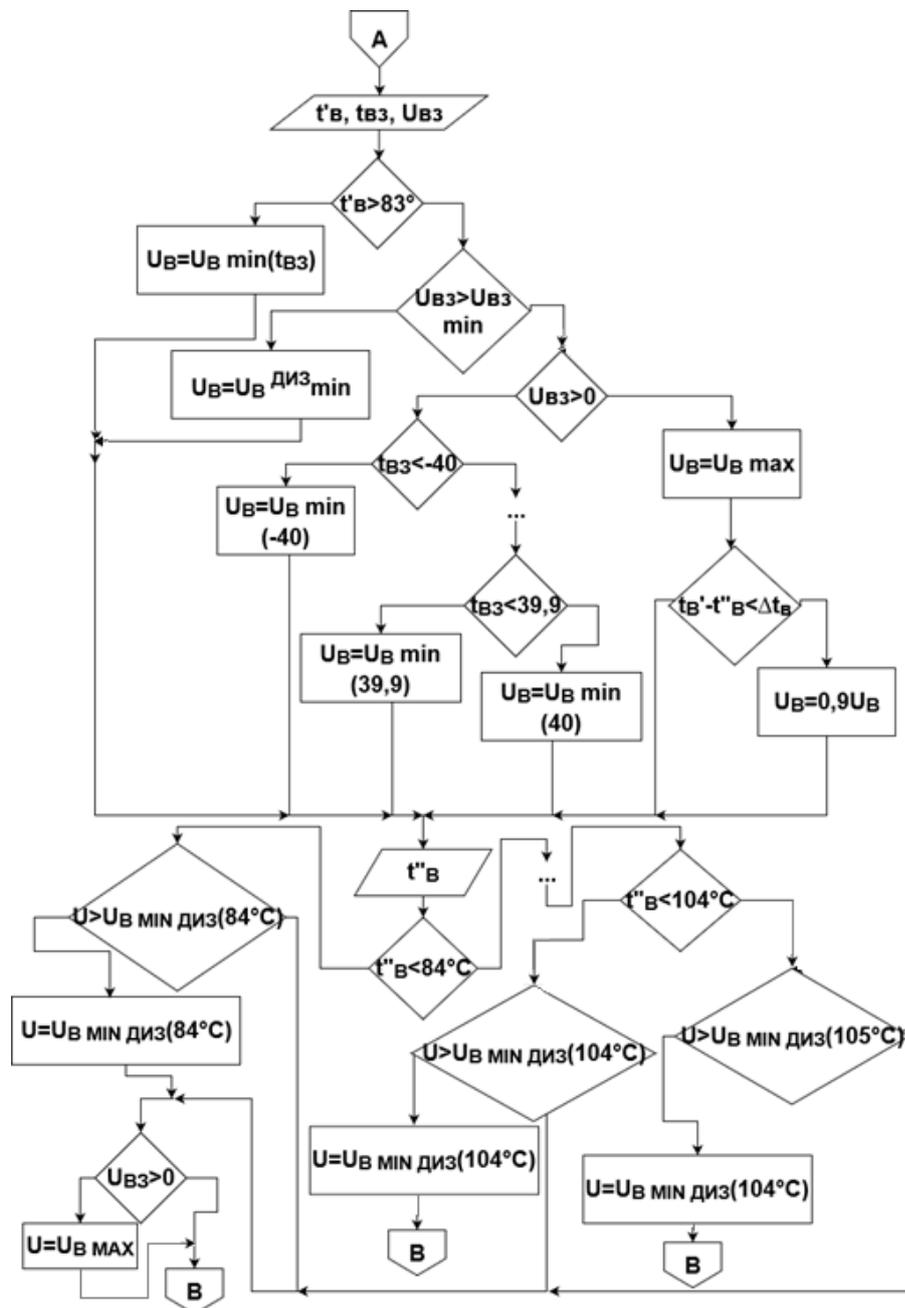
Рисунок 45 – Блок-схема алгоритма расчета параметров работы системы охлаждения в эксплуатации

Для индивидуального привода был разработан отдельный алгоритм расчета, позволяющий выполнить условия предъявляемые к системе охлаждения в выводах первого раздела. На рисунке 46 представлен алгоритм расчета производительности водяного насоса при индивидуальном приводе водяного насоса.

Алгоритм заключается в следующем, после задания значений температуры воды на входе в фронт радиаторов, температуры воздуха окружающей среды и производительности вентилятора производится проверка по условиям обеспечения не замерзания теплоносителя в системе охлаждения и происходит присвоение минимально допустимого значения производительности по условиям температуры окружающей среды.

Далее идет проверка по перегреву воды в дизельном двигателе. Если скорость

воды недостаточна, происходит коррекция в сторону увеличения производительности.



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

Рисунок 46 – Блок-схема алгоритма выбора производительности водяного насоса при использовании индивидуального привода водяных насосов

В случае успешного соблюдения данного условия идет проверка режима работы вентилятора. В случае, если вентилятор включен, производительность водяного насоса принимает максимально допустимое значение.

Если все проверки пройдены – устанавливается минимально допустимое значение расхода теплоносителя в контуре циркуляции, что уменьшает обор мощности на привод системы охлаждения.

Данная математическая модель позволяет произвести расчёт параметров работы системы охлаждения горячего и холодного контуров с механическим и индивидуальными приводами водяных насосов и различными алгоритмами включения вентиляторов холодильной камеры при известных начальных условиях работы системы, таких как номер позиции контроллера машиниста, время работы на данной позиции, начальная температура воды в системе охлаждения и значение температуры окружающей среды.

Так же для расчёта необходимы зависимости распределения частоты вращения коленчатого вала, производительности водяного насоса и тепловыделения в теплоноситель в зависимости от номера позиции контроллера машиниста, количество и тип секций радиаторов, зависимость удельного расхода топлива от температуры и частоты вращения коленчатого вала. В свою очередь для более полного расчета требуется уточнения зависимости распределения потока воды в фронте радиаторов и индивидуального расчета количества отводимого тепла от секций радиаторов.

5.3 Расчет параметров энергопотребления вентиляторами шахты холодильника и водяными насосами для различных типов привода

Для проведения сравнительной оценки энергопотребления системами охлаждения с различными типами приводов водяных насосов требуется предварительный расчет характеристик отбора мощности на привод этих насосов.

Характеристики энергопотребления водяными насосами, представленные на рисунке 47, зависят от положения рабочей точки на их гидравлической характеристике. Положение рабочей точки на гидравлической характеристике определяется совпадением характеристики гидравлического сопротивления системы охлаждения

ξ_{CO} и расхода теплоносителя в контуре циркуляции, задаваемым частотой вращения вала водяного насоса.

При использовании индивидуального привода водяного насоса появляется возможность использовать любую рабочую точку, принадлежащую полю зависимости гидравлического сопротивления системы охлаждения от расхода теплоносителя из расчетного диапазона характеристик водяного насоса, а также позволяет при необходимости изменять серию водяного насоса, так как это не повлечет за собой усложнение компоновки вспомогательного оборудования, размещенного на дизеле.

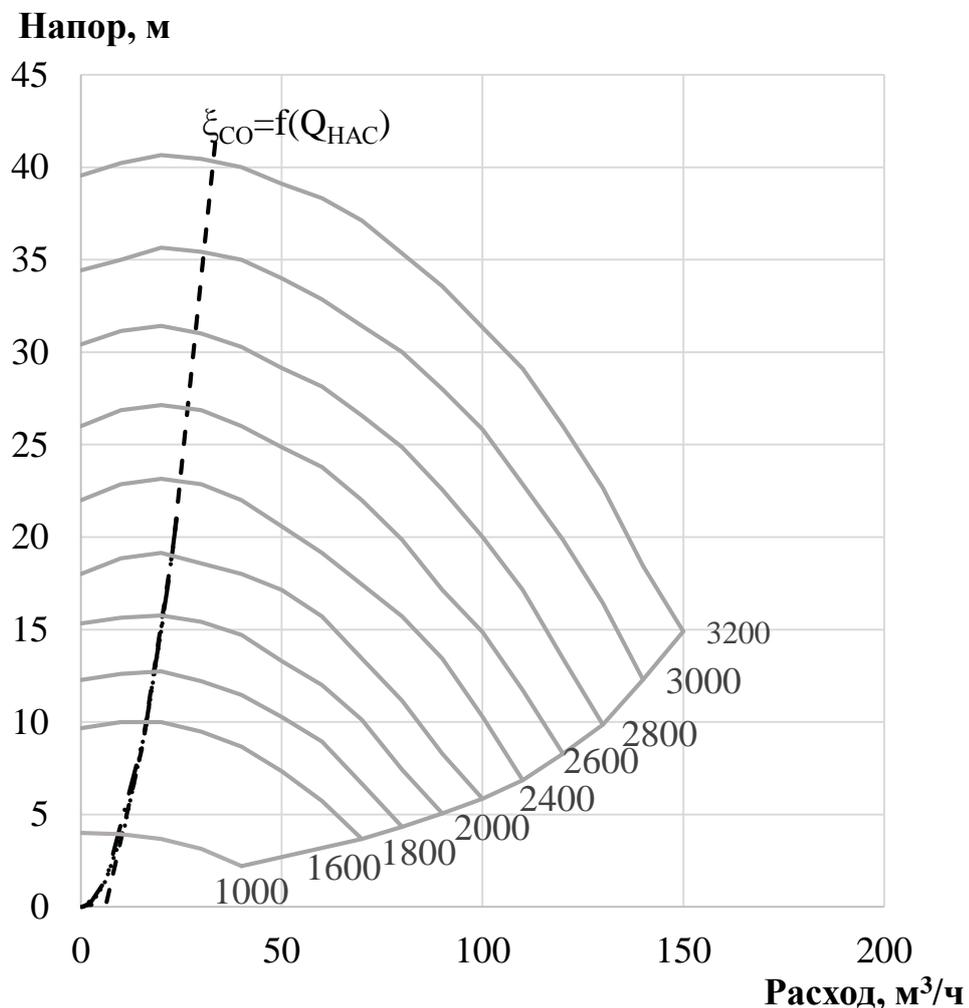


Рисунок 47– Рабочие характеристики водяного насоса двигателя типа Д49

Данная особенность работы позволяет изменять интенсивность теплообмена в системе охлаждения, а именно увеличивая производительность насоса мы повышаем средне логарифмический температурный напор в каждой секции, что неминуемо увеличивает количество теплоты, передаваемой в окружающую среду.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_B - \Delta t_{B3}}{\ln\left(\frac{\Delta t_B}{\Delta t_{B3}}\right)}, \quad (38)$$

где Δt_B – разница температур воды на входе и выходе из секции; Δt_{B3} – разница температур воды на входе и выходе из секции.

Так как характеристики дополнительных элементов, графически изображенные на рисунке 48, существенно влияют на характеристики энергопотребления, представленные на рисунке, следует что водяной насос потребляет при индивидуальном приводе большее количество энергии.

