

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Білошицький Едуард Васильович

УДК 629.4.048.4/7

ДИСЕРТАЦІЯ

**УДОСКОНАЛЕННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ТА
ВЕНТИЛЯЦІЇ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ**

Спеціальність 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів
Галузь знань 27 – транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Білошицький Е. В.

Науковий керівник Мямлін Сергій Віталійович, доктор технічних наук,
професор

Дніпро – 2019

АНОТАЦІЯ

Білошицький Е.В. Удосконалення функціонування систем опалення та вентиляції пасажирських вагонів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.07 – Рухомий склад залізниць та тяга поїздів (Галузь знань 27 – Транспорт). – Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, Дніпро, 2019.

Дисертація присвячено вирішенню актуального наукового завдання з вдосконалення функціонування систем опалення та вентиляції пасажирських вагонів шляхом розробки наукових основ вибору оптимізаційних заходів для систем життєзабезпечення та апаратного забезпечення з підвищенням енергоефективності цих систем без зниження якості мікроклімату у пасажирських вагонах, що постає актуальною проблемою залізничного транспорту України.

Встановлено, що системи опалення пасажирських вагонів мають два принципові недоліки: по-перше, відсутність належної автоматизації роботи з підтримки стабільного температурного режиму у вагонах, що обумовлено великою тепловою інерційністю. По-друге, низька швидкість природної циркуляції води в трубах опалення викликає зниження тепловіддачі опалювальних приладів, яка ускладнюється ще одним фактором – нерівномірною тепловіддачею обігрівальних труб. Відсутність належної взаємодії систем вентиляції і опалення, як наслідок, призводить до незадовільного використання вентиляційної системи пасажирського вагона. Конструкції систем опалення пасажирського експлуатаційного парку вагонів обґрунтовані в 70 – 80 роки минулого сторіччя, коли проблема забезпечення нормованих параметрів мікроклімату вирішувалася в основному за рахунок збільшення потужності опалювальних приладів.

Запропоновано комплексний підхід до оцінки ефективності вдосконалення функціонування систем життєзабезпечення, який враховує не тільки параметри мікроклімату, а й енергоефективність.

Розроблено математичну модель нестационарних теплових процесів з урахуванням динамічного характеру процесів у пасажирському вагоні з водяною системою опалення підвищує якість оцінки конструктивних рішень систем життєзабезпечення за різних умов експлуатації. Розроблені імітаційні моделі пасажирських вагонів у спеціально написаній програмі моделювання для проведення комплексного аналізу нестационарних теплових процесів при опаленні пасажирського вагона на будь-якому етапі рейсу. Модель було уточнено за допомогою результатів експериментів, проведених автором, з урахуванням зокрема й тепловиділення пасажирів.

Теоретично і експериментально досліджено фактори, що впливають на ефективність процесу формування параметрів мікроклімату в пасажирському рухомому складі. Отримано комплексну залежність параметрів мікроклімату в приміщеннях пасажирського вагона локомотивної тяги від величини повітрообміну, обсягу інфільтрації та кількості пасажирів у вагоні. Удосконалено метод керування продуктивністю калорифера за оптимальним режимом за рахунок урахування взаємозв'язків між параметрами функціонування систем опалення та вентиляції пасажирського вагона локомотивної тяги. Набули подальшого розвитку методи аналізу параметрів теплового балансу пасажирського вагона локомотивної тяги за рахунок виділення зон температурних полів всередині вагона.

На основі теоретичних та експериментальних досліджень, які виконані за допомогою імітаційної моделі пасажирського вагона, розроблені технічні рішення з підвищення енергоефективності систем життєзабезпечення існуючих конструкцій пасажирських вагонів без зниження якості мікроклімату, які не потребують значних витрат.

Підведення теплоносія до обігрівальних труб по окремим стоякам дозволяє відмовитися від застосування циркуляційного насоса.

Модернізація теплоізоляції розвідних труб знижує тепловіддачу труб до 75 % та дозволяє підвищити енергоефективність системи опалення на 13,4 %.

Інтеграція датчиків CO₂ разом із керуванням подачею повітря в системі вентиляції та встановлення регульованого клапана з виносним датчиком у водяний контур калорифера підтримує задану температуру зовнішнього повітря, що подається системою вентиляції, і знижує витрати теплової енергії на підігрів зовнішнього повітря на 10 %.

Забезпечення рівномірної тепловіддачі обігрівальних труб за рахунок зміни інтенсивності променевого теплообміну на поверхні обігрівальних труб забезпечує однакові теплонадходження від кожного сегмента обігрівальних труб, а також знижує витрати теплової енергії на 4,8 %. Використання обігрівальних труб плоско-овального перерізу, які виготовлені з алюмінію з хімічним чорнінням потрібних ділянок, дозволить зменшити металоємність конструкції на 370 кг.

Керування тепловіддачею обігрівальних труб за рахунок вільної конвекції регульованими кожухами з тепловідбивним екраном дозволяє знизити вплив теплової інертності системи опалення на температурний режим у вагоні і знижує витрати теплової енергії на 4,6 %.

Практичне значення отриманих результатів визначається розробленими технічними рішеннями вдосконалення систем опалення, що підвищують комфортні умови для проїзду пасажирів, впровадження яких не потребує значних інвестицій, а підвищення енергоефективності від їх використання складає 27,4 %; це дає підстави для зниження потужності системи опалення щонайменше на 25 %, що сприятиме зниженню металоємності системи опалення і, як наслідок, викличе зниження тари вагона. Завдяки зниженню потужності системи опалення знизиться потужність високовольтного обладнання: головного роз'єднувача, контакторів, запобіжників, зменшиться поперечний переріз дротів і кількість електронагрівальних ТЕНів.

Економічний ефект від кожного із запропонованих рішень вдосконалення для одного вагона за весь період експлуатації (14 років) становить 237,51 тис. грн, а експлуатаційній парк пасажирських вагонів на 2018 рік

складає 2 366 вагонів, таким чином, для експлуатаційного парку пасажирських вагонів сумарний економічний ефект складатиме 561,948 млн. грн.

Результати виконання дисертаційного дослідження впроваджено в навчальний процес Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна, а також у виробництво в ПКТБ з проектування і модернізації рухомого складу, колії та штучних споруд Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна, у пасажирське депо Львів ПКВЧД – 8 «Пасажирської компанії» АТ «Укрзалізниця».

Ключові слова: система опалення, енергоефективність, математичне моделювання, пасажирський вагон, природна циркуляція, тепловіддача, нестационарні теплові процеси.

ABSTRACT

Biloshytskyi E.V. Improvement of the operation of heating and ventilation systems for passenger carriages. – Qualification scientific work on the rights of manuscripts.

Dissertation for the degree of a candidate of technical sciences (doctor of philosophy) in specialty 05.22.07 – Rolling stock of railways and traction of trains (Branch of knowledge 27 – Transport) – Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnipro, 2019.

The dissertation is devoted to improvement of functioning of systems of heating and ventilation of passenger carriages by developing scientific bases the choice of optimization measures for life support systems and hardware with increased energy efficiency of these systems, without reducing the quality of microclimate in passenger carriages.

Flaws, systems of heating of passenger carriages are determined, which have two fundamental disadvantages: firstly, the lack of proper automation of work in order to maintain a stable temperature regime in wagons. Secondly, the low rate of natural circulation of water in the heating pipes there is a decrease in the heat out-

put of the heating devices, which is exacerbated by another factor – uneven heat dissipation of heating pipes. Lack of proper interaction of ventilation and heating systems, as a result, unsatisfactory use of the ventilation system of a passenger carriage. Constructions of heating systems of a passenger fleet of wagons substantiated in the 70's and 80's of the last century, when the problem of providing normalized microclimate parameters mainly solved by increasing the capacity of heating appliances.

The mathematical model is developed of non-stationary thermal mode of a passenger carriage with water heating system to evaluate the role of non-stationary, transitional temperature states in passenger carriage, selection of optimal technical characteristics of heating devices and building an algorithm for managing their work according to operating conditions, including in view of the thermal inertia of the carriage at transitional operating modes of the heating system.

Developed models of passenger carriages in the written modeling program, for complex analyzes of non-stationary thermal processes at the heating of a passenger carriage at any stage of the flight. The input data for each model consist of geometric and physical characteristics of the carriage, life support systems are taken into account, including managing them, internal tributaries of heat and external climate (temperature, wind, speed).

The factors influencing the efficiency of the process are investigated theoretically and experimentally formation of parameters of the microclimate in the passenger rolling stock. On the basis of research, which are performed using the simulation model of the wagon taking into account physically substantiated and experimentally confirmed features thermal condition of the carriage during operation, (recreated energy flows of the energy balance of passenger carriage) proposed scientifically-based methods for improving effectiveness and energy efficiency of life support systems functioning, without reducing the quality of the microclimate of passenger carriages.

The most valid methods of increasing efficiency and energy efficiency are determined, which can be realized on existing constructions of passenger carriages and which do not require significant expenses.

Supply of coolant to the heating pipes on separate risers, which allows you to refuse the use of a circulating pump.

The use of combined insulation, which reduces the heat output of the dilution pipes to 75% and allows to increase the energy efficiency of the heating system by 13.4%.

Integration of CO₂ sensors together with the automation of the operation of the calorifier allow to maintain the desired temperature of outside air, supplied by the ventilation system, reduces thermal energy for heating the outside air by 10%.

Ensure uniform heating of heat pipes due to changes in the intensity of radiation heat transfer from the surface of the heating pipes by installing flat-oval heating pipes are made of aluminum using the chemical blackening of the desired sites in such a way, so that heat from each heating pipe segment would be the same.

This method provides a uniform temperature regime along the length of the carriage, reduces metal construction for 370 kg, and reduces the costs of heat energy by 4.8%.

Control of heat transfer of heating pipes at the expense of free convection regulatory casings allows to reduce the influence of the thermal inertia of the heating system on the temperature mode in the carriage and reduces heat loss by 4.6%.

The proposed methods for improving heating systems are easily implemented and do not require significant investment; energy efficiency of their implementation is 27.4%, this gives grounds for reducing the power of the heating system by at least 25%.

The economic effect of each of the proposed improvement solutions for one carriage in the period of operation (14 years) is 237,51 thousand UAH, and an operational fleet of passenger carriages (projected for 2018) will make 2 366 wagons, thus for the passenger fleet of passenger carriages the total economic effect will amount to UAH 561,948 million.

Keywords: heating system, energy efficiency, experimental measurements, mathematical modeling, passenger carriage, natural circulation, heat transfer, non-stationary thermal processes.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні положення і результати дисертації опубліковано:

– у закордонних фахових виданнях:

1. Белошицкий Э. В., Мямлин С. С. Усовершенствования функционирования систем отопления пассажирских вагонов. *Известия ПГУПС*. 2018. № 2. С. 271–279.

– у наукових фахових виданнях, затверджених МОН України, що входять до наукометричних баз даних:

2. Biloshytskyi E. V. Ways to manage heating inertia. *Наука та прогрес транспорту*. 2017. № 4 (70). С. 106–116. DOI: 10.15802/stp2017/109632.

3. Белошицкий Э. В., Мямлин С. С. Пути усовершенствования систем водяного отопления пассажирских вагонов. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2017. № 174. С. 50–60.

4. Biloshytskyi E. V. Mathematical model of unsteady heat transfer of passenger car with heating system. *Наука та прогрес транспорту*. 2018. № 1 (73). С. 121–130. DOI: 10.15802/stp2018/123409.

5. Білошицький Е. В. Енергоефективність систем життєзабезпечення рухомого складу залізниць. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2018. № 179. С. 13–25. DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147709>

– тези доповідей та матеріали міжнародних науково-практичних конференцій:

6. Белошицкий Э. В. Регулируемый воздухообмен и энергосбережение. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 75 Международной научно-практической конференции*. (Днепропетровск 14–15 мая 2015 г.). Днепропетровск, 2015. С. 59.

7. Белошицкий Э. В. Усовершенствование отопительных систем пассажирских вагонов. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта*: материалы 75 Международной научно-практической конференции. (Днепропетровск 14–15 мая 2015 г.). Днепропетровск, 2015. С. 73.

8. Белошицкий Э. В. Регулирование мощности водяного калорифера. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта*: материалы 76 Международной научно-практической конференции. (Днепропетровск 19–20 мая 2016 г.). Днепропетровск, 2016. С. 39.

9. Белошицкий Э. В. Пути усовершенствования систем водяного отопления пассажирских вагонов. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта*: материалы 77 Международной научно-практической конференции (Днепр 11–12 мая 2017 г.). Днепр, 2017. С. 36–37.

10. Белошицкий Э. В. Способы управления инертностью водяного отопления. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта*: материалы 77 Международной научно-практической конференции. (Днепр 11–12 мая 2017 г.). Днепр, 2017. С. 43–44.

11. Белошицкий Э. В., Кебал И. Ю. Качественное регулирование мощности отопительных приборов системы отопления пассажирских вагонов. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта*: материалы 77 Международной научно-практической конференции. (Днепр 11–12 мая 2017 г.). Днепр, 2017. С. 45.

12. Белошицкий Е. В., Мямлін С. С. Удосконалення параметрів енергоефективності систем життєзабезпечення рухомого складу залізниць. *Сучасні методики, інновації та досвід практичного застосування у сфері технічних наук*: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції. (Радом, Республіка Польща. 27–28 грудня 2017 р.). Радом, Республіка Польща, 2017, С. 140–144.

13. Білошицький Е. В. Визначення місць теплових втрат в пасажирських вагонах. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту*:

матеріали Міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпро 17–18 травня 2018 р.). Дніпро, 2018. С. 28–30.

14. Білошицький Е. В. Експериментальне дослідження керування тепловіддачею опалювальних труб за рахунок вільної конвекції. *Основні проблеми освіти і науки: перспективи розвитку для України та Польщі: матеріали Міжнародної багатoproфільної конференції*. (Стальова Воля, Республіка Польща 20–21 липня 2018 р.). Стальова Воля, Республіка Польща, 2018. Том 6. С.76–78.

– які додатково відображають наукові результати дисертації:

15. Опалювальна система пасажирського вагона: пат. 115667 Україна, МПК (2017.01) B61D 27/00. Кебал Ю. В., Білошицький Е. В., Мямлін С. С. № u201610911; заявл. 31.10.2016; опубл. 25.04.2017. Бюл. № 8. 4 с.

16. Опалювальна система пасажирського вагона Пат. 116042 Україна, МПК (2017.01) B61D 27/00. Мямлін С. В., Кебал Ю. В., Дуганов О. Г., Поух Е. Ф., Білошицький Е. В. № u201610204; заявл. 07.10.2016 опубл. 10.05.2017. Бюл. № 9. 4 с.

17. Белошицкий Э. В., Кебал Ю. В. Повышение эффективности отопительно-вентиляционных систем. *Вагонный парк*. 2017. № 1–2 (118–119). С. 32–35.

ВСТУП.....	14
1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ СИСТЕМ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ, ЩО ЗНАХОДЯТЬСЯ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ ...	22
1.1 Сучасний стан пасажирського вагонного парку	22
1.2 Аналіз експлуатації систем опалення і вентиляції при пасажирських перевезеннях.....	26
1.3 Сучасні тенденції вдосконалення систем опалення і вентиляції пасажирських вагонів.....	29
1.4 Методи регулювання приладів опалення	33
1.5 Методи розрахунку параметрів систем опалення та вентиляції пасажирських вагонів.....	34
1.6 Висновки до розділу 1 та постановка задач досліджень	38
2 ТЕПЛООБМІННІ ПРОЦЕСИ В ТРАНСПОРТНИХ ОБ'ЄКТАХ ІЗ СИСТЕМАМИ ОПАЛЕННЯ	42
2.1 Тепловий режим пасажирського вагона в опалювальний період.....	42
2.2 Математична модель нестационарного теплообміну пасажирського вагона з водяною системою опалення	44
2.3 Порівняння результатів теоретичних та експериментальних досліджень	57
2.4 Висновки до розділу 2	60
3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ Й ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ	61
3.1 Моделювання потоків енергії пасажирського вагона	61
3.1.1 Імітаційна модель пасажирського вагона та умови впливу внутрішніх і зовнішніх чинників на модель	61
3.2 Підвищення швидкості природної циркуляції теплоносія в системі опалення.....	66
3.2.1 Тепло, яке віддається розвідними трубами	68
3.2.2 Збільшення теплопередавальної поверхні обігрівальних труб	75

3.3 Зниження витрат енергії на інфільтрацію та реалізація взаємодії систем опалення і вентиляції	78
3.3.1 Побудова алгоритму керування приладами опалення відповідно до умов експлуатації	80
3.3.2 Керування калорифером відповідно до умов експлуатації	85
3.4 Аналіз часткової участі конвективного і променевого теплообміну на поверхні сегментів обігрівальних труб	90
3.4.1 Забезпечення рівномірності теплонадходжень від обігрівальних труб	95
3.4.2 Спосіб керування тепловіддачею обігрівальних труб за рахунок вільної конвекції.....	99
3.4.3 Керування тепловіддачею обігрівальних труб відповідно до умов експлуатації	102
3.5 Висновок до розділу 3	104
4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ОБМЕЖЕННЯ ПРИРОДНОЇ КОНВЕКЦІЇ ОБІГРІВАЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ТА ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА	106
4.1 Експериментальне дослідження керування тепловіддачею обігрівальних труб за рахунок вільної конвекції	106
4.2 Експериментальне дослідження дії вільної конвекції в конструкційних стельових порожнинах.....	115
4.3 Висновки до розділу 4.....	119
5 ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПРОПОНОВАНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ДЛЯ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА	121
5.1 Методика оцінки економічної ефективності.....	122
5.2 Визначення вартісної оцінки результатів	124
5.3 Визначення показників економічної ефективності.....	126
5.4 Висновки до розділу 5	129

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	130
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	133
ДОДАТОК А	150
ДОДАТОК Б.....	153

ВСТУП

Актуальність теми. Пасажирські перевезення є одним з основних видів діяльності залізничного транспорту. При цьому пасажирський рухомий склад є важливою складовою цього виду послуг, який повинен забезпечувати не тільки безпеку руху, але й комфортні умови перевезень. Комфортабельність пасажирського рухомого складу формується з урахуванням багатьох чинників: планування, дизайну внутрішнього обладнання, систем життєзабезпечення і якості їх роботи. При експлуатації пасажирського вагонного парку актуальним є напрямок, пов'язаний із забезпеченням комфортних умов проїзду пасажирів. Для цього використовуються відповідні системи життєзабезпечення, які й мають створювати комфортні умови в пасажирських вагонах.

Як показує досвід експлуатації пасажирського рухомого складу, при проектуванні вагонів недостатньо враховуються чинники, що впливають на рівень комфортності пасажирського вагона. Незадовільне використання вентиляційних систем пасажирських вагонів видається відсутністю її належної взаємодії з роботою системи опалення. Система опалення є однією з найважливіших і складних систем життєзабезпечення пасажирського рухомого складу, вона служить для підтримки комфортних умов у холодну пору року. Однак, конструкторами вагонів не повністю враховується низка чинників, що можуть впливати на температурний режим у пасажирському вагоні. Як відомо, на більшості пасажирських вагонів як основна використовується водяна система опалення.

У процесі експлуатації підтримувати необхідну температуру теплоносія відповідно до зовнішніх і внутрішніх параметрів в опалювальному котлі існуючої конструкції пасажирського вагона практично неможливо, у результаті чого виникають перехідні режими опалення, які викликають коливання температури повітря в пасажирських вагонах. Значна теплова інертність системи опалення посилює коливання температури повітря у вагоні. Цей процес ускладнюється ще й тим, що з підвищенням швидкостей

руху зростають тепловтрати через огорожувальні конструкції кузова. Крім того, у теперішній час в експлуатованих пасажирських вагонах управління приладами опалення конструктивно не передбачене. Управління продуктивністю обігрівальних приладів можливе тільки регулюванням температури теплоносія в системі опалення.

Таким чином, удосконалення систем забезпечення мікроклімату (тут розуміємо, що мікроклімат – це сукупність кліматичних умов (температура, вологість повітря та ін.), що створюються в приміщенні на якій-небудь обмеженій території для нормального самопочуття людей), що входять у загальну систему життєзабезпечення пасажирських вагонів є одним з перспективних напрямків сучасних досліджень під час модернізації пасажирського рухомого складу залізниць і підвищені рівня його комфортабельності та енергоефективності. Забезпечення максимально комфортного рівня проїзду пасажирів підвищує конкурентоспроможність залізничного транспорту на ринку пасажирських перевезень. Тому тема дисертації, що спрямована на вдосконалення систем забезпечення мікроклімату пасажирських вагонів, є актуальною для залізничного транспорту України.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконано у відповідності до Концепції Програми оновлення рухомого складу, схваленої 29.11.2016 правлінням ПАТ «Укрзалізниця», що діє до 2021 року та відповідає Транспортній стратегії України на період до 2020 року, затвердженої розпорядженням Кабінету Міністрів України № 2174-р від 20 жовтня 2010 року. Робота проводилася відповідно до держбюджетних науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України, а саме: «Розвиток туристичних перевезень залізничним транспортом України» (№ державної реєстрації 0115U002424), «Науково-технічне забезпечення сталого розвитку залізничних перевезень в міжнародному сполученні «Україна – Євросоюз» (№ державної реєстрації 0117U004391). Автор є виконавцем цих науково-дослідних робіт

та автором звітів, що враховують пріоритетні тематичні напрями наукових досліджень відповідно до Постанови Кабінету Міністрів України від 07 вересня 2011 р. № 942 «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2020 року», «Енергетика та енергоефективність» в галузі енергоефективних технологій на транспорті.

Мета та задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є вдосконалення функціонування систем забезпечення параметрів мікроклімату в пасажирських вагонах із підвищенням енергоефективності цих систем за рахунок зниження непродуктивних витрат теплової енергії.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- провести аналіз існуючого технічного стану систем життєзабезпечення пасажирських вагонів, які безпосередньо впливають на умови комфорту;
- провести аналіз наукових публікацій, які присвячені проблемам вдосконалення систем життєзабезпечення пасажирського рухомого складу;
- розробити математичну модель нестационарних теплових процесів у пасажирському рухомому складі для дослідження перехідних температурних станів у приміщеннях пасажирського вагона з урахуванням особливостей різних конструктивних рішень системи опалення;
- розробити імітаційні моделі пасажирських вагонів для проведення комплексного аналізу нестационарних теплових процесів під час опалення пасажирського вагона на різних етапах поїздки при перевезенні пасажирів;
- виконати теоретичні та експериментальні дослідження параметрів мікроклімату пасажирських вагонів із різним конструктивним виконанням основних систем життєзабезпечення;
- розробити на основі результатів теоретичних і експериментальних досліджень технічні рішення з підвищення енергоефективності систем життєзабезпечення для існуючих конструкцій пасажирських вагонів;

– виконати техніко-економічне обґрунтування запропонованих технічних рішень.

Об’єктом дослідження є процес формування параметрів мікроклімату пасажирських вагонів при перехідних режимах роботи систем опалення та вентиляції.

Предметом дослідження є технічні рішення з підвищення ефективності функціонування систем опалення та вентиляції пасажирських вагонів з урахуванням показників їх енергоефективності.

Методи досліджень. Під час вирішення сформульованих завдань в дисертації використані фізично обґрунтовані методи узагальнення та ідеалізації об’єктів дослідження, побудови математичних моделей і наданий розрахунок аналітичними і чисельними методами в поєднанні з експериментальними дослідженнями окремих структурних елементів з узагальненням отриманих результатів відповідно до об’єкта в цілому. При відпрацюванні технічних рішень з удосконалення систем життєзабезпечення пасажирського вагона застосовано методи аналізу та синтезу. При обробці результатів експериментальних досліджень застосовані статистичні методи.

Наукова новизна результатів. У дисертаційній роботі на основі викладених теоретичних і експериментальних досліджень вирішене актуальне наукове завдання з вдосконалення функціонування систем опалення та вентиляції пасажирських вагонів локомотивної тяги. До основних наукових результатів, отриманих автором особисто, і які виносяться на захист, відносяться наступні положення:

1. **Вперше** розроблено математичну модель нестационарних теплових процесів у пасажирському вагоні з водяною системою опалення, що за рахунок урахування динамічного характеру процесів дозволяє підвищити якість оцінки конструктивних рішень систем життєзабезпечення.

2. **Вперше** отримано комплексну залежність параметрів мікроклімату в приміщеннях пасажирського вагона локомотивної тяги від величини повітрообміну, обсягу інфільтрації та кількості пасажирів у вагоні, що дозво-

ляє узгоджено керувати параметрами мікроклімату в часі з дотриманням умов теплового балансу.

3. Удосконалено метод керування продуктивністю калорифера з формуванням оптимального режиму функціонування за рахунок урахування взаємозв'язків між параметрами функціонування систем опалення та вентиляції пасажирського вагона локомотивної тяги, що дозволяє, на відміну від існуючих, суттєво покращити якісні показники мікроклімату та підвищити енергоефективність пасажирського вагона локомотивної тяги.

4. Набули подальшого розвитку методи аналізу параметрів теплового балансу пасажирського вагона локомотивної тяги за рахунок виділення зон температурних полів всередині вагона, що дозволяє зменшити непродуктивні витрати теплової енергії та покращити показники комфорту для пасажирів.

Практична цінність дисертації визначається розробленими технічними рішеннями з вдосконалення систем опалення, що підвищують комфортні умови для проїзду пасажирів, впровадження яких не потребує значних капітальних вкладень. Підвищення енергоефективності від їх використання складає 27,4 %. Це дає підстави для зниження потужності системи опалення щонайменше на 25 %, що сприятиме зниженню металоємності системи опалення і, як наслідок, сприяє зниженню тари пасажирського вагона. Завдяки зниженню потужності системи опалення знизиться також потужність високовольтного обладнання: головного роз'єднувача, контакторів, запобіжників, зменшиться поперечний переріз дротів і кількість електронагрівальних приладів (ТЕНів).

Результати виконання дисертаційних досліджень у вигляді математичних моделей впроваджені в навчальний процес Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна та використовуються під час підготовки бакалаврів, магістрів за спеціалізацією «Енергетичний менеджмент та енергоефективність у промисловій та комунальній сфері», за спеціальністю [144] «Теплоенергетика» (акт впровадження від 10 вересня 2018 р.). Результати дисертаційного

дослідження у вигляді математичної моделі і програми «Терло» для дослідження теплових процесів усередині пасажирського вагона впроваджено в ПКТБ з проектування і модернізації рухомого складу, колії та штучних споруд Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна; вони використовуються для оцінки конструкторських рішень на стадіях проектування систем опалення і вентиляції (акт впровадження від 17 вересня 2018 р.). Результати експериментальних досліджень впроваджені у виробництво в пасажирському депо «Львів» ПКВЧД–8 Пасажирської компанії АТ «Укрзалізниця» (акт впровадження від 12 жовтня 2018 р.).

Особистий внесок здобувача полягає в плануванні та проведенні теоретичних та експериментальних досліджень, аналізі отриманих результатів, розробці нових конструктивних рішень. Результати виконаних досліджень містяться в роботах [97, 100–108, 117, 121, 123, 126, 128, 132, 133]. Роботи [97, 100–104, 106, 107, 117, 128] виконано без співавторів. У роботах, які надруковано у співавторстві, здобувачеві належить наступне:

[105] – проведено аналіз способів регулювання опалювальних приладів, підібраний оптимальний спосіб регулювання системи опалення пасажирських вагонів;

[108] – обґрунтовано удосконалення конструкції елементів системи життєзабезпечення пасажирського вагона та виконано відповідні теоретичні дослідження;

[121] – запропоновано підвищення швидкості природної циркуляції теплоносія в системі опалення і збільшення теплопередавальної поверхні обігрівальних труб. Виконано розрахунки параметрів мікроклімату;

[123, 132] – підготовка технічного опису корисної моделі;

[126] – запропоновано автоматизацію роботи водяного калорифера для підтримки заданої температури нагрітого в калорифері зовнішнього повітря, що подається системою вентиляції; розроблено математичну модель взаємодії систем опалення та вентиляції пасажирських вагонів; підібрана

видаткова характеристика регульованого клапана; виконано теоретичні дослідження роботи калорифера.

[133] – проведено аналіз технічної можливості підвищення ефективності функціонування систем опалення пасажирських вагонів та запропоновано відповідні технічні та технологічні рішення.

Апробація результатів дисертації. Основні ідеї, положення та результати дисертаційної роботи представлені та обговорені на 75-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпропетровськ 2015 р.), 76-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпропетровськ 2016 р.), 77-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпро 2017 р.), Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні методики, інновації та досвід практичного застосування у сфері технічних наук» (м. Люблін, Республіка Польща, 2017 р.), 78-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпро 2018 р.), Міжнародній науково-практичній конференції «Ключові питання освіти та науки: перспективи розвитку для України та Польщі» (м. Стальова Воля, Республіка Польща, 2018 р.).

Матеріали дисертаційної роботи в повному обсязі доповідалися на засіданні міжкафедрального наукового семінару Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна 25 жовтня 2018 року.

Публікації. За результатами проведених досліджень за темою дисертації опубліковано 17 наукових робіт, з яких: 6 статей, в тому числі 5 статей – у виданнях, що входять до міжнародних наукометричних баз даних, у тому числі 1 стаття – за кордоном та 4 статті – у спеціалізованих наукових виданнях, що входять до переліку фахових видань, 2 патенти України на корисні моделі, 9 тез доповідей Міжнародних наукових конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів із висновками та загальних висновків. Повний обсяг дисертації складає 151 сторінку, з яких основний текст дисертації складає 131 сторінку, у роботі міститься 19 таблиць, з них – 1 таблиця на 1-й окремій сторінці, 32 рисунки, список літератури з 144 джерел викладено на 16 сторінках, додатки – на 4 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ СИСТЕМ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ, ЩО ЗНАХОДЯТЬСЯ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

1.1 Сучасний стан пасажирського вагонного парку

Залізничний транспорт відіграє одну з провідних ролей у забезпеченні потреб економіки та населення України в перевезеннях. На залізниці України припадає 36,4 % пасажирських перевезень (за даними Держстату) – на відміну від країн Європейського Союзу, де частка залізничних перевезень становить біля 8 % [1]. Основний продукт залізничного транспорту – це перевезення, а пасажирський вагон як частина пасажирського комплексу з надання послуг перевезення повинен забезпечувати комфортабельність пасажирів. Поняття комфортабельності включає в себе не тільки динамічні якості вагона (плавність ходу), а й параметри мікроклімату, планування, дизайн внутрішнього обладнання. Так, під час вибору виду транспорту потенційні пасажирів визначальним фактором називають комфорт (до 40 % пасажирів) [2]. Комфорту на залізничному транспорті присвячені наукові дослідження в публікаціях [3–5].

Інвентарний парк Укрзалізниці станом на 01.07.2018 рік налічує 4,4 тис. пасажирських вагонів. До кінця 2018 року 3 607 пасажирських вагонів (з 4 416 одиниць інвентарного парку) відпрацювали встановлений ресурс (28 років) і мають бути виключені з експлуатації як такі, що не можуть забезпечити безпеку руху. До кінця 2020 року вичерпається ресурс (28 років) ще в 328 вагонів [1]. Парк пасажирських вагонів потрібно оновлювати [6], будування нових вагонів або їх закупівля в потрібній кількості непосильні для українського бюджету. За останні 27 років залізницями України придбано лише 607 пасажирських вагонів.

В умовах, коли бракує коштів через дефіцит інвестицій на придбання нового рухомого складу, коли значна кількість пасажирських вагонів фізично

і морально застаріла, а за прогнозами [1] обсяг перевезень ще буде збільшуватися, тоді, у подальшому, ситуація може придбати критичний характер через недостатність пасажирських вагонів. Цій проблемі присвячено низку наукових досліджень [7–12].

Зростання конкуренції на транспортному ринку [13–15], підвищення вимог до рівня комфорту вагонів, змушує підприємства залізниць шукати нові шляхи зниження витрат на оновлення рухомого складу. За таких умов, щоб знизити витрати на відновлення вагонного парку, доцільно виконувати модернізацію рухомого складу – при виконанні капітально-відновлювальних ремонтів з продовженням терміну служби старих вагонів, що одночасно дає змогу підвищити їх комфортність [16]. Доцільності проведення капітально-відновлюваних ремонтів присвячені наукові дослідження науковців інших країн з розвинутою економікою [17–24]. Вони свідчать, що витрати на капітальний ремонт з модернізацією одного старого вагона нижчі – більш як в два рази – ніж придбання одного нового вагона.

Для виконання планових видів ремонту Укрзалізниця має 19 вагонних депо, які виконують ремонти: деповський, капітальний (КР–1 та КР–2) та капітально-відновлювальний ремонт. До того ж, потужність ремонтної бази Укрзалізниці по всіх видах ремонту не тільки задовольняє потреби, але й перевищує її за окремими видами ремонту в два або півтора рази [25].

Важливо, щоб модернізовані пасажирські вагони відповідали сучасним вимогам безпеки і забезпечували пасажирів під час поїздки комфортні умови. Для забезпечення в модернізованих пасажирських вагонах комфортних умов передбачається модернізація систем життєзабезпечення або їх заміна новими.

До систем життєзабезпечення пасажирського вагона належать системи:

- 1) енергозабезпечення;
- 2) опалення;
- 3) вентиляції і кондиціонування повітря;
- 4) водопостачання;

Проаналізуємо сучасний стан систем життєзабезпечення, які безпосередньо впливають на умови комфорту.

Модернізацію системи кондиціонування повітря можна вважати вирішеною. Підприємствами України освоєно технологію заміни систем кондиціонування старих конструкцій і встановлення кліматичних систем на вагони, які ще не були оснащені такими системами. Для модернізації, заміни і встановлення систем кондиціонування розроблені проекти [26–30].

Основні технічні вимоги до систем вентиляції практично не зазнали змін за останні 20–30 років, так само як і їх конструктивне виконання. Нововведення стосуються модернізації окремих вузлів, розробки та виробництва вітчизняних аналогів замість іноземного обладнання експлуатаційного парку [31]. Пропонуються нові підходи й рішення, що засновані на адаптивних системах вентиляції; перспективним є перехід на адаптивні системи зі змінною витратою повітря [32–34].

У багатьох країнах Європейського союзу на сучасних вагонах залізничного транспорту застосовуються повітряні системи опалення [35]. Дослідження [36, 37] сучасної системи легкорейкового транспорту Luas, діючого в Дубліні (Ірландія), і пасажирських вагонів Швейцарії, компанії Swiss Rhaetian Railway (RhB), спрямовані на підвищення енергоефективності систем життєзабезпечення: в них встановлені повітряні системи опалення з живленням їх від контактної мережі, що дозволяє значно простіше здійснити автоматизацію режиму роботи і забезпечити необхідну температуру – як у вагоні, так й індивідуально – в купе.

У 1999 р. МВРЗ ім. Войтовича за розробкою ВАТ ПКТБ «Магістраль» побудував дослідний швидкісний міжобласний вагон моделі 9510, обладнаний повітряною системою забезпечення клімату [38]. Явний недолік системи повітряного опалення вагона моделі 9510, який був підтверджений попередніми випробуваннями, полягав у ступінчастому регулюванні теплопродуктивності, що призводило до значних коливань температур повітря, яке надходило в приміщення. Після модернізації системи опалення

з'явилася можливість плавного регулювання теплопродуктивності. Випробування вагона показали високі динамічні якості повітряної системи опалення та рівномірність розподілу температур повітря по вагону з нижньою його роздачею.

Відомо, що повітряні системи опалення більш прості в експлуатації, малоінерційні, мають меншу вагу [39]. Але при всіх перевагах відзначаються й недоліки. Санітарні норми [40], які висуваються до пасажирського рухомого складу, забороняють застосовувати рециркуляцію повітря при опаленні пасажирського вагона. Без застосування рециркуляції енергоефективність таких систем буде низькою. З цього слідує необхідність централізованого електропостачання. Слід зазначити, що в опалювальний період при температурах зовнішнього повітря нижче 0 °C у пасажирських вагонах спостерігається відносна вологість повітря нижче 20 % [41]. Очевидна доцільність зволоження повітря у вагоні протягом більшої частини опалювального періоду, а при низьких температурах зовнішнього повітря вона є й необхідною, що й робить систему в цілому ще більш складною.

В умовах реформування пасажирського господарства, враховуючи істотний знос рухомого складу і недоліки інфраструктури, використання повітряних систем опалення не раціонально. Слід враховувати, що приведені вище системи опалення пасажирських вагонів на неелектрифікованих ділянках шляху вимагають наявності альтернативного (запасного) джерела живлення. Аналіз стійкості проти спрацювання (зносу), проведений у [42], показує високу ненадійність електроустаткування пасажирських вагонів, наявність несправностей і браку. Також відзначена висока складність обладнання з мікропроцесорної технікою, ремонтів якої достатньо важко усунути навіть у виробників.

Водяні системи опалення за останні 20–25 років конструктивно не зазнали змін. Зміни в удосконаленні систем опалення стосуються застосування нових вузлів, елементів, приладів автоматичного керування тепловими процесами [31]. Існуючі системи опалення не забезпечують

сучасні вимоги комфорту [43]. Тобто при проведенні планових (відновлювальних) ремонтів необхідно робити й модернізацію систем опалення вагонів. У протилежному випадку їх системи забезпечення життєдіяльності не відповідатимуть сучасним вимогам [44, 45]. Наприклад, даний аналіз показує, що відмова від водяної системи опалення з комбінованим котлом для пасажирських вагонів на теперішній час не можлива і, враховуючи масовість таких систем, усі наші подальші дослідження будуть спрямовані на вдосконалення водяних систем опалення і вентиляції.

1.2 Аналіз експлуатації систем опалення і вентиляції при пасажирських перевезеннях

Основний експлуатаційний парк вагонів складають м'які «СВ», купейні «К», плацкартні «П» та загальні (відкриті) вагони. Такі вагони обладнані системами водяного опалення з комбінованим електро-вугільним котлом і припливною вентиляцією. Парк м'яких «СВ» і купейних «К» вагонів в основному складається з вагонів побудови НДР, які обладнані кліматичними установками МАВ-II. Така установка складається з систем вентиляції, кондиціонування, низьковольтного опалення. Слід зазначити, що останні роки такі системи кондиціонування встановлюються на всі типи вагонів, а системи опалення вагонів конструктивно відрізняються тільки розташуванням розвідних труб: у м'яких «СВ» і купейних «К» вагонах ці труби проходять під стелею проходу, а в плацкартних і загальних (відкритих) вагонах по обидві сторони біля бокових стінок, вище за багажні полиці, що не впливає принципово на роботу системи опалення.

Системи вентиляції вагона з кондиціонуванням відрізняються наявністю рециркуляційного каналу повітря у вагоні, який використовується тільки під час роботи систем кондиціонування. Така система вентиляції розрахована на роботу у двох режимах: зимовому і літньому; зимовий режим роботи починається з початком опалювального сезону, під час якого система

вентиляції повинна забезпечувати подачу необхідної кількості повітря, підігрітого до температури не нижче $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$; у всіх інших випадках використовується літній режим роботи. У літній період для підтримки заданих параметрів температури у вагоні використовується система кондиціонування повітря. У разі її відсутності або несправності системи кондиціонування при високих зовнішніх температурах (понад $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$), застосування примусової вентиляції малоефективне [46–48], і тому рекомендується додатково відкривати вікна.

Незадовільне використання вентиляційних систем пасажирських вагонів, які експлуатуються в теперішній час, в опалювальний період характеризується відсутністю її належної взаємодії з системою опалення [49], а на практиці призводить до коливань температури повітря, що подається в приміщення вагона.

На теперішній час найбільш поширеним типом водяної системи опалення пасажирських вагонів є система з верхнім розведенням труб, яка розрахована на природну циркуляцію води. При цьому обмежується температура поверхні опалювальних приладів (відповідно до санітарно-гігієнічних вимог [40]). Основними регульованими величинами систем водяного опалення є температури повітря в приміщеннях, температури нагрітого в калорифері зовнішнього повітря і теплоносія в системі. Слід зазначити, що головна перевага водяної системи опалення – її висока надійність і простота експлуатації. Разом з тим у вагонах з водяними системами опалення спостерігається низка проблем: нерівномірність теплового режиму у вагоні, проблема автоматичного управління системами водяного опалення із забезпечення комфортних умов у вагоні, яка пов'язана з дискретним підведенням тепла великої потужності, його ступінчастим регулюванням до теплоносія в комбінованому електро-вугільному опалювальному котлі [31]. У процесі експлуатації підтримувати необхідну температуру теплоносія в опалювальному котлі пасажирського вагона практично неможливо, це обумовлено відключенням нагрівальних

високовольтних ТЕНів системи опалення. Причини відключення різні, наприклад, під час руху на стоянках з подальшим нагріванням виникають перехідні режими опалення, які викликають коливання температури в пасажирських вагонах. Цей процес ускладнюється ще й тим, що на стоянці і під час руху пасажирського вагона необхідна теплова потужність системи опалення різна: чим вище швидкість руху вагона, тим більше зростає необхідна теплова потужність системи опалення [50]. Велика теплова інерція системи опалення (700...900 л води) та масивні металоконструкції вагою 1 500...1 800 кг не дозволяють за короткі проміжки часу змінювати температуру води в системі опалення відповідно до тепловтрат, що, в свою чергу, посилює коливання температури повітря у вагоні.

Опитування пасажирів [51], які користувалися послугами залізничного транспорту, та обслуговуючого персоналу поїздів далекого сполучення (1 000 пасажирів і 576 чоловік обслуговуючого персоналу) відповідно дозволило встановити, що на рівні сприйняття споживачів послуг залізничного транспорту найістотніше сприймаються такі моменти в забезпеченні комфортних умов поїздки:

- нерівномірність температурного поля повітря за довжиною і висотою вагона;

- знижена температура в зимовий час у службовому відділенні та купе відпочинку провідника в порівнянні з іншими купе;

- погіршення тепловіддачі від елементів оребрення труб опалення внаслідок їх запилювання;

- трудомісткість, а в деяких важкодоступних місцях і неможливість очищення ребер труб опалення;

- незадовільна робота системи вентиляції;

- незадовільна робота системи низьковольтного електропідігріву повітря в перехідний і зимовий періоди.

1.3 Сучасні тенденції вдосконалення систем опалення і вентиляції пасажирських вагонів

Протягом багатьох років проводилися дослідження, спрямовані на вдосконалення систем опалення і вентиляції у вагонах.

Наприклад, у роботі [52] пропонуються нові підходи до проектування й проведення модернізації систем керування вентиляцією спеціальними датчиками в повітропроводах у пасажирських приміщеннях рухомого складу. Система вентиляції [53] передбачає можливість індивідуального регулювання температури повітря в кожному купе пасажирського вагона. Але такі запропоновані системи – складні в технічній реалізації через індивідуальне регулювання кількості й (або) температури повітря в окремому купе, яке впливає на якість і температуру повітря в інших купе [54–56].

Для вирішення завдання плавного регулювання і підтримки заданої температури повітря у вагоні в роботі [31] пропонується, на нашу думку, цікавий варіант. З 2004 року всі типи вагонів оснащуються установками кондиціонування повітря. Запропоновано систему водяного опалення з плавним регулюванням теплової потужності котла в діапазоні навантажень від «0» до 48,0 кВт. Для цього котел обладнується трьома групами електричних ТЕНів: I група – 24,0 кВт, 3 кВ; II група – 12,0 кВт, 3 кВ; III група – 12,0 кВт, 380 В. У такому випадку третя група котла підключається до каналу перетворювача кондиціонера через відповідні комутуючі прилади. У перетворювачі передбачене плавне регулювання вихідної потужності від «0» до $P_{\max}$ ($12 \div 17$ кВт). Тому III група котла матиме плавне регулювання потужності від «0» до $P_{\max} = 12$ кВт. У результаті весь діапазон теплової потужності котла перекривається плавним регулюванням. До недоліку запропонованої системи слід віднести те, що система якісно може працювати у разі обігрівання котла тільки електроенергією.

Звертаємо увагу на роботу [31], де розглянуто систему водяного опалення з плавним регулюванням теплової потужності обігрівальних труб з комбінованим підігрівом теплоносія в котлі. Система призначена для

плавного регулювання і стабілізації температури теплоносія на вході в опалювальні прилади з перехідними і сталими режимами відповідно, для стабілізації температур повітря всередині вагона (при циклічному включенні високовольтних груп обігріву котла, а також при роботі котла на твердому пальному).

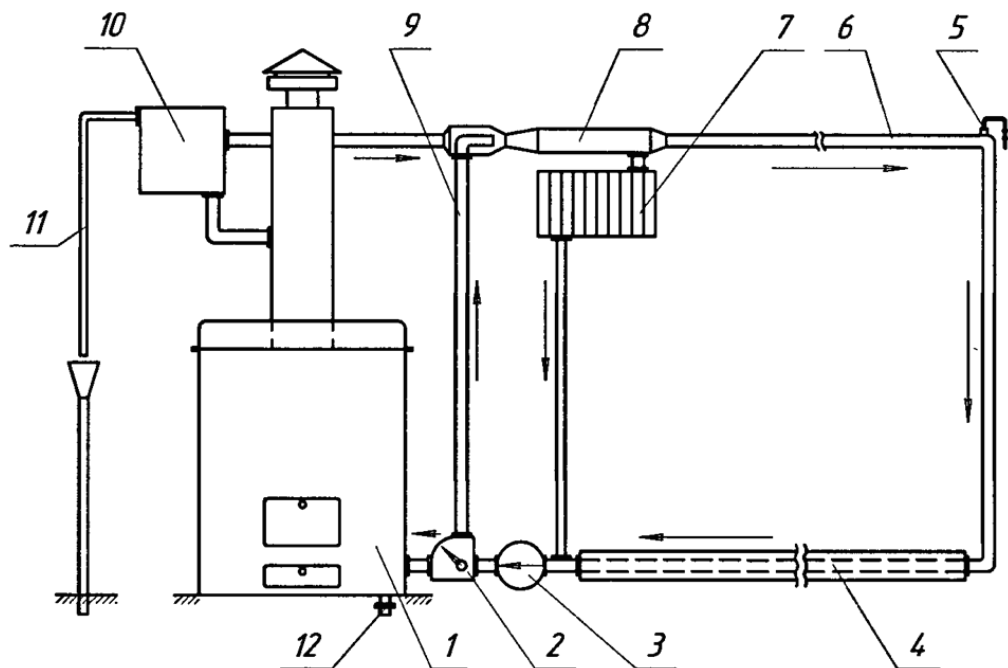


Рисунок 1.1 – Схема водяного опалення з поділом потоків:

1 – котел; 2 – роздільник; 3 – циркуляційний насос; 4 – обігрівальні труби; 5 – кран для випуску повітря; 6 – розвідна труба; 7 – калорифер; 8 – змішувач; 9 – обвідна труба; 10 – розширник; 11 – труба переливу; 12 – зливальна пробка

Принцип роботи системи, схема якої приведена на рис. 1.1, полягає в поділі потоку теплоносія на вході в котел на дві регульовані частини роздільником 2 з електроприводом. Одна частина потоку повертається в котел 1, а друга – по обвідній трубі 9, минаючи котел, прямує в змішувач 8. Рух теплоносія по системі здійснюється циркуляційним насосом 3. Залежно від необхідної теплової потужності системи в опалювальні прилади через змішувач 8 подається теплоносій з необхідною температурою. При цьому немає необхідності в суворому підтриманні будь-якого значення температури теплоносія на виході з котла. Ця система може працювати тільки при

включеному циркуляційному насосі, а застосування електричного приводу змішувача знижує її надійність.

Дослідження необхідної теплопродуктивності систем опалення пасажирських вагонів [57] свідчать, що гладкі обігрівальні труби водяної системи опалення вагонів не забезпечують необхідної теплопродуктивності при низьких температурах повітря. Теплотехнічні розрахунки [50] і практика експлуатації систем опалення пасажирських вагонів вказують на можливість істотного підвищення теплової потужності шляхом оребрення обігрівальних труб у поєднанні з підвищенням швидкості циркуляції теплоносія. Оребрення обігрівальних труб має бути розраховане на ефективне підвищення тепловіддачі за умови рівномірного розподілу теплового потоку по довжині вагона. Забезпечення рівномірності прогрівання приміщень по довжині вагона враховується в теплотехнічному розрахунку оребрення обігрівальних труб [58], що підтверджене патентом [59]. Там показано, що для отримання однакової температури повітря вздовж вагона повинні забезпечуватися однакові теплонадходження від кожного елемента труби, що можливе при змінному коефіцієнті оребрення труби вздовж вагона. Аналіз ефективності цього способу розглянуто в роботах [51, 60, 61]. Для існуючих параметрів системи опалення найбільш ефективними будуть ребра увігнутого параболічного профілю. До недоліків цього способу слід віднести складність виготовлення труб, важливим моментом якого є забезпечення повного контакту оребрення з трубою. Взагалі, виготовити трубу з безперервно змінним коефіцієнтом оребрення досить важко.

Розглянуто також опалювально-вентиляційну систему [62] з підвіконним розташуванням обігрівальних труб і вентиляційних каналів, в якій забезпечується вимушена конвекція. В такій опалювально-вентиляційній системі застосований один теплообмінний апарат – труби опалення, а калорифер відсутній. Зовнішнє повітря змішується з рециркуляційним і по каналу подається до труб опалення, повітря нагрівається безпосередньо в підвіконному каналі, обдуваючи труби опалення, воно подається в

приміщення вагона через підвіконні випуски. У даній схемі реалізована нижня розводка труб опалення з підвищеною тепловіддачею труб опалення – це передбачає, що система буде повністю працездатна тільки з примусовою циркуляцією теплоносія і при включеному вентиляторі. Під час зупинок у пунктах без електропостачання при вимкненому вентиляторі й циркуляційному насосі система зберігає свою працездатність для підтримки у вагоні позитивних температур. У такій схемі відсутній калорифер, що знижує металоємність конструкції, але передбачається установка додаткового каналу подачі повітря, так само в конструкції каналу потрібно передбачати люки для чищення каналу подачі повітря й обігрівальних труб. Варто зазначити, що подача повітря під вікном і забирання її для рециркуляції у верхньому каналі буде створювати підвищене запилення повітря всередині вагона.

У роботі І. Ю Хоменко [63] розглядається питання використання системи опалення вагона як акумулятора холоду і тепла; відбір акумуляованого холоду або тепла передбачається тільки через водяний калорифер, без додаткового переобладнання системи опалення. У вагонах, які обладнані системами кондиціонування повітря, циклічна робота кондиціонера дозволяє зменшити відхилення температури повітря всередині вагона від заданої величини. Використання системи опалення як акумулятора холоду можливе, але автором не враховується, що під час експлуатації буде утворюватися конденсат на всіх елементах конструкції системи опалення. Запітніння металевих конструкцій системи опалення свідчить не просто про утворення крапельок води – це перш за все – утворення агресивного середовища, яке негативно впливає на металеві конструкції: вони будуть сильно піддаватися корозії і, відповідно, виходити з ладу. Використовувати таку систему опалення як акумулятор тепла без додаткового переобладнання неможливо, так як така система опалення буде працювати в звичайному режимі опалення.

З метою вдосконалення системи водяного опалення ВНІІ вагонобудування і Калінінський (Тверський) вагонобудівний завод розробили систему опалення зі збільшеним напором і прискореною циркуляцією

теплоносія в трубах опалення [64]. У даній системі видалена теплоізоляція з верхніх розвідних труб, а для збільшення тепловіддачі двох паралельних обігрівальних труб підвели воду до них по окремих стояках. Крім того, на стояки опалення для додаткової тепловіддачі надягнені конвекційні кожухи. Випробування цієї системи опалення на вагоні ЦМВО-66, проведені в 1974 р., дали позитивні результати: циркуляція води в трубах опалення збільшилася порівняно з тою, що була в типових системах опалення цих вагонів, у 3,5 рази. Система була випробувана в 1974 р., але при будівництві й модернізації у вагонах так і не застосовується.

Виходячи з вище викладеного, випливає, що поряд з порівняно великими обсягами досліджень щодо вдосконалення конструкції систем опалення і вентиляційних установок пасажирських вагонів не в повній мірі розкриті резерви поліпшення функціонування систем опалення і вентиляції, які вимагають більш ефективних рішень.

1.4 Методи регулювання приладів опалення

Як відомо, теплонеобхідність приміщень вагона, що задана в розрахункових умовах, визначає площу опалювальних приладів. Площа є постійною характеристикою кожного встановленого приладу. Водночас відомо, що розрахункових умов під час опалення вагонів дотримуються далеко не завжди. Протягом опалювального сезону змінюється температура зовнішнього повітря, на огорожувальні конструкції вагона впливають вітер, швидкість руху вагона, внаслідок чого змінюється вплив інфільтрації повітря, сонячної радіації; крім того, тепловиділення в приміщеннях так само не рівномірні. Тому для підтримки теплового режиму приміщень вагона на заданому рівні необхідно в процесі експлуатації регулювати тепловіддачу опалювальних приладів [65].

У системах децентралізованого теплопостачання, таких як система опалення вагона, регулювання теплоспоживання може здійснюватися наступними способами [66]:

- централізованим – проводиться в джерелах теплової енергії (в котлах);
- індивідуальним регулюванням – здійснюється безпосередньо на опалювальних приладах.

Централізоване регулювання застосовується, як правило, тільки при однорідному тепловому навантаженні теплоспоживачів. Індивідуальне регулювання теплового потоку опалювальних приладів може бути якісним і кількісним.

Якісне регулювання досягається зміною температури теплоносія, що подається в опалювальний прилад, під час чого забезпечується його необхідна потужність. *Кількісне* регулювання здійснюється шляхом зміни кількості теплоносія, що проходить через прилад в одиницю часу. При кількісному регулюванні може застосовуватися пропорційне регулювання або регулювання пропусками (теплоносій подається періодично) [67].

Конструкція системи опалення пасажирського вагона розрахована на природну циркуляцію теплоносія, тому застосовується центральне регулювання. Слід зазначити, що обігрівальні труби виконують дві функції, а саме: служать як опалювальний прилад і трубопровід, яким доставляється теплоносій до інших ділянок обігрівальних труб. Така конструкція не дозволяє застосовувати індивідуальне регулювання.

1.5 Методи розрахунку параметрів систем опалення та вентиляції пасажирських вагонів

Температурний режим вагонів визначається спільним впливом змінних у часі керуючих і збурюючих впливів. Останні діляться на зовнішні і внутрішні [68]. До зовнішніх впливів належать: температура зовнішнього повітря, сонячна радіація, вітер, сніг, дощ та ін. [69]. До внутрішніх теплових впливів належать різні виділення теплоти у вагонах, наприклад, від працюючих електроприладів, обладнання, через теплову інерцію системи опалення тощо. Сюди ж належать і тепловиділення безпосередньо від пасажирів. Слід

зазначити, що внутрішні впливи досить великі і можуть наближатися до величини теплових втрат вагонів у перехідні періоди опалювального сезону.

Підрахувати тепловий баланс вагона для заданих стаціонарний умов не являє собою складності [64, 70, 71]. Але під час руху вагона змінюються зовнішні умови, що впливають на кузов вагона. Так само і внутрішні впливи змінюються, особливо це стосується температури теплоносія в системі опалення, інертності системи опалення; тому недостатньо розглядати тільки тепловий баланс постійної системи. Пропонується розглянути нестаціонарний тепловий режим пасажирського вагона.

Нестаціонарними називаються процеси теплопровідності, що характеризуються зміною температури конструкції не тільки в просторі (від точки до точки), але і в часі. Нестаціонарні теплові процеси супроводжуються не тільки зміною температурного поля за часом, але майже завжди пов'язані зі зміною ентальпії тіла, тобто з його нагріванням і охолодженням [72]. Практичні завдання нестаціонарного теплообміну можна розділити на дві основні групи. До першої належать процеси, що відбуваються під час переходу тепла з деякого початкового теплового стану в інший – стаціонарний, зазвичай рівноважний тепловий стан. До другої групи можна віднести процеси, що відбуваються в тілах, які зазнають тепловий вплив ззовні, що змінюються в часі за деяким законом.

У сучасних розрахунках на основі диференціальних рівнянь тепло- масо переносу теплоти і маси широко використовується математичне моделювання для аналізу формування параметрів мікроклімату в умовах нестаціонарного характеру зовнішніх і внутрішніх визначальних чинників [73, 74].

Метод скінченних елементів є одним з найбільш поширених і точних методів розрахунків, який дозволяє отримувати досить точні результати в складних задачах механіки, термодинаміки та інших галузей наук.

Наприклад, під час теоретичних досліджень процесів теплообміну в пасажирських вагонах провідний інженер компанії ТОВ «Інтер Кар Груп» К. В. Назаренко [75] у розрахунках теплоізоляційних властивостей віконного

блока за допомогою метода скінчених елементів виявив зони конструкції, в яких спостерігаються найбільші втрати тепла. Зазначимо, що за цим методом можливо моделювати теплопередачі не тільки для віконного блока, але і для всього вагона.

Дослідженням нестационарного теплового режиму пасажирського вагона зі складанням математичної моделі займалися Б. Н. Китаєв та В. А. Жариков; їх математичні моделі базуються на критеріальних рівняннях теплопровідності. Елементи конструкції розглядаються як пластина з коефіцієнтом тепловіддачі, який дорівнює наведеному коефіцієнту теплопередачі кузова. Внутрішнє обладнання розглядається як пластина товщиною, що дорівнює середньому значенню товщині її складових і яка еквівалентна їм за теплоємністю. При цьому враховується різниця температур повітря і стінок купе [49, 76].

Питання про передачу періодичних температурних коливань через плоскі багат шарові стінки, до яких належать огорожувальні конструкції кузовів вагонів, вирішена А. М. Шкловером [77, 78]: стосовно передачі гармонійних температурних коливань було отримане строго аналітичне рішення. Однак, необхідність громіздких обчислень, пов'язаних з розкладанням температурної функції в гармонійний ряд, ускладнює використання зазначеного методу.

Разом з тим, рішення таких задач як розрахунки передачі температурних коливань через огорожувальні конструкції вагонів не вимагає великої точності. На основі методу А. М. Шкловера пропонується рішення поставленого питання без розкладання температурної функції в гармонійний ряд [79]. Перехід гармонійних температурних коливань від повітря з одного боку огорожувальної конструкції на протилежну сторону пов'язаний зі змінами, які характеризуються загасанням амплітуди температурних коливань і запізненням їх фази.

У сучасних дослідженнях математичне моделювання на основі диференціальних рівнянь переносу теплоти і маси широко використовується

для аналізу формування параметрів мікроклімату в умовах нестаціонарного характеру зовнішніх і внутрішніх визначених чинників [80].

Інженерна методика оцінки впливу нестаціонарних факторів на тепловий режим приміщення розроблена В. Н. Богословським [81]. Дана методика дозволяє враховувати сукупний вплив гармонійних і переривчастих надходжень – як від конвективної, так і від променевої теплоти. На основі методики складено математичну модель, в якій враховувалися конструктивні особливості огорож і заповнень світлових прорізів, а також і зміна зовнішніх чинників. На основі розробленої моделі проведено дослідження [82] впливу періодичної зміни температури зовнішнього повітря на температуру зони обслуговування приміщення з різною тепловою інертністю зовнішніх огорожень і внутрішнього обладнання. Дана модель надає уявлення про час запізнювання проникнення зовнішньої температурної хвилі в приміщення і амплітуду коливань температури внутрішнього повітря (залежно від теплової інертності зовнішніх і внутрішніх огорожувальних конструкцій).

У дослідженні А. Л. Ємельянова, С. Е. Буравой та Е. С. Платунова [83] була побудована узагальнена математична макромодель нестаціонарного теплового режиму пасажирського вагона, яка дозволяє оцінювати роль нестаціонарних перехідних температурних станів вагона та, за необхідністю, підбирати оптимальні енергетичні характеристики кондиціонера, враховуючи прояв теплової інерції вагона на початкових етапах рейсу. У цих дослідженнях основна увага була приділена аналізу теплового стану вагонів із системами кондиціонування повітря в нестаціонарних умовах, а саме: перед посадкою і в перші години рейсу. При цьому вважалося, що початковий стан вагона перед рейсом у спекотні літні дні відрізняється умовами далекими від комфортних.

Ними був зроблений ряд припущень, які дозволили використовувати при аналізі параметри, що усереднені за обсягом або поверхнею. Це дозволило розглядати пасажирський вагон як систему із зосередженими параметрами і, таким чином, побудувати макромодель досліджуваних процесів. Така модель

дає загальні уявлення про нестационарні теплові процеси в пасажирському вагоні.

Отже, усі математичні моделі оцінки впливу нестационарних факторів у вагоні засновані на уявленні про одномірність температурного поля всередині вагона. Вважається, що процес нагрівання системи з рідким теплоносієм при ввімкненому циркуляційному насосі відбувається порівняно швидко по відношенню до нагрівання внутрішнього обладнання та огорожувальних конструкцій кузова вагона, таким чином виконується розрахунок температури повітря і тривалості періоду попереднього нагрівання (без урахування часу, необхідного для доведення теплоносія до необхідної температури – вважають, що вона досягається без уповільнення, тобто з початку процесу). Не враховується просторовий розподіл параметрів мікроклімату в приміщенні вагона, а також допускається цілий ряд припущень та спрощень. Відзначимо, що ці моделі не забезпечують визначення інших параметрів, окрім часу нагрівання вагона та необхідної теплопродуктивності системи опалення; крім того, за їх допомогою важко правильно оцінити вплив додаткових чинників на підтримання температурного режиму у вагоні. Тому для оцінки ефективності різних конструктивних рішень систем опалення і вентиляції виникає потреба в створенні математичної моделі нестационарного теплообміну у вагоні з урахуванням сучасного стану досліджень. На сучасному етапі розвитку комп'ютерної техніки з'являється можливість проведення більш точних розрахунків. У зв'язку з цим пропонується розробити математичну модель нестационарного теплообміну з двома основними змінними параметрами: часом і температурою.

1.6 Висновки до розділу 1 та постановка задач досліджень

Аналіз сучасного стану систем життєзабезпечення пасажирських вагонів що знаходяться в експлуатації, показав наступне:

1. Переважна більшість вагонів пасажирського парка Укрзалізниці обладнана водяними системами опалення, які не забезпечують у повній мірі сучасні вимоги комфорту, що пред'являються до нових вагонів.

2. В умовах реформування пасажирського господарства при істотному зносі рухомого складу і невдосконаленій інфраструктурі використання повітряних систем опалення не раціональне. Зокрема, відмова від водяної системи опалення з комбінованим котлом для пасажирських вагонів на теперішній час не можлива.

3. Під час експлуатації вагонів виникають перехідні теплові режими всередині вагона. Це обумовлене відключенням нагрівальних високовольтних ТЕНів системи опалення, які посилюються великою тепловою інертністю системи опалення.

4. У водяних системах опалення пасажирських вагонів конструктивно не передбачене індивідуальне регулювання, а застосовується тільки центральне.

5. Для збільшення напору і прискорення циркуляції в трубах опалення пропонується підвести воду до них по окремих стояках, що надасть можливість відмовитися від використання циркуляційного насоса.

6. Гладкі обігрівальні труби водяної системи опалення вагонів не забезпечують необхідної теплопродуктивності при низьких температурах повітря. Підвищення теплопродуктивності досягається шляхом оребрення обігрівальних труб.

7. Забезпечення рівномірності прогрівання приміщень по довжині вагона можливе при змінному коефіцієнті оребрення труби вздовж вагона, але виготовлення такої труби з безперервно змінним коефіцієнтом досить важке та складне. Тому цей метод на теперішній час не застосовується.

8. Відсутність взаємодії системи вентиляції з роботою системи опалення призводить до коливань температури повітря, що подається в пасажирський вагон.

9. Під час аналізу існуючих методів і математичних моделей, застосовуваних для описання процесів тепло- і масообміну при опаленні пасажирського вагона, описуються диференціальними рівняннями, в яких теплові потоки і параметри теплового контуру постійні і не залежать від часу. Але будь-який теплообмін носить динамічний характер і для його – опису одного стаціонарного режиму недостатньо.

Таким чином, для ефективного вдосконалення систем опалення і вентиляції при опаленні водяним котлом для забезпечення комфортних умов, економії та раціонального використання енергоресурсів у дослідженнях необхідно зробити упор на розробку індивідуального регулювання приладів опалення, заснованих на експериментальних дослідженнях та імітаційному моделюванні динамічних процесів, що виникають при опаленні пасажирських вагонів.

Мета дисертаційної роботи – вдосконалення функціонування систем забезпечення параметрів мікроклімату в пасажирських вагонах з підвищенням енергоефективності цих систем.

Для поставленої мети слід вирішити такі основні завдання:

1. Розробити математичну модель нестационарного теплового режиму пасажирського вагона для оцінки ролі нестационарних перехідних температурних станів у пасажирському вагоні з водяною системою опалення та підбору оптимальних технічних характеристик приладів опалення і побудови алгоритму керування їх роботою відповідно до необхідних умов експлуатації, зокрема з урахуванням властивостей теплової інерції вагона при перехідних режимах роботи системи опалення.

2. Розробити імітаційні моделі пасажирських вагонів, змодельованих на основі складеної математичної моделі, для проведення комплексних аналізів нестационарних теплових процесів при опаленні пасажирського вагона на будь-яких етапах рейсів.

3. Розробити науково обґрунтовані конструктивні рішення, спрямовані на вдосконалення функціонування і взаємодії систем опалення і вентиляції.

4. Провести теоретичні й експериментальні дослідження, спрямувати їх на визначення ефективних конструктивних рішень з метою підвищення комфортних умов в приміщеннях пасажирського вагона (з урахуванням їх енергоефективності).

5. Провести техніко-економічне обґрунтування ефективності застосування запропонованих заходів.

РОЗДІЛ 2

ТЕПЛООБМІННІ ПРОЦЕСИ В ТРАНСПОРТНИХ ОБ'ЄКТАХ ІЗ СИСТЕМАМИ ОПАЛЕННЯ

Як відомо, на параметри мікроклімату пасажирського вагона впливає багато факторів зовнішнього та внутрішнього характеру. Забезпечення комфортних умов, безумовно, також залежить і від пори року, тому що воно пов'язане з охолодженням або підігріванням повітря в приміщення пасажирського вагона. У даному розділі розглянуто саме процеси теплообміну під час опалення.

2.1 Тепловий режим пасажирського вагона в опалювальний період

В опалювальний період необхідно підтримувати в приміщеннях пасажирського вагона комфортний рівень температури (20 ± 2) °C [40]. Особливості теплового стану пасажирського вагона в цей період доцільно розглянути окремо на двох основних етапах:

- при постійних температурах повітря зовні і всередині вагона, коли всередині вагона підтримується сталий тепловий режим;
- при періодичних коливаннях температур повітря зовні і всередині вагона, коли інтенсивність тепловитрат коливається в короткий проміжок часу, а система опалення не може компенсувати ці коливання.

Особливості нестационарного теплового режиму пасажирського вагона з системами кондиціонування повітря представлені досить добре в роботах [83–88] та ін., тому режим охолодження вагона тут розглядатися не буде.

Вимоги до системи опалення пасажирського вагона у сталому режимі експлуатації відносно підтримки заданого теплового і температурного стану вагона докладно розглянуті в монографіях і статтях [64, 70, 71, 76] та ін. Відомо, що система опалення повинна генерувати сумарний тепловий потік Q_T , який в основному витрачається на підігрів зовнішнього

повітря і компенсацію тепловтрат через огороджувальні конструкції вагона (стіни, підлогу, стелю, вікна) [84]. З урахуванням сумарних тепловиділень від пасажирів рівняння теплового балансу вагона в стаціонарних умовах набуває вигляду:

$$Q_T = Q_{\text{пов}} + Q_{\text{огр}} - Q_{\text{пас}} , \quad (2.1)$$

де $Q_{\text{пов}}$ – тепло, що витрачається на нагрівання зовнішнього повітря;

$Q_{\text{огр}}$ – тепло, що втрачається через огороджувальні конструкції вагона й інфільтрацію зовнішнього повітря через щілини в дверях і кузові;

$Q_{\text{пас}}$ – тепло, що виділяється пасажирями при теплообміні з повітрям і стінками всередині вагона.

Використання водяної системи опалення з природною циркуляцією теплоносія враховує дискретне двоступінчасте підведення тепла великої потужності (2 групи по 24 кВт) до теплоносія в котлі, а також велику інертність системи опалення. При таких умовах в процесі експлуатації підтримувати необхідну температуру теплоносія в опалювальному котлі пасажирського вагона практично неможливо. Цей процес ускладнюється низкою факторів, наприклад, відключенням нагрівальних високовольтних ТЕНів системи опалення. Причини відключення в русі на стоянках різні. Низька швидкість циркуляції теплоносія в трубах опалення, в результаті чого знижується тепловіддача обігрівальних труб, обтяжується ще одним недоліком – нерівномірною тепловіддачею обігрівальних труб. У результаті дії цих факторів виникають перехідні режими опалення, які викликають коливання температури в пасажирських вагонах і нерівномірний температурний режим приміщень вагона. Ці процеси ускладнюється ще й тим, що при стоянці і при русі пасажирського вагона необхідна тепловіддача обігрівальних труб буде різною: чим вище швидкість руху вагона, тим більше зростає величина $V_{\text{інф}}$, разом зі швидкістю руху зростає коефіцієнт тепловіддачі на зовнішніх поверхнях огороджувальних конструкцій, тобто

зростають тепловтрати, необхідна тепловіддача обігрівальних труб та необхідна теплова потужність системи опалення зростає.

Процес обігрівання вагона в цій системі буде стабільним тільки тоді, коли постійно працює одна або дві групи ТЕНів при відповідних теплових витратах вагона. Таким чином, у всьому діапазоні теплових навантажень використання системи опалення з природною циркуляцією теплоносія призводить до коливань температури повітря у вагоні і порушення комфортних умов проїзду пасажирів.