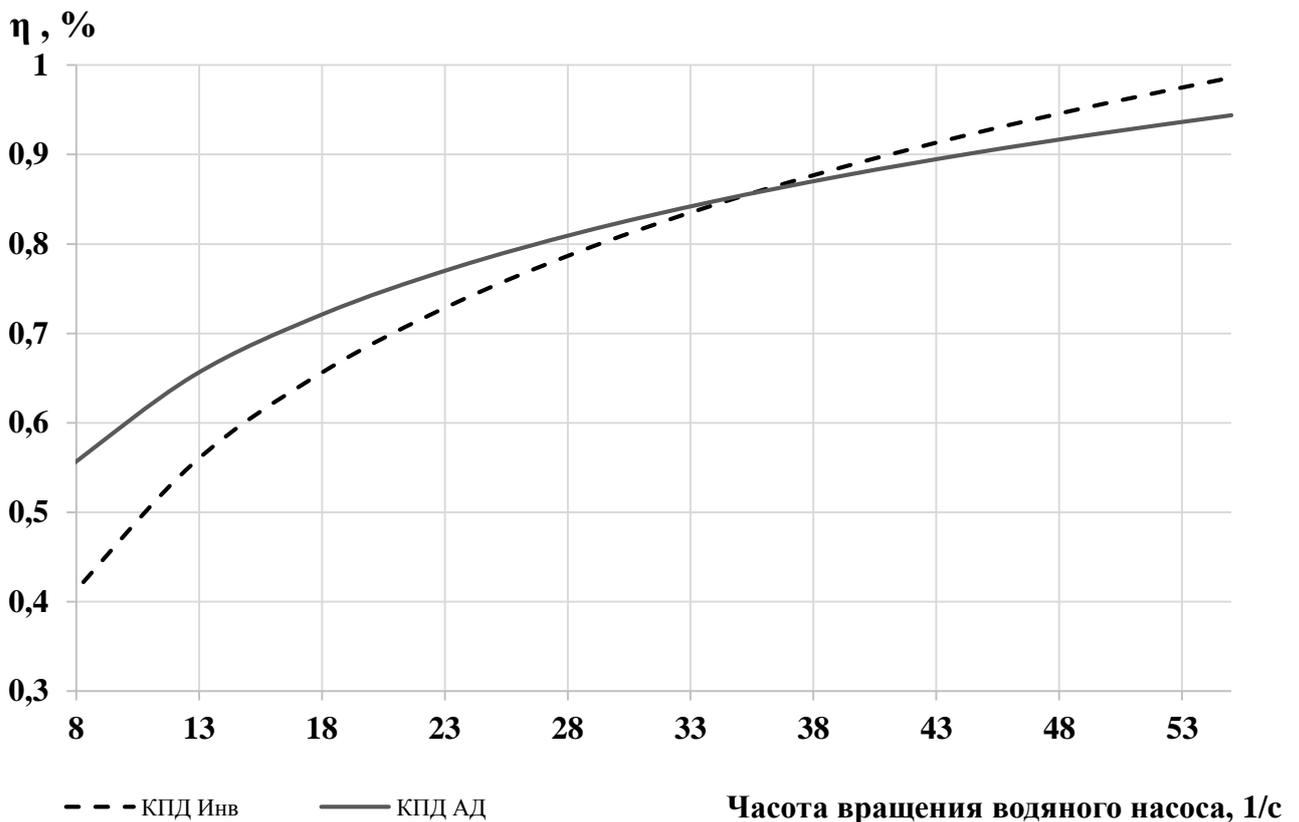


Рисунок 48 – характеристики КПД инвертора и асинхронного двигателя для предлагаемого типа привода водяного насоса

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

Расчет потребляемой мощности на привод водяного насоса, при индивидуальном приводе оценивался по формуле:

$$P_{НАС} = \frac{P \cdot Q}{\eta_{НАС}(n_{НАС}, Q_{НАС}) \cdot \eta_{И}(n_{НАС}) \cdot \eta_{АД}(n_{НАС})} \quad (39)$$

Потребляемая же мощность водяным насосом при механическом приводе зависит от частоты вращения коленчатого вала и гидравлического сопротивления контура циркуляции теплоносителя, которое в свою очередь зависит от расхода и температуры теплоносителя, а также от технического состояния системы охлаждения.

Сравнение потребляемой мощности водяным насосом при механическом и индивидуальном приводе водяных насосов графически показано на рисунке 49.

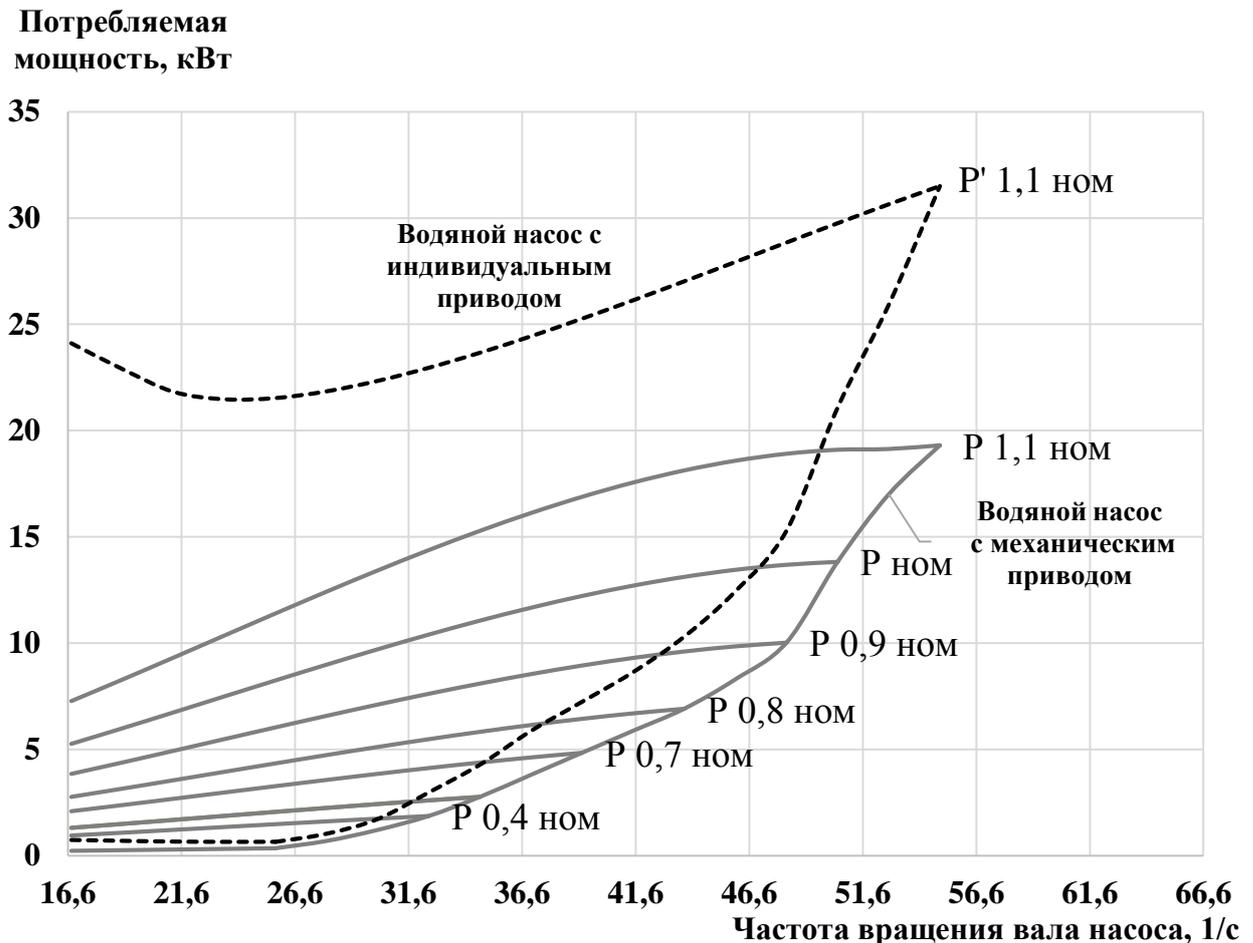


Рисунок 49 – Потребляемая мощность водяным насосом при механическом приводе и индивидуальном

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.

5.4 Проверка результатов моделирования по данным МСУ ТП

Для верификации математической модели, оценивающей параметры работы системы охлаждения, были получены данные из МСУ ТП для локомотива 2ТЭ116У -256Б.

Параметры работы тепловоза записаны в 23.03.2013 года. Длительность записи составляет 34146 секунд (9 часов 29 минут 6 секунд). График изменения температуры теплоносителя горячего контура, позиций контроллера машиниста и время работы вентиляторов графически отображены на рисунке 50, где значение контактора вентилятора равное 1 значит, что вентилятор включен.

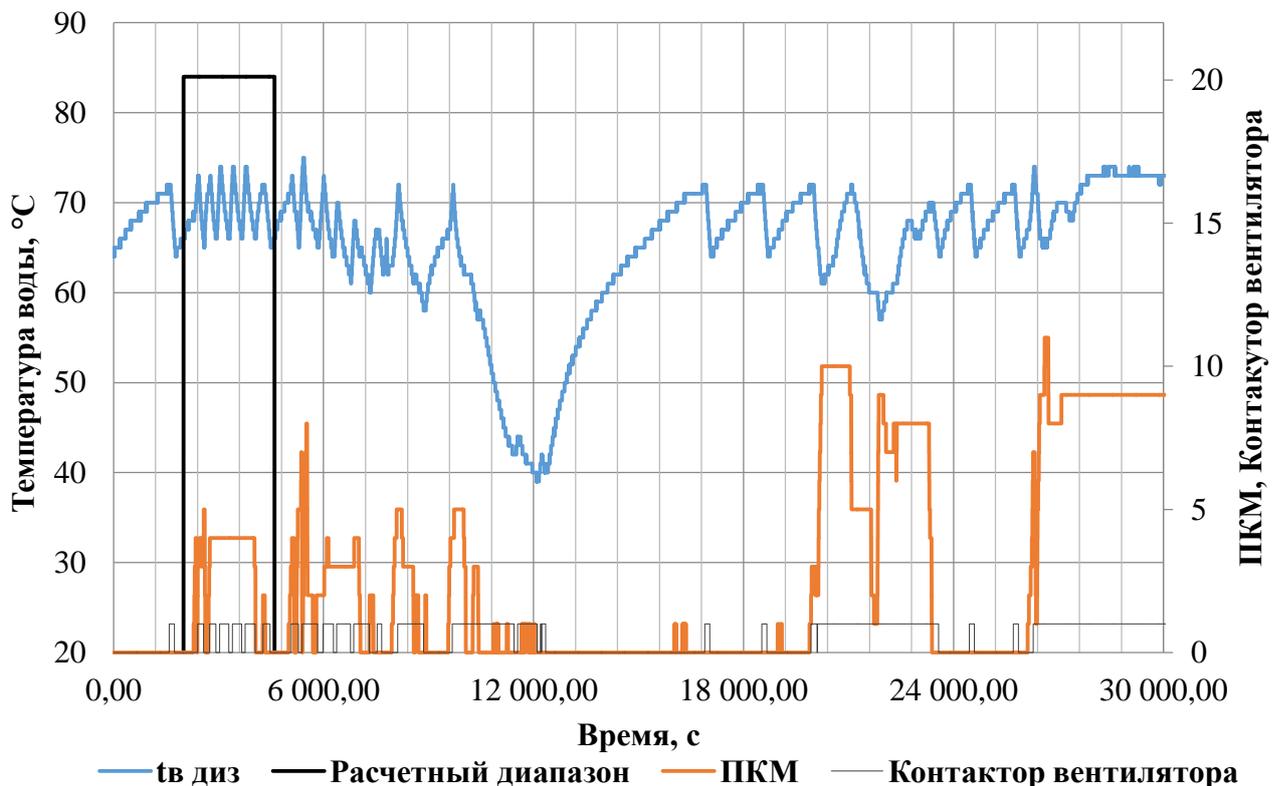


Рисунок 50– Параметры работы тепловоза 2ТЭ116У-256Б

Ввиду большого объема выборки, был выбран расчетный диапазон данных, показанный на рисунке 50, где тепловоз находился в наиболее неблагоприятных

условиях работы для горячего контура, так как на высших позициях ПКМ работа механического и индивидуального привода отличается не значительно и большее влияние на температурный режим системы охлаждения влияет её техническое состояние.

Параметры температуры воды в горячем контуре по данным МСУ ТП, расчетные значения температуры воды для механического и индивидуального приводов, позиции контроллера машиниста для расчетного диапазона работы тепловоза 2ТЭ116У показаны на рисунке 51.