Сучасний рівень розвитку науки і техніки дозволяє створити пристрої, що забезпечать плавне регулювання потужності від «0» до «max», розробити пристрої автоматичного керування теплопродуктивністю котла при роботі на твердому пальному від «холостого ходу» до «max». Однак, вартість цих рішень суттєво вплине на вартість конструкції вагона.

Автор дисертації вважає, що для вирішення завдання підтримки заданої температури повітря у вагоні можна запропонувати більш прості, ефективні рішення, без суттєвого подорожчання конструкції вагона.

Для аналізу ефективності кожного конструктивного рішення, а також для їх можливого поєднання і поширення варіантів використання, виникла необхідність у проведенні досліджень, для яких використаємо математичну модель, що описана нижче.

2.2 Математична модель нестационарного теплообміну пасажирського вагона з водяною системою опалення

У наукових дослідженнях прийнято представляти пасажирський вагон з системою опалення як термодинамічну систему, контрольованим параметром в якій є температура повітря приміщення $t_{\text{п}}$. Для управління нею в пасажирських вагонах використовується проміжний теплоносій, за який використовують воду, нагріту в комбінованому електро-вугільному водогрійному котлі. Нагріта вода з розширювача надходить у контур

обігрівальних труб, калорифера, бойлера, з яких повертається в котел, передаючи певну кількість тепла у вагон.

Для забезпечення необхідної температури у вагоні потрібно підтримувати необхідну температуру води в котлі, що, за рідким винятком, виконується автоматично. Системи опалення з комбінованим електро-вугільним котлом пасажирських вагонів мають теплопродуктивність високовольтних ТЕНів 48 кВт, тобто є досить енергоємними агрегатами з великою тепловою інерцією, що робить справу забезпечення необхідної температури у вагоні набагато складнішою. Для узгодження експлуатаційних характеристик пасажирського вагона і системи опалення необхідний комплексний аналіз теплообмінних процесів системи «система опалення – пасажирський вагон». Енергетичний баланс такої системи в стаціонарному режимі вивчений досить добре, наприклад [31, 49, 71, 76, 89, 90] та ін. Гірша ситуація з аналізом теплового стану опалюваних вагонів у нестационарних умовах, коли теплові процеси і параметри теплового контуру змінні і залежать від часу, зокрема, при відключенні нагрівальних високовольтних ТЕНів системи опалення, під час руху і на стоянках з подальшим нагріванням, у результаті чого виникають перехідні режими опалення.

У роботах, присвячених системам опалення пасажирських вагонів, вказується, що для вагона потрібні системи опалення з тепловою потужністю близько 48 кВт (у зимовий період). Ці вимоги були обґрунтовані в 70 – 80 роки минулого століття для вагонів з ефективною теплопередачею близько $1,7 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при температурі навколишнього середовища взимку мінус 40°C , з кількістю пасажирів від 32 до 60 осіб, (розглянуті Б. М. Китаєвим [49, 76], М. Л. Зворикіним [64], Л. Д. Кузьміним [91], М. Д. Маханько [71], В. О. Жаріковим [31, 50, 62], Ю. П. Сидоровим [92] й іншими дослідниками). Ефективне використання енергетичних ресурсів є однією з найважливіших задач, що стоять перед економікою як транспортної галузі, так і України в цілому [93–96].

Вже на початку ХХІ століття вагонобудівники Крюковського вагонобудівного заводу досягли ефективної теплопередачі в пасажирських вагонах наближено $0,8\text{--}1,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, а встановлення склопакетів істотно підвищило їх герметичність.

Дослідження й оптимізація теплового режиму рухомого складу можливі тільки на основі теоретичного аналізу закономірностей його формування. Для вирішення цього завдання потрібен більш ретельний аналіз теплового режиму вагона з урахуванням не стаціонарності теплових процесів під час опалення.

Метою розглянутого нижче дослідження було створення математичної моделі нестаціонарного теплового режиму пасажирського вагона з водяною системою опалення. Введення змінних параметрів до математичної моделі, а саме температур теплового контуру і часу, дозволить оцінювати роль нестаціонарних перехідних температурних станів всередині пасажирського вагона, здійснювати підбір оптимальних технічних характеристик приладів опалення і побудову алгоритму керування їх роботою відповідно до умов експлуатації, зокрема з огляду на прояви теплової інерції вагона при перехідних режимах роботи системи опалення під час експлуатації.

При формуванні теплової моделі вагона з водяною системою опалення, структура якої наведена (тут рис 2.1), були враховані фізично обґрунтовані й експериментально підтверджені особливості теплового стану вагона, а саме:

- внутрішні перегородки вагона мають температуру, що практично збігається з температурою повітря у вагоні;

- різниця між температурами внутрішньої стінки огорожувальної конструкції t_c і температурою повітря $t_{\text{п}}$ у вагоні не перевищує 3°К , оскільки різниця температур повітря (зовнішнього) t_3 і у вагоні $t_{\text{п}}$ погашається, в основному, на його теплоізоляції;

- температура повітря, що видаляється з вагона через дефлектори, дорівнює температурі повітря у вагоні $t_{\text{п}}$;

– підвищення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією на зовнішніх поверхнях огорожувальної конструкції залежно від швидкості руху вагона від 0 до 80 км/год зростає на 10 %, а при швидкостях руху від 80 до 160 км/год цей коефіцієнт зростає лише на 1 %;

– обсяг інфільтрації повітря залежить від швидкості руху вагона.

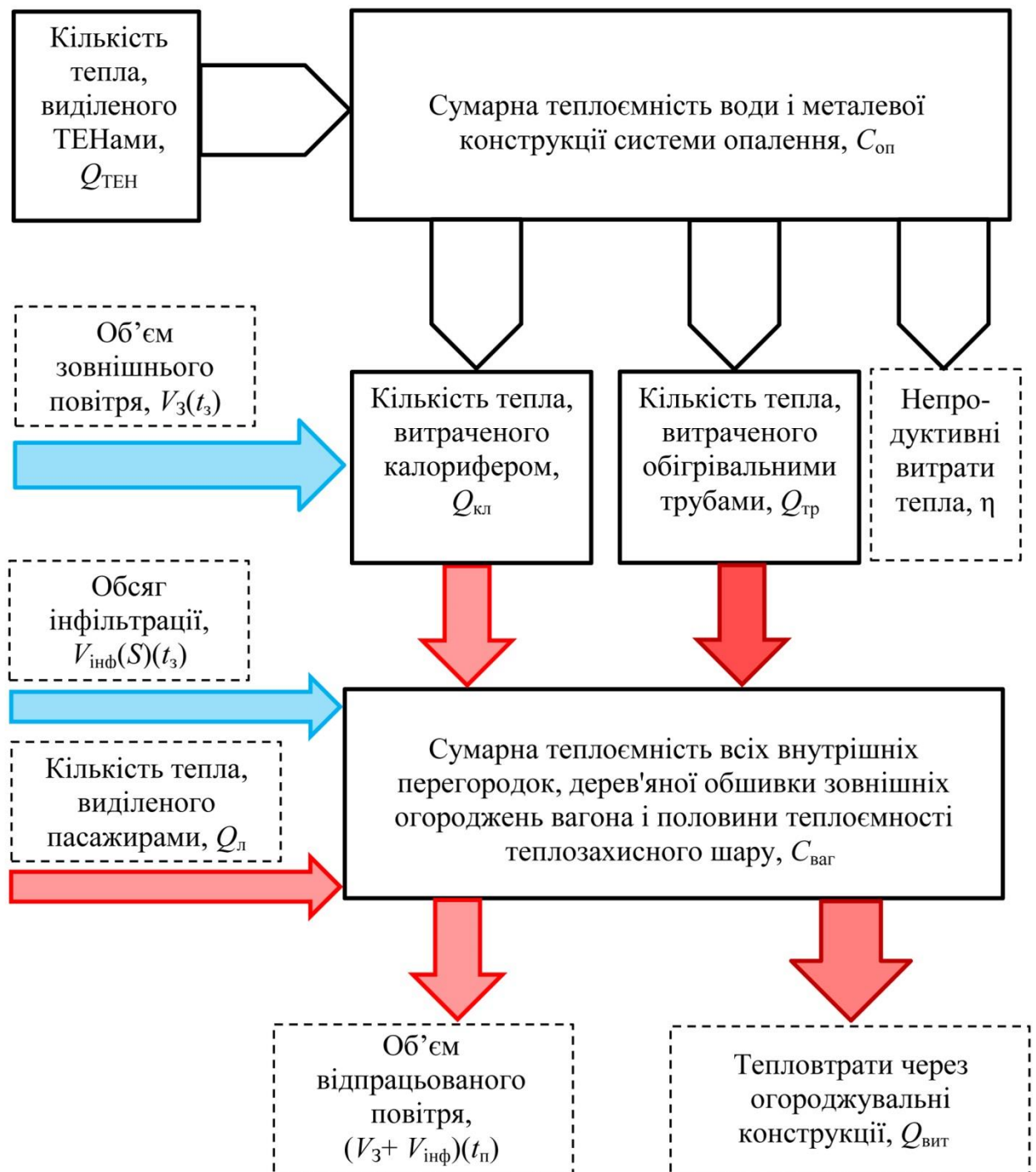


Рисунок 2.1 – Структура математичної моделі нестационарного теплового режиму пасажирського вагона з водяною системою опалення

При дослідженнях перехідних режимів у процесі експлуатації (під час охолодження і подальшого нагрівання пасажирського вагона) враховується те, що тепло від ТЕНів сприймається проміжним теплоносієм і потім передається до вагона. Аналогічно, охолодження вагона від початкової температури до критичної, при якій починається наступний процес нагрівання, враховується в динамічному рівнянні температурного процесу. У цьому випадку воно має вирішуватися в дві стадії: по відношенню до проміжного теплоносія та від теплоносія до повітря у вагоні й далі – до зовнішнього повітря. Фізична сутність цих рівнянь зводиться до наступного.

Тепловий потік виділяється електричними ТЕНами $Q_{\text{ТЕН}}(\tau)$ у проміжок часу τ , передається проміжному теплоносію і металевій конструкції системи опалення. Оскільки прилади опалення фізично не можуть відразу передати весь тепловий потік $Q_{\text{ТЕН}}(\tau)$, що виділяється ТЕНами, частина цього тепла акумулюється в теплоносії та металевих конструкціях системи опалення $Q_{\text{оп}}$.

Відповідно до закону збереження енергії (теплового балансу), тепловий потік $Q_{\text{ТЕН}}(\tau)$ розкладається на чотири основні складові:

$$Q_{\text{ТЕН}}(\tau) = Q_{\text{оп}}\eta + Q_{\text{тр}} + Q_{\text{кл}} + Q_{\text{бл}}, \quad (2.2)$$

де $Q_{\text{оп}}$ – тепло, акумульоване системою опалення;

η – непродуктивні витрати тепла;

$Q_{\text{тр}}$ – тепло, що витрачається обігрівальними трубами;

$Q_{\text{кл}}$ – тепло, що витрачається теплоносієм на підігрів зовнішнього повітря;

$Q_{\text{бл}}$ – тепло, що витрачається на нагрівання води для гарячого водопостачання, (оскільки бойлер не впливає на мікроклімат у приміщенні вагона і має незначне споживання тепла, у подальшому цей параметр враховуватися не буде).

Перераховані складові визначаються співвідношеннями:

$$Q_{\text{оп}} = C_{\text{оп}} \frac{dt}{d\tau}, \quad (2.3)$$

$$Q_{\text{тр}} = c_w G_w (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}), \quad (2.4)$$

$$Q_{\text{кл}} = c_w G_w^{\text{к}} (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}^{\text{к}}), \quad (2.5)$$

де $C_{\text{оп}}$ – сумарна теплоємність води і металевої конструкції системи опалення;

c_w – теплоємність теплоносія;

G_w – витрата теплоносія в обігрівальних трубах;

$t_{\text{вх}}$ – температура теплоносія на вході в обігрівальні труби;

$t_{\text{вих}}$ – температура теплоносія на виході з обігрівальних труб, яка визначається за формулою [31]:

$$t_{\text{вих}} = t_{\text{п}} + (t_0 - t_{\text{п}}) e^{-al}, \quad (2.6)$$

де t_0 – температура теплоносія на початку сегмента обігрівальних труб;

$t_{\text{п}}$ – температура повітря приміщення;

l – довжина обігрівальних труб;

a – коефіцієнт, що визначається виразом:

$$a = - \frac{4k_{\text{тр}} D_3}{c_w \rho_w D_{\text{в}}^2 \omega_w}, \quad (2.7)$$

де $D_3, D_{\text{в}}$ – зовнішній і внутрішній діаметр обігрівальних труб;

ρ_w – густина теплоносія;

ω_w – швидкість теплоносія в обігрівальних трубах;

$k_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тепловіддачі обігрівальних труб; визначається за формулою:

$$k_{\text{тр}} = k_{\text{тр}}^{\text{к}} + k_{\text{тр}}^{\text{л}}, \quad (2.8)$$

де $k_{\text{тр}}^{\text{к}}$ – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією;

$k_{\text{тр}}^{\text{л}}$ – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням.

Температура теплоносія на виході з калорифера визначається за формулою:

$$t_{\text{вих}}^{\text{к}} = t_{\text{п}} + (t_{\text{вх}}^{\text{к}} - t_{\text{п}}) e^{-a^{\text{к}} l}, \quad (2.9)$$

де $t_{\text{вх}}^{\text{к}}$ – температура теплоносія на вході в калорифер;

l – довжина однієї трубки;

$a^{\text{к}}$ – коефіцієнт, що визначається виразом:

$$a^{\text{к}} = - \frac{4k_{\text{кл}} D_3 k_p}{c_w \rho_w D_B^2 \omega_w}, \quad (2.10)$$

де k_p – коефіцієнт обрешітки труб калорифера;

$k_{\text{кл}}$ – коефіцієнт тепловіддачі пластинчастого калорифера, що визначається виразом:

$$k_{\text{кл}} = B \cdot V_3^n \cdot L^r, \quad (2.11)$$

де L – довжина теплопередавального елемента (довжина пластини);

Інші значення для розрахунків за формулами приведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Числові значення коефіцієнтів і ступенів для розрахунку коефіцієнту теплопередачі калориферів

Числові значення в формулах для розрахунку коефіцієнтів теплопередачі калориферів			
Тип калорифера (за ходом повітря)	В	п	г

– дворядний	34,3	0,09	– 0.072
– трирядний	30,3	0,95	– 0.066
– чотирирядний	26,1	0,976	– 0.036

За формулою (2.5) G_w^k – витрата теплоносія через калорифер, визначається виразом:

$$G_w^k = \rho_w \cdot f \cdot \omega_w^k \cdot n_{тр}, \quad (2.12)$$

де $n_{тр}$ – кількість труб калорифера, що проходять через пластини;

f – площа поперечного перерізу труби;

ω_w^k – швидкість теплоносія в трубах калорифера.

Для спрощення розрахунків зробимо припущення, а саме: коефіцієнт η – непродуктивні витрати тепла – перенесемо в ліву сторону рівняння, як такий, що не впливає на точність розрахунків. Тоді об'єднане рівняння теплового балансу системи опалення в перехідному режимі набуває вигляду:

$$Q_{ТЕН} \eta(\tau) = C_{оп} \frac{dt}{d\tau} + c_w G_w (t_{вх} - (t_{п} + (t_0 - t_{п}) e^{-al}) + c_w G_w^k (t_{вх}^k - t_{вих}^k). \quad (2.13)$$

Для аналізу теплового режиму системи опалення вагона рівняння (2.2) – (2.13) необхідно доповнити ще одним рівнянням – рівнянням розрахунку нагрівання і охолодження теплоносія в системі опалення від заданої початкової температури $t_k(0)$ до деякої кінцевої температури t_k за короткий проміжок часу τ , на будь-якому етапі, яке має вигляд:

$$t_k(\tau) = t_k(0) + \frac{Q_{ТЕН} \eta - (Q_{тр} + Q_{кл})}{C_{оп}} \tau. \quad (2.14)$$

Кількість тепла, що надходить у вагон від $Q_{тр}(\tau)$, як видно з рівняння (2.4), залежить від температури теплоносія, площі обігрівальних труб, коефіцієнта тепловіддачі $k_{тр}$, швидкості циркуляції теплоносія в

обігрівальних трубах. Тепло $Q_{\Pi}(\tau)$, що віддається повітряним потоком V_3 в момент часу τ , однозначно пов'язане зі зміною його ентальпії і визначається співвідношенням:

$$Q_{\Pi}(\tau) = I(t_{\Pi}^K \varphi_{\Pi}^K) - I(t_{\Pi} \varphi_{\Pi}) \rho_{\Pi} V_3(\tau), \quad (2.15)$$

де $I(t_{\Pi}^K \varphi_{\Pi}^K)$ – питома ентальпія, температура і відносна вологість повітря, яке надходить у вагон після підігрівання в калорифері;

$I(t_{\Pi} \varphi_{\Pi})$ – питома ентальпія, температура і відносна вологість повітря у вагоні;

V_3 – обсяг зовнішнього повітря, що подається системою вентиляції;
для визначення питомої ентальпії повітря використовується

$I(d)$ – діаграма вологого повітря;

t_{Π}^K – температура повітря, підігрітого калорифером, що визначається виразом:

$$t_{\Pi}^K = \frac{c_w G_w (t_{\text{BX}} - t_{\text{ВІХ}})}{c_{\Pi} \rho_{\Pi} V_3} + t_3. \quad (2.16)$$

Тепло, яке внесене підігрітим зовнішнім повітрям, можна визначити іншим, менш точним виразом:

$$Q_{\Pi}(\tau) = c_{\Pi} \rho_{\Pi} V_3 (t_{\Pi}^K - t_{\Pi})(\tau), \quad (2.17)$$

де $Q_{\Pi}(\tau)$ – тепло, що виділяється пасажирями; визначається рівнянням:

$$Q_{\Pi} = n_{\Pi} \cdot q_1, \quad (2.18)$$

де n_{Π} – кількість людей у вагоні, чол.;

q_1 – тепловиділення однієї людини, $q_1 = 186 - 4,65 t_{\Pi}$.

Теплові потоки $Q_{\text{тр}}(\tau)$, $Q_{\text{п}}(\tau)$, $Q_{\text{л}}(\tau)$, що надходять у вагон у момент часу τ , поглинаються трьома складовими:

$$(Q_{\text{л}} + Q_{\text{п}} + Q_{\text{тр}})(\tau) = Q_{\text{вит}} + Q_{\text{інф}} + Q_{\text{ваг}}, \quad (2.19)$$

де $Q_{\text{вит}}$ – тепло, що втрачається через огорожувальні конструкції, зокрема й вікна;

$Q_{\text{інф}}$ – тепло, витрачається на нагрівання холодного повітря, що просякає через нещільності кузова і характеризується функцією $V_{\text{інф}}(S)$, тобто обсягом повітря, котре інфільтрується залежно від швидкості руху;

$Q_{\text{ваг}}$ – тепло, витрачене на нагрівання внутрішнього повітря і обладнання вагона.

Перераховані складові визначаються відомими співвідношеннями:

$$Q_{\text{вит}} = k_3 F_3 (t_{\text{п}} - t_3), \quad (2.20)$$

$$Q_{\text{інф}} = c_{\text{п}} \rho_{\text{п}} V_{\text{інф}} (t_{\text{п}} - t_3), \quad (2.21)$$

$$Q_{\text{ваг}} = C_{\text{ваг}} \frac{dt}{d\tau}, \quad (2.22)$$

де k_3 – коефіцієнт теплопередачі на зовнішніх огорожувальних поверхнях;

F_3 – площа зовнішніх огорожувальних поверхонь;

$t_{\text{п}}$ – температура повітря в приміщенні;

t_3 – температура зовнішнього повітря;

$c_{\text{п}}$ – теплоємність повітря;

$\rho_{\text{п}}$ – густина повітря;

$C_{\text{ваг}}$ – сумарна теплоємність всіх внутрішніх перегородок, дерев'яної обшивки зовнішніх огорожень вагона і половини теплоємності теплозахисного шару;

$V_{\text{інф}}$ – обсяг повітря, яке внесене у вагон у результаті інфільтрації; розраховується за формулою, складеною автором на основі даних проведених досліджень, описаних в [57]:

$$V_{\text{інф}} = \begin{cases} 2,7 \cdot S, \text{ при } 0 \leq S < 120 \\ 0,5 \cdot S + 265, \text{ при } S \geq 120 \end{cases}, \quad (2.23)$$

де S – швидкість руху вагона.

Для комплексного аналізу теплового режиму приміщення вагона необхідно ще одне рівняння – розрахункове рівняння нагрівання і охолодження температури повітря в приміщенні вагона (від заданої початкової температури $t_{\text{п}}(0)$ до деякої кінцевої температури $t_{\text{п}}$ за короткий проміжок часу τ), яке має вигляд:

$$t_{\text{п}}(\tau) = t(0) + \frac{(Q_{\text{тр}} + Q_{\text{п}} + Q_{\text{л}}) - (Q_{\text{вит}} + Q_{\text{інф}})}{C_{\text{ваг}}} \tau. \quad (2.24)$$

Доцільно виділити кілька найбільш характерних етапів теплового режиму вагона, в рамках кожного з яких зберігаються практично постійні значення вихідних параметрів:

$$c_{\text{п}}; c_{\text{в}}; \rho_{\text{п}}; \rho_{\text{в}}; k_3; F_3; \varphi_{\text{п}}; C_{\text{ваг}}; C_{\text{оп}}; G_{\text{в}} = \text{const}. \quad (2.25)$$

При обмеженнях (2.25) рівняння (2.14), (2.24) мають на кожному окремому етапі своє, індивідуальне аналітичне рішення, вони надаються нижче та мають відповідний вигляд.

Рівняння, що описує зміну температури повітря (2.24), наступне:

$$\frac{dt_{\text{п}}}{d\tau} = \frac{Q_{\text{тр}} + (Q_{\text{л}} + Q_{\text{п}} - Q_{\text{інф}}) - Q_{\text{вит}}}{C_{\text{ваг}}}, \quad (2.26)$$

де крокова частина залежить як від $t_{\text{п}}$, так і від $t_{\text{вх}} = t_{\text{к}}$.

Отже, це – рівняння двох змінних:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{п}}(\tau) \quad \text{і} \quad t_{\text{вх}} = t_{\text{к}}(\tau).$$

Рівняння, що описує температуру теплоносія в котлі (2.14), набуває вигляду:

$$\frac{dt_k}{d\tau} = \frac{Q_{\text{ТЕН}}\eta - (Q_{\text{тр}} + Q_{\text{кл}})}{C_{\text{оп}}}, \quad (2.27)$$

де права частина так само залежить від $t_{\text{п}}$ і $t_{\text{к}}$.

Таким чином, маємо систему двох диференціальних рівнянь з двома змінними:

$$\begin{cases} \frac{dt_{\text{п}}}{d\tau} = \frac{Q_{\text{тр}} + (Q_{\text{л}} + Q_{\text{п}} - Q_{\text{інф}}) - Q_{\text{вит}}}{C_{\text{ваг}}} \\ \frac{dt_{\text{к}}}{d\tau} = \frac{Q_{\text{ТЕН}}\eta - (Q_{\text{тр}} + Q_{\text{кл}})}{C_{\text{оп}}} \end{cases}. \quad (2.28)$$

Згрупуємо праві частини рівнянь відносно змінних $t_{\text{п}}$ й $t_{\text{к}}$ і після перетворень рівняння набуває вигляду:

$$\begin{aligned} \frac{(c_w G_w - e^{-al} \cdot c_w G_w)t_k + (c_w G_w e^{-al} - c_w G_w - k_3 F_3)t_{\text{п}} + (Q_{\text{л}} + Q_{\text{п}} - Q_{\text{інф}}) + k_3 F_3 t_3}{C_{\text{ваг}}} = \\ = \varepsilon_1 t_k + o_1 t_{\text{п}} + \theta_1, \end{aligned} \quad (2.29)$$

де ε_1, o_1 – показники теплової інертності вагона на розглянутому етапі;

θ_1 – показник теплової ентропії вагона на розглянутому етапі:

$$\varepsilon_1 = \frac{c_w G_w (1 - e^{-al})}{C_{\text{ваг}}}, \quad (2.30)$$

$$o_1 = \frac{c_w G_w \cdot (e^{-al} - 1) - k_3 F_3}{C_{\text{ваг}}}, \quad (2.31)$$

$$\theta_1 = \frac{(Q_{\text{л}} + Q_{\text{п}} - Q_{\text{інф}}) + k_3 F_3 t_3}{C_{\text{ваг}}}, \quad (2.32)$$

$$\frac{(e^{-al} - 1)c_w G_w t_k + (1 - e^{-al})c_w G_w t_{\Pi}}{C_{оп}} + \frac{Q_{ТЕН}\eta - Q_{кл}}{C_{оп}} = \varepsilon_2 t_k + o_2 t_{\Pi} + \theta_2, \quad (2.33)$$

де ε_2, o_2 – показники теплової інертності системи опалення на розглянутому етапі;

θ_2 – показник теплової ентропії системи опалення на цьому етапі;

$$\varepsilon_2 = \frac{(e^{-al} - 1)c_w G_w}{C_{оп}}, \quad (2.34)$$

$$o_2 = \frac{(1 - e^{-al})c_w G_w}{C_{оп}}, \quad (2.35)$$

$$\theta_2 = \frac{Q_{ТЕН}\eta - Q_{кл}}{C_{оп}}. \quad (2.36)$$

Таким чином, початкова система рівнянь має вид:

$$\begin{cases} \frac{dt_{\Pi}}{d\tau} = \varepsilon_1 t_k + o_1 t_{\Pi} + \theta_1 \\ \frac{dt_k}{d\tau} = \varepsilon_2 t_k + o_2 t_{\Pi} + \theta_2 \end{cases}. \quad (2.37)$$

Тобто, це лінійні рівняння зі сталими коефіцієнтами.

Лінійне неоднорідне рівняння другого порядку зі сторонніми коефіцієнтами має вигляд:

$$t_k'' + p \cdot t_k' + g \cdot t_k = f, \quad (2.38)$$

де

$$p = -(o_1 + \varepsilon_2); \quad (2.39)$$

$$g = o_1 \varepsilon_2 - \varepsilon_1 o_2; \quad (2.40)$$

$$f = o_2 \theta_1 - o_1 \theta_2. \quad (2.41)$$

Дискримінант характеристичного рівняння

$$D = p^2 - 4g. \quad (2.42)$$

Розв'язки однорідних рівнянь для температури котла і приміщення вагона відповідно мають вигляд:

$$t_k(\tau) = K_1 e^{R_1 \tau} + K_2 e^{R_2 \tau} + \frac{f}{g}, \quad (2.43)$$

$$t_n(\tau) = \frac{K_1 R_1 e^{R_1 \tau} + K_2 R_2 e^{R_2 \tau} - \varepsilon_2 t_k - \theta_2}{o_2}, \quad (2.44)$$

де R_1, R_2 – корені характеристичних рівнянь:

$$R_1 = \frac{-p - \sqrt{D}}{2}, \quad (2.45)$$

$$R_2 = \frac{-p + \sqrt{D}}{2}, \quad (2.46)$$

$$K_1 = \frac{o_2 t_n(0) + \theta_2 + \varepsilon_1 \cdot \frac{f}{g} - (R_2 - \varepsilon_2) \cdot \left(t_k(0) - \frac{f}{g} \right)}{R_1 - R_2}, \quad (2.47)$$

$$K_2 = t_k(0) - \frac{f}{g} - K_1. \quad (2.48)$$

Вирази (2.43), (2.44) дозволяють оцінити не тільки рівень температури теплоносія в комбінованому електровугільному котлі і повітря всередині вагона, а також провести комплексний аналіз теплових процесів при опаленні пасажирського вагона з урахуванням конструктивних змін і нестационарності процесів теплопереносу та оцінити ефективність роботи системи «система опалення – пасажирський вагон». Для цього повинні бути відомі початкові температури: $t_k(0)$ і $t_n(0)$ – теплоносія котла і повітря всередині вагона відповідно на цьому етапі й значення вихідних параметрів.

2.3 Порівняння результатів теоретичних та експериментальних

досліджень

Ґрунтуючись на описаній вище математичній моделі, було побудовано розрахункову модель температурного стану вагона при використанні водяної системи опалення з природною циркуляцією і дискретним двоступінчастим підведенням тепла великої потужності (2 групи по 24 кВт).

Для спрощення обсяг інфільтрації приймався від середньої швидкості руху. Теплоємність внутрішнього обладнання і системи опалення прийнята у водяному еквіваленті. Теплопродуктивність високовольтних електричних ТЕНів комбінованого водогрійного котла 24+24 кВт·год. Робота системи вентиляції не враховувалася, при експерименті вона не вмикалася.

Розміри та фізичні параметри елементів, що були використані для побудови розрахункової моделі, надано в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Вхідні дані для розрахункової моделі

Площа кузова, м ²	274
Коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій з урахуванням швидкості руху Вт/(м ² ·К)	1,3
Обсяг інфільтрації, м ³ /год	200
Площа обігрівальних труб, м ²	19,5
Швидкість циркуляції теплоносія, м/с	0,04
Кількість пасажирів, чол.	52
Теплоємність вагона $C_{\text{ваг}}$, кВт/(кг·К)	3 056
Теплоємність системи опалення $C_{\text{оп}}$, кВт/(кг·К)	1 000
Коефіцієнт тепловіддачі обігрівальних труб, Вт/(м ² ·К)	10,8

Для оцінки точності моделі було використано дані експерименту, отримані автором; він проводився при русі поїзда, у вагоні № 26487, виготовленому «КВЗ» (1985 р. побудови, КВР 10.12.2014). Вимірювання температури повітря проводилося вимірювачем багатофункціональним ОВЕН МВА8 зав. № 30040130804044252, діапазон вимірювання від –50 °С до +200 °С, межа основної приведеної похибки 0,25 %. Термоперетворювачі опору типу ДСТ 125 НСХ 50М, інв. № № 41 – 45. Діапазон вимірювання від –50 °С до +200 °С, клас допуску В, розташовані з

котлової та з некотлової сторони приміщення вагона. Температура теплоносія в котлі вимірювалася дистанційним термометром з виносним датчиком з класом точності 1,5; похибка вимірювань становить $\pm 1,8$ °С.

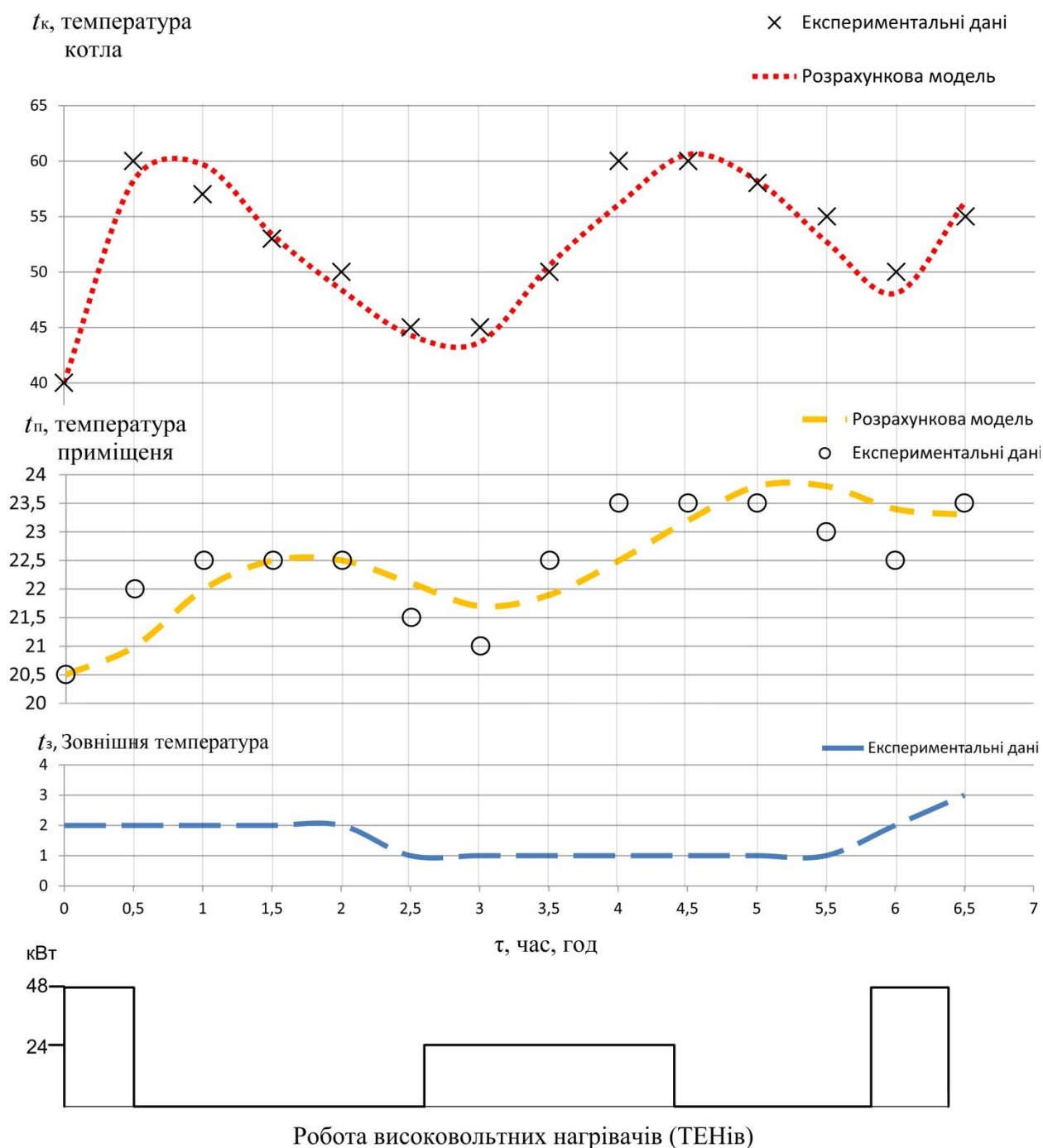


Рисунок 2.2 – Порівняння результатів теоретичних та практичних досліджень

Як видно з даних, що наведені на рис 2.2, результати моделювання узгоджуються з результатами експерименту, з урахуванням похибок вимірювання приладів, які складають: для температур повітря ± 1 °С і для

теплоносія в котлі $\pm 1,8$ °C. Таким чином, результати моделювання та дані експерименту, що отримані автором, узгоджуються для наступних температур: для повітря на 91,5 % і для теплоносія в котлі на 90,3 %. З чого випливає, що розроблену математичну модель можна вважати досить точною та використовувати для подальших теоретичних досліджень.

2.4 Висновки до розділу 2

1. Розроблено математичну модель нестационарних теплових процесів у пасажирському вагоні з водяною системою опалення, що за рахунок урахування динамічного характеру процесів, дозволяє, підвищити якість оцінки конструктивних рішень систем життєзабезпечення, досліджувати нестационарність теплового стану в приміщеннях вагона за різних умов експлуатації та здійснювати порівняльний аналіз різних конструктивних рішень систем життєзабезпечення пасажирських вагонів.

2. Розроблений обчислювальний алгоритм і написана комп'ютерна програма для проведення комплексного аналізу теплових процесів при опаленні пасажирського вагона, з урахуванням конструктивних змін і нестационарності процесів, оцінки ефективності роботи, шляхом математичного експерименту.

3. Результати, що викладені у даному розділі, опубліковані автором [97].

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ Й ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ

Підтримання мікроклімату в пасажирському вагоні в опалювальний період засноване на ефективності системи опалення, ефективна робота якої, безумовно, залежить від правильної взаємодії всіх вузлів і системи управління. У даному розділі проведений комплекс теоретичних досліджень, спрямованих на підтримання стійкого температурного режиму в приміщеннях вагона та підвищення енергоефективності системи опалення, розроблено (запропоновано) низку науково обґрунтованих конструктивних рішень з поліпшення функціонування і взаємодії систем життєзабезпечення.

3.1 Моделювання потоків енергії пасажирського вагона

Автором розроблені імітаційні моделі пасажирських вагонів на основі математичної моделі, що описана в розділі 2, для проведення комплексних аналізів нестационарних теплових процесів при опаленні пасажирського вагона на будь-якому етапі рейсу. Вхідні дані для кожної моделі складаються з геометричних та фізичних характеристик вагона, для однієї з них вони приведені в таблиці 3.1, тут враховуються системи життєзабезпечення, включаючи керування ними, внутрішні припливи тепла та зовнішні умови (температура, вітер, швидкість руху).

3.1.1 Імітаційна модель пасажирського вагона та умови впливу внутрішніх і зовнішніх чинників на модель

Параметри останньої імітаційної моделі були уточнені за допомогою результатів експериментів, проведених автором, які враховували зокрема й тепловиділення від пасажирів. Після того як модель була уточнена, можна визначати заходи оптимізації систем життєзабезпечення та апаратне забезпе-

чення цих систем та визначити найвищий енергозберігаючий потенціал, без зниження якості мікроклімату в пасажирських вагонах.

Таблиця 3.1 – Розміри та фізичні параметри елементів імітаційної моделі вагона

№п/п	Параметр	Значення
1	Площа кузова, м ²	274
2	Коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій, Вт/(м ² ·К)	1,2
3	Площа обігрівальних труб, м ²	19,5
4	Швидкість циркуляції теплоносія, м/с	0,025
5	Кількість пасажирів, чол.	52
6	Теплоємність вагона $C_{\text{ваг}}$, кДж/(кг·К)	11000
7	Теплоємність системи опалення $C_{\text{оп}}$, кДж/(кг·К)	3600
8	Об'єм повітря, що подавався системою вентиляції, м ³ /год	1040

На першому етапі генерувалася діаграма енергетичних потоків, яка представлена на рис 3.2. При генерації діаграми враховувалося наступне: коефіцієнт використання експлуатаційного парку пасажирських вагонів згідно з даними [1] дорівнює 0,35, тобто розраховується кількість годин використання пасажирських вагонів безпосередньо для перевезення пасажирів на одну добу, наприклад: $24 \text{ год} \times 0,35 = 7 \text{ год } 25 \text{ хв}$, решту часу пасажирів вагонами не перевозяться; враховувалася робота систем життєзабезпечення як при перевезенні пасажирів, так і на стоянках у пунктах формування і обороту поїздів.

Розрахунки проводилися для середньої температури зовнішнього повітря в опалювальний період по Україні [98, 99]. Було використано водяну систему опалення з природною циркуляцією і дискретним двоступінчастим підведенням тепла великої потужності (2 групи по 24 кВт).

Розміри та фізичні параметри елементів, що були використані для розрахунків, надані в таблиці 3.1.

Розрахунки проводилися для однієї доби, в два етапи:

Перший етап – при русі вагона, згідно з графіком, який приведений на рис. 3.1, тривалість руху складала 420 хв (7 годин). За графіком передбачені 4 зупинки тривалістю 5 хв кожна, врахована середня швидкість руху по

станціях та на перегонах, автоматично підтримувалася температура повітря всередині вагона 20 ± 2 °С.

На другому етапі – на стоянці в пункті обороту, тривалістю 1 020 хв (17 годин) – автоматично підтримувалася температура повітря всередині вагона 20 ± 2 °С.

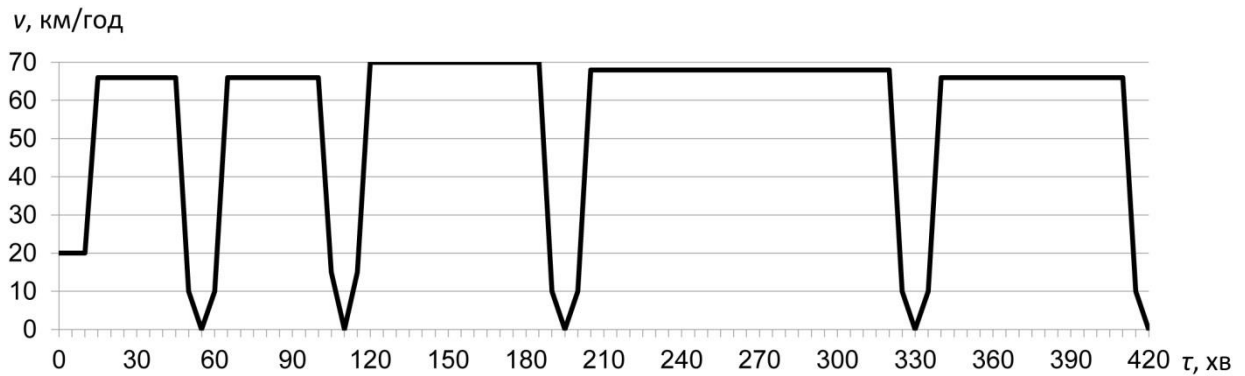


Рисунок 3.1 – Графік руху вагона

Система опалення працювала в автоматичному режимі, автоматичне керування зводилося до вмикання і вимикання високовольтних ТЕНів з дотриманням наступних залежностей:

- при температурі теплоносія в котлі 90 °С і 85 °С відповідно відбувалося відмикання та ввімкнення нагрівальних високовольтних ТЕНів;
- при досягненні температури повітря всередині вагона 24 °С (в русі) та 22 °С (на стоянці в пункті обороту) нагрівальні високовольтні ТЕНи відмикалися, поріг спрацьовування датчиків температури повітря всередині вагона становив 2 °С.

Під час руху вагона враховувалося наступне:

- підвищення коефіцієнту тепловіддачі конвекцією на зовнішніх поверхнях огорожувальної конструкції залежно від швидкості руху, згідно з графіком руху вагона (рис. 3.1);
- обсяг інфільтрації повітря змінювався залежно від швидкості руху, згідно з графіком руху вагона (див. рис. 3.1);

Система вентиляції в пунктах формування та обороту не вмикається, тому вона на другому етапі розрахунків не враховувалася.

На схемі енергетичних потоків (рис 3.2) показаний енергетичний баланс пасажирських вагонів, отриманий на основі кліматичних даних за опалювальний період 2017 – 2018 років, тобто визначена загальна кількість тепла: прибутки (ліворуч) і втрати тепла (праворуч). Ідеї про те, як оптимізувати кузов вагона і роботу систем опалення і вентиляції, обговорювалися на міжнародних конференціях [100–108]. За результатами обговорення заходи з оптимізації були розділені на три види: удосконалення огорожувальних конструкцій кузова та системи життєзабезпечення та покращення керування цими системами.



Рисунок 3.2 – Схема енергетичних потоків пасажирських вагонів

На другому етапі визначені заходи були перевірені на розробленій імітаційній моделі пасажирських вагонів та був визначений їх потенціал енергозбереження.

Щодо огорожувальних конструкцій кузова вагона – то у вагонобудуванні спостерігається тенденція до заміни металевих елементів огорожувальних конструкцій кузова неметалевими, а в пасажирських вагонах все найчастіше застосовуються великі елементи кузовів, виготовлені з полімерних матеріалів. Тенденція до заміни металевих елементів у конструкціях неметалевими пояснюється, головним чином, їх недостатньою стійкістю до корозії і великою вагою металоконструкцій [79, 109–112].

Крім того, застосування неметалічних огорожувальних конструкцій створює перспективу поліпшення теплотехнічних показників кузовів вагонів, що підтверджує теплотехнічна модель конструкції огороження кузова описана в [113], крім того автор пропонує показники теплопровідності огорожувальних конструкцій кузова вносити до паспорта вагона [114].

Відзначимо, що застосування замість металевої зовнішньої обшивки кузова неметалевої практично не впливає на його теплотехнічні показники (з огляду на невелику товщину обшивки), а вплив заміни металевих елементів каркаса, розташованих у термоізоляційному шарі, неметалевими, напроти – значний.

Розрахунки показують зниження коефіцієнта теплопередачі кузова при повній заміні металевого каркаса неметалевим, яке при однаковій товщині огорожувальних конструкцій в обох випадках не буде перевищувати 24 %. У разі застосування склопластикового каркаса коефіцієнт теплопередачі може бути знижений приблизно на 20 %. При зменшенні коефіцієнта теплопередачі кузова на 20 %, чого можна досягти за рахунок заміни металевого каркаса склопластиковим, необхідна теплопродуктивність знизиться на 10 % [108]. Можливе встановлення теплоізоляції в два шари теплоізоляційного матеріалу: перший шар – укладається між Z-подібними профілями каркаса; другий шар – мінеральна вата, упакована в поліетиленову плівку [115]. Такий спосіб зниження тепловтрат через огорожувальні конструкції менш ефективний в порівнянні з встановленням склопластикового каркаса. Засто-

сування рекуперації тепла в системі вентиляції дозволить знизити необхідну теплопродуктивність системи опалення на 10,5 %.

Але заміна металевого каркаса склопластиковим і встановлення рекуперації на існуючих вагонах (на рухомому складі) є достатньо складною через високі витрати і через скупченість внутрішнього простору вагона з точки зору встановлення додаткових систем, тому ці заходи в подальших дослідженнях розглядатися не будуть, але при проектуванні нових вагонів їх слід враховувати.

Найбільш здійсненні заходи, що спрямовані на підтримання комфортного мікроклімату (стійкого температурного режиму в приміщеннях вагона) і зниження витрат теплової енергії на його підтримання для існуючих конструкцій пасажирських вагонів, які не потребують значних витрат, розглянемо нижче.

3.2 Підвищення швидкості природної циркуляції теплоносія в системі опалення

Швидкість природної циркуляції води в системі опалення визначається з умови рівності гідравлічного опору S гідравлічному напору H , що виникає внаслідок різної густини води в різних частинах системи через нагрівання і охолодження теплоносія [116]. У розрахунках прийнято розраховувати загальний тиск як суму двох величин: тиску $\Delta p_{\text{п}}$, що утворюється внаслідок охолодження води в опалювальних приладах, і тиску $\Delta p_{\text{тр}}$, який викликається охолодженням води в трубах:

$$\Delta p_{\text{с}} = \Delta p_{\text{п}} + \Delta p_{\text{тр}}. \quad (3.1)$$

У розрахунках використовують середню температуру, для цього вводиться таке поняття як «центр охолодження теплоносія» і «центр нагрівання теплоносія». За різницею між цими точками і визначають гідравлічний напір H . Оскільки інтенсивність охолодження залежить від

швидкості циркуляції, для визначення цієї швидкості застосовують метод послідовних наближень.

Розглянемо утворення напору H в системі опалення пасажирського вагона, розрахункова схема якого представлена на рис. 3.3.

Гідравлічний напір в будь-якої вітці системи опалення визначається за відомим варіантом [75].

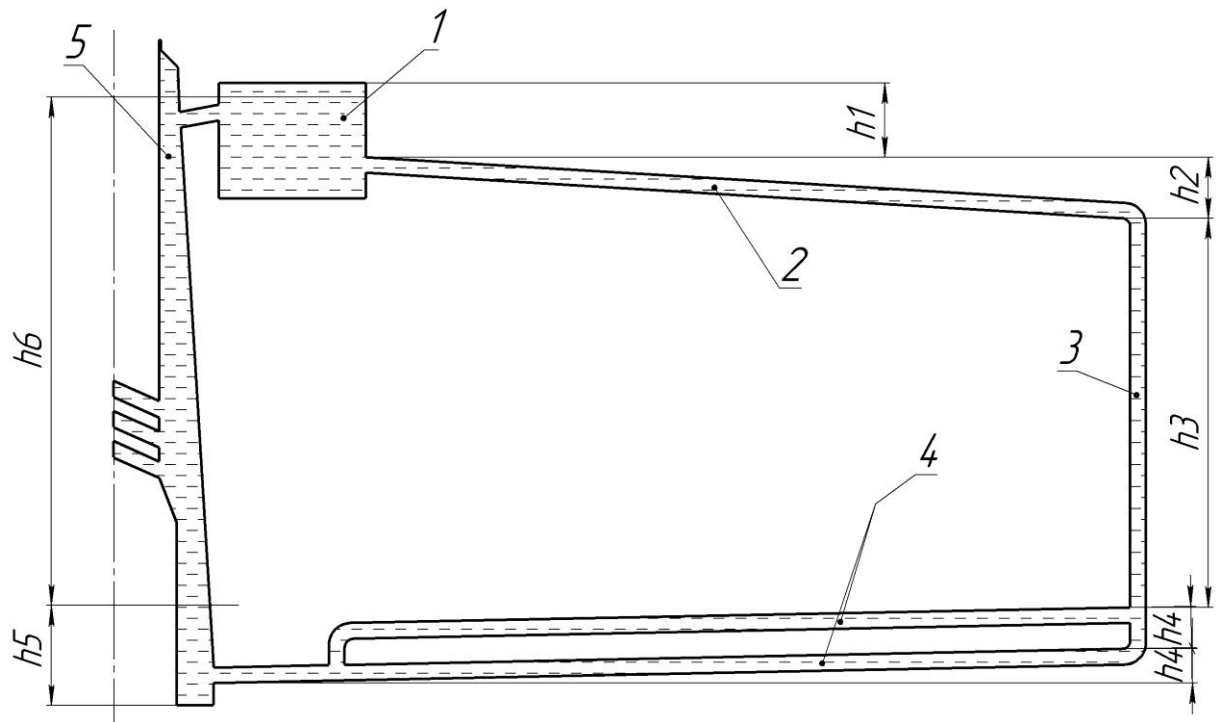


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема для визначення швидкості циркуляції теплоносія в опалювальній вітці системи опалення пасажирського вагона:

1 – розширювальний бак; 2 – розвідна труба; 3 – стояк; 4 – обігрівальні труби; 5 – котел

Для розрахункової схеми (рис 3.3) рівняння набуде вигляду;

$$H = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} h_1 + \frac{\rho_2 + \rho_3}{2} h_2 + \frac{\rho_3 + \rho_4}{2} h_3 + \frac{\rho_4 + \rho_5}{2} h_4 - \rho_1 h_6 - \frac{\rho_1 + \rho_5}{2} h_5. \quad (3.2)$$

Розрахунки температури теплоносія в різних точках уздовж труби здійснюються за формулою [31]:

$$t = t_{\pi} + (t_0 - t_{\pi})e^{-al}, \quad (3.3)$$

де t – температура води, °C;

t_n – температура повітря біля труби, °C;

t_0 – температура води на початку труби, °C;

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт / м²;

l – довжина труби, м.

Якщо труби розгалужуються або мають інший діаметр, то швидкість циркуляції в них визначається відповідно до даних розмірів, з умови безперервності потоку нестисненої рідини.

Визначити гідравлічний опір у вітці опалення можна за відомим виразом [75]:

$$P = \Delta P_m + P_p, \quad (3.4)$$

де ΔP_m – втрати тиску в місцевих опорах;

P_p – втрати напору на тертя.

Таким чином, отримуємо, що на ділянці висот h_4 (центр охолодження обігрівальних труб) нижче h_5 – центру нагрівання котла; отже, на цій ділянці напір утворюватися не буде. На ділянках h_1 і h_2 різниця температур теплоносія незначна, так як верхні розвідні труби закриті теплоізоляцією, напір, що утворився на цих ділянках, дуже незначний. Основний напір утворюється на ділянці h_3 , а саме – у стояку. Мала різниця температур теплоносія в стояку і котлі створює напір, який розділяється по двох приєднаних до нього обігрівальних трубах, і його недостатньо для створення швидкості теплоносія, необхідної для забезпечення рівномірної тепловіддачі обігрівальних труб. Така конструкція вагона не дозволяє встановити котел нижче або підняти вище нього обігрівальні труби, щоб центр нагрівання теплоносія був нижче центру охолодження обігрівальних труб.

3.2.1 Тепло, яке віддається розвідними трубами

Зроблений вище аналіз та існуючі математичні моделі теплового балансу пасажирського вагона [31, 89] показують, що тепло, яке віддане розвідними

трубами, у розрахунках теплового балансу пасажирського вагона не враховується. Але для розрахунку швидкості теплоносія на ділянці h_2 (див. рис. 3.2) різницю температур теплоносія рекомендують приймати в $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ [64, 76, 116]. У розрахунках теплового балансу вагона враховується тільки тепло, що віддається обігрівальними трубами; на нашу думку, для більш точних розрахунків теплового балансу пасажирського вагона віддане тепло потрібно враховувати і в математичній моделі теплового балансу. Тепло, яке віддається розвідними трубами, краще враховувати окремо, незалежно від тепла обігрівальних труб, тому що розвідні труби розташовані біля даху вагона і закриті декоративною стелею, таким чином, тепло, що віддається розвідними трубами, лише догріває повітря і конструкції, які розташовані біля даху вагона, під декоративною стелею, і лише незначна частина цього тепла впливає на мікроклімат пасажирського вагона. З урахуванням вищесказаного, для більш точних розрахунків теплового балансу пасажирського вагона рівняння розрахунку нагрівання і охолодження температур теплоносія в котлі і повітря в приміщенні вагона (2.14), (2.24) слід доповнити величиною $Q_{\text{тр}}^{\text{розв}}$ – тепло розвідних труб, а рівняння (2.24) – ще й величиною $Q_{\text{вит}}^{\text{дах}}$ – додаткові тепловтрати через дах вагона, тоді ці рівняння набувають наступного вигляду:

$$t_{\text{к}}(\tau) = t(0) + \frac{Q_{\text{ТЕН}}\eta - (Q_{\text{тр}} + Q_{\text{тр}}^{\text{розв}} + Q_{\text{кл}})}{C_{\text{оп}}} \tau, \quad (3.5)$$

$$t_{\text{п}}(\tau) = t(0) + \frac{(Q_{\text{тр}} + Q_{\text{тр}}^{\text{розв}} + Q_{\text{п}} + Q_{\text{л}}) - (Q_{\text{вит}} + Q_{\text{вит}}^{\text{дах}} + Q_{\text{инф}})}{C_{\text{ваг}}} \tau. \quad (3.6)$$

Як видно з формули температури теплоносія в котлі (3.5), до витрат тепла теплоносієм додалися витрати тепла розвідними трубами, з формули (3.6) слідує, що температура повітря в приміщенні пасажирського вагона складається з тепла, яке віддане всіма трубами системи опалення, а до загальних тепловтрат додаються додаткові тепловтрати через дах вагона.

Таким чином, можна визначати температуру окремих зон у вагоні, виділяючи температурні поля, в яких розташоване додаткове джерело тепла.

Складові $Q_{\text{тр}}^{\text{розв}}$, $Q_{\text{вит}}^{\text{дах}}$ визначаються виразами:

$$Q_{\text{вит}}^{\text{дах}} = F_{\text{дах}} \cdot k_3 (t_{\text{п}}^{\text{дах}} - t_{\text{п}}), \quad (3.7)$$

де $F_{\text{дах}}$ – площа даху вагона;

$t_{\text{п}}^{\text{дах}}$ – температура повітря і конструкцій, які розташовані біля даху вагона, під декоративною стелею.

$$Q_{\text{тр}}^{\text{розв}} = c_w \cdot G_w \cdot \Delta t_{\text{тр}}^{\text{розв}} \cdot k_{\text{вит}}^{\text{дах}}, \quad (3.8)$$

де $\Delta t_{\text{тр}}^{\text{розв}}$ – різниця температур на вході і виході теплоносія з розвідних труб;

$k_{\text{вит}}^{\text{дах}}$ – коефіцієнт тепла, яке віддане розвідними трубами і яке не впливає на мікроклімат вагона;

$k_{\text{вит}}^{\text{дах}}$ – у подальших розрахунках буде прийматися 2/3, оскільки на мікроклімат у вагоні впливає температура декоративної стелі та тепловий підпір повітря всередині вагона.

Температуру конструкцій, які розташовані біля даху вагона під декоративною стелею, можна визначити за формулою:

$$t_{\text{п}}^{\text{дах}} = \frac{Q_{\text{тр}}^{\text{розв}} - Q_{\text{вит}}^{\text{дах}}}{C_{\text{дах}}} \cdot \tau \quad (3.9)$$

де $C_{\text{дах}}$ – теплоємність повітря і конструкцій, які розташовані між дахом вагона під декоративною стелею, з урахуванням половини об'єму теплоізоляції даху вагона.

З метою підвищення енергоефективності систем водяного опалення для ліквідації або зниження втрат тепла автором пропонується заміна розвідних труб однією трубою, але з більшим діаметром, таким чином, щоб площа

поперечного перерізу труби дорівнювала площі поперечного перерізу двох труб з меншим діаметром. Встановлення однієї розвідної труби більшого діаметра дозволить зменшити на 35 % площу теплопередавальної поверхні і, як наслідок, також знизяться втрати напору на тертя.

Для зменшення тепловтрат розвідною трубою розташовувати її потрібно в коробі такої конструкції, щоб максимально знизити конвективний теплообмін, із застосуванням комбінованого утеплювача, який, крім базової основи з низькою теплопровідністю, має віддзеркалюючий шар з тонкої полірованої алюмінієвої фольги. При цьому утеплюється не тільки розвідна труба, а й стінки короба з внутрішньої сторони, де проходить труба. Як показують розрахунки [100, 105], це дозволяє знизити тепловіддачу розвідної труби наближено до 75 %.

Для оцінки ефективності запропонованого технічного рішення з вдосконалення систем опалення, ґрунтуючись на описаній вище математичній моделі, була змодельована робота системи опалення без описаних змін, які діють на систему опалення та з урахуванням них [117]. Розміри та фізичні параметри елементів та чинники, які діють на систему опалення, і витрачений час враховуються при розрахунках і наведені в таблиці 3.1 і пункті 3.1.1.

Дані, що отримані при проведенні математичного експерименту, представлені на графіках рис. 3.4 і 3.5.

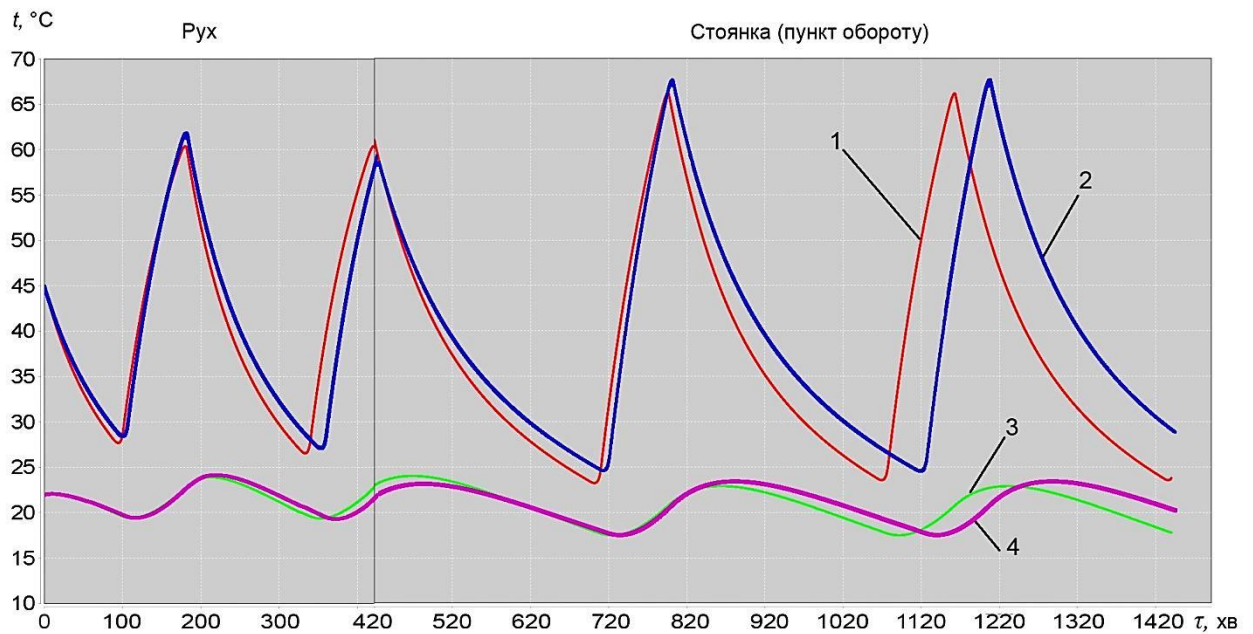


Рисунок 3.4 – Графіки температур води в котлі і повітря всередині вагона.

Температура теплоносія в котлі та у вагоні: 1 – без модернізації, 2 – з модернізацією; температура повітря всередині вагона: 3 – без модернізації, 4 – з модернізацією

Порівнюючи графіки 3 і 4 (див. рис. 3.4), побачимо, що модернізація системи опалення не впливає на підтримання температурного режиму в приміщеннях вагона. Кожне ввімкнення нагрівальних високовольтних ТЕНів за графіком 2 відбувається пізніше, ніж за графіком 1 – це пов'язане з тим, що розвідна труба втрачає менше тепла, це тепло витрачається обігрівальними трубами на підтримання мікроклімату у вагоні, і температура теплоносія в системі опалення знижується повільніше.

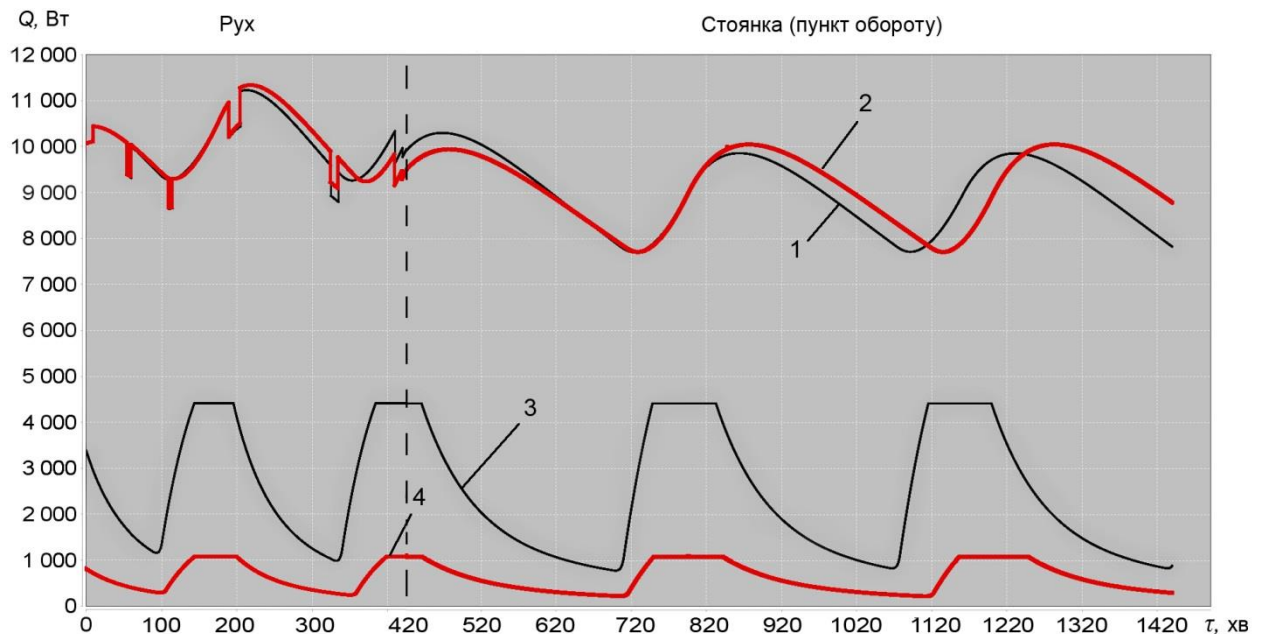


Рисунок 3.5 – Графіки теплових втрат через огорожувальні конструкції вагона:

1 – без модернізації, 2 – з модернізацією; додаткові втрати тепла через дах вагона: 3 – без модернізації, 4 – з модернізацією

Порівнюючи графіки 1 і 2 (див. рис. 3.5), побачимо, що втрати тепла через огорожувальні конструкції практично однакові. З даних, що приведені на графіках 3 і 4 (див. рис. 3.5) видно, що додаткові втрати тепла через дах вагона значно знизилися. Короткочасні коливання теплових втрат через огорожувальні конструкції вагона – графіки 1 і 2 (див. рис. 3.5) – пов’язані із зміною швидкості руху вагона, а саме: зупинки вагона, згідно з графіком руху (див. рис. 3.1).

Для більш точного аналізу підраховані витрати електричної енергії на нагрівання теплоносія в системі опалення вагона, теплові втрати через огорожувальні конструкції та додаткові втрати через дах вагона – всі ці дані зведені в таблицю 3.2; дані про вагон без модернізації і з модернізацією – у таблицю 3.3.

Таблиця 3.2 – Сумарні дані про витрати енергії у вагоні без модернізації

Параметр	У русі	На стоянці	Всього
Електрична енергія, яка витрачена на нагрівання теплоносія високовольтними ТЕНами, кВт·год	131,7	158,7	290,4
Втрати тепла через огорожувальні конструкції вагона, кВт·год	70,2	152,0	222,2
Додаткові втрати тепла через дах вагона, кВт·год	19,0	40,4	59,4

Як видно з даних, що наведені в таблиці 3.2, додаткові втрати тепла через дах вагона складають близько 27 % від загальних втрат через огорожувальні конструкції і близько 20 % від витрат на підтримання мікроклімату у вагоні.

Таблиця 3.3 – Сумарні дані про витрати енергії в модернізованому вагоні

Параметр	У русі	На стоянці	Всього
Електрична енергія, яка витрачена на нагрів-			

вання теплоносія високовольтними ТЕНами, кВт·год	112,0	131,1	243,1
Втрати через огорожувальні конструкції ва- гона, кВт·год	70,6	155,7	226,3
Додаткові втрати тепла через дах вагона, кВт·год	4,7	10,9	15,6

З приведених у таблиці 3.3 даних додаткові втрати тепла через дах вагона складають близько 7 % від втрат через огорожувальні конструкції і 6,6 % від витрат на підтримання мікроклімату у вагоні. Отже, проведення даної модернізації дозволить підвищити енергоефективність системи опалення на 13,4 %.

Таким чином, 20 % тепла не враховувалося у розрахунку теплового балансу «система опалення – пасажирський вагон», тому використання доопрацьованої математичної моделі має підвищити точність розрахунків витраченої на підтримання мікроклімату енергії майже на 20 %, температури повітря в приміщеннях вагона – на 6,6 %, а теплових втрат через огорожувальні конструкції – на 13,4 %.

На нашу думку, у даному випадку доцільніше застосовувати систему з нижнім розведенням труб [118]. Порівняно з системами, що мають верхнє розведення труб, у системи з нижнім розведенням труб менше непродуктивних тепловтрат. Система водяного опалення з нижнім розведенням труб принципово відрізняється від системи з верхнім розведенням тим, що в ній практично не відбувається природної циркуляції води через малий гідравлічний напір. Тому в такій системі зазвичай застосовується циркуляційний насос. Застосування циркуляційного насоса є великим недоліком даної системи, тому що в період тривалого відстою вагона (у разі живлення електродвигуна насоса від акумуляторної батареї) може статися повне її розрядження і припинення опалення через відсутність циркуляції води в системі. Крім того, експериментальні дослідження [119, 120] свідчать, що вагони з нижнім розведенням в режимі примусової циркуляції теплоносія розігріваюся повільніше, ніж з верхнім розведенням

природною циркуляцією теплоносія. Враховуючи результати приведених вище досліджень, автор вважає застосування систем опалення з нижнім розведенням труб не доцільним.

3.2.2 Збільшення теплопередавальної поверхні обігрівальних труб

У системах опалення пасажирських вагонів застосовують круглі обігрівальні труби. Для збільшення їх теплопередавальної поверхні встановлюють накладні радіатори, котрі представляють собою литу конструкцію, що складається з двох половинок, які скріплені між собою. На деяких вагонах встановлюють оребрені обігрівальні труби, що дозволяє збільшити їх тепловіддачу порівняно з гладкими трубами.

Застосування оребрених труб було обґрунтовано в 70 – 80 роки минулого сторіччя для вагонів з ефективною теплопередачею огорожувальних конструкцій вагона, наближеною до $1,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, коли проблема забезпечення нормованих параметрів мікроклімату вирішувалася в основному за рахунок збільшення потужності опалювальних приладів. Вже на початку ХХІ сторіччя вагонобудівники ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» досягли ефективної теплопередачі в пасажирському вагоні наближено $0,8\text{--}1,0 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Збільшити теплопередавальну площу обігрівальних труб можна за рахунок зміни форми їх перерізу з круглого на плоско-овальний. При однаковій площі прохідного перерізу плоско-овальна труба має більшу довжину периметра, відповідно її площа теж більше. Таким чином, змінюючи форму перерізу, можна збільшити теплопередавальну поверхню, при цьому площа прохідного перерізу не зміниться. Але разом зі збільшенням площі труби збільшиться і гідравлічний опір. Тому на сьогоднішній день в застосуванні труб з коефіцієнтом оребрення 4,7; 3,8; 2,9 і т. д. немає потреби. Автор дисертації вважає, що використання труб з плоско-овальним перерізом дозволить відмовитися від застосування оребрених труб. Даний висновок висувається на основі дослідження, яке зроблене власне автором [101, 121].

Оскільки основний напір утворюється в стояку, розглянуто два варіанти систем опалення: за першим варіантом теплоносій підведений до обігрівальних труб окремими стояками, як розглянуто в роботі [64]. При цьому розвідні труби обладнані теплоізоляцією, а стояки виконані без конвекційних кожухів. За другим варіантом збільшення маси теплоносія в стояку здійснюється шляхом збільшення площі його поперечного перерізу. Таким чином, напір і швидкість теплоносія у стояку залишаються такими самими, як і при меншому перерізі, з урахуванням Закону Бернуллі [122], з якого випливає, що при зменшенні перерізу потоку зростає його швидкість, тобто динамічний тиск, а статичний тиск знижується.

Для порівняння запропонованих технічних рішень з удосконалення математично змодельована робота опалювальних віток системи опалення з урахуванням запропонованих змін. Таким чином, змодельована робота систем опалення пропонується в трьох технічних виконаннях:

Вар. 1 – у системі, де всі труби – розвідні, стояк і обігрівальні труби – однакового діаметра, 76 мм.