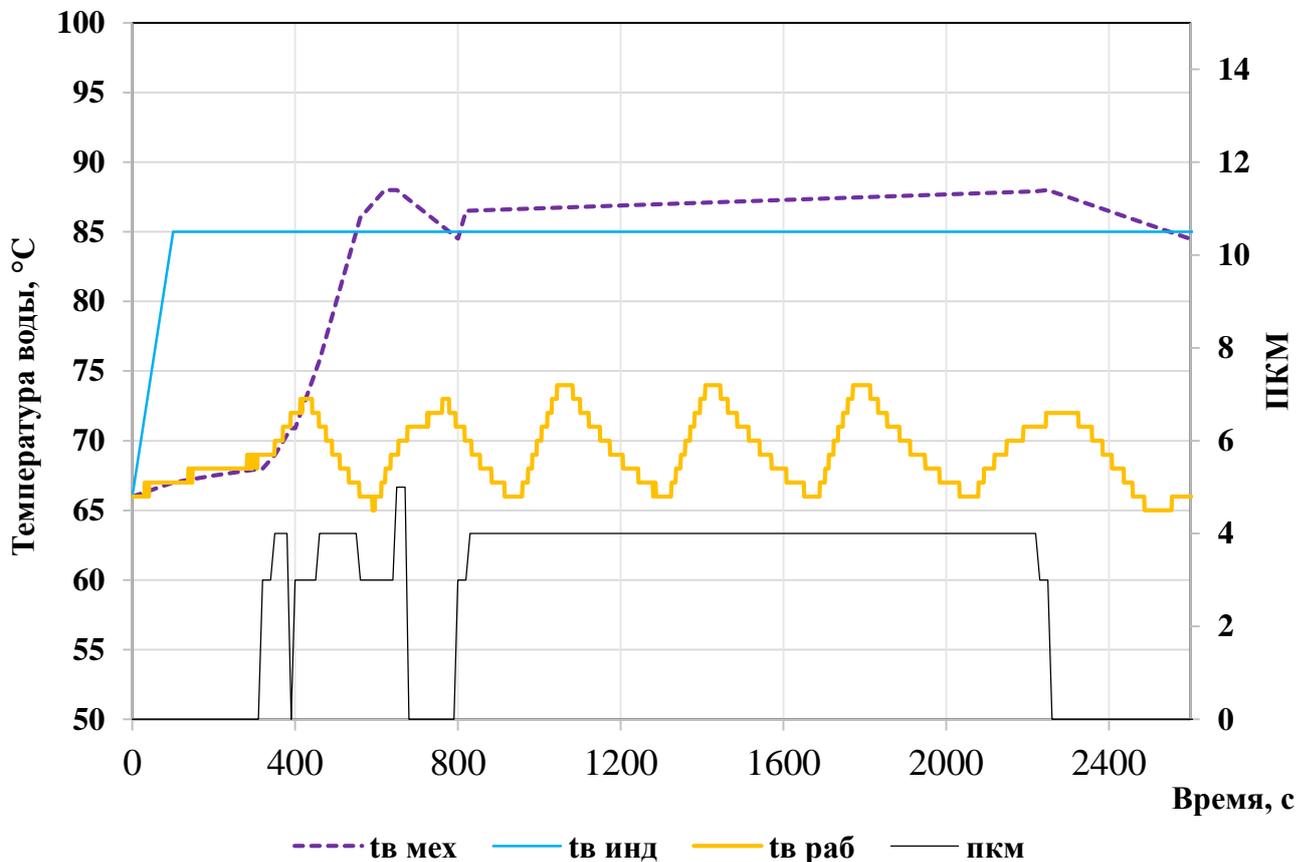


Рисунок 51– Расчетный диапазон работы тепловоза 2ТЭ116У-256Б

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.

Дискретное изменение температуры теплоносителя вызвано привязкой данных МСУ ТП к времени, а именно посекудная передача данных, с округлением значений до целых. Для расчетных графиков такая привязка и округление значений параметров отсутствует.

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 видно кратковременное падение значение температуры, вызванное работой локомотива на холостом ходу. При дальнейшем простое локомотива значение температуры воды оценивается в районе $70,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

График изменения температуры для системы охлаждения с индивидуальным приводом показывает способность такой системы охлаждения поддерживать заданный температурный диапазон. При необходимости данный температурный диапазон возможно задать динамичным в зависимости от нагрузки двигателя, либо от иных факторов.

По полученным данным была составлена таблица 8 потребляемой мощности и расхода топлива для систем охлаждения с механическим и индивидуальным приводами водяных насосов.

Посекундное распределение параметров работы тепловоза 2ТЭ116У-256Б от времени работы тепловоза в пояснительной записке не приведены.

Потребляемая мощность на привод системы охлаждения:

$$P_{\text{ПОТРЕБ}} = \eta_{\text{ВЕНТ}} \cdot P_{\text{ВЕНТ}} \cdot T_{\text{ВЕНТ}} + \eta_{\text{НАС}} \cdot P_{\text{НАС}} \cdot T_{\text{НАС}}, \quad (40)$$

где $P_{\text{ВЕНТ}}$ – потребляемая мощность вентилятором системы охлаждения; $P_{\text{НАС}}$ – потребляемая мощность водяным насосом; $T_{\text{ВЕНТ}}$ – время работы вентилятора; $T_{\text{НАС}}$ – время работы водяного насоса; $\eta_{\text{ВЕНТ}}$ – коэффициент полезного действия вентилятора системы охлаждения; $\eta_{\text{НАС}}$ – коэффициент полезного действия водяного насоса.

Таблица 8 – Отбор мощности и расход топлива на привод системы охлаждения с механическим приводом и индивидуальным приводом системы охлаждения

Общее время	Время работы на ПКМ, с	ПКМ	tвз °С	tв мех, °С	Рмех, кВт/ч	GМЕХ, кг	tв инд, °С	Ринд, кВт/ч	Gинд, кг
320	320	0	-4	68	0,8	0,1616	85	6,8	0,102
350	30	3	-4	69	5,1	0,0696	85	4,5	0,054
390	40	4	-4	70,9	7,9	0,1272	85	4,5	0,0495
400	10	0	-4	70,9	0,9	0,00535	85	0,2	0,003
460	60	3	-4	75,8	5	0,1513	85	4,5	0,054
560	100	4	-4	86	7,9	0,3607	85	6,2	0,0682
620	60	3	-4	88	5,9	0,1764	85	4,5	0,054
650	30	5	-4	88	8,8	0,1265	85	6,4	0,0672
800	150	0	-4	84,5	1	0,0927	85	0,2	0,003
820	20	3	-4	86,5	5,1	0,0568	85	4,5	0,054
2220	1400	4	-4	87,9	8,3	5,5316	85	7,6	5,093
2250	30	3	-4	88	5,6	0,0877	85	4,5	0,054
2800	550	0	-4	82,5	0,9	0,34	85	0,1	0,0015
Итого для СО с мех. приводом, кг						7,3	Итого для СО с инд. приводом, кг		5,7

Расход топлива затрачиваемый на привод системы охлаждения:

$$G_{\text{ПРИВОД}} = T_{\text{РАБ}} \cdot P_{\text{ПОТРЕБ}} \cdot g_E(t_B), \quad (41)$$

где $T_{\text{РАБ}}$ – время работы тепловоза; $g_E(t_B)$ – удельный расход топлива дизеля тепловоза, зависящий от температуры воды горячего контура.

Расчетный график изменения удельного расхода топлива дизелем тепловоза 2ТЭ116У приведен на рисунке 52.

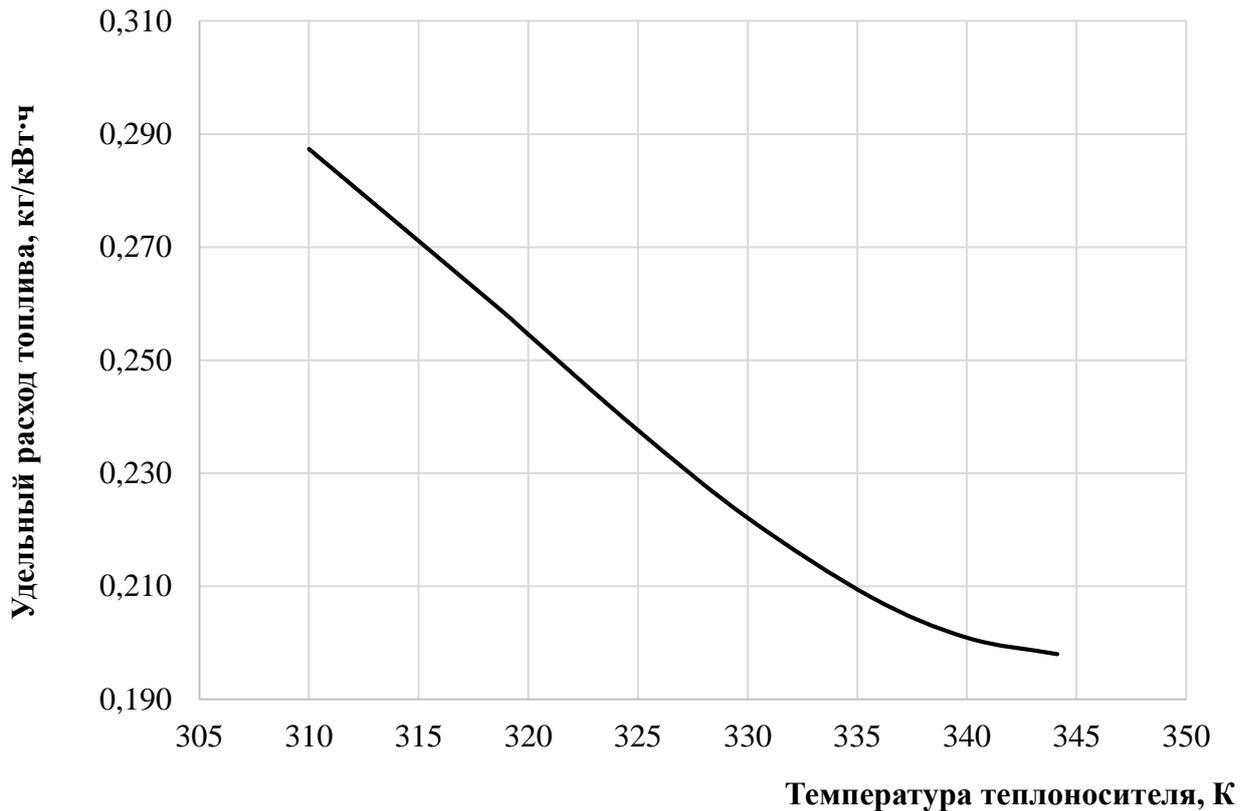


Рисунок 52 – Расчетный график изменения расхода топлива дизелем тепловоза 2ТЭ116У

В свою очередь, по расчетным значениям математической модели, была составлена таблица 6 потребляемой мощности и расхода топлива для тепловозов оборудованными системами охлаждения с механическим и индивидуальным приводами водяных насосов горячего контура.

Расход топлива тепловозом:

$$G_{ТЕПЛ} = T_{РАБ} \cdot P_{ПКМ} \cdot ge(t_B), \quad (42)$$

где $P_{ПКМ}$ – мощность тепловоза на заданной ПКМ.

Для сравнения эффективности работы по расходу топлива на привод систем охлаждения с механическим и индивидуальным приводом водяных насосов была составлена таблица 9.

Таблица 9 – Расход топлива тепловозом за расчетный период времени работы

Наименование	ГМСУ тп, кг	ГМЕХ, кг	Гинд, кг
Итоговое значение расхода топлива, кг	101,00	98,78	96,30
Экономия топлива от МСУ ТП, %	-	2,20	4,66
Экономия от СО с мех приводом, %	-	-	2,51

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 %

5.5 Оценка технико-экономической эффективности системы охлаждения тепловозного дизеля с индивидуальным приводом насосов

Технико-экономическое обоснование эффективности применения индивидуального привода водяных насосов выполнено на основе сопоставления затрат на проведение модернизации и экономии топливно-энергетических ресурсов [106]. 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, вычисляется по формуле:

$$\mathcal{E}_r = (\Delta U - K) \cdot (1 - K_{НП}), \quad (43)$$

где \mathcal{E}_r -Величина экономического эффекта; ΔU – стоимостная оценка экономии эксплуатационных расходов при внедрении технологии, руб.; K – затраты на реализацию технологии и проведения работ, руб.; $K_{НП}$ –ставка налога на прибыль, %, (устанавливается в соответствии со статьей 284 Налогового кодекса Российской Федерации, справочно: для условий работы в 2013г. $K_{НП}=20$ %). [107]

Основными эффектообразующими факторами были приняты:

- снижение эксплуатационных затрат на неплановый ремонт;
- сокращение простоя на неплановых ремонтах;
- экономия расхода запасных частей;
- экономия эксплуатационного расхода дизельного топлива и моторного масла в эксплуатации и при ремонте.

5.6 Итоговые значения технико-экономической оценки применения индивидуального привода водяных насосов

Исходные данные для проведения технико-экономической оценки приведены в таблице 10.

Таблица 10 – Исходные параметры для проведения технико-экономической оценки

Наименование параметра	Значение параметра
Серия тепловозов подверженных модернизации	ТЭП70БС
Годовой пробег локомотива	196 тыс. км
Годовой объем израсходованного топлива	472 т
Число тепловозов подверженных модернизации	35 шт.
Цена 1 тонны дизельного топлива	35 000 руб.
Стоимость одного часа простоя пассажирского тепловоза в депо на плановых и неплановых видах ремонта	301,52 руб.-час

Значения параметров, представленные в таблице 11, участвующих в технико-экономической оценке, для тепловоза, не подверженного модернизации, приняты из «Методических рекомендаций по обоснованию эффективности инноваций на железнодорожном транспорте», утвержденные Департаментом технической политики МПС РФ от 26.04.1999 г. № ЦТехО-11. Измененные значения пропорционально соответствуют количеству отказов, вызванных нарушениями режимов эксплуатации по системе охлаждения, которые возможно было предотвратить, используя индивидуальный привод водяных насосов и предлагаемые алгоритмы работы.

Таблица 11 Значения параметров технико-экономической оценки для тепловоза серии ТЭП70БС при использовании механического и индивидуального привода водяных насосов.