Вар. 2 – система з розвідними трубами і стояками діаметром 76 мм, з обігрівальними трубами плоско-овального перерізу.

Вар. 3 – у системі з розвідними трубами діаметром 76 мм, із стояком діаметром 100 мм, з обігрівальними трубами плоско-овального перерізу.

Довжини труб за варіантами виконання представлені в таблиці 3.4.

При моделюванні були використані наступні дані:

температура повітря у вагоні $t=22\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура теплоносія в розширювальному баці $t=80\text{ }^{\circ}\text{C}$; висота ділянок: $h_1 = 0,36$; $h_2 = 0,2$; $h_3 = 2,1$; $h_4 = 0,2$; $h_5 = 0,68$; $h_6 = 2,11$ м.

Таблиця 3.4 – Вихідні параметри труб систем опалення, (у технічних виконаннях – за варіантами 1, 2, 3)

Тип труби	№ в-та	Діаметр, мм	Площа прохідного перерізу, м^2	Довжина труби, м	Площа труби, м^2
-----------	--------	-------------	---	------------------	---------------------------

Розвідні труби	В-Т 1	76	0,00385	22	5,3
	В-Т 2	Те саме	Те саме	Те саме	Те саме
	В-Т 3	—\\—	—\\—	—\\—	—\\—
Стояк	В-Т 1	76	0,00385	2,1	0,5
	В-Т 2	76x2	0,00385x2	2,1x2	0,5x2
	В-Т 3	100	0,00785	2,1	0,66
Обігрівальні труби	В-Т 1	76	0,00385	20x2	9,5
	В-Т 2	160x32	0,00390x2	20x2	14,4
	В-Т 3	160x32	0,00390x2	20x2	14,4

Отримані результати представлені на гістограмі (рис. 3.6).

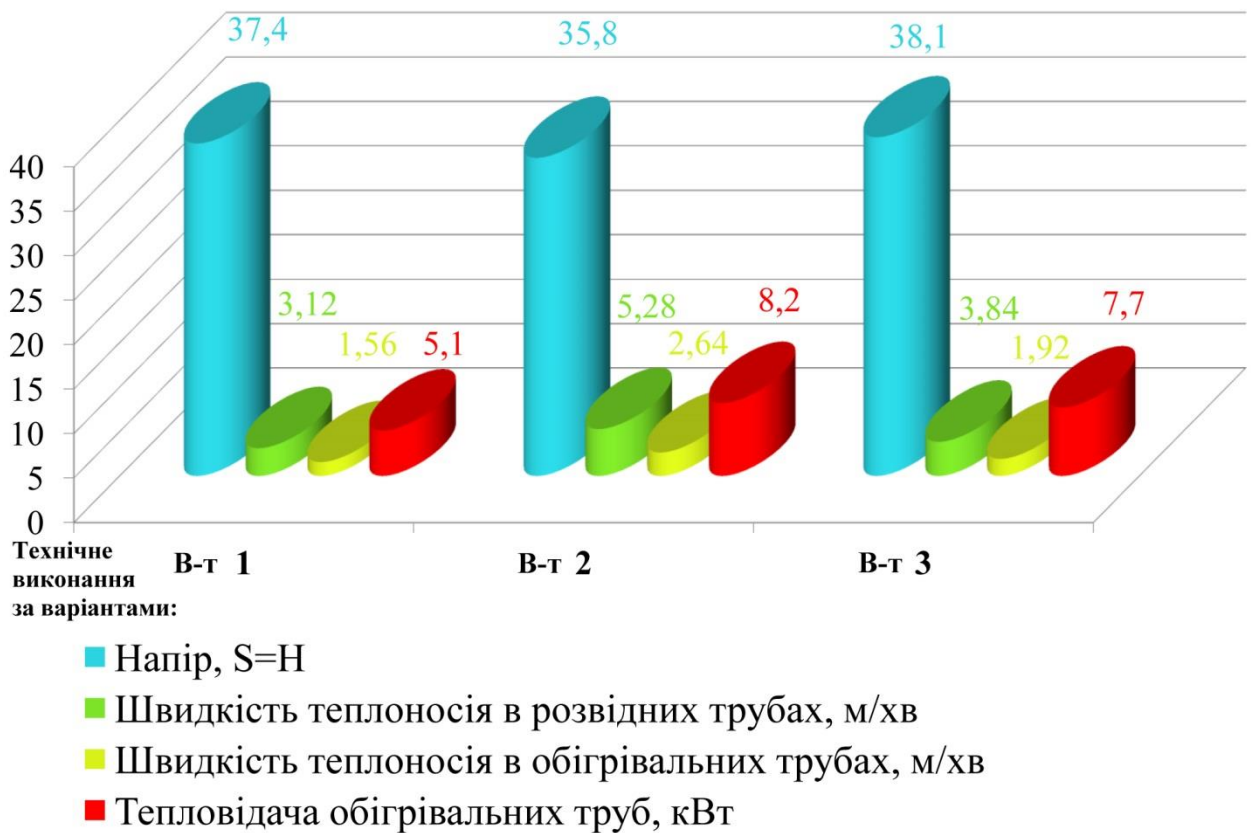


Рисунок 3.6 – Результати математичного моделювання

Як видно з результатів, наведених на гістограмі рис. 3.6, підведення теплоносія в обігрівальні труби по двох стояках без зняття теплоізоляції з розвідної труби і без застосування конвекційних кожухів дозволяє збільшити швидкість циркуляції в 1,7 разів (70 %) порівняно з першим варіантом виконання. Збільшення прохідного перерізу стояка за варіантом 3 менш ефективне, тому що швидкість циркуляції збільшилася в 1,25 рази (25 %). За рахунок зміни форми перерізу з круглого на плоско-овальний збільшується

площа теплопередавальної поверхні в 1,5 рази (50 %) порівняно з трубами круглого перерізу діаметром 76 мм. Тут тепловіддача збільшилася з 5,1 кВт до 8,2 кВт. Зі збільшенням швидкості циркуляції теплоносія у зрівнюваних температурних режимах варіантів 3 і 2 тепловіддача збільшилася з 7,7 до 8,2 кВт.

За результатами досліджень і математичного моделювання, що проведені власне автором і підтверджені патентом [101, 121, 123], застосування двох стояків дозволяє відмовитися від циркуляційного насоса. Використання труб з плоско-овальним перерізом дозволяє підвищити тепловіддачу обігрівальних труб і відмовитися від їх оребрення: вартість цього на сьогоднішній день вище на 70 %. З урахуванням експлуатаційних витрат на оребрені труби, а саме: фарбування їх при планових видах ремонтів, очищення ребер від осілого пилу – застосування плоско-овальних труб економічно доцільніше.

3.3 Зниження витрат енергії на інфільтрацію та реалізація взаємодії систем опалення і вентиляції

З теплового балансу вагона з формули (2.1) видно, що тепловий потік ($Q_{\text{отр}}$) у даному випадку розділяється на дві частини. Одна частина витрачається на компенсацію тепловтрат через огорожувальні конструкції вагона. Друга частина – витрачається на інфільтрацію нагрівання зовнішнього повітря, що просякає у вагон через нещільності в дверях і кузові [124, 125]. Таким чином, під час руху у вагон надходить більше зовнішнього повітря, ніж це потрібно за санітарними правилами, тобто: $V_z + V_{\text{інф}}$. Залежно від швидкості руху вагона обсяг інфільтрації [57] $V_{\text{інф}}$, що наведений на графіках рис. 3.7, при зміні швидкості руху від 0 до 120 км/год досягає $325 \div 514 \text{ м}^3 / \text{год}$, при більш високих швидкостях інфільтрація буде ще значнішою.

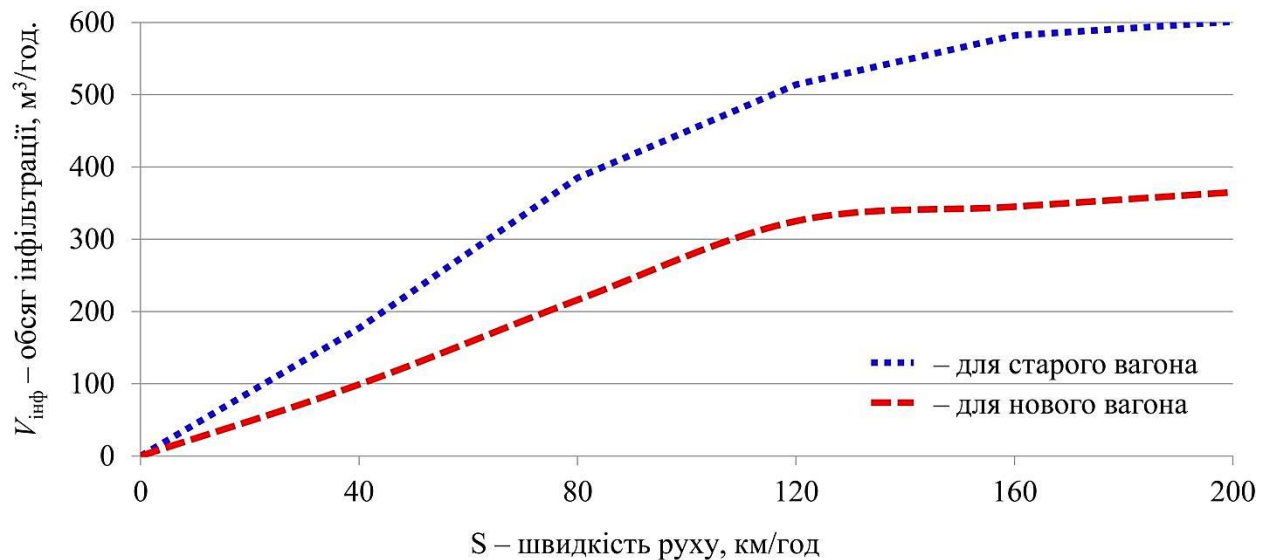


Рисунок 3.7 – Графіки обсягу інфільтрації залежно від швидкості руху

Аналіз теплового балансу вагона, наданий у розділі 2, показує, що в холодну пору року значну частку енергетичних витрат складають витрати на нагрівання зовнішнього повітря. Це дає підставу зменшувати подачу зовнішнього повітря через вентиляційну систему на величину $V_{\text{інф}}$, що не призведе до змін необхідних умов повітрообміну. Враховуючи, що величина $V_{\text{інф}}$ залежить від швидкості руху вагона, зокрема і на стоянках, та від швидкості вітру, це відображається залежністю $V_{\text{інф}}(S)$. Об'єм повітрообміну доцільніше змінювати – залежно від реальної потреби на конкретний момент часу [102, 126] – для підтримки рівня CO_2 , щоб не перевищувати норми санітарних правил [40]. Це може бути реалізоване при відносно низьких витратах за рахунок інтеграції датчиків CO_2 в приміщення вагона і керування швидкістю вентилятора в системі вентиляції зниженням або збільшенням подачі зовнішнього повітря. У купейних і вагонах СВ датчики CO_2 потрібно встановлювати в кожному купе разом з пристроями керування кількістю повітря, тоді загальна кількість повітря, що подається у вагон, буде визначатися на підставі показників усіх датчиків. Також потрібно звернути увагу на той факт, що відсутність належної взаємодії між системами вентиляції та опалення буде призводити до коливань температури підігрітого в калорифері зовнішнього повітря, яке подається системою вентиляції.

Реалізація взаємодії систем опалення та вентиляції розглядається автором у відповідних роботах [103, 104]. Визначено, що для реалізації взаємодії цих систем достатньо автоматизувати роботу водяного калорифера. При цьому керуючим параметром буде температура підігрітого повітря, а керованим параметром – кількість теплоносія, що циркулює через калорифер в одиницю часу.

3.3.1 Побудова алгоритму керування приладами опалення відповідно до умов експлуатації

Ефективність системи опалення значною мірою залежить від правильної взаємодії всіх вузлів і системи керування. Особлива роль відводиться алгоритму роботи системи опалення та його реалізації відповідними засобами автоматичного регулювання. Роль цих засобів додатково зростає за умови індивідуального керування температурою окремих приміщень (купе, салонів і кухонь ресторанів). Система керування будь-якою системою опалення повинна підтримувати необхідну або задану температуру повітря в приміщенні з дотриманням енергозберігаючих принципів. На сьогоднішній день основним об'єктом в керуванні водяними системами опалення є високовольтні ТЕНи. Керування ними зводиться до ввімкнення або вимикання ТЕНів. Треба враховувати, що високовольтні ТЕНи мають вагу близько 110 кг, через що вони мають велику теплову інерцію. На рис. 3.8 приведена залежність потужності, що віддається ТЕНами $Q_{\text{ТЕН}}$ від часу τ після вмикання і вимикання системи опалення.

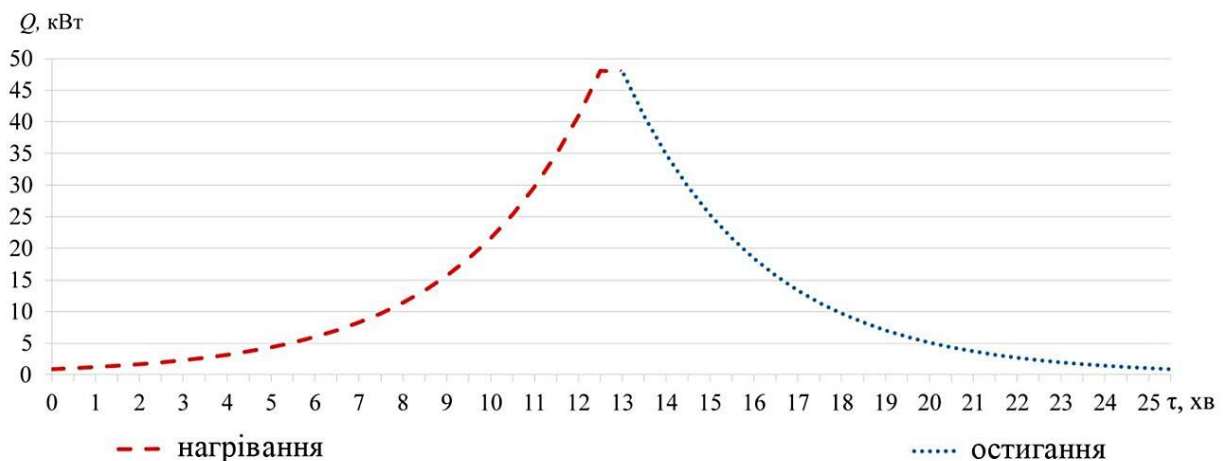


Рисунок 3.8 – Залежність потужності, що віддається ТЕНами, від часу після вмикання і вимикання системи опалення.

Як видно з даних, наведених на графіці рис. 3.8, нагрівання і охолодження відбувається із запізненням, тривалість перехідних стадій становить близько 12 хвилин. Алгоритми автоматичного керування системою опалення в цілому для динамічно мінливих умов експлуатації та з оглядом на обмеження з використання потужності повинні враховувати прояви теплової інертності [127, 128].

Існує три різні принципи побудови систем регулювання, що забезпечують реалізацію необхідного закону зміни регульованої величини [129, 130]:

- 1) за розімкненим циклом;
- 2) у замкнутому циклі;
- 3) у комбінованому циклі регулювання (замкнуто-розімкнутому).

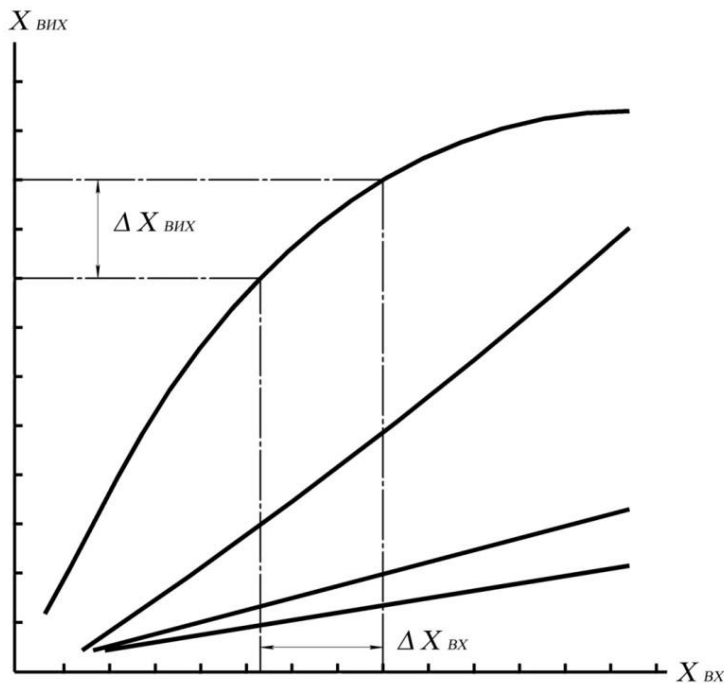
Принцип розімкнутого циклу полягає в забезпеченні необхідного закону зміни регульованої величини безпосередньо шляхом перетворення керуючого впливу. Принцип замкнутого циклу характеризується порівнянням керуючого впливу з дійсним зміненням регульованої величини за рахунок застосування зворотного зв'язку і елемента порівняння. Утворений в результаті порівняння сигнал не повинен перевищувати деяку задану величину. За рахунок цього і забезпечується в замкнутих системах необхідний закон зміни регульованої величини. Комбінований принцип полягає в поєднанні замкнутого і розімкнутого циклів в одній системі.

Залежність вихідної величини від вхідної в сталому режимі називається статичною характеристикою. Статичні характеристики можуть бути як лінійними, з різними коефіцієнтами пропорційності (рис. 3.9), так і нелінійними, причому більшість реальних об'єктів у цілому мають характеристики з нелінійними коефіцієнтами.

Ці характеристики об'єкта розрахунку дають можливість оцінювати ступінь зв'язку між різними вхідними і вихідними величинами на кожному об'єкті. Статичні характеристики визначають розрахунковим або експериментальним шляхом.

Тоді управління приладами опалення постає як способи впливу на їх характеристики. Основним завданням підбору регульованої характеристики є створення лінійної залежності між регулюючим впливом і зміною регульованої величини.

и об'єкта



Стосовно до регулювання калорифера відзначимо, що фактично тут керуючим параметром є температура повітря, яке підігрівається калорифером, а керованим параметром є потужність калорифера, звідки регульованою величиною є витрата теплоносія.

Потужність
приладу, %

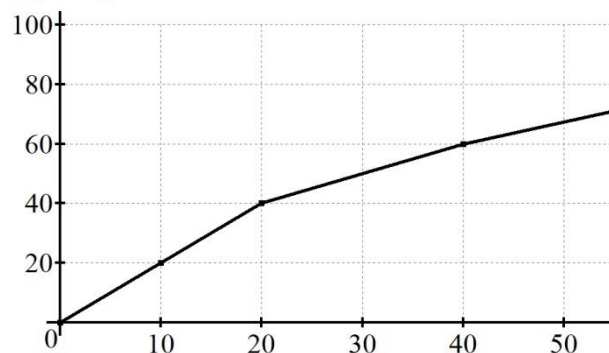


Рисунок 3.10 – Графік залежності потужності приладу від витрати теплоносія через нього за лінійною характеристикою

Як видно з даних, що наведені на графіку (рис. 3.10), зниження витрат теплоносія через прилад за лінійною характеристикою $y = x$ знижує потужність опалювального приладу за логарифмічною характеристикою. Таким чином, враховуючи витрати теплоносія через опалювальний прилад за лінійною характеристикою, коефіцієнт пропорційності потрібно вибирати таким, щоб керуючий параметр знаходився у відносно малих межах стосовно до регульованої величини. При таких параметрах регулювання керуючий параметр у замкнутій системі можна буде підтримувати з невеликими відхиленнями від заданого (потрібного) значення.

Для зменшення або збільшення тепловіддачі опалювальних приладів використовуються регульовані клапани, які регулюють кількість теплоносія, що проходить через прилад. Для автоматичного регулювання клапанів можуть застосовуватися терморегулятори прямої і непрямої дії. Принцип роботи терморегулятора прямої дії заснований на використанні явища зміни об'єму рідини при зміні її температури [65]. Зміна об'єму рідини безпосередньо в термобалоні викликає переміщення клапана регулятора в потоці основного теплоносія, що відповідно зменшує або збільшує кількість теплоносія, який проходить через опалювальний прилад, тим самим знижуючи або збільшуючи його потужність.

Стосовно до водяного калорифера вагона, клапан-регулятор вбудовується у водяний контур калорифера як керований прилад, а термобалон (виносний датчик) встановлюється безпосередньо в повітропроводі після калорифера по ходу руху підігрітого повітря – як керуючий прилад [105].

Витратна характеристика регульованого клапана відображує залежність зміни відносної витрати теплоносія через клапан від зміни відносного ходу штока регульованого клапана при постійному перепаді тиску на ньому;

графіки витратних характеристик клапанів показано на рис. 3.11 [130]. Серед них:

- *лінійна видаткова характеристика*, з неї слідує, що однакові прирости відносного ходу штока викликають однакові прирости відносної витрати;
- *параболічна видаткова характеристика* – залежність відносного приросту витрат від відносного ходу штока; підпорядковується квадратичному закону (графік у вигляді парабол);
- *рівнопропорційна видаткова характеристика (логарифмічна)* – залежність відносного приросту витрат від відносного приросту ходу штока.

Авторитет регульованого клапана A характеризує його регульовальну здатність. Чисельно значення авторитету дорівнює відношенню втрат тиску при повністю відкритому затворі клапана до втрат тиску на регульованій ділянці.

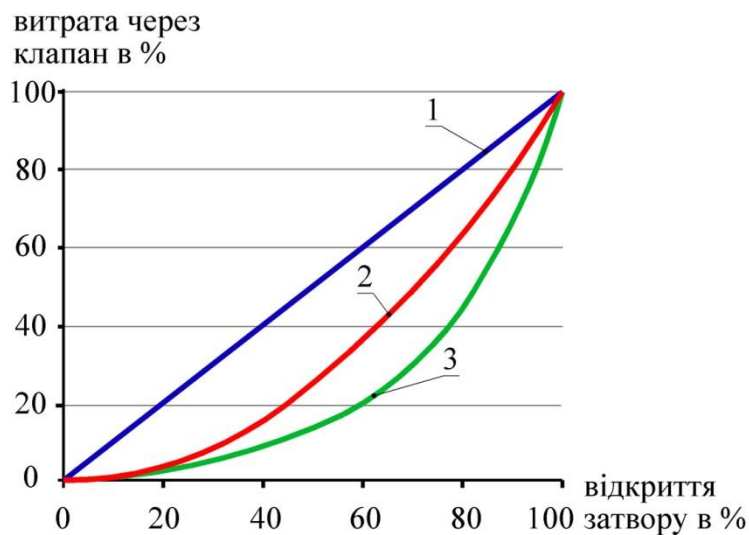
ки клапанів:

ропорційна

Чим

нижче

авторитет регульованого клапана, тим сильніше його видаткова характеристика, тим більше вона відхиляється від ідеальної, тим менш плавною буде зміна витрати теплоносія при русі штока.



Тому рекомендується застосовувати клапан із рівнопропорційною видатковою характеристикою в системах, де потрібне регулювання за лінійною видатковою характеристикою, а підтримувати його високий авторитет на регульованому клапані немає можливості. У такому випадку знижений авторитет викривлює рівнопропорційну характеристику клапана, наближаючи її до лінійної. Така особливість спостерігається при авторитетах регульованих клапанів не нижче ніж

рівнопропорційну характеристику клапана, наближаючи її до лінійної. Така особливість спостерігається при авторитетах регульованих клапанів не нижче ніж

0,3. Авторитет регульованого клапана у водяному контурі калорифера становить $A = 0,32$ [126].

З огляду на вищесказане, у водяному контурі вагонного калорифера доцільніше використовувати регульований клапан з рівнопропорційною видатковою характеристикою, при цьому регулювання відбуватиметься за лінійною характеристикою.

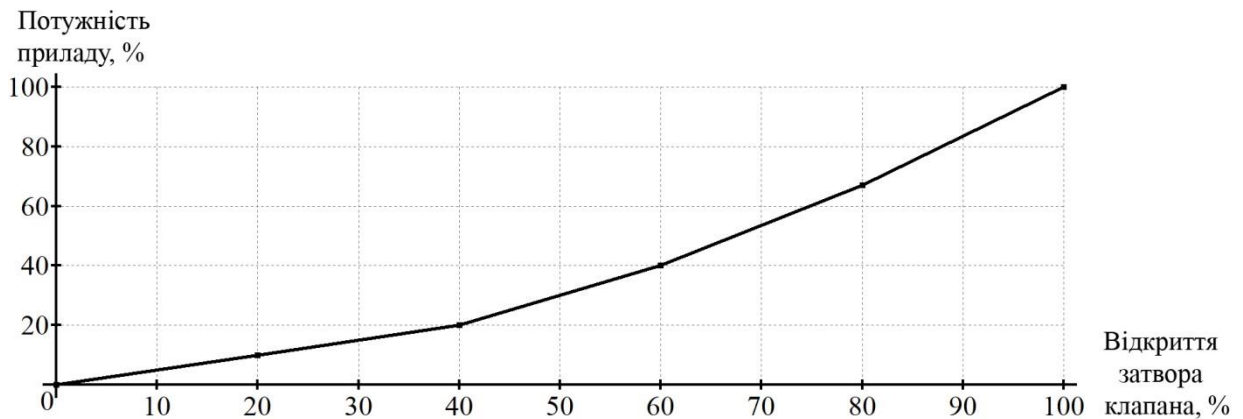


Рисунок 3.12 – Графік залежності потужності приладу від відкриття затвору за рівнопропорційною характеристикою

Як видно з даних, що наведені на графіку (рис. 3.12), під час відкриття затвора клапана за рівнопропорційною характеристикою витрата теплоносія через прилад характеризується за формулою $y = x^2 / 100$, що знижує потужність опалювального приладу практично за лінійною характеристикою, з коефіцієнтом пропорційності 2. Таким чином, керуючи витратою теплоносія через опалювальний прилад за рівнопроцентною характеристикою, можливо підтримувати потрібне значення з невеликими відхиленнями.

3.3.2 Керування калорифером відповідно до умов експлуатації

Автоматичне підтримування параметра t_{Π}^K температури повітря, що подається системою вентиляції, здійснюється за формулою (2.16), регулюванням потужності калорифера $Q_{кл}$ за формулою (2.5), у цьому випадку керуючий параметр t_{Π}^K – температура повітря, а регульованою величиною буде ω_w^K – обчислюється за формулою (2.12), тобто швидкість

теплоносія в трубах калорифера. Розрахунок регулюючого коефіцієнта $k_{\text{кф}}$ (з коефіцієнтом пропорційності 2) можна виконати за виразом:

$$k_{\text{кф}} = 1 \cdot e^{-(4/t_{\text{п}}^{\text{к зад}} \cdot (t_{\text{балон}} - t_{\text{п}}^{\text{к зад}}) \cdot 3)}, \quad (3.10)$$

де $t_{\text{п}}^{\text{к зад}}$ – задана температура повітря, яку необхідно підтримувати;

$t_{\text{балон}} = t_{\text{балон}}(0) \frac{t_{\text{п}}^{\text{к}} \cdot k_{\text{балон}} \cdot F_{\text{балон}}}{C_{\text{балон}}} \tau$ – температура балона регульованого приладу.

Тоді формула (2.12) набуває вигляду:

$$G_w^{\text{к}} = \rho_w \cdot f \cdot \omega_w^{\text{к}} \cdot k_{\text{кф}} \cdot n_{\text{тр}}. \quad (3.11)$$

Якщо значення $k_{\text{кф}}$ більше 1, це свідчить про те, що температура теплоносія недостатня, і в розрахунку приймається $t_{\text{п}}^{\text{к зад}} = 1$.

Подача повітря залежить від потреби в ньому, якість повітря у вагоні описується таким виразом:

$$V_3^{\text{п}} = \frac{m_1 \cdot n_{\text{л}}}{m_2 - m_3}, \quad (3.12)$$

де m_1 – кількість CO_2 , яке виділяє одна людина протягом однієї години,

$m_1 = 15\text{--}20$ л/год;

$n_{\text{л}}$ – число пасажирів у вагоні;

m_2 – гранично допустима норма вмісту CO_2 у повітрі вагона, $m_2 = 1$ л/м³;

m_3 – концентрація CO_2 в зовнішньому повітрі, $m_3 = 0,3\text{--}0,4$ л/м³.

Для оцінки ефективності подачі зовнішнього повітря залежно від вмісту CO_2 в приміщенні вагона, (за умови регулювання потужності калорифера та ґрунтуючись на складеній математичній моделі), була змодельована робота систем опалення і вентиляції. Розміри та фізичні параметри елементів та

чинники і час, що враховуються при розрахунках, наведено в таблиці 3.1 і пункті 3.1.1.

Дані, що були отримані при проведенні математичного експерименту, представлені на графіках рис. 3.13, 3.14 і 3.15.

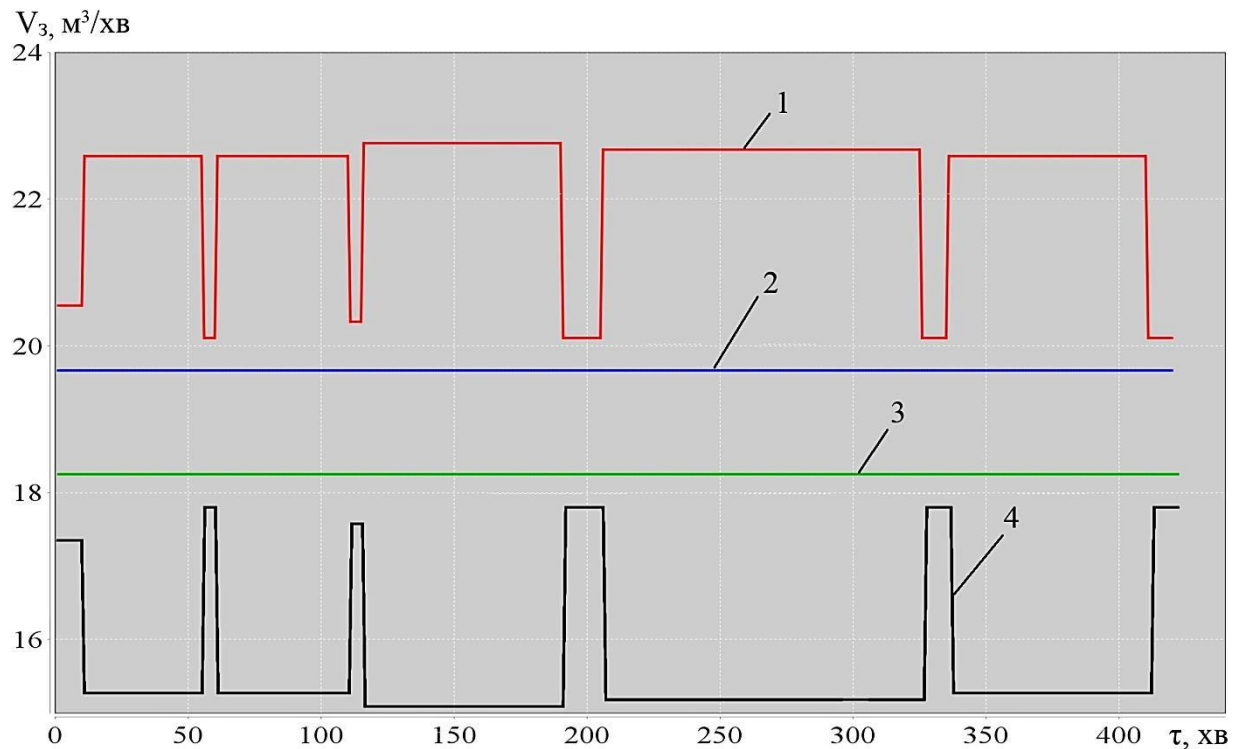


Рисунок 3.13 – Об'єм зовнішнього повітря, що надходить у вагон:

1 – подача вентиляцією й інфільтрація повітря, 2 – повітря, що подається системою вентиляції, 3 – подача повітря вентиляцією та інфільтрація з урахуванням роботи датчиків CO_2 , 4 – повітря, що подається системою вентиляції з урахуванням роботи датчиків CO_2

З даних, які приведені на графіках (див. рис. 3.13), видно, що при роботі датчиків CO_2 система вентиляції подає повітря з урахуванням обсягу інфільтрації і певним вмістом CO_2 в приміщення вагона, що знижує надходження зовнішнього повітря у вагон, підтримуючи рівень CO_2 , який не перевищує нормативний.

За даними, які наведені на рис. 3.14 (за графіком 1) підігрівання припливного вентиляційного повітря, що надходить у вагон, відбувається з коливаннями температури – це пов'язане зі зміною температури теплоносія в котлі, від якої залежить потужність калорифера. У результаті дії регулюва-

ного клапана, враховуючи коефіцієнт пропорційності 2, температура нагрітого повітря, що подається системою вентиляції за графіком 2, не перевищує $24,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, у випадку зниження температури повітря нижче $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, що пов'язане зі зміною температури теплоносія в опалювальному котлі, калорифер при таких температурах теплоносія не буде розвивати потужність (див. рис 3.15), необхідну для підігрівання припливного повітря до регламентованої температури $20 \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

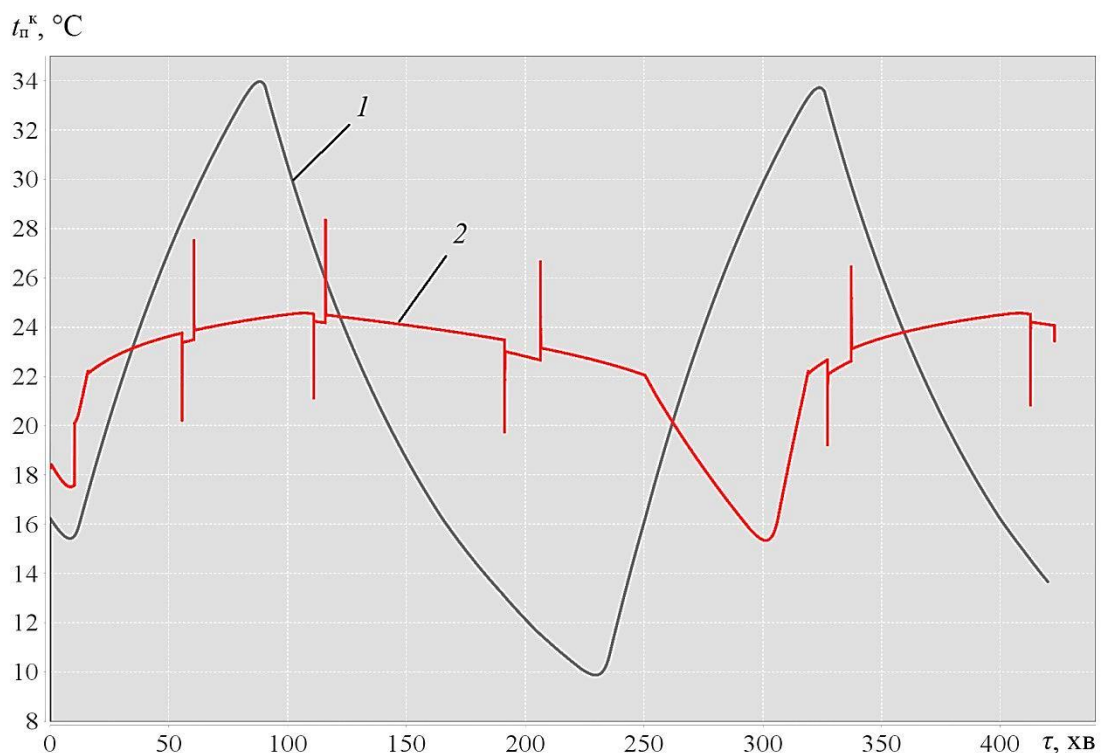


Рисунок 3.14 – Залежність температури підігрітого калорифером повітря від часу

1 – без регулювання, 2 – з регулюванням

Такі короткочасні коливання температури, що виходять за регламентовані показники, пов'язані зі зміною об'єму подачі повітря. Тому час, що потрібний на нагрівання чи охолодження виносного датчика (балона), як добре видно на рис 3.15 (графік 2), відповідає короткочасному підвищенню потужності калорифера.

Для більш точного аналізу витрат енергії на підігрівання повітря калорифером і на нагрівання теплоносія в системі опалення вагона ці дані зведені в таблицю 3.5.

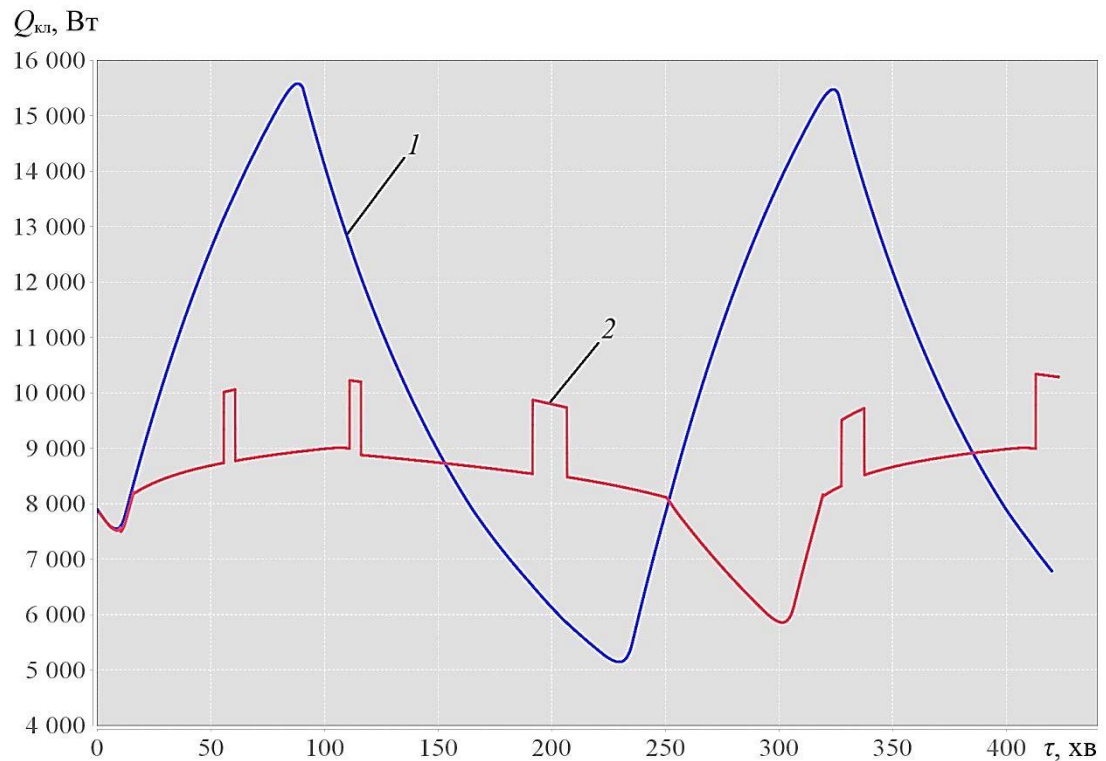


Рисунок 3.15 – Потужність калорифера залежно від часу

1 – без регулювання, 2 – з регулюванням

Таблиця 3.5 – Сумарні витрати енергії у вагоні

№ п/п	Вимірювальний параметр	кВт·год
1	Теплова енергія, яка витрачена калорифером на нагрівання зовнішнього повітря	72,32
2	Теплова енергія, яка витрачена калорифером на нагрівання зовнішнього повітря, з урахуванням роботи датчиків CO ₂	58,95
3	Електрична енергія, яка витрачена на нагрівання теплоносія високовольтними ТЕНами	137,1

Як видно з даних, що приведені в таблиці 3.5, інтеграція датчиків CO₂ разом із керуванням оборотами вентилятора в системі вентиляції та встановлення регульованого клапана з виносним датчиком у водяний контур калорифера дають змогу підтримувати задану температуру зовнішнього повітря, що подається системою вентиляції, і знизити витрати енергії на підігрівання зовнішнього повітря на 18,5 % і на 10 % від загально витраченої енергії на підтримання мікроклімату у вагоні під час руху. Ураховуючи, що в

пунктах формування і обороту вентиляція не працює, то для однієї доби зниження витрат складатимуть 4,6 %.

3.4 Аналіз часткової участі конвективного і променевого теплообміну на поверхні сегментів обігрівальних труб

Даний аналіз представляє певний інтерес, тому що залежно від часткової участі конвективного і променевого теплообміну виникає можливість змінювати кожний із параметрів, тим самим впливаючи на коефіцієнт тепловіддачі обігрівальних труб, щоб доцільніше для розробки способів керування тепловіддачею обігрівальних труб.

Як відомо, на поверхнях обігрівальних труб відбувається конвективний теплообмін з внутрішнім повітрям і променистий теплообмін з поверхнями стін і внутрішнього обладнання вагона. Інтенсивність такого теплообміну оцінюється коефіцієнтом тепловіддачі [72]:

$$k_{\text{тр}} = k_{\text{тр}}^{\text{к}} + k_{\text{тр}}^{\text{л}}, \quad (3.13)$$

де $k_{\text{тр}}^{\text{к}}$ – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією;

$k_{\text{тр}}^{\text{л}}$ – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням.

Після визначення коефіцієнта тепловіддачі $k_{\text{тр}}$ розраховують тепловіддачу обігрівальних труб, Вт;

$$Q_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} F(t_{\text{в}} - t_{\text{п}}), \quad (3.14)$$

де F – розрахункова поверхня обігрівальних труб;

$t_{\text{в}}$ і $t_{\text{п}}$ – температури води в обігрівальних трубах і повітря у вагоні відповідно.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією використовують критерій залежності критерія Нуссельта Nu від критеріїв Грісгофа Gr і Прандтля Pr :

$$Nu = c(Gr Pr)^n. \quad (3.15)$$

Після визначення Nu розраховують значення конвективного коефіцієнта тепловіддачі:

$$t_{\text{тр}}^{\kappa} = \frac{Nu\lambda}{d}, \quad (3.16)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності повітря;

d – визначувальний розмір, у даному випадку – діаметр труби.

Значення коефіцієнтів c і n , а також добуток Gr і Pr за формулою (3.8) можна визначити за відомим варіантом [131].

Як відомо, для різних тіл коефіцієнт випромінювання різний. Його значення визначається фізичною природою тіла, станом її поверхні та її температурою. Цей закон встановлює залежність густини E_0 потоку інтегрального випромінювання тіла від його температури. Для абсолютно чорного тіла

$$E_0 = \sigma_0 \cdot T^4, \quad (3.17)$$

де σ_0 – постійна Стефана–Больцмана, $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}^4)$.

У технічних розрахунках цей закон застосовується в більш зручній формі:

$$E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (3.18)$$

де c_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла:

$$c_0 = \sigma_0 \cdot 10^{-8} = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}^4).$$

Отже, енергія випромінювання абсолютно чорного тіла пропорційна четвертому ступеню абсолютної температури.

Цей закон може бути застосований і до реальних тіл. У цьому випадку він набуває вигляду:

$$E = c \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (3.19)$$

де c – коефіцієнт випромінювання тіла, він змінюється від 0 до 5,67.

Співставляючи густину потоку власного випромінювання тіла з густиною потоку випромінювання абсолютно чорного тіла при тій же температурі, отримують іншу характеристику тіла, яка називається ступенем чорноти ε :

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{c}{c_0}. \quad (3.20)$$

Значення ε змінюється від «0» до «1», що зручно.

У цьому випадку маємо для реального тіла:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (3.21)$$

Потік променевого теплообміну між двома сірими поверхнями в замкнутому контурі, коли одна з поверхонь – з площею F_2 – обтікає другу – з площею F_1 – визначається за формулою:

$$Q = \varepsilon_n c_0 F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (3.22)$$

де вираз:

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{F_2}{F_1} \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right)}$$

називається наведеним ступенем чорноти тіла.

Стосовно до обігрівальних труб прийнято: F_2 – поверхня навколо об'єкта (тобто поверхня стін і внутрішнього обладнання вагона); F_1 – поверхня обігрівальних труб.

Якщо розглядати останню формулу стосовно теплообміну на одиницю поверхні теплосприймаючої стінки, питомий тепловий потік випромінювання складе:

$$q_{\text{л}} = \varepsilon_n c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (3.23)$$

Беручи до уваги, що питомий тепловий конвективний потік визначається за формулою:

$$q_{\text{к}} = k_{\text{тр}}^{\text{к}} (t_{\text{тр}} - t_{\text{п}}), \quad (3.24)$$

де $t_{\text{тр}}$ – температура труб;

$t_{\text{п}}$ – температура повітря,

то сумарний потік тепла (q) конвекцією $q_{\text{к}}$ і випромінюванням $q_{\text{л}}$ дорівнює:

$$q = q_{\text{к}} + q_{\text{л}}. \quad (3.25)$$

Тоді, враховуючи вираз (3.24), отримують формулу для розрахунку коефіцієнта теплопередачі випромінюванням:

$$k_{\text{тр}}^{\text{л}} = 0,04 \varepsilon_n c_0 \left(\frac{T_m}{100} \right)^3. \quad (3.26)$$

У формулі (3.26) $T_m = 0,5(T_1 + T_2)$ – середня температура тіл, що обмінюються променевим теплом.

Стосовно до теплообміну між обігрівальними трубами і повітрям у вагоні індекс 1 – належить до поверхні труб, індекс 2 – належить до внутрішнього обладнання вагона, що оточує трубу.

Проаналізуємо частку конвективного і променевого теплообміну на поверхні обігрівальних труб системи опалення; вхідні дані для розрахунку приведені в таблиці 3.6, результати цих розрахунків зведені в таблицю 3.7.

Таблиця 3.6 – Тепловіддача реєстра з горизонтальних металевих труб при вільній конвекції

№ п/п	Вихідні дані	Позначка	Значення	Од. вим.
1	Діаметр труб реєстра	D	76	мм
2	Довжина реєстра (однієї труби)	L	22	м
3	Кількість труб в реєстрі	N	2	од.
4	Температура води на початку труби	$t_{\text{вх}}$	85	°C
5	Температура води в кінці труби	t_0	65	°C
6	Температура повітря в приміщенні	$t_{\text{п}}$	22	°C
7	Вид зовнішньої поверхні труб	Фарба сіра		
8	Постійна Стефана–Больцмана	C_0	5,67	Вт/(м ² ·К ⁴)
9	Прискорення вільного падіння	g	9,80665	м/с ²

Таблиця 3.7 – Тепловіддача реєстра з горизонтальних металевих труб при вільній конвекції

№ п/п	Результати розрахунків	Позначка	Значення	Од. вим.
1	2	3	4	5
1	Ступінь чорноти поверхні труб	E	0,900	–
2	Середня температура стінок труб	$t_{\text{ст}}$	75,0	°C
3	Температурний напір	dt	53,0	°C
4	К-т об'ємного розширення повітря	b	0,00339	1/К
5	Кінематична в'язкість повітря	n	0,0000133	м ² /с

Закінчення таблиці 3.7

1	2	3	4	5
6	Критерій Прандтля	P_r	0,7035	–
7	К-т теплопровідності повітря	λ	0,026119	Вт/(м·К)
8	Площа поверхні реєстра	A	10,5055	м ²
9	Тепловий потік випромінювання	$Q_{\text{тр}}^{\text{л}}$	3536	Вт·год
10	К-т тепловіддачі при випромінюванні	$k_{\text{тр}}^{\text{л}}$	6,4	Вт/(м ² ·К)

11	Критерій Грасгофа	Gr	3314599,8	—
12	Критерій Нуссельта	Nu	19,5387	—
13	Конвективний тепловий потік	$Q_{\text{тр}}^{\text{к}}$	3477	Вт·год
14	К-т тепловіддачі при конвекції	$k_{\text{тр}}^{\text{к}}$	6,2	Вт/(м ² ·К)
15	Повна потужність теплового потоку реєстра	$Q_{\text{тр}}$	7,013	кВт·год
			6,030	Ккал/год
16	Коефіцієнт теплопередачі (тепловіддачі) реєстра	$k \approx k_{\text{тр}}$	12,6	Вт/(м ² ·К)
			10,8	Ккал/(год·м ² ·К)

Як видно з результатів розрахунків (табл. 3.7), частка конвективного теплообміну випромінюванням становить $\approx 49\%$ і $\approx 51\%$ від загального теплообміну, коефіцієнт теплопередачі реєстра залежить від dt температурного напору. Результати аналізу свідчать, що вплив на конвективний чи променевий теплообмін (або на обидва разом) дає можливість розробити способи керування тепловіддачею обігрівальних труб.

3.4.1 Забезпечення рівномірності теплонадходжень від обігрівальних труб

Для забезпечення рівномірності прогрівання приміщень по довжині вагона повинні забезпечуватися однакові теплонадходження від кожного елемента обігрівальних труб. У деяких роботах [50, 58, 59, 76] пропонується рішення цієї задачі тільки збільшенням теплопередавальної поверхні обігрівальних труб за напрямком руху теплоносія.

Як показав аналіз, що був зроблений у підрозділі 3.4, у частковій участі конвективного і променевого теплообміну на поверхні обігрівальних труб променевий теплообмін становить 51% від загального теплообміну на їх поверхні. Це дає можливість змінювати тепловіддачу на потрібній ділянці, застосовуючи покриття з певним ступенем чорноти, що й підтверджено охоронним документом і дослідженнями автора [106, 132, 133].

Тут визначимо порядок підбору потрібного ступеня чорноти для покриття ділянок обігрівальних труб з метою їх рівномірної тепловіддачі.

Тип покриття визначається методом підбору потрібного ступеня чорноти для кожної ділянки обігрівальної труби. Для цього необхідно виконати розрахунок загального теплонадходження від обігрівальних труб опалення, пофарбованих фарбою з єдиним ступенем чорноти, тобто пофарбованих сірою фарбою, за формулою (3.14).

Для подальшого розрахунку необхідно визначити середню потужність q однієї ділянки (довжиною один метр) за формулою:

$$q = \frac{Q}{l}. \quad (3.27)$$

Отримане значення q буде використовуватися як шаблонне в подальших розрахунках. Визначаємо необхідний коефіцієнт тепловіддачі $k_{тр}^i$ для першої ділянки труби за формулою:

$$k_{тр}^l = \frac{q}{F_i(t_{вх}^i + t_{вих}^i) \cdot 0,5 - t_{в}}, \quad (3.28)$$

де $t_{вх}^i, t_{вих}^i$ – температура води на вході й виході з ділянки;

F_i – площа ділянки.

Розрахунки температури теплоносія в різних точках уздовж труби здійснюються за формулою (2.6).

Значення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією $k_{тр}^{ki}$ даної ділянки труби визначаємо за формулою (3.15).

Потрібний ступінь чорноти ε_n^i для даної ділянки можна визначити за формулою:

$$\varepsilon_n^i = \frac{k_{\text{тр}}^i - k_{\text{тр}}^{\kappa i}}{0,04c_0\left(\frac{T_m}{100}\right)^3}. \quad (3.29)$$

Тип покриття підбирають зі ступенем чорноти, який наближений до того, що відповідає отриманому значенню ε_n^i за таблицею № 19, наведеною в [131] для даної ділянки нагрівальної труби.

Проаналізуємо ефективність цього способу. Розрахунок зроблений для вітки нагрівальних труб однієї сторони купейного вагона.

Вихідні дані: труби оребрені, сталеві, подвоєні, довжина однієї труби $l = 22$ м; діаметр зовнішній $D = 0,076$ м; діаметр внутрішній $d = 0,07$ м; коефіцієнт оребрення $K_p = 2,9$; площа труби $F = 30,4$ м²; температура води на вході в трубу $t_{\text{вх}} = 75$ °С; швидкість природної циркуляції $w = 0,025$ м/с; коефіцієнт тепловіддачі труби $k_{\text{тр}} = 10,8$ Вт/(м·К); температура повітря у вагоні $t_{\text{п}} = 22$ °С.

Отримані результати рівномірності теплонадходження від кожного елемента обігрівальних труб представлені на графіках рис. 3.16.

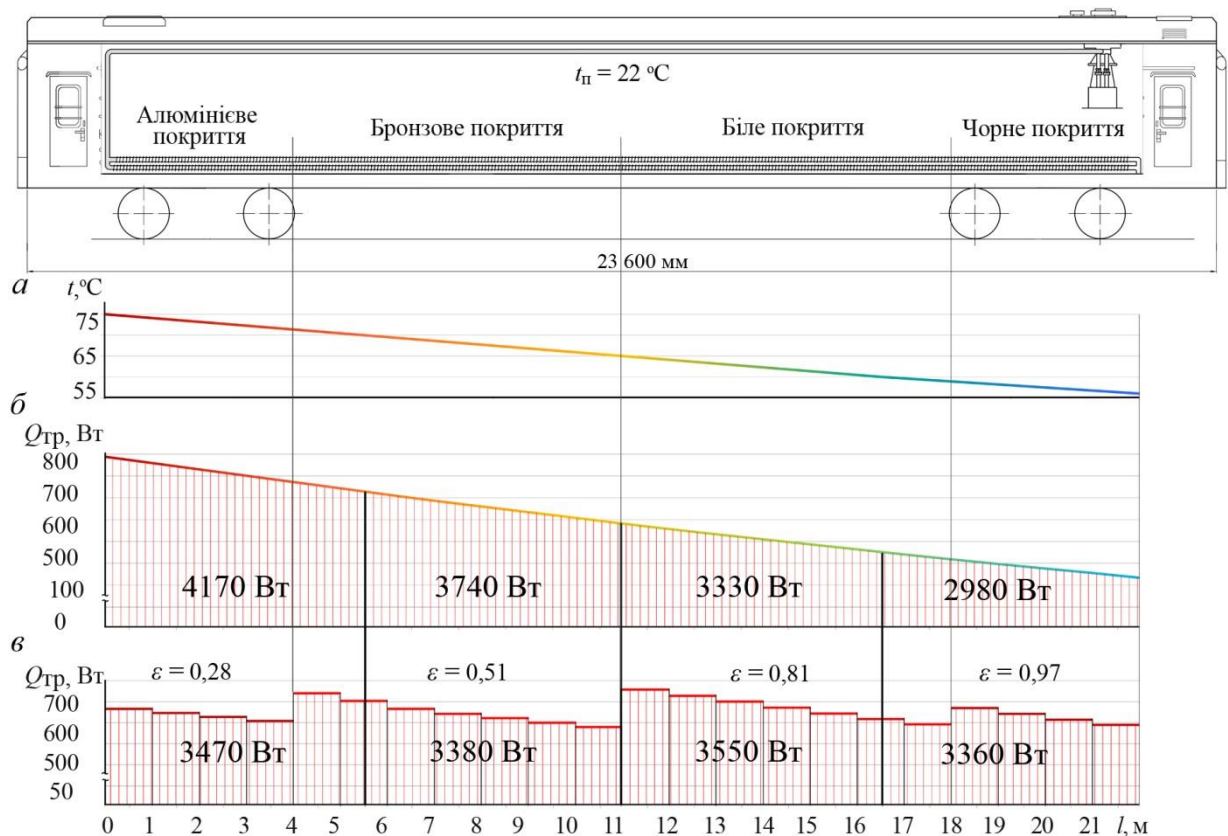


Рисунок 3.16 – Результати розрахунків тепловіддачі обігрівальних труб:

a – зміни температури теплоносія, тепловіддача обігрівальних труб з покриттям:
б – з однаковим ступенем чорноти $\varepsilon = 0,9$, *в* – з різними ступенями чорноти

За результатами підбору ступеню чорноти покриття за напрямком руху теплоносія визначаємо тип покриття: на першій ділянці – нанесене алюмінієве покриття на довжину 4 метри, на другій ділянці – бронзове покриття на довжину 7 метрів, на третій ділянці – біле покриття на довжину 7 метрів, на четвертій ділянці – чорне покриття на довжину 4 метри.

За даними графіка (рис 3.16, *б*) потужність ділянок знижується в напрямку циркуляції теплоносія пропорційно зниженню температури води за графіком (див. рис. 3.16, *a*). З графіка (див. рис 3.16, *б*) видно, що при зниженні температури води на всіх ділянках обігрівальної труби забезпечується рівномірна тепловіддача по всій її довжині.

Для наочності ці графіки розділені на рівні ділянки довжиною 5,5 метри кожен, тут вказана середня потужність кожної ділянки. За даними графіка (див. рис. 3.16, *б*) потужність середніх значень першої ділянки більше на

1 190 Вт, ніж останньої. На графіку (див. рис. 3.16, в) потужність середніх значень між ділянками не перевищує 190 Вт. Отже, зміна ступеня чорноти шляхом нанесення покриття на окремі ділянки обігрівальних труб різними типами покриття дозволяє рівномірно розподілити тепловіддачу нагрівальних труб опалення по довжині вагона.

Розглянутий спосіб забезпечення рівномірної тепловіддачі обігрівальних труб знижує загальну тепловіддачу труб до 12 % і на 4,8 % від обсягу витрат на підтримання мікроклімату у вагоні – це пояснюється відсутністю перегрівання в тих частинах вагона, де температура теплоносія в обігрівальних трубах найбільша. Відзначимо, що забезпечення рівномірної тепловіддачі обігрівальних труб шляхом нанесення покриття з різним ступенем чорноти на окремі ділянки обігрівальних труб істотно спрощує конструкцію системи опалення.

3.4.2 Спосіб керування тепловіддачею обігрівальних труб за рахунок вільної конвекції

Якщо розглядати обігрівальні труби як систему опалювальних приладів (батарей), з'єднаних трубами, то обігрівальні труби виконують дві функції одночасно: опалювальних приладів і трубопроводу. Нагрітий теплоносій, циркулюючи через обігрівальні труби, передає певну кількість тепла на кожній ділянці і на останніх ділянках за напрямком руху його температура знижується, як наслідок, виникає нерівномірний температурний режим по довжині вагона. Враховуючи вищесказане, керування потужністю обігрівальних труб зміною витрати теплоносія призведе до зниження швидкості циркуляції і, як наслідок, до погіршення нерівномірного температурного режиму по довжині вагона. Як показав аналіз, що був зроблений в підрозділі 3.4, у в відсотковому співвідношенні конвективного і променевого теплообміну на поверхні обігрівальних труб конвективний теплообмін становить 49 % від загального теплообміну на поверхні обігрівальних труб.

Як відомо, вільний (природний) рух повітря виникає під дією теплообміну біля поверхні – внаслідок різниці щільності шарів повітря, що мають різну температуру: менш нагріті шари витісняються вгору більш важкими холодними шарами. З огляду на вищесказане, керувати тепловіддачею обігрівальних труб можливо за рахунок вільної конвекції, зменшуючи або збільшуючи ступінь конвективного теплообміну на поверхні

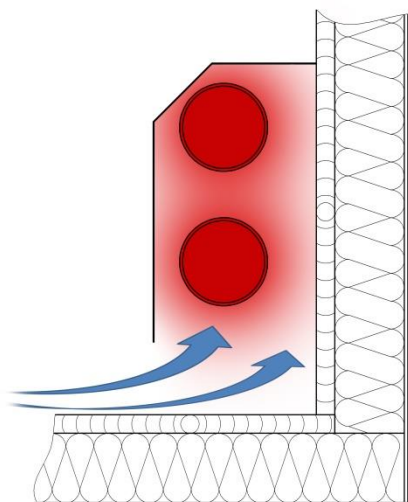


Рисунок 3.17 – Розташування обігрівальних труб

обігрівальних труб. Цього можна досягти шляхом встановлення на обігрівальні труби регульованих кожухів: таким чином утворюється закритий простір, через який проходять обігрівальні труби, тоді нагріте повітря зможе проходити тільки через отвори у верхній частині. Але закритий простір утворюється разом з бічною стіною огорожувальної конструкції, така конструкція сприятиме підвищенню теплових витрат огорожувальних конструкцій, розташованих біля обігрівальних труб (рис. 3.17). Тепловий потік між поверхнями через повітряний прошарок шляхом випромінювання при перепадах температур від 5 до 100 °C становить 50 – 80 % від загального теплового потоку, що віддається цією поверхнею [134, 135]. Одним з перспективних напрямків енергозбереження є відбиваюча теплоізоляція. Враховується, що відбиваюча теплоізоляція об'єднує високі теплоізоляційні властивості замкнутого повітряного простору з високою тепловідбивною здатністю (понад 90 %) для металів (алюміній та ін.) як той самий унікальний матеріал, який зупиняє тепло на всіх трьох шляхах його поширення від «гарячого» тіла до «холодного»: теплопровідність, конвекція і теплове випромінювання. Але в даному випадку поставлене завдання знизити теплообмін між обігрівальними трубами й огорожувальними конструкціями. У цьому випадку буде достатньо застосувати тепловідбивний екран, виготовлений з алюмінію.

Конструкція кожуха повинна забезпечувати вільну циркуляцію повітря між тепловідбивним екраном і огорожувальними конструкціями вагона (рис. 3.18), таким чином, тепловий потік випромінювання буде гаситися за рахунок тепловідбивного екрана, а за рахунок конвективного теплообміну, який буде протікати по обидві сторони від тепловідбивного екрана, забезпечуватиметься його охолодження. При такій конструкції кожуха тепло, що втрачалось огорожувальними конструкціями, розташованими біля обігрівальних труб, буде спрямоване на підтримання параметрів мікроклімату в приміщеннях вагона.

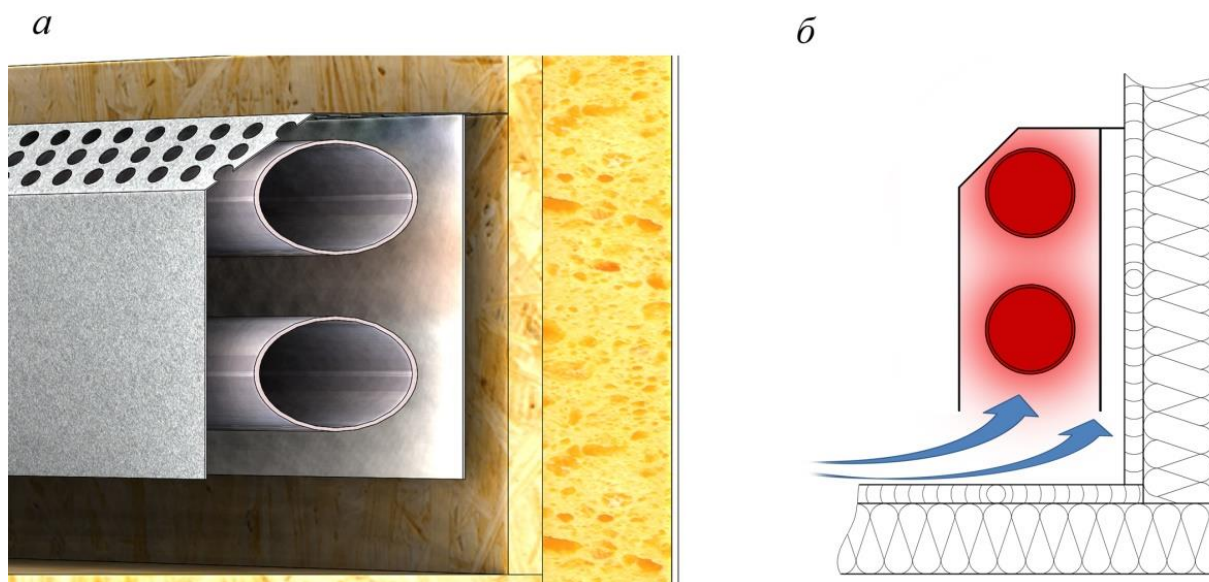


Рисунок 3.18 – Кожух обігрівальних труб з тепловідбивним екраном:

а – загальний вид, *б* – розташування обігрівальних труб

Площа отворів для конвективного теплообміну повинна бути змінною, що дозволить регулювати кількість повітря, яке циркулює через кожухи, щоб тим самим збільшувати або знижувати ступінь конвективного теплообміну на поверхнях обігрівальних труб [107]. Для автоматичного керування площею отворів можна застосовувати регулятори прямої і непрямої дії. У цьому випадку керуючим параметром буде температура повітря в приміщенні вагона, а керованим параметром – тепловіддача обігрівальних труб.

Перевагою цього способу регулювання тепловіддачі є збереження постійної витрати теплоносія в обігрівальних трубах. Варто звернути увагу на той факт, що в системах з природною циркуляцією теплоносія його швидкість залежить від інтенсивності його охолодження в обігрівальних приладах, під час зниження тепловіддачі обігрівальних труб має знизитися швидкість природної циркуляції теплоносія. Але з аналізу, що був проведений у підрозділі 3.2, випливає, що обігрівальні труби знаходяться нижче центру нагрівання, тому зниження тепловіддачі обігрівальних труб у даному випадку не матиме ніякого впливу на швидкість циркуляції теплоносія.

Такий підхід дозволяє не тільки керувати тепловіддачею обігрівальних труб регульованими кожухами, а й дозволить знизити вплив теплової інертності системи опалення на температурний режим повітря у вагоні, реалізувати індивідуальне регулювання температури повітря в купе (у межах 49 % від потужності ділянки обігрівальних труб). Застосування тепловідбивного екрана знизить нагрівання огорожувальних конструкцій в місцях, де вони розташовані, що, в свою чергу, знизить втрати тепла огорожувальними конструкціями. У системі опалення буде накопичуватися теплова енергія, і вона буде працювати як тепловий акумулятор і при цьому виконувати свої функції. Цей підхід надає певні переваги – акумульоване тепло в системі опалення завжди буде доступне практично миттєво, при відкритті отворів, тобто збільшення вільної конвекції збільшує тепловіддачу обігрівальних труб. Таким чином, з'явиться можливість підтримки стійкого температурного режиму при перехідних режимах роботи системи опалення.

3.4.3 Керування тепловіддачею обігрівальних труб відповідно до умов експлуатації

Автоматичне підтримання параметра $t_{\text{п}}$ (температури повітря в приміщенні вагона) за формулою (2.24) здійснюється регулюванням потужності обігрівальних труб $Q_{\text{тр}}$ – за формулою (2.4), у цьому випадку

керуючим параметром буде $t_{\text{п}}$ – температура повітря, регульованою величиною буде $k_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тепловіддачі обігрівальних труб, за формулою (2.8).

Розрахунок регулюючого коефіцієнту $k_{\text{кф тр}}$ можна виконати за виразом:

$$k_{\text{кф тр}} = 1 \cdot e^{-(4/t_{\text{п}}^{\text{зад}} \cdot (t_{\text{балон}} - t_{\text{п}}^{\text{зад}}) \cdot 3)}, \quad (3.30)$$

де $t_{\text{п}}^{\text{зад}}$ – задана температура повітря, яку необхідно підтримувати;

$t_{\text{балон}} \tau = t_{\text{балон}}(0) \frac{t_{\text{п}}^{\text{к}} \cdot k_{\text{балон}} \cdot F_{\text{балон}}}{C_{\text{балон}}}$ – температура балона регульованого приладу.

Тоді формула (2.8) набуває вигляду:

$$k_{\text{тр}} = k_{\text{тр}}^{\text{к}} \cdot k_{\text{кф тр}} + k_{\text{тр}}^{\text{л}}, \quad (3.31)$$

якщо значення дійсного регулюючого коефіцієнту $k_{\text{кф тр}}$ більше 1, це свідчить про те, що температура теплоносія є недостатньою і в розрахунку приймається за «1».

Для оцінки ефективності регулювання тепловіддачі обігрівальних труб з застосуванням регульованих кожухів із тепловідбивним екраном, ґрунтуючись на складеній математичній моделі, була змодельована робота систем опалення. Розміри та фізичні параметри елементів та чинників і час, що врахований при розрахунках, наведено в таблиці 3.1 і пункті 3.1.1, додатково враховувалася робота регульованих кожухів; вони працювали наступним чином:

– при підвищенні температури повітря у вагоні більше 20 °С в русі та 18 °С на стоянці в пункті обороту площа отворів на регульованих кожухах зменшувалася і при досягненні температури повітря у вагоні 22 °С і 20 °С відповідно отвори повністю закривалися.

За результатами математичного експерименту підраховані витрати енергії обігрівальних труб на підтримання мікроклімату у вагоні і на нагрівання теплоносія в системі опалення вагона; ці дані зведені в таблицю 3.8.

Таблиця 3.8 – Сумарні дані витрат енергії у вагоні

№ п/п	Вимірювальний параметр	кВт·год
1	Вагон без модернізації	
1.1	Теплова енергія, яка витрачена обігрівальними трубами на підтримання мікроклімату у вагоні в русі і на стоянці	203,83
1.2	Електрична енергія, яка витрачена на нагрівання теплоносія високовольтними ТЕНами	284,78
2	Вагон з модернізацією	
2.1	Теплова енергія, яка витрачена обігрівальними трубами на підтримання мікроклімату у вагоні в русі і на стоянці	180,1
2.2	Електрична енергія, яка витрачена на нагрівання теплоносія високовольтними ТЕНами	269,53

З приведених в таблиці 3.8 даних видно, що застосування керування тепловіддачею обігрівальних труб знижує втрати тепла обігрівальними трубами на 11,7 % і на 4,6 % від витрат на підтримання мікроклімату у вагоні, але застосування цього технічного рішення не в повній мірі дозволяє знизити вплив теплової інертності вагона на мікроклімат всередині вагона.

3.5 Висновок до розділу 3

1. Підведення теплоносія до обігрівальних труб по окремим стоякам створює достатній напір, що дозволяє відмовитися від застосування циркуляційного насоса.

2. Доопрацьована математична модель підвищує точність розрахунків витраченої енергії на підтримання мікроклімату на 20 %, температури повітря в приміщеннях вагона на – 6,6 %, а теплових втрат через огорожувальні конструкції на – 13,4 %.