Элемент дизеля	Сменяемость оборудова- ния		Кол-во НР		Сменяемость на ППР на 1млн км про- бега		Годовые расходы на ППР		Годовые рас- ходы на ДР		Годовые рас- ходы на НР		Продолжительность отвлечения тепло- воза на НР	
	Мех.	Инд.	Мех.	Инд.	Мех.	Инд.	Мех.	Инд.	Мех.	Инд.	Мех.	Инд.	Мех.	Инд.
Втулка цилин- дра	5	4,7	2	1,8	4	3,6	1740	1567	317,2	301,3	126,9	114,2	1,33	1,20
Крышка цилиндра	8	7,6	1	0,9	2	1,8	1321	1190	770,8	732,3	96,4	86,7	0,65	0,59
ОНВ	3	2,8	1	0,9	0,3	0,29	139	132	202,5	192,3	67,5	60,7	0,20	0,18
ВМТ	3	2,8	1	0,9	0,1	0,1	52	50	228,3	216,9	76,1	68,5	0,26	0,24
Турбокомпрес- сор	2	1,9	1	0,9	0,5	0,48	434	413	253,2	240,6	126,6	60,1	0,56	0,51
Калорифер	6	5,7	1	0,9	1,5	1,4	402	382	234,4	222,7	39,1	35,2	0,15	0,13
Топливо- подогреватель	7	6,6	1	0,9	0,1	0,1	39	38	405,5	385,2	57,9	52,1	0,27	0,24
Выхлопной коллектор	6	5,4	2	1,6	0,2	0,16	49	39	215,7	194,2	71,9	57,5	0,29	0,23
Секция радиатора	17	15	1	0,8	40	20	13202	6601	817,9	736,1	48,1	38,5	0,12	0,10

Итоговые значения ожидаемой экономии за счет снижения объемов работ на техническое обслуживание (ТО) и текущий ремонт (ТР), дополнительный и непла-новыи ремонт, расходов на горюче-смазочные материалы (ГСМ) и времени простоя, рассчитанные по методике приведенной выше занесены в таблицу 12.

Таблица 12 – Сводная таблица ожидаемой экономии эксплуатационных затрат на один тепловоз серии ТЭП70БС за год

Наименование величины	Значение
Снижение стоимости цикловых работ ТО и ТР	6 970,7 руб.
Снижение стоимости сверхцикловых работ ТО и ТР	224,0 руб.
Снижение стоимости непланового ремонта	930 680,3 руб.
Снижение затрат на закупку запасных частей	476 358,5 руб.
Снижение затрат на годовой расход ГСМ	16 586 021 руб.
Снижение затрат на простой пассажирского локомотива	5 207,1 руб.
Итоговое значение снижения затрат	17 931 181,8 руб.
Затраты на переоборудование тепловоза	1 000 000 руб.
Ставка налога на прибыль	0,25 %
Экономический эффект	12 698 386,4 руб.

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

5.7 Выводы по разделу 5

1 Разработана математическая модель оценки параметров системы охлаждения тепловозного дизеля в эксплуатации, учитывающая тип привода водяных насосов, вентилятора системы охлаждения, а также их время работы и производительность, позволяющая оценить изменение расхода топлива затрачиваемого на привод системы охлаждения при применении индивидуального привода водяного насоса.

2 По результатам моделирования получено расчетное значение снижения энергетических затрат на привод системы охлаждения тепловозного дизеля с инди-

видуальным приводом водяных насосов относительно системы охлаждения с механическим приводом равное 22,4 %.

3 В свою очередь произведена оценка снижения эксплуатационного расхода топлива тепловозом за счет применения системы охлаждения тепловозного дизеля с индивидуальным приводом водяных насосов, расчетное значение составило около 2,5 %.

4 Проведена технико-экономическая оценка применения индивидуального привода водяных насосов в системе охлаждения для тепловоза серии ТЭП70БС, полученный экономический эффект составляет 12,7 млн руб. на одну секцию локомотива 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 Р62.131.000, Р62.161.000-003, 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.

Список литературы

- 1 Бабел, М. Теоретические основы и методология выбора объемов и технологий модернизации тепловозов по критерию стоимости жизненного цикла: дис. докт. техн. наук: 05.22.07 [Текст] / Бабел Марек. — М.: 2014. — 266 с.
- 2 Гогричиани, Г.В. Метод расчета вероятности перегрева теплоносителей систем охлаждения тепловозных дизелей [Текст] / Г.В. Гогричиани, А.В. Горин // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. — 2013. — №1. — С. 60 – 66.
- 3 Иванов, В.Г. Промывка радиаторных секций охлаждающей системы тепловозов: проблемы и пути их решения [Текст] / В.Г.Иванов, А.С.Ремезов, В.Б.Кровяков // Локомотив. — 2015. — №1. — С. 34 – 38.
- 4 Путинцев, С. В. Снижение механических потерь в автотракторных двигателях внутреннего сгорания: дис. докт. Техн. Наук: 05.04.02 [Текст] / Путинцев Сергей Викторович. — М., 1997 — 391 с.
- 5 Руководство по техническому обслуживанию и текущему ремонту тепловозов 2ТЭ116: ТЭ116 ИО [Текст]. — ОАО «РЖД», 2007. — 250 с.
- 6 Тепловоз 2ТЭ116У. Руководство эксплуатации 2ТЭ116.00.00.008-01 РЭЗ: в 4 ч. [Текст] — Луганск: Лугансктепловоз, 2008 — Ч.4. Техническое обслуживание и текущий ремонт. — 239 с.
- 7 Горин, В.И. Отличительные признаки секций водовоздушного радиатора тепловоза [Текст] / В.И.Горин, А.В.Горин // Локомотив. — 2014 — №7. — С. 36 – 38.
- 8 Горин, В.И. Охлаждающее устройство для современных тепловозов: каким ему быть? [Текст]/ В.И. Горин // Локомотив. — 2013. — №7. — С. 27 – 29.
- 9 Коссов, Е.Е. Оптимизация режимов работы тепловозных дизель-генераторов [Текст]/ Е.Е. Коссов, С.И. Сухопаров. — М.: Интекст, 1999. — 184 с.
- 10 Некрасов, Г. И. Принципы модульности проектирования и обслуживания локомотивов [Текст] / Г.И. Некрасов, В.Н. Балабин // Мир транспорта. — 2019. — №2 — С. 80 – 90

- 11 Куликов, Ю.А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов [Текст] / Ю.А.Куликов. – М.: Машиностроение.1988. — 280 с.
- 12 Панов, Н.И. Теплотехнические и аэродинамические характеристики тепловозных водовоздушных секций с шагом оребрения 2,3 мм [Текст] / Н. И. Панов // Труды МИИТ. — 1970. — №332. — 94 с.
- 13 Панов, Н.И. Влияние заглушки трубок масловоздушных секций тепловоза на тепловые и гидравлические характеристики [Текст] / Н.И.Панов, А.П.Третьяков, З.И.Кравец // Труды МИИТ. — 1969. — №332. — С. 43 – 59.
- 14 Панов Тепловозы. Конструкция, теория и расчет [Текст] / под ред. Н.И. Панова. – М.: Машиностроение, 1976. — 544 с.
- 15 Панов, Н.И. Влияние заглушки трубок масловоздушных секций тепловоза на тепловые и гидравлические характеристики [Текст] / Н.И.Панов, А.П.Третьяков, З.И.Кравец // Труды МИИТ. — 1969. — №332. — С. 43 – 59.
- 16 Луков, Н.М. Основы автоматики и автоматизации тепловозов: учеб. для вузов ж.-д. трансп. [Текст] / Н.М.Луков. — М.:Транспорт, 1989. — 296 с.
- 17 Коссов, В.В. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов [Текст]/ В.В. Коссов [и др.] М.: Экономика, 2000. — 421 с.
- 18 Мартышевский, М. И. Совершенствование компоновки и привода оборудования системы охлаждения дизелей тепловозов: дис. канд. техн. наук: 05.04.02 [Текст]/ Мартышевский Михаил Иванович. — Харьков, 1982 — 133 с.
- 19 Носов, А. Н. Повышение эксплуатационной надёжности элементов системы охлаждения дизелей тепловозов: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 [Текст] / Носов, Александр Никифорович Сам. гос. акад. путей сообщения. — Самара, 2004. — 23 с.
- 20 Третьяков, А.П. Вопросы интенсификация теплообмена тепловозных холодильников [Текст] / А.П.Третьяков, М.Х.Алимбаев // Труды МИИТ — 1963. №167. — С. 17 – 26.

21 Третьяков, А.П. Эксплуатационные факторы, влияющие на снижение теплорассеивающей способности тепловозных холодильников [Текст] / А.П. Третьяков, М.Х.Алимбаев // Труды МИИТ — 1969. — №352. — С. 18 – 31.

22 Логинова, Е. Ю. Разработка системы связанного регулирования температур теплоносителей дизеля тепловоза: дис. канд. техн. наук: 05.22.07 [Текст]/ Логинова Елена Юрьевна. — Москва, 1984. — 227 с.

23 Балабин В.Н. Комплексная система мониторинга дизельных двигателей [Текст] / В.Н. Балабин, В.З. Какоткин, И.И. Лобанов // Железнодорожный транспорт. — 2011. — №12. С. 50 – 51.

24 Балабин В.Н. Прогрессивная модульная компоновка вспомогательных систем дизеля локомотива [Текст] / В.Н. Балабин // Тяжелое машиностроение. 2013. — №9. — С. 31 – 34.

25 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. 26 – 30

26 Балабин В.Н. Комплексная система контроля и диагностики тепловозных дизелей [Текст] / В.Н. Балабин, В.З. Какоткин, И.И. Лобанов, В.А. Чечет // Тяжелое машиностроение. — М., 2014. — № 7. — С. 34 – 39.

27 Петриченко, Р.М. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ: Учеб. Пособие для студентов вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст]/ Петриченко Р.М. [и др.]; под редакцией Р.М. Петриченко. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. —328 с.

28 Петриченко, М. Р. Гидравлика неизотермических потоков в системах жидкостного охлаждения поршневых двигателей: дис. докт. техн. наук: 05.23.16; 05.04.02 [Текст] / Петриченко, Михаил Романович. Лен. гос. техн. ун-т. — Л., 1990. — 414 С.

29 Рыжов В.А. Перспективы развития высокофорсированного транспортного двигателя. [Текст]/В.А.Рыжов // Тяжелое машиностроение. — 2002. — №9. — С.52 – 54.

30 Рыжов, В.А. О путях улучшения технико-экономических показателей тепловозной тяги [Текст] / В.А. Рыжов // Локомотив 2005. — №10. — С. 13 – 15.

31 Рыжов В.А. Разработка и внедрение технологий, повышающих экономические показатели двигателей для локомотивов [Текст]// Сборник докладов Международной конференции Железнодорожное машиностроение. Перспективы, технологии, приоритеты. — 2007. — С.56 – 57.

32 Салахов, Р.Р. Теплообмен в зарубашечном пространстве авиационного поршневого двигателя и разработка адаптивной системы охлаждения с целью улучшения его характеристик на режиме прогрева: дис. канд. техн. наук: 01.04.14, 05.07.05 [Текст] / Салахов Ришат Ризович — Казань, 2015. — 187 С.

33 Ливенцев, Ф. Л. Повышение эффективности дизельных установок применением высокотемпературного охлаждения с отбором пара: Автореферат дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук [Текст]/ Ливенцев, Филомен Лаврентьевич, М-во высш. образования СССР. Ленингр. политехн. ин-т им. М. И. Калинина. — Ленинград : [б. и.], 1958. — 13 с.;

34 Склифус, Я. К. Сокращение энергопотребления системы охлаждения дизеля тепловоза изменением функциональной схемы и способа передачи тепла : дис. канд. техн. наук : 05.22.07 [Текст] / Склифус Ярослав Константинович. — Ростов-на-Дону, 2015. — 159 с.

35 Горин, В.И. О межконтурном перепуске в системах охлаждения дизелей Д49 [Текст] / В.И.Горин, А.В.Горин // Локомотив. — 2014. — №6. — С. 38 – 39.

36 Горин, А.В. К вопросу оценки вентиляторной мощности магистральных тепловозов и рекомендации по ее сокращению [Текст] / А.В.Горин // Труды ОАО «ВНИИЖТ» «Железнодорожный транспорт на современном этапе развития: сб. трудов молодых ученых ОАО «ВНИИЖТ». — 2013. — С. 167—172.

37 Пат. 2453714 РФ, F01P 5/10. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания [Текст]/ В.А. Жуков, заявитель и патентообладатель В.А. Жуков — №2011113338/06; заявл. 06.04.2011; опубл. 20.06.2012, Бюл. №17

38 Пат. 2513881 В60К 11/02. Способ управления системой охлаждения двигателя внутреннего сгорания [Текст]/ В.П. Денисов, О.О. Мироничева, А.П. Домбровский, И.И. Матяш., заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)» — №2012138053/11; заявл. 05.09.2012; опубл. 20.04.2014, Бюл. №11.