3. Модернізація теплоізоляції знижує тепловіддачу розвідних труб наближено до 75 %, що дозволяє підвищити енергоефективність системи опалення на 13,4 %.

4. Збільшення теплопередавальної поверхні обігрівальних труб за рахунок застосування плоско-овальних труб економічно доцільніше.

5. Інтеграція датчиків CO₂ разом із керуванням оборотами вентилятора в системі вентиляції та встановленням регульованого клапана з виносним датчиком у водяний контур калорифера підтримує задану температуру зовнішнього повітря, що подається системою вентиляції, і знижує витрати теплової енергії на підігрівання зовнішнього повітря на 10 % від загально витраченої на підтримання мікроклімату.

6. Проведений аналіз часткової участі конвективного і променевого теплообміну показав, що можливо змінювати інтенсивність конвективного і променевого теплообміну на поверхні обігрівальних труб.

7. Забезпечення рівномірної тепловіддачі обігрівальних труб за рахунок зміни інтенсивності променевого теплообміну шляхом нанесення на цих поверхнях покриття з різним ступенем чорноти на окремі сегменти обігрівальних труб забезпечує рівномірний температурний режим по всій довжині вагона та знижує витрати теплової енергії на 4,8 % від загальних витрат на підтримання мікроклімату у вагоні.

8. Керування тепловіддачею обігрівальних труб за рахунок вільної конвекції регульованими кожухами з тепловідбивними екранами дозволить знизити вплив теплової інертності системи опалення на температурний режим повітря у вагоні, реалізувати індивідуальне регулювання температури повітря в купе. Система опалення буде працювати як тепловий акумулятор і при цьому виконувати свої функції, а акумульоване тепло в системі опалення завжди буде доступне практично миттєво. Крім того, з'явиться можливість підтримки стійкого температурного режиму при перехідних режимах роботи системи опалення. Але керування тепловіддачею обігрівальних труб за рахунок вільної конвекції регульованими кожухами з тепловідбивними екранами не в повній мірі дозволяє знизити вплив теплової інертності вагона на мікроклімат у вагоні і знижує втрати тепла на 4,6 % від загальних витрат на підтримання мікроклімату.

9. Результати, які викладені у даному розділі, опубліковані у роботах автора [100 – 108, 117, 121, 123, 126, 128, 132, 133].

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ОБМЕЖЕННЯ ПРИРОДНОЇ КОНВЕКЦІЇ ОБІГРІВАЛЬНИХ ПРИЛАДІВ ТА ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА

Найбільш важливою складовою частиною поданого наукового дослідження є експерименти, що на теперішній час є одним з основних способів отримати дані про процеси, які протікають на поверхні труб системи опалення вагона. Основною метою запропонованого експерименту є перевірка теоретичних положень (підтвердження робочої гіпотези), а також отримання даних для обґрунтування наукового дослідження. У цьому розділі приведені дані експериментальних досліджень, які підтверджують теоретичні викладки автора щодо підтримання стійкого температурного режиму в приміщеннях вагона та підвищення енергоефективності системи опалення.

4.1 Експериментальне дослідження керування тепловіддачею обігрівальних труб за рахунок вільної конвекції

Запропоноване тут керування тепловіддачею обігрівальних труб за рахунок вільної конвекції зменшенням або збільшенням ступеня конвективного теплообміну на поверхні обігрівальних труб є одним із можливих способів керування тепловіддачею обігрівальних труб з метою підтримки стійкого температурного режиму в пасажирському вагоні. Для більш досконалого управління тепловіддачею обігрівальних труб автором проведений експеримент із застосуванням експериментальної установки, що забезпечує керування конвективним теплообміном на поверхні обігрівальних труб.

Мета експерименту – визначення локального коефіцієнта тепловіддачі конвекцією на поверхні обігрівальних труб, узагальнення результатів за допомогою отриманих залежностей із подальшим зіставленням з розра-

хунковими формулами та застосуванням на об'єкт, а в у подальшому – для вдосконалення систем опалення взагалі.

Установка для проведення експерименту є конструкцією, що складається з підставки з прикріпленими до неї задньої і бічними стінками, які виготовлені з деревностружкової плити, двох труб зі заварними торцями й увареними обичайками для встановлення термометрів. Така конструкція імітує частину ділянки обігрівальних труб вагона, що накриті кожухом з регульованими отворами (рис. 4.1).



Рисунок 4.1 – Зовнішній вигляд експериментальної установки

Кожух з регульованими отворами складається з власне кожуха і заслінки з отворами. Заслінка кріпиться на кожусі трьома гвинтами з гайками, які завдяки пазам на кожусі служать напрямними для пересування заслінки. У відкритому положенні отвори на кожусі й заслінці збігаються: для регулювання площі отворів або для повного закриття отворів заслінка пересувається вліво. Пересування заслінки здійснюється вручну, як показано на рис. 4.2.

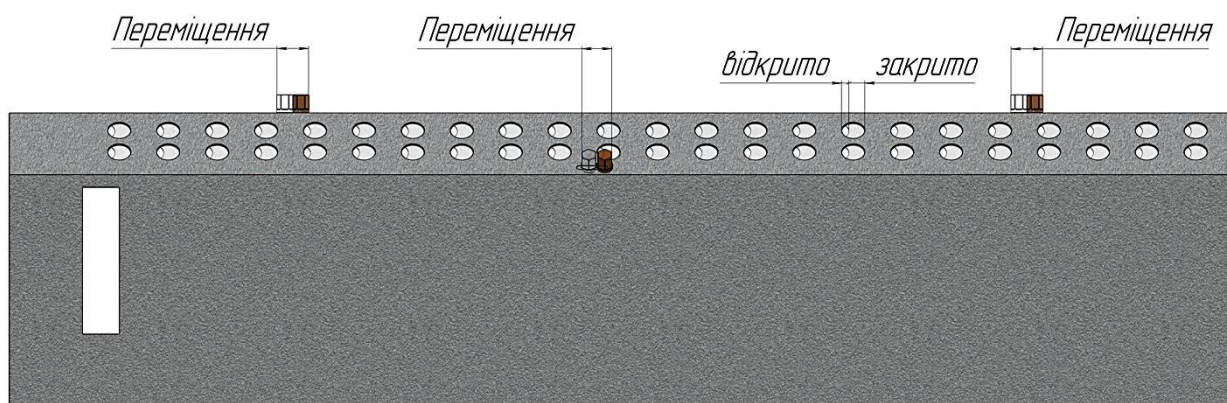


Рисунок 4.2 – Переміщення заслінки експериментальної установки

Регулювання площі отворів здійснюється шляхом пересування кришки з отворами, що дозволяє зменшувати або збільшувати площу отворів для конвективного теплообміну. У нижній і верхній трубі встановлені термометри для вимірювання температури води.

Технічні характеристики експериментальної установки приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики експериментальної установки

№ п/п	Найменування параметра	Значення
1	Маса приладу, кг	22
2	Довжина, мм	1037
3	Ширина, мм	250
4	Висота, мм	423
5	Діаметр отвору кожуха, мм	19
6	Хід заслінки, мм	21
7	Об'єм труб, л	8
8	Внутрішній діаметр труби, мм	71
9	Довжина труби, мм	1000
10	Товщина стінки труби, мм	2,5
11	Площа труб, м ²	0,48
12	Товщина листа кожуха, мм	0,7
13	Теплоємність C_p , Вт/(кг·К)	10,66

Для спрощення розрахунків в таблиці 4.2 наведені дані про залежність площі утворюваного відчиненого сегмента від відстані між отворами.

Таблиця 4.2 – Залежності площі відчиненого сегмента від відстані між отворами

Відстань між отворами, мм	Площа одного сегмента, мм ²	Загальна площа всіх сегментів, м ²
19	283	$23 \times 5 \times 283 \times 10^{-6} = 0,03266 \text{ м}^2$
18	264	$23 \times 5 \times 264 \times 10^{-6} = 0,03036 \text{ м}^2$
17	245	$23 \times 5 \times 245 \times 10^{-6} = 0,028175 \text{ м}^2$
16	227	$23 \times 5 \times 227 \times 10^{-6} = 0,026105 \text{ м}^2$
15	208	$23 \times 5 \times 208 \times 10^{-6} = 0,02392 \text{ м}^2$
14	190	$23 \times 5 \times 190 \times 10^{-6} = 0,02185 \text{ м}^2$
13	171	$23 \times 5 \times 171 \times 10^{-6} = 0,019665 \text{ м}^2$
12	153	$23 \times 5 \times 153 \times 10^{-6} = 0,017595 \text{ м}^2$
11	136	$23 \times 5 \times 136 \times 10^{-6} = 0,01564 \text{ м}^2$
10	120	$23 \times 5 \times 110 \times 10^{-6} = 0,0138 \text{ м}^2$
9	103	$23 \times 5 \times 103 \times 10^{-6} = 0,011845 \text{ м}^2$
8	87	$23 \times 5 \times 87 \times 10^{-6} = 0,010005 \text{ м}^2$
7	72	$23 \times 5 \times 72 \times 10^{-6} = 0,00828 \text{ м}^2$
6	57	$23 \times 5 \times 57 \times 10^{-6} = 0,006555 \text{ м}^2$
5	44	$23 \times 5 \times 44 \times 10^{-6} = 0,00506 \text{ м}^2$
4	32	$23 \times 5 \times 32 \times 10^{-6} = 0,00386 \text{ м}^2$
3	21	$23 \times 5 \times 21 \times 10^{-6} = 0,002415 \text{ м}^2$
2	11	$23 \times 5 \times 11 \times 10^{-6} = 0,001265 \text{ м}^2$
1	4	$23 \times 5 \times 4 \times 10^{-6} = 0,00046 \text{ м}^2$
0	—	—

Експеримент включав у себе кілька етапів (підготовчий, перший, другий, третій), кожний етап проводився в декілька стадій. На кожній стадії на всіх етапах протягом 70 хвилин з інтервалом 10 хвилин проводилося вимірювання температури води в обігрівальних трубах і температури повітря в приміщенні.

Підготовчий етап полягав у встановленні необхідної площі отворів на кожусі, заливанні (заправці) обігрівальних труб водою з температурою $\approx 85^\circ\text{C}$, установленні термометрів для вимірювання температури води в обігрівальних трубах, монтажі кожуха з регульованими отворами на експериментальну установку.

Перший етап полягав у підтвердженні гіпотези керування тепловіддачею

обігрівальних труб методом обмеження конвекції. Для підтвердження цієї гіпотези було проведено виміри в три стадії:

– на першій стадії кожух із регульованими отворами обігрівальних труб на експериментальну установку не встановлювався, цим забезпечувалася вільна конвекція в необмеженому обсязі нерухомого повітря;

– на другій стадії кожух з регульованими отворами обігрівальних труб був встановлений на експериментальну установку, заслінка знаходилася в крайньому правому положенні, отвори для конвекції були повністю відкриті, чим забезпечувалася вільна конвекція необмеженого обсягу повітря в щілині;

– на третій стадії кожух з регульованими отворами обігрівальних труб був встановлений на експериментальну установку, заслінка знаходилася в крайньому лівому положенні, отвори були закриті, чим забезпечувалося виключення з теплообмінних процесів тепловіддачі від вільної конвекції повітря.

На підставі отриманих результатів вимірювань були побудовані графіки, що представлені на рис. 4.3, для їх побудови використовувалися дані про середню температуру між двома трубами експериментальної установки.

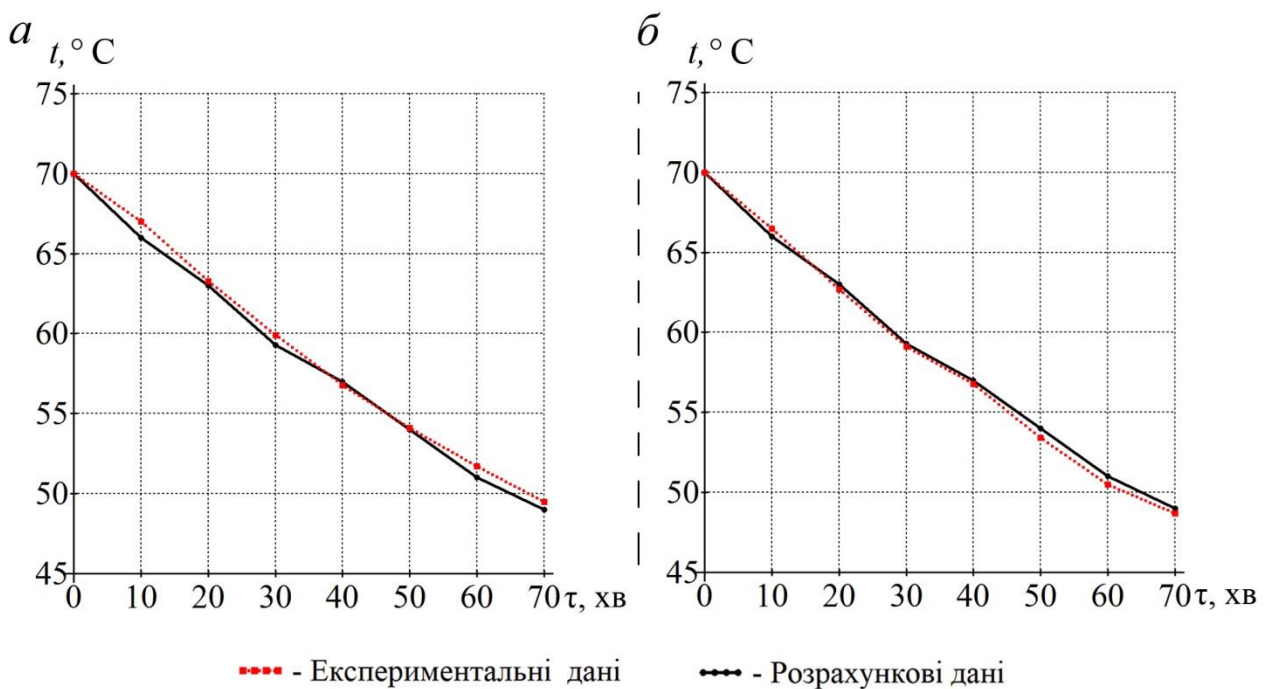


Рисунок 4.3 – Графіки зміни температури води в трубах під час вільної конвекції в необмеженому просторі:

a – без кожуха, b – з кожухом, з відкритими отворами для конвекції

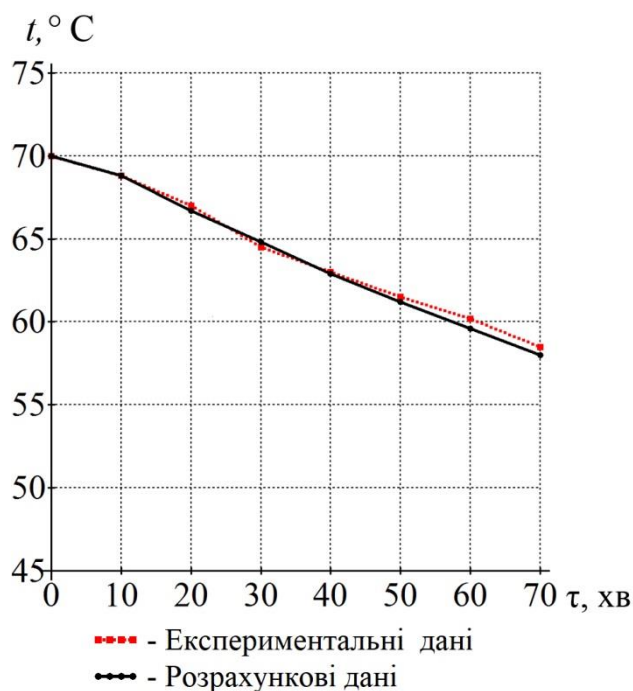


Рисунок 4.4 – Графік зміни температури води в трубах з кожухом і закритими отворами для конвекції

Як видно з даних, приведених на графіках рис. 4.3 і 4.4, результати розрахунків досить добре збігаються з результатами експерименту, тобто математичну модель можна використовувати для подальших теоретичних досліджень. Як показали результати експерименту, гіпотеза про можливість керування тепловіддачею обігрівальних труб методом обмеження конвекції цілком підтвердилася. Порівнюючи дані графіків (див. рис. 4.3), були отримані майже однакові результа-

ти – це свідчить про те, що кожух з відкритими отворами фактично не впливає на інтенсивність теплообміну на поверхні обігрівальних труб. За отриманими даними вимірів і даними технічних характеристик експериментальної установки, які наведені в таблиці 4.1, зроблені розрахунки теплоти, відданої обігрівальними трубами $Q_{\text{тр}}$ експериментальної установки (на кожній стадії першого етапу експерименту):

- при вільній конвекції (перша і друга стадії першого етапу експерименту) тепловіддача становить $Q_{\text{тр}} = 218$ Вт відданого тепла;
- під час виключення з теплообмінних процесів тепловіддачі вільною конвекцією (на третій стадії першого етапу експерименту) отримано $Q_{\text{тр}} = 122$ Вт відданого тепла:

$$\frac{218 - 122}{218} \cdot 100 = 44 \, \%.$$

Таким чином, обмеження тепловіддачі конвекцією на поверхні обігрівальних труб знижує загальну тепловіддачу обігрівальних труб на 44 %.

На другому етапі експерименту перевірялася можливість плавного регулювання тепловіддачі обігрівальних труб частковим обмеженням конвекції, шляхом поступового збільшення загальної площі відчиненого сегмента конвекційних отворів. Результати представлені у вигляді графіків на рис. 4.5.

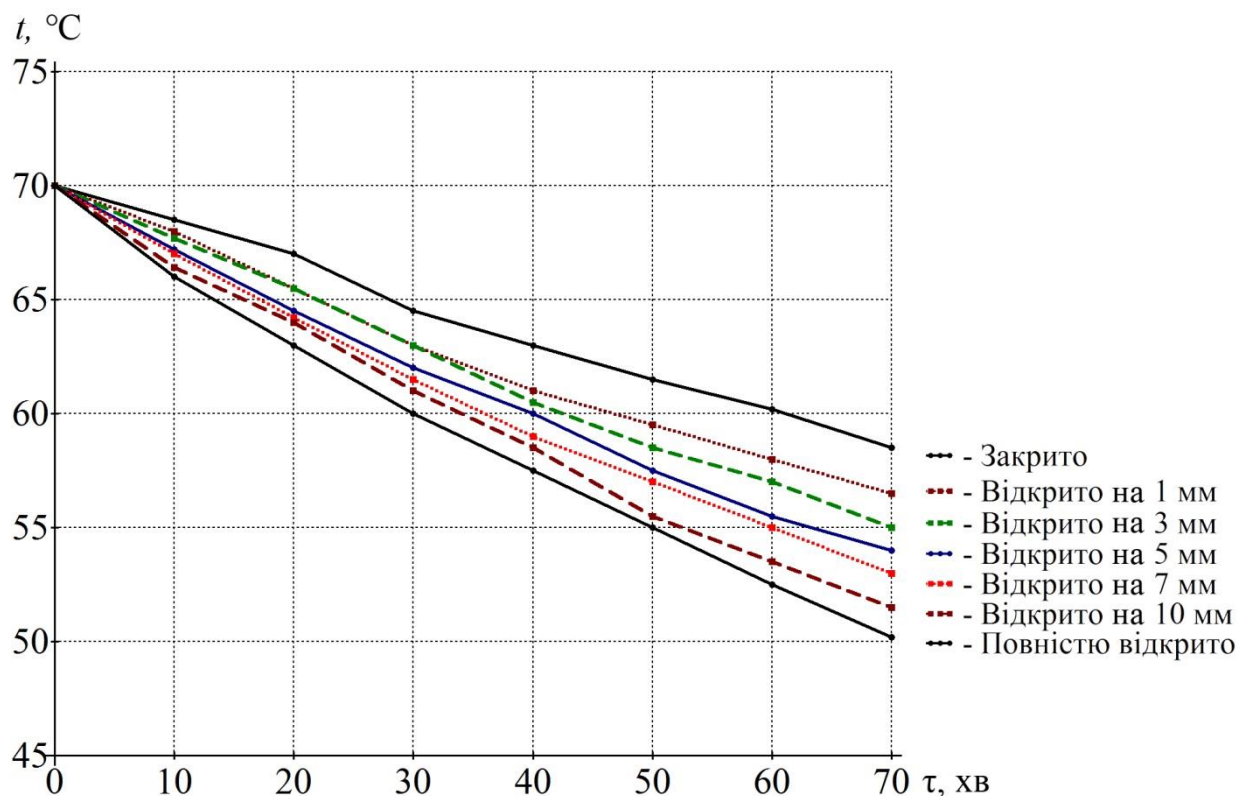


Рисунок 4.5 – Графіки зміни температури води в обігрівальних трубах експериментальної установки залежно від площі відчинених отворів (під час проведення першого і другого етапу експерименту)

Як видно з даних, що приведені на графіках рис 4.5, збільшення загальної площі відчиненого сегмента конвекційних отворів більше ніж $0,0138 \text{ м}^2$, що відповідає відстані між отворами 10 мм (див. табл. 4.2), тобто відчинена площа практично не впливає на теплообмін конвекцією. Зменшення загальної площі відчиненого сегмента конвекційних отворів, починаючи з відстані між отворами 10 мм і до повного закриття отворів, зменшує теплообмін конвекцією. Це підтверджує можливість плавного регулювання тепловіддачі обігрівальних труб за рахунок часткового обмеження конвекції. Графіки залежності зниження температури в обігрівальних трубах (відданого тепла $Q_{\text{тр}}$

експериментальної установки за певний проміжок часу (70 хв) від відстані між отворами) представлені на рис. 4.6.

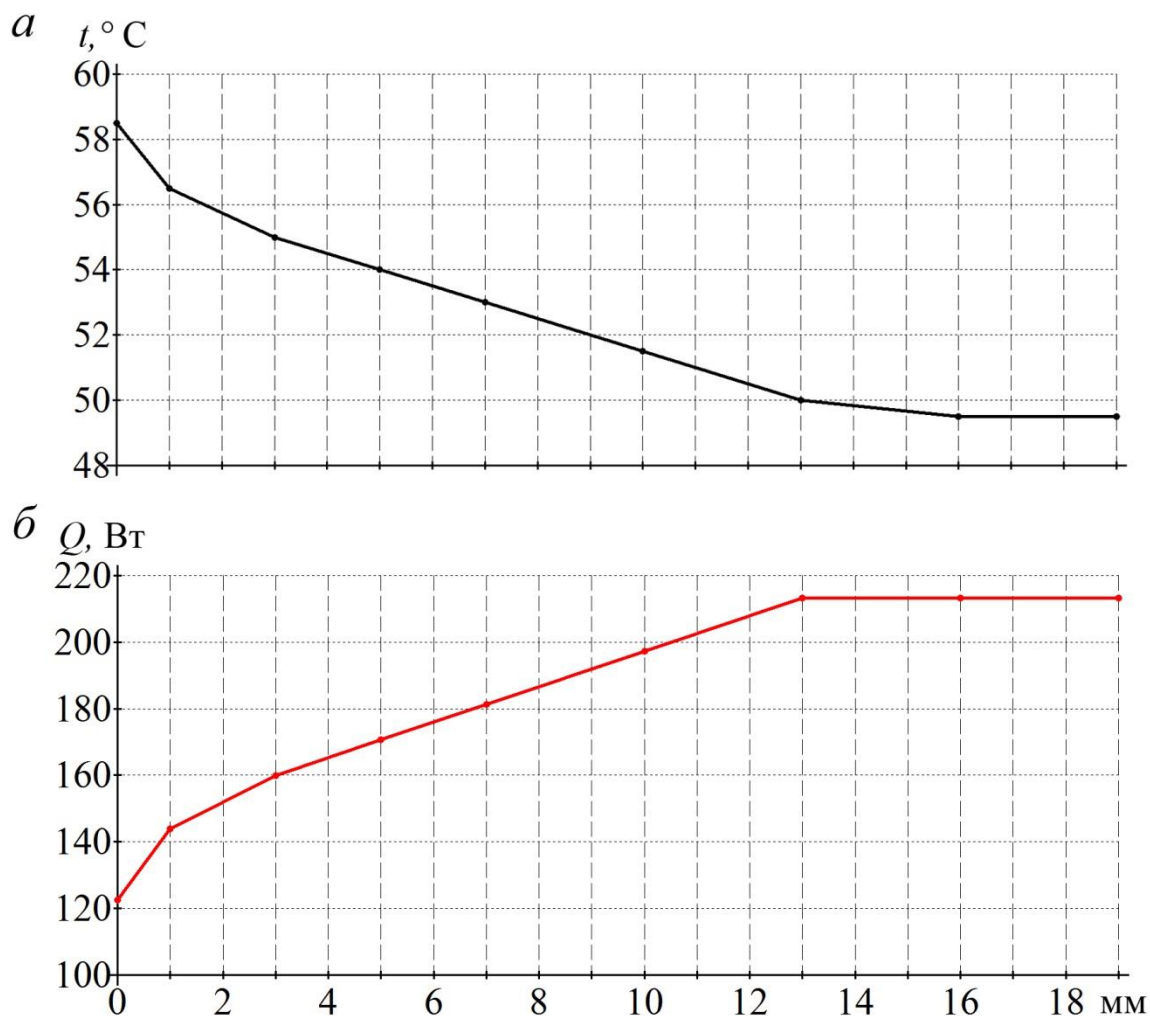


Рисунок 4.6 – Залежність параметрів від положення заслінки (відстань між отворами) експериментальної установки за проміжок часу (70 хв):

a – температури в обігрівальних трубах, *б* – відданого обігрівальними трубами тепла

Як видно з даних, що приведені на графіках рис 4.6, зміна температури і кількості відданого тепла відбувається за лінійною характеристикою, що застосовувалася при теоретичних дослідженнях, викладених у пункті 3.4.2.

Третій етап – підтвердження можливості змінювання тепловіддачі на потрібній ділянці (сегменті) обігрівальних труб нанесенням покриття з певним ступенем чорноти. Для цього були проведені виміри в дві стадії:

– на першій стадії на обігрівальні труби експериментальної установки було нанесене алюмінієве покриття, кожух із регульованими отворами обігрівальних труб на експериментальну установку не встановлювався;

– на другій стадії на обігрівальні труби експериментальної установки було нанесене бронзове покриття, кожух із регульованими отворами обігрівальних труб на експериментальну установку не встановлювався.

На основі отриманих результатів вимірювань були побудовані графіки, які представлені на рис. 4.7; для побудови графіків використовувалася середня температура (для двох труб експериментальної установки).

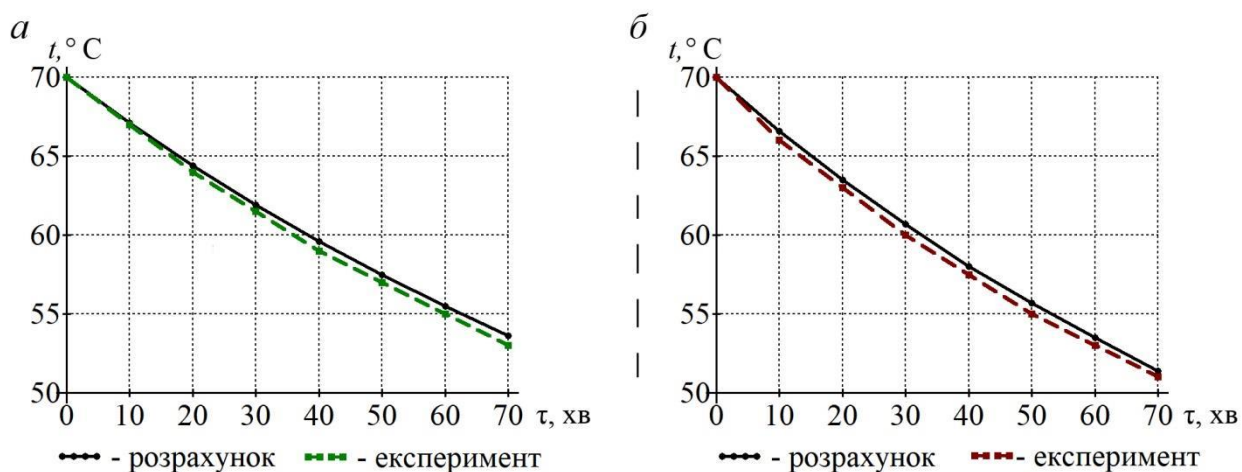


Рисунок 4.7 – Залежність температури води в обігрівальних трубах експериментальної установки від ступеню чорніння труб:

a – алюмінієве покриття, *б* – бронзове покриття

Порівнюючи дані графіків, що приведені на рис. 4.3 і 4.7, відзначимо, що ступінь чорноти впливає на тепловіддачу обігрівальних труб. Результати розрахунків досить добре збігаються з тими, що отримані експериментально, тобто, теоретичні дослідження, описані в розділі 3, цілком підтвердилися, можливість змінювати тепловіддачу на потрібній ділянці (на сегменті) обігрівальних труб зміною ступеня чорноти є результативною.

Але автор дисертації зауважує, що змінювати тепловіддачу обігрівальних труб шляхом нанесення покриття з різним ступенем чорноти не цілком ефективно, з часом під дією температури покриття може змінити ступень чорноти. Більш ефективним було б використання обігрівальних труб, які

виготовлені з алюмінію із застосуванням хімічного чорніння потрібних ділянок таким чином, щоб теплонадходження від кожного сегмента обігрівальних труб були б однаковими. При такому підході є певні переваги – зменшення металоємності конструкції на 370 кг за рахунок замінювання обігрівальних труб круглого перерізу, виготовлених зі сталі, на плоско-овальні, виготовлені з алюмінію, збільшує теплопередавальну поверхню, крім того, немає потреби фарбувати обігрівальні труби при проведенні ремонтів.

4.2 Експериментальне дослідження дії вільної конвекції в конструкційних стельових порожнинах

Як зазначалося раніше, найбільш поширеним типом водяної системи опалення пасажирських вагонів є система з верхнім розведенням труб. Конструкція таких систем передбачає, що розвідні труби системи опалення знаходяться біля даху і знизу закриті декоративною стелею. Хоча конструктивно передбачена теплоізоляція цих труб, але, як показали теоретичні дослідження, що зроблені в пункті 3.2.1, при циркуляції теплоносія через ці труби певна кількість тепла передається у вагон. На практиці тепло, яке віддане розвідними трубами, нагріває повітря і конструкції між дахом та декоративною стелею вагона [100, 117].

Весною 2018 року на базі пасажирських вагонів пасажирського вагонного депо Львів ПКВЧД-8 автором були проведені експериментальні вимірювання температурних полів, що формуються біля опалювальних приладів, і зокрема температури самих опалювальних приладів у пасажирських вагонах.

Метою експериментальних вимірювань було визначення місць теплових втрат у вагонах з різними конструкціями систем опалення для вдосконалення моделей теплового балансу пасажирських вагонів із подальшим коригуванням елементів конструкцій і підвищенням якості функціонування систем опалення, ефективність застосування такого метода підтверджується роботами [136, 137]. Виміри проводилися тепловізором «Testo 875-1», заводський № 1991253, діапазон вимірювання від $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$; абсолютна похибка вимірювань становить $\pm 2\%$ від вимірюваного значення.

Експериментальні виміри включали в себе вимірювання температури опалювальних приладів та внутрішнього обладнання вагона, а саме: визначалася температура на виході з водогрійного котла, температура розвідних труб посередині і в кінці вагона, у точці, де розвідні труби приєднуються до стояків, крім того, температура внутрішніх перегородок і декоративної стелі. Виміри проводилися в 5 купейних і 5 плацкартних вагонах, результати вимірів зведені в таблицю 4.3. Теплограми вимірів окремих вагонів представлені на рис. 4.8 і 4.9.

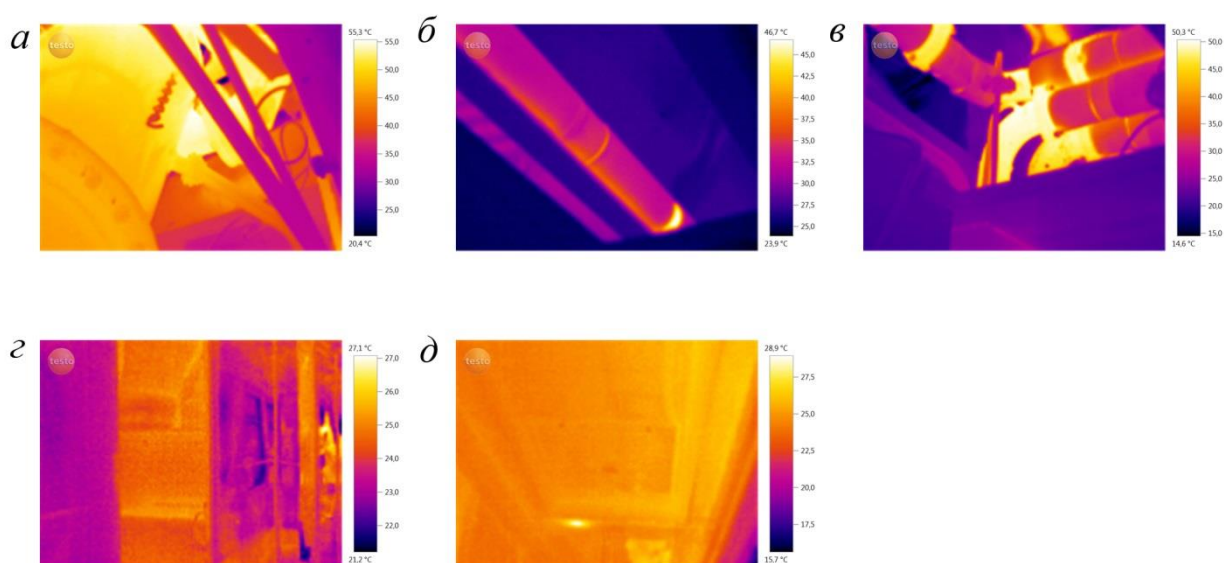


Рисунок 4.8 – Теплограми вимірів у купейному вагоні (заводський № 035-14221); елементи вагона:

а – котел, *б* – розвідна труба посередині вагона, *в* – стояк у його верхній частині, *г* – перегородки, *д* – декоративна стеля

Як видно з теплограм, що представлені на рис. 4.8 і 4.9, температура теплоносія в розвідних трубах знижується, нагріваючи повітря між декоративною стелею і дахом вагона, а також елементи конструкції під декоративною стелею, що й сприяє додатковим тепловтратам через дах вагона. З порівняння теплограм перегородки і декоративної стелі видно, що декоративна стеля має вищу температуру, ніж перегородки, отже, декоративна стеля віддає частину тепла, яке отримане від розвідних труб, а тепле повітря під декоративною стелею створює тепловий підпір (табл. 4.3).