39 Магистральный грузовой двухсекционный тепловоз 2ТЭ25КМ. Руководство по эксплуатации. 2ТЭ25КМ РЭ: в 3 ч. [Текст] — Брянск: ЗАО УК БМЗ, 2015 — Ч.1 Техническое описание. — 153 с.

40 Руководство по техническому обслуживанию и текущему ремонту тепловозов ТЭМ7 и ТЭМ7А [Текст] /Нормативное производственно-практическое издание — М.: Транспорт, 1992. — 160 с.

41 ТЭП70А.00Э. Тепловоз ТЭП70БС. Руководство по эксплуатации. Техническое описание [Текст]. — Коломна.: ОАО «Коломенский завод». — 2004. — 97 с.

42 ГОСТ 10150-2014 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Общие технические условия [Текст]. — М.: Стандартинформ — 2014. — 37 с.

43 ГОСТ 31187-2011 Тепловозы магистральные. Общие технические требования (с Изменением N 1) [Текст]. — М.: Стандартинформ, 2011 — 18 с.

44 ГОСТ 31428-2011 Тепловозы маневровые с электрической передачей. Общие технические требования [Текст]. — М.: Стандартинформ, 2011 — 8 с.

45 Дизель-генератор 1А-9ДГ. Технические условия. ТУ24.6.37-85 [Текст]. — Коломна: ОАО «Коломенский завод». — 1998. — 176 с.

46 Дизель-генераторы 18-9ДГ Технические условия ТУ 2501-001-05763843-2002 [Текст]— Коломна.: ОАО «Коломенский завод». — 2002. — 100 с.

47 Володин А.И. Топливная экономичность силовых установок тепловозов [Текст] / А.И. Володин, Г.А. Фофанов. — М.: Транспорт, 1979 — 128 с.

48 Путинцев, С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчёта и испытаний: Электронное учебное издание [Текст]/ С.В. Путинцев — М.: МГТУ им. Баумана — 2011. — 288 с.

49 Александров, В.А. Повышение долговечности автотракторных дизелей применением присадки к моторному маслу на основе наночастиц цветных металлов: дис. канд. техн. наук: 05.20.03 [Текст]/ Александров Владислав Александрович. — Саратов, 2005. — 232 С.

50 Ахметов, С.И. Разработка математической модели для формирования режимов работы и расхода топлива магистральных тепловозов [Текст] / С.И.Ахметов, В.А.Михеев, А.В.Чулков, Е.И.Сковородников // Омский научный вестник. — Омск, 2009. — №2(80). — С. 143—146.

51 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

52 Розенблит, Г.Б. Влияние уменьшения теплорассеивающей способности систем охлаждения тепловозного дизеля на его эксплуатационную и топливную экономичность [Текст] / Г.Б.Розенблит, В.Г.Алексеев — Двигателестроение. — 1990. — №7. — С. 14—15.

53 Копотилов, В.И. Влияние температурного состояния ДВС на топливную экономичность автомобиля [Текст]// В.И. Копотилов Тюмень материалы Международной науно-практической конференции — 2014. — С.113 – 118

54 Руководство по среднему и капитальному ремонту тепловозов 2ТЭ116: № РК 103.11.433-2006 утв. 05.03.2008 г [Текст]. — М.: ОАО «РЖД», 2008. — 250 с.

55 Дизель-генератор 1А-9ДГ. Руководство по эксплуатации: 1А-9ДГ.18РЭ [Текст]. — Коломна: ОАО «Коломенский завод», 1987. — 208 с.

56 Володин, А.И. Локомотивные энергетические установки [Текст]: Учебник для вузов ж.—д. транспорта [Текст] / А.И. Володин, В.З. Зюбанов, В.Д. Кузьмич и др.; под редакцией А.И. Володина. — М.: ИПК «Желдориздат», 2002. — 718 с.

57 Система автоматического регулирования температуры теплоносителей дизеля тепловоза 2ТЭ116. Паспорт: 13.Т.190.00.00.00 ПС [Текст]. — Коломна: ОАО «ВНИКТИ», 2007 — 18 с.

58 Балабин В.Н. Результаты применения комплексной системы контроля и диагностики локомотивных дизелей [Текст]/ В.Н. Балабин, В.З. Какоткин, И.И. Лобанов // Современные наукоемкие технологии. — Пенза, 2014. — № 9. — С. 11 – 16.

59 Беляев А.И. Тепловозные дизели: перспективы совершенствования [Текст]/ А.И. Беляев, Е.В. Князева// Локомотив. —2004.—№7.— С.34 – 37.

60 Анализ технического состояния тепловозов федерального железнодорожного транспорта России за 2010 год [Текст]. — М.: Желдориздат, 2010. — 77 с.

61 Анализ технического состояния тепловозов серии ТЭП70БС за 2018 год. М.: Желдориздат, 2018. — 77 с.

62 Пат. 2058903 РФ, В60К 11/06. Охлаждающее устройство силовой установки транспортного средства [Текст]/ В.А. Монохин, заявитель и патентообладатель В.А. Монохин — заявл.23.11.93; опубл. 27.04.1996.

63 Пат. 2207266 В61С 5/02. Способ охлаждения дизеля тепловоза (варианты) [Текст]/ Н.И. Новиков, М.В. Загорский, И.Р. Аронова, заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Брянский машиностроительный завод» — заявл. 27.02.2001; опубл. 27.06.2003.

64 Пат 2264544 F01P 7/00. Система регулирования температуры охлаждающей среды тепловой машины [Текст]/ Н.М. Луков, О.Н. Ромашкова, А.С. Космодамианский, И.А. Алейников, заявитель и патентообладатель Российский государственный открытый технический университет путей сообщения Министерства путей сообщения Российской Федерации —№2003129171/06; заявл. 01.10.2003; опубл. 27.03.2005, Бюл. №32.

65 Пат. 2282043 РФ, F01P 5/10, В60К 11/02. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания [Текст]/ Е.Б. Черток, В.И. Горин, С.Р. Рачков, И.Н. Родионов и д.р., заявитель и патентообладатель Федеральное государственное уни-

тарное предприятие Всероссийский научно-исследовательский институт и конструкторско-технологический институт подвижного состава Министерства путей сообщения Российской Федерации — №2005105806/06; заявл. 02.03.2005; опубл. 20.06.2006, Бюл. №23

66 Пат. 2347086 F01P 5/00. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания [Текст]/ В.И. Горин, [и д.р.] заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава — №2007135578/06; заявл. 26.09.2007; опубл. 20.02.2009, Бюл. №5.

67 Пат. 2375211 B60K 11/02. Система охлаждения силовой установки двухдизельного тепловоза (варианты) [Текст]/ Л.М. Бондаренко, [и д.р.] заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава — №2008130661/11; заявл. 25.07.2008; опубл. 10.12.2009, Бюл. №34.

68 Пат. 2372228 B61C 5/02, B60K 11/02. Способ регулирования системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания [Текст]/ В.И. Горин, [и д.р.] заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава — №2008106030/11; заявл. 20.02.2008; опубл. 10.11.2009, Бюл. №31.

69 Пат. 2443875 РФ, F01P 5/10, F16D 35/02. Нагреватель вязкой охлаждающей жидкости с переменной скоростью привода [Текст]/ Д.Б. Ротс, О.Е. Вебер, заявитель и патентообладатель Боргварнер инк. — №2009132012/11; заявл. 14.02.2008; опубл. 27.02.2012, Бюл. №6

70 Пат. 2492335 F01P 7/02, B60K 11/02. Автоматический комбинированный микропроцессорный регулятор температуры тепловой машины с механическим приводом вентилятора [Текст]/ Н.М. Луков, [и д.р.] заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский университет путей сообщения» — №20111526354/06; заявл. 23.12.2011; опубл. 10.09.2013, Бюл. №25.

71 Руководство по эксплуатации DC16 XPI промышленный двигатель г- RU 2 161 122 [Текст] —Sweden: Scania CV AB, 2012 — 59 с.

72 Промышленные машины: [Электронный ресурс]: Режим доступа: <https://industrialmachine.ru/normy-rashoda-topliva-tjagachej/> Расходы топлива/ (дата обращения 23.03.2018)

73 Пат. 2524479 F01P 3/20, F01P 7/14, F02B 29/04, F02G 5/04. Охлаждающее устройство для транспортного средства, приводимого в движение двигателем внутреннего сгорания с турбонаддувом [Текст]/ З. Кардос, К. Клингберг, заявитель и патентообладатель Скания СВ АБ — №2012156162/06; завл. 11.05.2011; опубл. 27.07.2014, Бюл. №21.

74 А. Филипов. Путешествие под знаком Льва. Туристические автобусы MAN lions Coach R07 и MAN lions Coach R08 [Текст] // М.: Грузовик пресс— 2017. — С.47 – 49

75 Система охлаждения двигателя с электронным регулированием. Устройство и принцип действия [Текст] // Программа самообучения 222.VOLKSWAGEN AG—1999. — 28 с.

76 Двигатели Audi FSI объемом 2,8 и 3,2 л с Audi valve lift system [Текст] //Программа самообучения 411. AUDI G — 2007. — 64 с.

77 Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту двигателей КАМАЗ [Текст]/ Аймасов Н.У., [и д.р]; под. Ред. Гатауллина Н.А. // Набережные Челны.: КАМАЗ — 2002. — 245 с.

78 Ю.Ф. Мардашов. Устройство автомобилей КАМАЗ. Учебное пособие. [Текст] / Мордашов Ю.Ф., Носаков В.Н., Запойнов В.Д.// Н. Новгород. ВГИПУ — 2010 — 78 с.

79 Отв. Редактор Д.С. Мокроусов. Двигатели ЯМЗ-6565, ЯМЗ-65651, ЯМЗ-65652, ЯМЗ-65653, ЯМЗ-65654 и их комплектации [Текст]/ дополнение к руководству эксплуатации 236Н-3902150 РЭ.// Ярославль. Автодизель — 2016. — 192 с.

80 Двигатели ЯМЗ-536, ЯМЗ-5361, ЯМЗ-5362, ЯМЗ-5363, ЯМЗ- 5364. Руководство по эксплуатации 536.3902150 РЭ [Текст]// Ярославль. Автодизель — 2011. — 167 с.

81 Отв. Редактор Д.С. Мокроусов. Двигатели ЯМЗ-536, ЯМЗ-5361, ЯМЗ-5362, ЯМЗ-5363, ЯМЗ-5364 и их модификации и комплектации [Текст]/ дополнение к руководству эксплуатации 236Н-3902150 РЭ. // Ярославль. Автодизель — 2016. — 192 с.

82 Силовые агрегаты, ЯМЗ-236НЕ2, ЯМЗ-236НЕ, ЯМЗ-236Н, ЯМЗ-236БЕ2, ЯМЗ-236БЕ, ЯМЗ-236Б. Руководство по эксплуатации 236Н-3902150 РЭ [Текст] // Ярославль. Автодизель — 2010. — 392 с.

83 Слободенюк, А.С. Повышение эффективности охлаждающих устройств тепловозов: дис. канд. техн. наук: 05.22.07 [Текст]/ Слободенюк Андрей Сергеевич. — Хабаровск, 2010. — 114 с.

84 Amir Reza, Two Dimensional Temperature Distributions in Plate Heat Exchangers: An Analytical Approach [Текст]: Amir Reza, Ansari Dezfoli, Mozaffar Ali Mehrabian, Mohamad Hasan Saffaripour/ Mathematics 2015, —№3, С. 1255 – 1273; doi:10.3390/math3041255

85 Лаптев, В.А. Расчетные переходные характеристики системы охлаждения тепловозного дизеля [Текст]/ В.А. Лаптев, И.М. Носков // Труды ОАО «ВНИИЖТ» «Проблемы железнодорожного транспорта: сб. трудов ученых и аспирантов ОАО «ВНИИЖТ». — 2011. — С. 131 – 135.

86 Ткаля, В.С. Методика расчета охлаждающего устройства тепловозного дизеля [Текст] / В.С.Ткаля // Труды ВНИТИ. — 1978. — №47 — 54 с.

87 Gaddis E. S., Temperature distribution and heat exchange in multipass shell-and-tube exchangers with baffles [Текст]/ E. S. Gaddis, E. U. Schlunder, — Heat transfer engineering— 1979— №1 — С. 43 – 52

88 Горин, В.И. Охлаждающее устройство тепловоза 2ТЭ25А «ВИТЯЗЬ» [Текст] / В.И.Горин, С.Р.Рачков, А.М.Новиков, Е.В.Бучкин //Труды ВНИКТИ. — 2009. — №91. — С. 51 – 75.

- 89 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
- 90 Самарский, А.А. Численные методы: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А.А. Самарский, А.В. Гулин. — М.: Наука. Гл. ред. Физ-мат. лит., 1989. — 432 с.
- 91 Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И.Е. Идельчик. — 3-е изд., перераб. // М.: Машиностроение, 1992. — 672 с.
- 92 Жукаускас, А.А., Конвективный перенос в теплообменниках [Текст], А. А. Жукаускас – М.: Наука, — 1982, — 482с.
- 93 Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. - 2-е изд. — М.: Энергия, 1969. — 440 с.
- 94 Иванченко, Б.И. Машинно-ориентированные методы расчета комбинированных двигателей [Текст] / Иванченко Б.И. [и др.] — М.: Машиностроение, 1978. — 168 с.
- 95 Горин, А. В. Методы контроля теплотехнического состояния охлаждающих устройств тепловозов в эксплуатации: дис. канд. техн. наук : 05.22.07 [Текст] / Горин Антон Владимирович. — М., 2016. — 240 с.
- 96 Энергетический баланс магистральных тепловозов 2ТЭ116 и 2ТЭ10: Отчет о НИР № И-42-94. [Текст] // Коломна: ВНИТИ МПС РФ — 1994. — 102 с.
- 97 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.
- 98 Преображенский, В.П. Теплотехнические измерения и приборы: Учебник для вузов по специальности «Автоматизация теплоэнергетических процессов» [Текст] / В.П. Преображенский. — 3-е изд., перераб. — М.: Энергия, 1978. — 704 с.
- 99 Техническая справка акционерного общества научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (АО ВНИИЖТ) — по результатам

сравнительных испытаний тепловозных секций водовоздушного радиатора производства различных предприятий// АО «ВНИИЖТ» — 2018. — 60 с.

100 Ключев, В.И. Электропривод и автоматизация промышленных механизмов: учебник для вузов [Текст] / В.И. Ключев, В.М. Терехов. – М.: Энергия, 1980. – 304 с.

101 Русаковский, М.А. Тепловизионная съемка как инструмент оценки энергосберегающего потенциала [Текст] / М.А.Русаковский — М.: Энергосовет. — 2009. — №3(3). — С. 14 – 17.

102 Киреев, В.А. Краткий курс физической химии, издание четвертое переработанное [Текст] / В.А Киреев // М.: Химия–1970 – 539 с

103 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

104 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

105 Неревяткин, К. А. Совершенствование методики определения технических характеристик проектируемых локомотивов на основе математического моделирования: дис. канд. техн. наук: 05.22.07 [Текст] / Неревяткин Константин Анатольевич. — Москва, 1998 — 225 с.

106 «Методические рекомендации по обоснованию эффективности инноваций на железнодорожном транспорте», утвержденные Департаментом технической политики МПС РФ от 26.04.1999 г. № ЦТехО-11.

107 «Методики расчета единичных и укрупненных расходных ставок в условиях структурной реформы ОАО «РЖД», утвержденной распоряжением ОАО «РЖД» от 07.07.2008 г. № 1426р

ПРИЛОЖЕНИЕ А – Методика оценки технико-экономической эффективности применения индивидуального привода водяных насосов

Основными эффектообразующими факторами применения индивидуального привода водяных насосов системы охлаждения тепловозного дизеля являются:

- снижение эксплуатационных затрат на неплановый ремонт;
- сокращение простоя на неплановых ремонтах;
- экономия расхода запасных частей;
- экономия эксплуатационного расхода дизельного топлива и моторного масла в эксплуатации и при ремонте.

В общем виде ожидаемая экономия эксплуатационных расходов на цикловые работы при внедрении технологии... в зависимости от формирующих её факторов определяется по формуле:

$$\Delta U = \Delta U_{ППР} + \Delta U_{ДР} + \Delta U_{НР} + \Delta U_{ЗЧ} + \Delta U_{ПР} + \Delta U_{ГСМ} \quad (A1)$$

где $\Delta U_{ППР}$ – изменение эксплуатационных расходов на цикловые работы при плановых видах ТО и ТР, руб.; $\Delta U_{ДР}$ – изменение эксплуатационных расходов на дополнительный ремонт оборудования при плановых видах ТО и ТР, руб.; $\Delta U_{НР}$ – изменение расходов на неплановый ремонт оборудования в межремонтные периоды эксплуатации, руб.; $\Delta U_{ЗЧ}$ – изменение расходов на запасные части для неплановых видов ремонта и дополнительном ремонте, руб.; $\Delta U_{ГСМ}$ – изменение эксплуатационных расходов на горюче-смазочные материалы в эксплуатации и ремонте, руб.

Условные обозначения параметров, используемых в методике и в расчете технико-экономической эффективности приведены в таблице А1.

Таблица А1– Условные обозначения параметров, используемых в методике расчета технико-экономической эффективности

№	Наименования параметров	Единицы измерения	Обозначение	Значение
1	2	3	4	5
1	Годовой пробег тепловоза	тыс.км	$L_{год}$	196 000
2	Тарифная ставка слесаря по ремонту ТПС		Z_i	
2.1	2 разряда	руб/час	Z_2	87
2.2	3 разряда	руб/час	Z_3	97
2.3	4 разряда	руб/час	Z_4	107
2.4	5 разряда	руб/час	Z_5	117
2.5	6 разряда	руб/час	Z_6	127
2.6	7 разряда	руб/час	Z_7	137
3	Трудоёмкость технологических операций		t_i	
3.1	Цилиндровый комплект (ЦК)			
3.1.1	- снять, поставить	нормо-час	t_{11}	3,61
3.1.2	- разобрать, собрать	нормо-час	t_{12}	2,01
3.2	Втулка цилиндра (ВЦ)			
3.2.1	- снять, поставить	нормо-час	t_{21}	1,1
3.2.2	- отремонтировать	нормо-час	t_{22}	2,26
3.3	Крышка цилиндра (КЦ)			
3.3.1	- разобрать, отремонтировать, собрать	нормо-час	t_{31}	4,88
3.4	ОНВ			
3.4.1	- снять, поставить	нормо-час	t_{41}	3,33
3.4.2	- разобрать, отремонтировать, собрать	нормо-час	t_{42}	7,1
3.5	ВМТО			
3.5.1	- снять, поставить	нормо-час	t_{51}	5,37
3.5.2	- разобрать, отремонтировать, собрать	нормо-час	t_{52}	6,5
3.6	Турбокомпрессор (ТК)			
3.6.1	- снять, поставить	нормо-час	t_{61}	6,15
3.6.2	- разобрать, отремонтировать, собрать	нормо-час	t_{62}	14,62
3.7	Секция радиатора(СР)			
3.7.1	- снять, поставить	нормо-час	t_{71}	0,42
3.7.2	- разобрать, отремонтировать, собрать	нормо-час	t_{72}	5,8
3.8	Отопительно-вентиляционный агрегат (калорифер) (К)			
3.8.1	- снять, поставить	нормо-час	t_{81}	1,27
3.8.2	- разобрать, отремонтировать, собрать	нормо-час	t_{82}	3,19
3.9	Выпускной коллектор (ВК)			
3.9.1	- снять, поставить	нормо-час	t_{91}	5,74
3.9.2	- отремонтировать	нормо-час	t_{92}	6,49
3.10	Топливоподогреватель (ТП)			
3.10.1	- снять, поставить	нормо-час	t_{101}	1,27
3.10.2	- разобрать, отремонтировать, собрать	нормо-час	t_{102}	3,19
3.11	Водяная система			
1	2	3	4	5
3.11.1	- слить, заправить	нормо-час	t_{B1}	1,18
3.11.2	-опрессовать	нормо-час	t_{B12}	2,64
3.12	Реостатные испытания			

Продолжение таблицы А1

1	2	3	4	5
3.12.1	-дополнительное время	нормо-час	три	5,5
	основное время по смене			
3.12.2	- цилиндрического комплекта	нормо-час	три ₁	10,42
3.12.3	- гильзы цилиндра	нормо-час	три ₂	9,91
3.12.4	- турбокомпрессора	нормо-час	три ₆	4,25
4	Стоимость обслуживания			
4.1	- втулка цилиндра	руб/шт	Цвц	50849,96
4.2	- крышка цилиндра	руб/шт	Цкц	94310,15
4.3	- ОНВ	руб/шт	Цонв	415412,84
4.4	- ВМТО	руб/шт	Цвмто	387118,82
4.5	- турбокомпрессор	руб/шт	Цтк	716448,52
4.6	- калорифер	руб/шт	Цк	9462
4.7	- топливоподогреватель	руб/шт	Цтп	12786,1
4.8	- выпускной коллектор	руб/шт	Цвк	330660
4.9	- секция радиатора	руб/шт	Цср	11400
5	Стоимость ГСМ			
5.1	-топливо дизельное	руб/т	Цт	35 000
5.2	- масло моторное М14Г ₂ ЦС	руб/т	Цм	45 000
6	Стоимость одного часа простоя пассажирского тепловоза в депо на плановых и неплановых видах ремонта	руб-час	елч	301,52
7	Индекс дефлятор к единичным и укрупненным ставкам		d	1,163
8	Коэффициент, учитывающий отчисления в пенсионный фонд, фонд занятости, соцстрах и обязательного медицинского страхования	%	к ₁	34,1
9	Коэффициент, учитывающий размер надбавок и премий	%	к ₂	20
10	Сменяемость оборудования	шт/год	n ₁	
10.1	- втулка цилиндра	шт	n _{вц}	5
10.2	- крышка цилиндра	шт	n _{кц}	8
10.3	- ОНВ	шт	n _{онв}	3
10.4	- ВМТО	шт	n _{вмто}	3
10.5	- турбокомпрессор	шт	n _{тк}	2
10.6	- калорифер	шт	n _к	6
10.7	- топливоподогреватель	шт	n _{тп}	7
10.8	- выпускной коллектор	шт	n _{вк}	6
10.9	- секция радиатора	шт	n _{ср}	17
11	Количество НР по видам оборудования		m ₁	
11.1	- втулка цилиндра	шт	m _{вц}	2
11.2	- крышка цилиндра	шт	m _{кц}	1
11.3	- ОНВ	шт	m _{онв}	1
11.4	- ВМТО	шт	m _{вмто}	1
11.5	- турбокомпрессор	шт	m _{тк}	1
11.6	- калорифер	шт	m _к	1
11.7	- топливоподогреватель	шт	m _{тп}	1
11.8	- выпускной коллектор	шт	m _{вк}	2

Продолжение таблицы А1

1	2	3	4	5
1.9	- секция радиатора	шт	мСР	1
12	Сменяемость оборудования при ППР на 1млн км. Пробега	шт/1 млн. км	ω_1	
12.1	- втулка цилиндра	шт	$\omega_{ВЦ}$	4
12.2	- крышка цилиндра	шт	$\omega_{КЦ}$	2
12.3	- ОНВ	шт	$\omega_{ОНВ}$	0,3
12.4	- ВМТО	шт	$\omega_{ВМТО}$	0,1
12.5	- турбокомпрессор	шт	$\omega_{ТК}$	0,5
12.6	- калорифер	шт	$\omega_{К}$	1,5
12.7	- топливоподогреватель	шт	$\omega_{ТП}$	0,1
12.8	- выпускной коллектор	шт	$\omega_{ВК}$	0,2
12.9	- секция радиатора	шт	$\omega_{СР}$	40
13	Парк тепловозов	шт	N_T	35
14	Расход топлива на РИ тепловоза по смене оборудования			
14.1	- втулка цилиндра	кг	$G_{ВЦ}$	2450
14.2	- крышка цилиндра	кг	$G_{КЦ}$	2450
14.3	- турбокомпрессор	кг	$G_{ТК}$	1050
15	Годовой расход топлива	кг	G_T	472 000
16	Ожидаемое снижение расхода топлива	%	δ_T	1,5
17	Норма расхода масла в % от расхода топлива	%	β	1,5
18	Затраты на внедрение технологии	руб.	K	1 000 000

Стоимостная оценка экономического эффекта внедрения технологии получена на основе соизмерения затрат от полученных результатов. В качестве затрат рассмотрены затраты на внедрение индивидуального привода водяных насосов, в качестве результатов – экономия эксплуатационных расходов, обеспечиваемая её применением.

В основу технико-экономической оценки положены статистическая информация, показатели и нормативы на обслуживание и ремонт теплообменного оборудования узлов и систем:

- сервисное депо;
- эксплуатации.

Экономия эксплуатационных расходов на плановых видах ТО и ТР при уменьшении сменяемости теплообменного оборудования и водоохлаждаемых деталей и узлов относительно установленных нормативов сменяемости следующих узлов дизеля и тепловоза из расчета на 1 млн. км пробега тепловоза:

По дизелю:

- втулка и крышка цилиндра;
- охладитель наддувочного воздуха;
- турбокомпрессор и выхлопной коллектор.

По тепловозу:

- секция радиатора;
- топливоподогреватель;
- отопительно-вентиляционный агрегат (калорифер).

В общем виде экономия годовых эксплуатационных расходов на проведение цикловых работ для вышеперечисленного оборудования, узлов и деталей определяется из выражения:

$$\Delta U_{\text{ППР}} = Z \cdot \sum_1^i U_{\text{ППР}}, \quad (\text{A2})$$

где Z – снижение объема цикловых работ при плановых ТО и ТР за счет применения индивидуального привода водяных насосов.

Расходы на цикловые работы ТО и ТР представляют собой сумму следующих слагаемых

$$\begin{aligned} \Delta U = & U_{\text{ВЦ}} + \Delta U_{\text{КЦ}} + \Delta U_{\text{ОНВ}} + \Delta U_{\text{ВМТО}} + \\ & + \Delta U_{\text{ТК}} + \Delta U_{\text{К}} + \Delta U_{\text{ВК}} + \Delta U_{\text{СР}} \end{aligned} \quad (\text{A3})$$

Годовые эксплуатационные расходы на цикловые работы по видам оборудования определяются из следующих выражений:

Для втулки цилиндра:

$$\begin{aligned} U_{\text{ВЦ}} = & \omega_{\text{ВЦ}} \cdot L_{\text{ГОД}} \cdot 10^{-6} \cdot [t_{\text{В1}} \cdot z_2 + t_{\text{11}} \cdot z_4 + t_{\text{12}} \cdot z_4 + t_{\text{21}} \cdot z_5 + \\ & + t_{\text{22}} \cdot z_5 + t_{\text{В2}} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \end{aligned} \quad (\text{A4})$$

Для крышки цилиндра:

$$\begin{aligned} U_{\text{КЦ}} = & \omega_{\text{КЦ}} \cdot L_{\text{ГОД}} \cdot 10^{-6} \cdot [t_{\text{В1}} \cdot z_2 + t_{\text{11}} \cdot z_4 + t_{\text{12}} \cdot z_4 + t_{\text{31}} \cdot z_5 + \\ & + t_{\text{32}} \cdot z_5 + t_{\text{В2}} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \end{aligned} \quad (\text{A5})$$

Для охладителя наддувочного воздуха:

$$U_{ОНВ} = \omega_{ОНВ} \cdot L_{ГОД} \cdot 10^{-6} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{41} \cdot z_3 + t_{42} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \quad (A6)$$

Для водомасляного теплообменника:

$$U_{ВМТО} = \omega_{ВМТО} \cdot L_{ГОД} \cdot 10^{-6} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{51} \cdot z_4 + t_{52} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \quad (A7)$$

Для турбокомпрессора:

$$U_{ТК} = \omega_{ТК} \cdot L_{ГОД} \cdot 10^{-6} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{61} \cdot z_4 + t_{62} \cdot z_5 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \quad (A8)$$

Для секций радиатора:

$$U_{СР} = \omega_{СР} \cdot L_{ГОД} \cdot 10^{-6} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{71} \cdot z_3 + t_{72} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \quad (A9)$$

Для калорифера:

$$U_{К} = \omega_{К} \cdot L_{ГОД} \cdot 10^{-6} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{81} \cdot z_3 + t_{82} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \quad (A10)$$

Для выхлопного коллектора:

$$U_{ВК} = \omega_{ВК} \cdot L_{ГОД} \cdot 10^{-6} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{91} \cdot z_3 + t_{92} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \quad (A11)$$

Для топливоподогревателя:

$$U_{ТП} = \omega_{ТП} \cdot L_{ГОД} \cdot 10^{-6} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{101} \cdot z_3 + t_{102} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \quad (A12)$$

где ω_i – сменяемость i -го вида оборудования на 1 млн. км пробега локомотива; $L_{ГОД}$

– годовой пробег тепловоза ТЭП70БС, км; t_{B1} , t_{B2} – трудоёмкости технологических операций по сливу-заправке воды и опрессовке водяной системы, нормо-час; t_i – трудоёмкость технологических операций по видам ремонта и оборудования, нормо-час; z_i – часовая тарифная ставка слесаря по ремонту подвижного состава соответствующего разряда на выполнение работ по демонтажу-монтажу и ремонту оборудования, руб./час; K_1 – отчисления в пенсионный фонд, фонд занятости, соцстрах и обязательного медицинского страхования, %; K_2 – отчисления, учитывающие размер надбавок и премий, %.

Экономия эксплуатационных расходов на дополнительный ремонт теплообменного оборудования и водоохлаждаемых узлов и деталей дизеля и тепловоза ТЭП70БС при плановых видах ТО и ТР сверх цикловых работ, предусмотренных руководством по ТО и ТР тепловоза ТЭП70БС, достигается за счет исключения дополнительного ремонта после внедрения технологии индивидуального привода водяных насосов.

Расходы на дополнительный ремонт теплообменного оборудования и водоохлаждаемых узлов и деталей представляют собой сумму следующих слагаемых:

$$\begin{aligned} \Delta U'_{DP} = & U'_{BC} + \Delta U'_{KC} + \Delta U'_{OHV} + \Delta U'_{BMTO} + \\ & + \Delta U'_{TK} + \Delta U'_{K} + \Delta U'_{BK} + \Delta U'_{CP} \end{aligned} \quad (A13)$$

Годовое снижение эксплуатационных расходов на дополнительный ремонт по видам оборудования определяющегося из следующих выражений:

Для втулки цилиндра:

$$\begin{aligned} U'_{BC} = & \frac{n_{BC}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{11} \cdot z_4 + t_{12} \cdot z_4 + t_{31} \cdot z_5 + \\ & + t_{32} \cdot z_5 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \end{aligned} \quad (A14)$$

Для крышки цилиндра:

$$\begin{aligned} U'_{KC} = & \frac{n_{KC}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{11} \cdot z_4 + t_{12} \cdot z_4 + t_{31} \cdot z_5 + \\ & + t_{32} \cdot z_5 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \end{aligned} \quad (A14)$$

Для охладителя наддувочного воздуха:

$$U'_{ОНВ} = \frac{n_{ОНВ}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{41} \cdot z_3 + t_{42} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right). \quad (A15)$$

Для водомасляного теплообменника:

$$U'_{ВМО} = \frac{n_{ВМО}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{51} \cdot z_4 + t_{52} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right). \quad (A16)$$

Для турбокомпрессора:

$$U'_{ТК} = \frac{n_{ТК}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{61} \cdot z_4 + t_{62} \cdot z_5 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right). \quad (A17)$$

Для секций радиатора:

$$U'_{СР} = \frac{n_{СР}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{71} \cdot z_3 + t_{72} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right). \quad (A19)$$

Для калорифера:

$$U'_{К} = \frac{n_{К}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{81} \cdot z_3 + t_{82} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right). \quad (A20)$$

Для выхлопного коллектора:

$$U'_{ВК} = \frac{n_{ВК}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{91} \cdot z_3 + t_{92} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right). \quad (A21)$$

Для топливopодогревателя:

$$U'_{ТП} = \frac{n_{ТП}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{101} \cdot z_3 + t_{102} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right). \quad (A22)$$

где n_i – сменяемость i -го вида оборудования на парке локомотивов ТЭП70 до проведения мероприятий технологии индивидуального привода водяных насосов, шт.; N_T – количество тепловозов ТЭП70БС, подвергнутых мероприятиям по технологии индивидуального привода водяных насосов в расчетном году, ед.

Экономия эксплуатационных расходов на устранение неисправностей в межремонтные периоды эксплуатации достигается за счет исключения отказов тепловозов по теплообменному оборудованию, водоохлаждаемым узлам и деталям дизеля и тепловоза на межпоездной ремонт для демонтажа-монтажа поврежденного

оборудования, его непланового ремонта и проведения реостатных испытаний тепловоза при замене определенных групп оборудования.

В соответствии с требованиями Руководства по ТО и ТР тепловозов ТЭП70БС при замене нижеперечисленных групп оборудования на дизеле типа Д49; (при плановых и неплановых видах ремонта – гильзы цилиндров, цилиндрового комплекта и турбокомпрессора, проводятся реостатные испытания (РИ) тепловоза.

Базовые значения норм расхода топлива на проведение реостатных испытаний тепловоза и их продолжительность при замене вышеперечисленного оборудования приведены в таблице А2.

Таблица А2– Базовые значения норм расхода топлива на проведение реостатных испытаний тепловоза и их продолжительность

№	Наименование	Нормы расхода топлива на проведение РИ по их видам (числитель) и продолжительность (знаменатель) РИ, кг и мин соответственно			
		Обкаточные	Сдаточные	Контрольные	Всего
1	Втулка цилиндра	2025	425	-	2450
		535	60		595
2	Цилиндровый комплект	1400	-	1050	2450
		370	-	255	625
6	Турбокомпрессор	-	-	1050	1050
		-	-	255	255

В общем виде экономия эксплуатационных расходов на устранение неисправностей определяется из выражения:

$$\Delta U_{HP} = \sum_1^i U''_{DP} + \sum_1^i U_{PI}, \quad (A23)$$

где $\sum_1^i U''_{DP}$ – эксплуатационные расходы на демонтаж-монтаж и ремонт отказавшего оборудования, руб.;

$\sum_1^i U_{PI}$ – расходы на проведение реостатных испытаний тепловоза при замене указанных выше групп оборудования, руб.

Годовые расходы на непланный ремонт представляют собой сумму следующих слагаемых:

$$\sum U = U''_{ВЦ} + \Delta U''_{КЦ} + \Delta U''_{ОНВ} + \Delta U''_{ВМТО} + \Delta U''_{ТК} + \Delta U''_{К} + \Delta U''_{БК} + \Delta U''_{СР} \quad (A24)$$

По видам оборудования расходы на монтаж-демонтаж и ремонт отказавшего оборудования, узлов и деталей определяются из следующих выражений:

Для втулки цилиндра:

$$U''_{ВЦ} = \frac{m_{ВЦ}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{11} \cdot z_4 + t_{12} \cdot z_4 + t_{31} \cdot z_5 + t_{32} \cdot z_5 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \quad (A25)$$

Для крышки цилиндра:

$$U''_{КЦ} = \frac{m_{КЦ}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{11} \cdot z_4 + t_{12} \cdot z_4 + t_{31} \cdot z_5 + t_{32} \cdot z_5 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \quad (A26)$$

Для охладителя наддувочного воздуха:

$$U''_{ОНВ} = \frac{m_{ОНВ}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{41} \cdot z_3 + t_{42} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \quad (A27)$$

Для водомасляного теплообменника:

$$U''_{ВМТО} = \frac{m_{ВМТО}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{51} \cdot z_4 + t_{52} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \quad (A28)$$

Для турбокомпрессора:

$$U''_{ТК} = \frac{m_{ТК}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{61} \cdot z_4 + t_{62} \cdot z_5 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right) \quad (A29)$$

Для секций радиатора:

$$U''_{CP} = \frac{m_{CP}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{71} \cdot z_3 + t_{72} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right). \quad (A30)$$

Для калорифера:

$$U''_K = \frac{m_K}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{81} \cdot z_3 + t_{82} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right). \quad (A31)$$

Для выхлопного коллектора:

$$U''_{BK} = \frac{m_{BK}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{91} \cdot z_3 + t_{92} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right). \quad (A32)$$

Для топливоподогревателя:

$$U''_{ТП} = \frac{m_{ВЦ}}{N_T} \cdot [t_{B1} \cdot z_2 + t_{101} \cdot z_3 + t_{102} \cdot z_4 + t_{B2} \cdot z_4] \cdot \left(1 + \frac{K_1}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{K_2}{100}\right). \quad (A33)$$

где m_i – количество отказов тепловозов ТЭП70БС по видам оборудования до проведения мероприятий по технологии индивидуального привода водяных насосов, шт.

Расходы на проведение реостатных испытаний включают в себя оплату труда работников депо, занятых реостатными испытаниями, а также стоимость горюче-смазочных материалов, израсходованных при проведении и определяются по формуле:

$$\sum U_{РИ} = U'_{РИ} + U_{ГСМ}. \quad (A34)$$

Норматив дополнительного времени на проведение РИ, включая подготовку тепловоза к проведению испытаний, выявление неисправностей и их устранения составляет 5,5 часа .

Суммарные расходы по оплате труда слесарей и мастера реостатной станции за проведение работ по привязке-отвязке тепловоза к реостату, настройке, регулировке, обкатке дизеля Д49 тепловоза ТЭП70БС и проведение испытаний определяются из выражения:

$$U'_{РИ} = U_{ВЦ}^{РИ} + U_{ТК}^{РИ} + U_{ЦК}^{РИ}. \quad (44)$$

где $U_{ВЦ}^{ПИ}$ –расходы по оплате труда слесарей за проведение РИ при замене втулки цилиндра, руб.; $U_{ЦК}^{ПИ}$ –расходы по оплате труда слесарей за проведение РИ при замене цилиндрического комплекта, руб.; $U_{ТК}^{ПИ}$ –расходы по оплате труда слесарей за проведение РИ при замене турбокомпрессора, руб.

Расходы по оплате труда слесарей за проведение РИ определяются из выражений:

$$U_{ВЦ}^{ПИ} = \frac{m_{ВЦ}}{N_T} \cdot [(t_{ПИ} + t_{ПИ1}) \cdot z_6 + t_{ПИ1} \cdot z_7] \cdot (1 + \frac{K_1}{100}) \cdot (1 + \frac{K_2}{100}). \quad (A36)$$

$$U_{ЦК}^{ПИ} = \frac{m_{ЦК}}{N_T} \cdot [(t_{ПИ} + t_{ПИ2}) \cdot z_6 + t_{ПИ2} \cdot z_7] \cdot (1 + \frac{K_1}{100}) \cdot (1 + \frac{K_2}{100}). \quad (A37)$$

$$U_{ТК}^{ПИ} = \frac{m_{ТК}}{N_T} \cdot [(t_{ПИ} + t_{ПИ6}) \cdot z_6 + t_{ПИ6} \cdot z_7] \cdot (1 + \frac{K_1}{100}) \cdot (1 + \frac{K_2}{100}), \quad (A38)$$

где z_6, z_7 – тарифные ставки слесарей и работников, занятых в проведении испытаний тепловоза под реостатом, руб./час; $t_{ПИ}, t_{ПИ1}, t_{ПИ2}, t_{ПИ6}$ – нормы времени на проведение реостатных испытаний тепловоза после замены втулки цилиндра, цилиндрического комплекта и турбокомпрессора, соответственно, с учетом затрат на привязку-отвязку тепловоза, настройку, регулировку и испытания, руб./час.

Суммарная стоимость горюче-смазочных материалов, израсходованных при проведении реостатных испытаний тепловоза после замены на дизеле втулки цилиндра, цилиндрического комплекта и турбокомпрессора, определяются из выражения:

$$U_{ГСМ} = U_{ГСМ}^{ВЦ} + U_{ГСМ}^{ЦК} + U_{ГСМ}^{ТК}. \quad (A39)$$

где $U_{ГСМ}^{ВЦ}$ – стоимость горюче-смазочных материалов, израсходованных при проведении обкаточных и сдаточных реостатных испытаний тепловоза, после замены

втулки цилиндра, руб.; $U_{ГСМ}^{ЦК}$ – стоимость горюче-смазочных материалов, израсходованных при проведении обкаточных и контрольных реостатных испытаний тепловоза, после замены цилиндрического комплекта, руб.; $U_{ГСМ}^{ТК}$ – стоимость горюче-смазочных материалов, израсходованных при проведении контрольных реостатных испытаний тепловоза, после замены турбокомпрессора, руб.

Стоимость горюче-смазочных материалов, израсходованных при проведении различных этапов реостатных испытаний, после замены вышеуказанного оборудования определяется из выражений:

После замены втулки цилиндра:

$$U_{ГСМ}^{ВЦ} = \frac{m_{ВЦ}}{N_T} [Ц_T \cdot G_{T1} + Ц_M \cdot G_{M1}], \quad (A40)$$

$$U_{ГСМ}^{ЦК} = \frac{m_{ЦК}}{N_T} [Ц_T \cdot G_{T2} + Ц_M \cdot G_{M2}], \quad (A41)$$

$$U_{ГСМ}^{ТК} = \frac{m_{ТК}}{N_T} [Ц_T \cdot G_{T6} + Ц_M \cdot G_{M6}]. \quad (A42)$$

где $Ц_T$, $Ц_M$ – средневзвешенная стоимость одного килограмма дизельного топлива и моторного масла для экипировки тепловоза ТЭП70БС, соответственно, руб./т;
 G_{T1} , G_{T2} , G_{T6} – количество дизельного топлива, израсходованного при реостатных испытаниях тепловоза после замены втулки цилиндра, цилиндрического комплекта, турбокомпрессора дизеля Д49 тепловоза ТЭП70БС, соответственно, кг; G_{M1} , G_{M2} , G_{M6} – количество моторного масла, израсходованного при реостатных испытаниях тепловоза после замены втулки цилиндра, цилиндрического комплекта, турбокомпрессора дизеля Д49 тепловоза ТЭП70БС, соответственно, кг.

$$G_{Mi} = G_{Ti} \frac{\beta}{100}, \quad (A43)$$

где β – норма расхода моторного масла в % от расхода дизельного топлива, принимается $\beta=1$ %.

Экономия эксплуатационных расходов на запасные части достигается за счет снижения их расхода при плановых и неплановых видах ремонта теплообменного оборудования дизеля и тепловоза после проведения мероприятий технологии индивидуального привода водяных насосов.

В общем виде экономия годовых издержек на запасные части для ремонта определяется по формуле:

$$U_{3ч} = U_{3ч}^{ППР} + U_{3ч}^{НР} + U_{3ч}^{ДР}, \quad (A44)$$

где $U_{3ч}^{ППР}$, $U_{3ч}^{НР}$, $U_{3ч}^{ДР}$ – годовые расходы на запасные части при соответствующих видах ремонта, руб.

Годовые эксплуатационные расходы на запасные части для плановых видов ТО и ТР определяются по формуле:

$$U_{3ч}^{ППР} = Z \cdot L_{ГОД} \cdot 10^{-6} \cdot \sum \omega_i \cdot Ц_i, \quad (A45)$$

где ω_i – сменяемости i -го вида ремонта на 1 млн. км пробега тепловоза; $L_{ГОД}$ – годовой пробег локомотива ТЭП70, тыс. км; $Ц_i$ – стоимость i -го вида теплообменного оборудования, деталей и узлов, тыс. руб./шт.

Годовые эксплуатационные расходы на запасные части для дополнительного ремонта при плановых ТО и ТР определяются по формуле:

$$U_{3ч}^{ДР} = \frac{1}{N_T} \cdot \sum n_i \cdot Ц_i, \quad (A46)$$

где, n_i – сменяемость i -го вида оборудования на парке локомотивов ТЭП70 до проведения мероприятий по технологии индивидуального привода водяных насосов; N_T – количество тепловозов серии ТЭП70, подвергнутых мероприятиям по технологии индивидуального привода водяных насосов в расчетном году, ед.

Годовые эксплуатационные расходы на запасные части для непланового ремонта определяются по формуле:

$$U_{3Ч}^{HP} = \frac{1}{N_T} \cdot \sum m_i \cdot Ц_i, \quad (A47)$$

где m_i – количество отказов тепловозов ТЭП70БС по видам оборудования до проведения мероприятий по технологии индивидуального привода водяных насосов, шт.

Стоимостная оценка непроизводительного простоя локомотива на неплановых видах ремонта в общем виде определяется по формуле:

$$U_{ПР} = e_{ЛЧ} \cdot d \cdot T_{\Sigma}, \quad (A48)$$

где $e_{ЛЧ}$ – стоимость одного локомотиво-часа простоя локомотива в депо на плановых и неплановых видах ремонта, руб/час. Значение данного показателя рассчитывается в соответствии с требованиями «Методики расчета единичных и укрупненных расходных ставок в условиях структурной реформы ОАО «РЖД», утвержденной распоряжением ОАО «РЖД» от 07.07.2008 г. № 1426р; d – индекс дефлятор к единичным и укрупненным ставкам; T_{Σ} – общая продолжительность отвлечения тепловоза от работы для проведения непланового ремонта.

Общая продолжительность отвлечения тепловоза от на неплановый ремонт представляет собой сумму следующих слагаемых:

$$T_{\Sigma} = T_{ВЦ} + T_{КЦ} + T_{ОНВ} + T_{ВМО} + T_{ТК} + T_{К} + T_{П} + T_{СР}. \quad (A49)$$

Продолжительность работ по демонтажу-монтажу, ремонту отказавшего оборудования и проведение реостатных испытаний по видам замененного оборудования определяется из приведенных ниже выражений.

С проведением обязательных реостатных испытаний тепловоза:

Для втулки цилиндра:

$$T_{ВЦ} = \frac{m_{ВЦ}}{N_T} \cdot (t_{B1} + t_{B2} + t_{11} + t_{PI} + t_{PI1}). \quad (A50)$$

Для цилиндрического комплекта:

$$T_{\text{ЦК}} = \frac{m_{\text{ЦК}}}{N_T} \cdot (t_{B1} + t_{B2} + t_{21} + t_{PI} + t_{PI2}). \quad (\text{A51})$$

Для турбокомпрессора:

$$T_{\text{ТК}} = \frac{m_{\text{ТК}}}{N_T} \cdot (t_{B1} + t_{B2} + t_{61} + t_{PI} + t_{PI6}). \quad (\text{A52})$$

Без проведения реостатных испытаний:

Для охладителя наддувочного воздуха:

$$T_{\text{ОНВ}} = \frac{m_{\text{ОНВ}}}{N_T} \cdot (t_{B1} + t_{B2} + t_{41}). \quad (\text{A53})$$

Для водомасляного теплообменника:

$$T_{\text{ВМО}} = \frac{m_{\text{ВМО}}}{N_T} \cdot (t_{B1} + t_{B2} + t_{51}). \quad (\text{A54})$$

Для секций радиатора:

$$T_{\text{СР}} = \frac{m_{\text{СР}}}{N_T} \cdot (t_{B1} + t_{B2} + t_{71}). \quad (\text{A55})$$

Для калорифера

$$T_K = \frac{m_K}{N_T} \cdot (t_{B1} + t_{B2} + t_{81}). \quad (\text{A56})$$

Для выхлопного коллектора

$$T_{\text{БК}} = \frac{m_{\text{БК}}}{N_T} \cdot (t_{B1} + t_{B2} + t_{91}). \quad (\text{A57})$$

Для топливоподогревателя

$$T_{\text{ТП}} = \frac{m_{\text{ТП}}}{N_T} \cdot (t_{B1} + t_{B2} + t_{101}). \quad (\text{A58})$$

где m_i – количество отказов тепловозов ТЭП70БС по видам оборудования до проведения мероприятий по технологии индивидуального привода водяного насоса,

шт.; N_T – количество тепловозов ТЭП70БС, подвергнутых мероприятиям по технологии в расчетном году, шт.; t_{B1} , t_{B2} – трудоёмкости технологических операций по сливу-заправке воды и опрессовке системы охлаждения, нормо-час; t_i – трудоёмкость технологических операций по демонтажу-монтажу по видам и группам отказавшего оборудования, нормо-час; t_{P1} , t_{P11} , t_{P12} , t_{P16} – трудоёмкости технологических операций по подготовке и проведению реостатных испытаний соответствующих групп оборудования, нормо-час.

Ожидаемая экономия горюче-смазочных материалов образуется за счет снижения затрат мощности дизеля на вспомогательные нужды, которая может возрастать при недостатке охлаждения теплоносителей (воды и масла) (за счет увеличения продолжительности работы вентиляторов охлаждения шахты холодильника). На основе результатов моделирования оценка снижения расхода топлива тепловозами принимается равная 1.5 %.

Экономия годовых эксплуатационных расходов на дизельное топливо и масло определена из выражения:

$$\Delta U_{ГСМ} = (Ц_T + Ц_M \cdot \frac{\beta}{100}) \cdot \Delta G_{ГОД}^T \quad (A59)$$

где $Ц_T$, $Ц_M$ – средняя стоимость одной тонны дизельного топлива и моторного масла в 2018 г., соответственно, руб./т; β – норма расхода моторного масла в % от расхода дизельного топлива, принимается $\beta=1$ %; $G_{ГОД}^T$ – ожидаемая годовая экономия дизельного топлива тепловозом, после установки индивидуального привода водяных насосов, т.

Годовая экономия с учетом ожидаемого снижения определена по формуле:

$$\Delta G_{ГОД}^T = G_{ГОД}^T \cdot \frac{\delta_T}{100} \quad (A60)$$

где $G_{ГОД}^T$ – средний годовой расход дизельного топлива тепловозами ТЭП70 в эксплуатации, т; δ_T – ожидаемое снижение удельного эксплуатационного расхода топлива тепловозами ТЭП70БС после оборудования локомотива индивидуальным приводом водяного насоса.