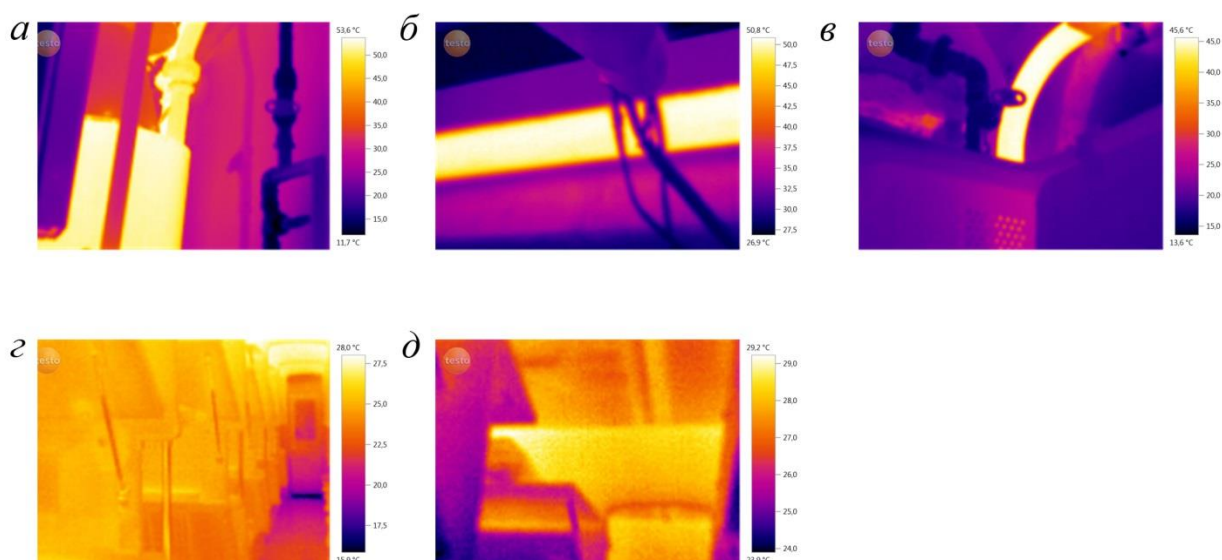


Рисунок 4.9 – Теплограми вимірів у плацкартному вагоні (заводський № 036-21026); елементи плацкартного вагона:

а – котел, *б* – розвідна труба посередині вагона, *в* – стояк у його верхній частині, *г* – перегородки, *д* – декоративна стеля

Таблиця 4.3 – Результати вимірів опалювальних приладів та внутрішнього обладнання вагона

№ вагона	Температура, °С				
	на виході з котла	розвідної труби	зверху стояка	перегородок	декоративної стелі
035-10732	40,0	39,0	39,0	20,0	22,4
035-14221	55,3	46,7*	50,3	25,6	28,9
035-14437	51,7	49,1	46,5	22,5	24,6
035-16424	51,3	49,2	47,3	21,5	22,9
035-16705	48,4	32,9*	45,1	21,4	24,6
03620356	40,6	31,2*	35,8	24,4	28,3
036-20358	37,7	34,5	33,2	21,7	24,5
036-20481	36,8	35,3	33,5	25,2	27,3
036-20853	52,6	37,7	33,6	25,3	27,2
036-21026	53,6	50,8	45,6	24,4	28,4

П р и м і т к а. * – зірками позначена температура теплоізоляції розвідних труб.

Як свідчать дані, що приведені в таблиці 4.3, температура теплоносія в розвідних трубах знижується в купейному вагоні в середньому на 3,7 °С, у плацкартному вагоні – на 5,9 °С. Це пояснюється тим, що системи опалення купейних і плацкартних вагонів конструктивно відрізняються розташуванням

розвідних труб: у купейних вагонах ці труби проходять поруч одна біля одної під стелею проходу, а в плацкартному – по обидві сторони бокових стінок, вище за багажні полиці, тому в плацкартних вагонах розвідні труби віддають більше тепла.

Таким чином, у кузові пасажирського вагона можна виділити дві зони температурних полів із різними температурними режимами, які розділені декоративною стелею. Перша зона – це приміщення вагона, включаючи службові і санітарно-гігієнічні відсіки, яка обігрівается обігрівальними трубами,

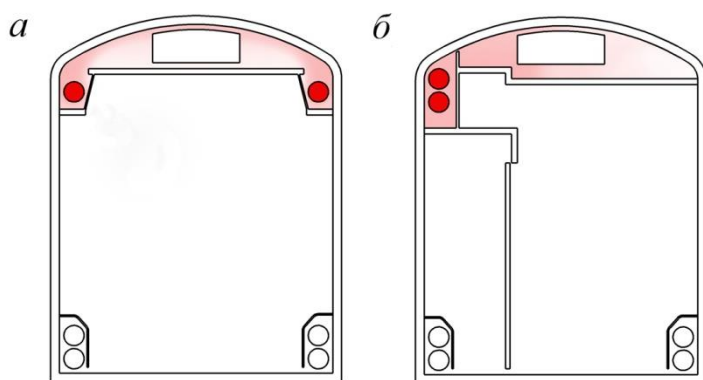


Рисунок 4.10 – Зони температурних полів конструкцій під декоративною стелею вагона:

а – плацкартного, *б* – купейного

друга – конструкції між дахом і декоративною стелею, які догріваються і перегріваються понад нормативні показники розвідними трубами. Зони температурних полів конструкцій під декоративною стелею купейного і плацкартного вагона відрізняються й за конструкціями систем опалення, про які зга-

дувалося вище, це схематично показане на рис. 4.10 (*а* – у плацкартному, *б* – у купейному вагоні). Як ілюструють схеми рис. 4.10, у купейному вагоні зона підвищених температурних полів конструкцій під декоративною стелею знаходиться з однієї сторони вагона, а саме там, де проходять обігрівальні труби: вона фактично нагріває конструкції до повітропроводу, тобто нагрівання доходить до середини даху вагона; у плацкартному вагоні зона підвищених температур розташована по обидві сторони вагона, і таким чином нагріваються конструкції з обох сторін майже повністю, унаслідок чого в плацкартних вагонах температура теплоносія в розвідних трубах знижується в середньому на 60 % більше, ніж у купейних.

На рис. 4.11 представлені результати вимірів зовнішньої сторони огорожувальних конструкцій вагона у вигляді теплограм, які ілюструють додаткові втрати теплової енергії в тих місцях, де розташовані розвідні і обігрівальні труби системи опалення.

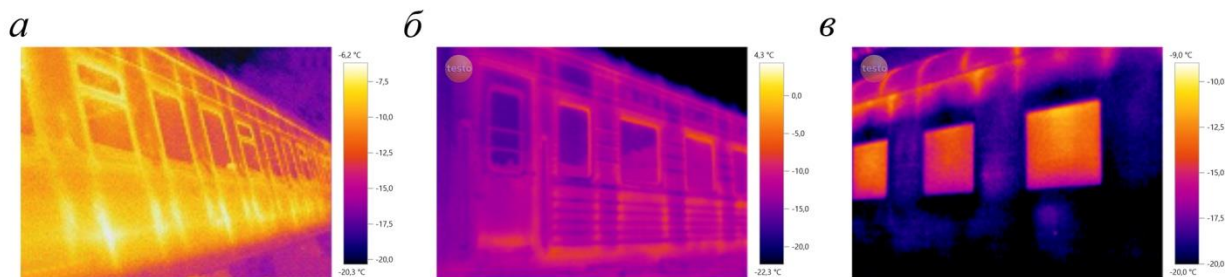


Рисунок 4.11 – Теплограми додаткових втрат тепла огорожувальними конструкціями вагона:

а, б – обігрівальні труби, *в* – розвідні труби

З урахуванням абсолютної похибки вимірювання приладу, яка складає 2 % від вимірюваної температури, у температурному еквіваленті похибка становить 0,9 °C, таким чином, результати теоретичних досліджень, які зроблені в розділі 3, повністю підтверджуються експериментальними вимірами автора.

4.3 Висновки до розділу 4

Результати експериментів підтвердили теоретичні дослідження, що зроблені в розділі 3, а саме:

1) модернізація теплоізоляції розвідних труб підвищує енергоефективність системи опалення на 13,4 % і може бути реалізована при відносно низьких витратах;

2) встановлення регульованих кожухів на обігрівальні труби обмежує тепловіддачу конвекцією на поверхні обігрівальних труб і знижує загальну тепловіддачу обігрівальних труб на 44 %;

3) зменшення загальної площі відчиненого сегмента конвекційних отворів до повного закриття отворів зменшує теплообмін конвекцією, що й

підтверджує можливість плавного регулювання тепловіддачі обігрівальних труб частковим обмеженням конвекції;

4) змінювання тепловіддачі на потрібній ділянці (сегменті) обігрівальних труб, застосовуючи покриття з певним ступенем чорноти не достатньо ефективно; більш ефективно використання обігрівальних труб з алюмінію з плоско-овальним перерізом та хімічним чорнінням потрібних ділянок таким чином, щоб теплонадходження від кожного сегмента обігрівальних труб були б однаковими;

5) заміна обігрівальних труб круглого перерізу, які виготовлені зі сталі на плоско-овальні, що виготовлені з алюмінію з хімічним чорнінням, дозволяє відмовитися від фарбування обігрівальних труб при проведенні ремонтів і взагалі зменшує масу конструкції системи опалення на 370 кг;

6) результати, що викладені у даному розділі, опубліковані у роботах автора [100, 108, 117].

РОЗДІЛ 5

ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПРОПОНОВАНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ДЛЯ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА

Основний вид послуг залізничного транспорту – це послуги з перевезення. У цьому контексті енергозбереження – один з ключових чинників підвищення рентабельності залізничного транспорту. Встановлені два основні цільових показники енергозбереження, а саме: зниження енергоемності виробничої діяльності та підвищення її енергоефективності [93, 138].

Пасажирські перевезення як один з основних видів діяльності магістрального залізничного транспорту спрямовані на забезпечення комфортних умов під час перевезення пасажирів, це необхідна вимога до пасажирського рухомого складу. Пасажирські вагони споживають досить високу частку електроенергії для створення комфортних умов при перевезенні пасажирів, зокрема опалення займає значну частку електроенергії.

У дисертації пропонується застосування вдосконаленої системи опалення, що включає технічні рішення, які дозволять відмовитися від застосування циркуляційного насоса, знизити витрати на обробку зовнішнього повітря, що подається системою вентиляції, підтримувати стійкий температурний режим у вагоні, зокрема при перехідних режимах роботи системи опалення – за рахунок встановлення відповідних засобів автоматичного регулювання приладів опалення.

Оцінка економічної ефективності полягає в тому, щоб визначити економічний ефект розробок використання вдосконаленої системи опалення пасажирського вагона в цілому (в порівнянні з існуючими).

5.1 Методика оцінки економічної ефективності

Оцінка ефективності інвестиційного проекту заснована на системі показників: визначаються співвідношення отриманого при реалізації проекту результату P_t та інвестиційних витрат Z_t . Таке оцінювання проводиться з урахуванням інфляційних процесів, зміни ціноутворюючих складових у часі, визначається характер інвестиційних вкладень і економічних результатів від них [139–143].

Основними показниками економічної ефективності є інтегральний ефект, індекс і норма рентабельності інвестицій, термін їх окупності.

Інтегральний ефект $E_{\text{інт}}$ є сумою різниць результатів та інвестиційних витрат за розрахунковий період, наведений до одного (звичайно початкового) року [144]:

$$E_{\text{інт}} = \sum_{t=t_{\text{п}}}^{t_{\text{к}}} R_t \eta_i^m - K_0, \quad (5.1)$$

де $t_{\text{п}}$ і $t_{\text{к}}$ – початковий і кінцевий рік розрахункового періоду відповідно (за початковий рік розрахункового періоду прийнятий рік початку фінансування проекту, кінцевим вважається рік закінчення експлуатації модернізованої (вдосконаленої) системи опалення);

R_t – вартісна оцінка результатів у t -й рік;

η_i^m – модифікований коефіцієнт дисконтування (з урахуванням інфляції);

K_0 – інвестиційні затрати.

Тут

$$\eta_i^m = \frac{1}{(1 + E_m)^t}, \quad (5.2)$$

де E_m – модифікована норма дисконту:

$$E_m = \left(\frac{1+E}{1+\frac{P}{100}} \right) - 1, \quad (5.3)$$

де E – норма дисконту, яка не враховує інфляцію, $E = 0,1$;

P – рівень інфляції (у розрахунках прийнято $P = 9\%$).

Таким чином, формула (5.1) для визначення інтегрального ефекту з урахуванням виразів (5.2) і (5.3) набуде вигляду:

$$E_{\text{інт}} = \sum_{t=t_{\text{н}}}^{t_{\text{к}}} R_t \left(\frac{1+E}{1+\frac{P}{100}} \right)^{-t} - K_0. \quad (5.4)$$

Індекс рентабельності інвестицій $E_{\text{к}}$ визначається як відношення суми наведеного результату до розмірів капітальних вкладень [144]:

$$E_{\text{к}} = \frac{\sum_{t=t_{\text{н}}}^{t_{\text{к}}} R_t \left(\frac{1+E}{1+\frac{P}{100}} \right)^{-t} - K_0}{K_0}. \quad (5.5)$$

При $E_{\text{к}} > 1$ інвестиційний проект вважається економічно ефективним, в іншому випадку ($E_{\text{к}} < 1$) – проект не ефективний.

Норма рентабельності інвестицій з урахуванням інфляції E_p^m є тією нормою дисконту, при якій наведений результат дорівнює приведеним капітальним вкладенням. Величина E_p^m визначається виразом [144]:

$$\sum_{t=t_{\text{н}}}^{t_{\text{к}}} \frac{R_t}{(1+E_p^m)^t} = K_0. \quad (5.6)$$

Термін окупності інвестицій T_0 – це період у часі від початку реалізації проекту до моменту, коли інвестиційні вкладення покриваються сумарними результатами. Визначення T_0 зводиться до розрахунку періоду в часі, за межами якого інтегральний ефект стає позитивним. Для цього використовується рівність [144]:

$$\sum_{t=t_{\Pi}}^{t_K} R_t \left(\frac{1 + \frac{P}{100}}{1 + E} \right)^t = K_0. \quad (5.7)$$

5.2 Визначення вартісної оцінки результатів

У наших розрахунках економічний ефект від використання модернізованих систем опалення та вентиляції пасажирського вагона залізничного транспорту досягається за рахунок підвищення енергоефективності виробничої діяльності. Результатами реалізації проекту є скорочення витрат на підтримання мікроклімату в пасажирських вагонах. У той же час збільшуються одноразові витрати, пов'язані з модернізацією існуючих систем опалення та вентиляції (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту

№ п/п	Показник	Повна собівартість, тис. грн
1	Модернізація теплоізоляції розвідних труб	8,7
2	Інтеграція датчиків CO ₂ (разом і з керуванням оборотами вентилятора в системі вентиляції) та встановлення регульованого клапана з виносним датчиком	13,0
3	Встановлення алюмінієвих труб плоско-овального перерізу з хімічним чорнінням	27,0
4	Встановлення регульованих кожухів з виносними датчиками	28,1
5	Всього	76,8

Примітка: 1. При визначенні економічної ефективності розробок вдосконалення систем опалення і вентиляції пасажирського вагона прийняті разові інвестиційні вкладання.

2. Економічний ефект розрахований на 14 років, виходячи з того, що модернізація проводиться при виконанні капітально-відновлюваного ремонту з продовженням терміну служби.

Загальні витрати теплової енергії на підтримання параметрів мікроклімату в одному пасажирському вагоні на одну добу в опалювальний період складають наближено 290,4 кВт теплової енергії, опалювальний період триває 166 діб (як мінімум), за опалювальний період пасажирський вагон у середньому споживає 48,2 МВт теплової енергії. Коефіцієнт переводу теплової енергії в електричну становить 1, ціна електричної енергії за 1 кВт·год – 1,7 грн. Тоді за опалювальний період на пасажирський вагон у середньому витрачається 81,94 тис. грн. На основі даних, що приведені вище, і теоретичних досліджень, зроблених у розділі 3, розрахована економія від підвищення енергоефективності запропонованих методів для одного вагона, дані зведені в таблицю 5.2.

Таблиця 5.2 – Дані розрахунку економії від підвищення енергоефективності системи опалення

№ п/п	Показник	Економія (з одного вагона за 14 років)	
		%	тис. грн
1	Модернізація теплоізоляції розвідних труб	13,4	153,71
2	Інтеграція датчиків CO ₂ (разом із керуванням оборотами вентилятора в системі вентиляції) та встановлення регульованого клапана з виносним датчиком	4,6	52,77
3	Встановлення алюмінієвих труб плоско-овального перерізу з хімічним чорнінням	4,8	55,06
4	Встановлення регульованих кожухів з виносними датчиками	4,6	52,77
5	Всього, від усіх запропонованих рішень	27,4	314,31

5.3 Визначення показників економічної ефективності

Сумарний економічний ефект $E_{\text{інт}}$ за весь період експлуатації кожного з запропонованих рішень вдосконалення розрахований за формулою (5.4), результати його зведені в таблицю 5.3.

Таблиця 5.3 – Дані розрахунку сумарного економічного ефекту від модернізації системи опалення

№ п/п	Показник	$E_{\text{інт}}$, тис. грн
1	Модернізація теплоізоляції розвідних труб	145,01
2	Інтеграція датчиків CO ₂ (разом із керуванням оборотами вентилятора в системі вентиляції) та встановлення регульованого клапана з виносним датчиком	39,77
3	Встановлення алюмінієвих труб плоско-овального перерізу з хімічним чорнінням	28,06
4	Встановлення регульованих кожухів з виносними датчиками	24,67
5	Всього, від усіх запропонованих рішень	237,51

Індекс рентабельності інвестицій E_k для кожного із запропонованих рішень вдосконалення розраховується за формулою 5.5, результати зведені в таблицю 5.4.

Таблиця 5.4 – Індеси рентабельності інвестицій

№ п/п	Показник	E_k
1	Модернізація теплоізоляції розвідних труб	17,66
2	Інтеграція датчиків CO ₂ (разом і з керуванням оборотами вентилятора в системі вентиляції) та встановлення регульованого клапана з виносним датчиком	4,05
3	Встановлення алюмінієвих труб плоско-овального перерізу, з хімічним чорнінням	2,04
4	Встановлення регульованих кожухів з виносними датчиками	1,88
5	Всього, від усіх запропонованих рішень	4,09

Так як всі значення E_k більше одиниці, то інвестиції вважаються економічно ефективними.

Норму рентабельності E_p^m кожного із запропонованих рішень вдосконалення розраховано за формулою 5.6, результати зведені в таблицю 5.5.

Таблиця 5.5 – Норми рентабельності кожного із запропонованих рішень з вдосконалення систем опалення

№ п/п	Показник	Рентабельність, E_p^m , тис. грн.
1	Модернізація теплоізоляції розвідних труб	16,66
2	Інтеграція датчиків CO ₂ (разом із керуванням оборотами вентилятора в системі вентиляції) та встановлення регульованого клапана з виносним датчиком	3,06
3	Встановлення алюмінієвих труб плоско-овального перерізу з хімічним чорнінням	1,04
4	Встановлення регульованих кожухів з виносними датчиками	0,88
5	Всього, від всіх запропонованих рішень	3,09

Розрахунки терміну окупності інвестицій T_0 за формулою (5.7) представлено в таблиці 5.6.

Таблиця 5.6 – Строки окупності кожного із запропонованих рішень вдосконалення

Рік розра- хунко- вого періоду	Зниження поточних витрат (ре- зультати R_t)	Одночасні витрати (капітальні вкладення K_0), тис.грн	Модифі- кований коефіцієнт η_i^m	Капітальні вкла- дення, наведені до розрахункового року, $K_0\eta_i^m$, тис. грн.	Сума, тис. грн.	
					$\Sigma R_t\eta_i^m$	$\Sigma K_0\eta_i^m$
	Модернізація теплоізоляції розвідних труб					
2018	10,979	8,7	1,0000	8,7	10,979	8,70
2019	Те саме	—	0,9909	—	21,856	8,62
Інтеграція датчиків CO ₂ (з керуванням оборотами вентилятора в системі вен- тиляції) та встановлення регульованого клапана з виносним датчиком						
2018	3,769	13,0	1,0000	13,0	3,769	13,0
2019	Те саме	—	0,9909	—	7,503	12,88
2020	—//—	—	0,9819	—	11,204	12,76
2021	—//—	—	0,9729	—	14,871	12,65
2022	—//—	—	0,9641	—	13,942	12,53
Встановлення алюмінієвих труб плоско-овального перерізу з хімічним чорнінням труб						
2018	3,932	27,0	1,0000	27,0	3,932	27,0
2019	Те саме	—	0,9909	—	7,828	26,75
2020	—//—	—	0,9819	—	11,689	26,51
2021	—//—	—	0,9729	—	15,514	26,27
2022	—//—	—	0,9641	—	19,305	26,03
2023	—//—	—	0,9553	—	23,061	25,79
2024	—//—	—	0,9466	—	26,783	25,56
Встановлення регульованих кожухів із виносними датчиками						
2018	3,769	28,1	1,0000	28,1	3,769	28,1
2019	Те саме	—	0,9909	—	7,503	27,844
2020	—//—	—	0,9819	—	11,204	27,591
2021	—//—	—	0,9729	—	14,871	27,338
2022	—//—	—	0,9641	—	18,504	27,091
2023	—//—	—	0,9553	—	22,105	26,843
2024	—//—	—	0,9466	—	25,672	26,599
2025	—//—	—	0,9380	—	29,208	26,357
Всього, від усіх запропонованих рішень						
2018	22,450	76,8	1,0000	76,8	22,450	76,8
2019	Те саме	—	0,9909	—	44,695	75,809
2020	—//—	—	0,9819	—	66,739	75,409
2021	—//—	—	0,9729	—	88,580	74,718

5.4 Висновки до розділу 5

1. За результатами розрахунку економічної ефективності впровадження в експлуатацію запропонованих рішень вдосконалення систем опалення і вентиляції пасажирських вагонів термін окупності капіталовкладень для кожного рішення в роках складає:

1. Модернізація теплоізоляції розвідних труб.....	1;
2. Інтеграція датчиків CO ₂ (разом із керуванням оборотами вентилятора в системі вентиляції) та встановлення регульованого клапана з виносним датчиком.....	5;
4. Встановлення алюмінієвих труб плоско-овального перерізу з хімічним чорнінням.....	7;
5. Встановлення регульованих кожухів з виносними датчиками.....	8;
Всього, від усіх запропонованих рішень.....	4.

2. Індекс рентабельності інвестицій для кожного із запропонованих рішень вдосконалення систем опалення і вентиляції пасажирських вагонів наведено в таблиці 5.4, значення всіх запропонованих рішень більше одиниці, тому інвестиції вважаються економічно ефективними.

3. Експлуатаційний парк пасажирських вагонів станом на 2018 рік становить 2 366 вагонів. Сумарний економічний ефект $E_{\text{інт}}$ за весь період експлуатації (14 років) кожного із запропонованих рішень вдосконалення за таблицею 5.3 для одного вагона становить 237,51 тис. грн. а для експлуатаційного парку пасажирських вагонів сумарний економічний ефект складатиме 561,948 млн. грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі на основі викладених теоретичних і експериментальних досліджень вирішене актуальне наукове завдання з вдосконалення функціонування систем опалення та вентиляції пасажирських вагонів шляхом математичного експерименту на базі імітаційної моделі, яка відтворює теплову масу, втрати тепла через огорожувальні конструкції та роботу систем опалення та вентиляції в поєднанні з експериментальними дослідженнями і узагальненням отриманих результатів для об'єкта в цілому. Основні наукові результати, висновки і практичні рекомендації полягають в наступному.

1. Аналіз існуючого технічного стану систем життєзабезпечення пасажирських вагонів, які знаходяться в експлуатації, показав, що переважна більшість вагонів пасажирського парку Укрзалізниці обладнана водяними системами опалення, які не в повній мірі забезпечують сучасні вимоги комфорту. В умовах реформування пасажирського господарства, при істотному зносі рухомого складу і недоліках інфраструктури в цілому, відмова від водяної системи опалення з комбінованим котлом для пасажирських вагонів на теперішній час не можлива.

2. Виконано огляд наукових публікацій, спрямованих на вдосконалення систем життєзабезпечення. Встановлено, що поряд з порівняно великими обсягами досліджень із вдосконалення конструкції систем життєзабезпечення пасажирських вагонів завдання підвищення ефективності функціонування систем опалення і вентиляції не висвітлені і вимагають більш ефективних рішень.

3. Розроблено математичну модель нестационарних теплових процесів у пасажирському вагоні з водяною системою опалення, що за рахунок урахування динамічного характеру процесів дозволяє підвищити якість оцінки конструктивних рішень систем життєзабезпечення, досліджувати нестационарність теплового стану в приміщеннях вагона за різних умов експлуата-

ції та здійснювати порівняльний аналіз різних конструктивних рішень систем життєзабезпечення пасажирських вагонів.

4. Розроблені відповідні імітаційні моделі пасажирських вагонів для спеціально розробленої програми моделювання – для проведення комплексного аналізу нестационарних теплових процесів при опаленні пасажирського вагона на будь-якому етапі рейсу (модель було уточнено за допомогою результатів експериментів, проведених автором, враховуючи зокрема й тепловиділення від пасажирів). Вихідні дані для кожної моделі склалися з геометричних та фізичних характеристик вагона, враховувалися параметри систем життєзабезпечення, включаючи можливість здійснення керування ними, внутрішні припливи тепла та параметри зовнішнього середовища (температура повітря, швидкість та напрямок вітру, швидкість руху).

5. Виконані теоретичні та експериментальні дослідження факторів, що впливають на ефективність процесу формування параметрів мікроклімату в пасажирському рухомому складі. Отримані залежності параметрів мікроклімату в пасажирському вагоні локомотивної тяги залежно від авторитету параметрів у теплових контурах систем опалення і вентиляції, що передбачає практичну реалізацію в конструктивних рішеннях. Визначені місця теплових витрат в тепловому балансі внутрішніх приміщень, зокрема були виділені зони окремих температурних полів усередині вагона, які розділені декоративною стелею. Отримано комплексну залежність параметрів мікроклімату в приміщеннях пасажирського вагона локомотивної тяги від величини повітрообміну, обсягу інфільтрації та кількості пасажирів у вагоні.

6. На основі результатів теоретичних і експериментальних досліджень розроблені технічні рішення з підвищення енергоефективності систем життєзабезпечення для існуючих конструкцій пасажирських вагонів, які не потребують значних витрат.

Запропоновані технічні рішення з підвищення енергоефективності систем опалення і вентиляції легко реалізуються і не потребують значних інвестицій; енергоефективність від їх впровадження складає 27,4 %, зменшує

металоємність конструкції на 370 кг, це дає підстави для зниження потужності системи опалення щонайменше на 25 %, що сприятиме зниженню металоємності системи опалення, а в цілому зменшує тару вагона. Крім того, завдяки зниженню потужності системи опалення знизиться потужність високовольтного обладнання: головного роз'єднувача, контакторів, запобіжників; зменшиться поперечний переріз дротів і кількість електронагрівальних ТЕНів.

7. Обґрунтована доцільність використання запропонованих технічних рішень з вдосконалення систем опалення і вентиляції пасажирських вагонів. Економічний ефект від використання запропонованих технічних рішень з вдосконалення систем опалення і вентиляції для одного вагона за весь період експлуатації (14 років) становить 237,51 тис. грн. Експлуатаційний парк пасажирських вагонів на 2018 рік складає 2 366 вагонів (на загальну суму 561,948 млн. грн).

8. Результати виконання дисертаційних досліджень впроваджені в навчальний процес Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна (акт впровадження від 10.09.2018 р.). Впроваджені у ПКТБ з проектування і модернізації рухомого складу, колії та штучних споруд Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна (акт впровадження від 17.09.2018 р.). Впроваджені у виробництво в пасажирському депо «Львів» ПКВЧД–8 Пасажирської компанії АТ «Укрзалізниця» (акт впровадження від 12.10.2018 р.).

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Програма (прогнозна) оновлення рухомого складу АТ «Укрзалізниця» на період до 2021 року. АТ «Укрзалізниця». 2017. URL: <http://eurotrain.railway-publish.com/assets/files/pdf/1.pdf>. (Дата звернення 14.11.2017).
2. Ефимова Г. Н. Специфика и проблемы сервиса на железных дорогах. *Современные проблемы сервиса и туризма*. 2010. № 1. С. 51–57.
3. Коробйова Р. Г., Руденко Н. В. Сервіс для пасажирів на залізницях України. *Транспортні системи і технології перевезень. Збірник наукових праць Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2012. № 3. С. 47–49.
4. Яновський П. О. Шляхи підвищення ефективності функціонування пасажирського комплексу України. *Транспортні системи і технології перевезень. Збірник наукових праць Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2016. № 11. С. 73–78.
5. Ефимова Г. Н. Пассажирский вагон как важный элемент комфорта в транспортном обслуживании. *Современные проблемы сервиса и туризма*. 2008. № 1. С. 51–57.
6. Гайдук Н. О., Пшінько О. М. Оновлення рухомого складу як пріоритетний напрямок інвестиційної діяльності «Укрзалізниці». *Наука та прогрес транспорту*. 2010. № 35. С. 219–222.
7. Розробка концепції пасажирського руху на залізницях України в 2008–2015 роках (1 етап): 44–24. *Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. ак. В. Лазаряна*. Керівник. Бараш Ю. С. Дніпропетровськ. 2007. 96 с. Виконавці: І. П. Корженевич; О. М. Гненний; В. І. Копитко; Т. А. Мукмінова; О. О. Карась № держреєстрації 0107U010380.

8. Карась О. О. Формування сучасного механізму управління підприємствами в ринкових умовах (на прикладі пасажирського господарства залізничного транспорту): автореф. дис. ... канд. екон. наук : 08.00.04 «Економіка та управління підприємствами (залізничний транспорт)»; Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 2009. 23 с.
9. Лобойко Л. М. Підвищення ефективності використання пасажирських вагонів : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту»; Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 2009. 141 с.
10. Розробка концепції пасажирського руху на залізницях України в 2008–2015 роках (2 етап): 44–24. *Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. ак. В. Лазаряна*. Керівник. Бараш Ю. С. – Дніпропетровськ. 2007. 108 с. Виконавці: І. П. Корженевич; О. М. Гненний; В. І. Копитко; Т. А. Мукмінова; О. О. Карась № держреєстрації 0107U010380.
11. Розробка концепції пасажирського руху на залізницях України в 2008–2015 роках (3 етап): 44–24. *Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. ак. В. Лазаряна*. Керівник. Бараш Ю. С. Дніпропетровськ. 2007. 62 с. Виконавці: І. П. Корженевич; О. М. Гненний; В. І. Копитко; Т. А. Мукмінова; О. О. Карась № держреєстрації 0107U010380.
12. Божок Н. О., Булгакова Ю. В., Пуларія А. Л. Дослідження сучасного стану парку пасажирських вагонів. *Проблеми економіки транспорту. Збірник наукових праць Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна*. 2014. № 8. С. 78–87.
13. Аксенов И. М. Повышение конкурентоспособности железнодорожного транспорта. *Залізничний транспорт України*. 2001. № 2. С. 2–6.

14. Аксенов И. М. Определение тенденции изменения конкурентоспособности железнодорожного транспорта. *Наука та прогрес транспорту*. 2007. № 18. С. 172–177.
15. Шаханов Д. А. Основные направления повышения уровня конкурентоспособности на железнодорожном транспорте в России и за рубежом. *Транспортное дело России*. 2013. № 5. С. 299–302.
16. Бойко А. Н., Потапкин Ю. К. Вагоны международного сообщения. Москва: Транспорт, 1990. 149 с.
17. Modernization of passenger cars with the replacement of the body. *International Railway Journal*. 1998. № 10. P. 58.
18. Cordner K. Modernization of passenger trains in the UK. *Modern Railways*. 2002. № 9. P. 39–42.
19. Цыган Б.Г., Мокроусов С.Д. Модернизация пассажирского подвижного состава за рубежом: обзор зарубежной печати. *Вагонный парк*. 2013. № 7(76). С. 34–38.
20. Klenschmidt H. Modus-Modular method of conversion of passenger cars. *Eisenbahntechnische Rundschau*. 2000. № 9. S. 615–620.
21. Modernization of passenger rolling stock of Railways of Belgium. *Rail International*. 2001. № 3. P. 27–32.
22. Kammer R. Double-Decker passenger cars Railways of Germany. *Deine Bahn*. 2007. № 2. S. 38–44.
23. Двухэтажные пассажирские вагоны из Герлица. *Железные дороги мира*. 2008. № 6. С. 37–43.
24. Мокроусов С. Д., Цыган Б. Г., Цыган А. Б. Модернизация пассажирского подвижного состава в Великобритании: обзор зарубежной печати. *Вагонный парк*. 2013. № 11(80). С. 52–60.
25. Розробка заходів щодо зменшення дефіциту пасажирських вагонів за рахунок оптимізації КВР, формування та організації руху поїздів (заключний етап) 44–22. *Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна*. Керівник. Бараш Ю.С.

- Дніпропетровськ. 2007. 128 с. Виконавці: А. Л. Пуларія, Л. М. Лобойко, В. І. Приходько, Н. А. Грічаний, В. Ю. Піддубний, В. А. Шикунів № держреєстрації 0107U010378.
26. Паспорт ЭНЭЛ. 654347.113 ПС. Комплект ремонтний РК-13-1-У1 для кондиціонера типу МАБ-II пасажирських вагонів з автономним електропостачанням та кондиціонуванням повітря. *ТОВ «Енергозбереження»*. 2006. 10 с.
 27. Компрессор 1П20Р Паспорт 1П20Р ПС. Мелитопольский завод холодильного машиностроения. *АО «РЕФМА»*. 2002. 22 с.
 28. Установка вентиляционно-климатическая УВК ЖТ–8.0. Технические условия ТУ 4862-004-85583090-2010. *ЗАО «Петроклима»*. 2011. 25 с.
 29. Сайт научно-производственного центра «ЭКСПРЕСС». Заголовок з екрана. URL: <http://www.npc-express.ru>. (Дата звернення 10.05.2017).
 30. Вагон пасажирський некупейний, дообладнаний системою кондиціонування повітря. Технічні умови ТУ У 35.2-01074006-005:2011. 2011. 53 с.
 31. Жариков В. А. Климатические системы пассажирских вагонов. Москва: Трансинфо, 2006. 135 с.
 32. Колесников, С. Р. Удосконалення систем життєзабезпечення пасажирського рухомого складу: огляд патентів. *Наука та прогрес транспорту*. 2018. № 1 (73). С. 44–55. doi: 10.15802/stp2018/123460.
 33. Бондар Ю., Загороднюк Ю. Автоматизація систем вентиляції та кондиціонування повітря. *Холод*. 2010. № 7. С. 30–35.
 34. Бондарь Е. С. Автоматизация систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Киев: Аванпост-Прим, 2005. 560 с.
 35. Kurz H. Электropоезда нового поколения для железных дорог Германии. *Railway Technical Review*. 2000. № 2. С. 13–22.
 36. Sweeney E., Brunton J. Modification of Luas heating and ventilation systems to reduce energy consumption. Conference papers. *Dublin Institute of Technology*. 2013. 5–6 th September. <http://arrow.dit.ie/engschmecon>. Заголовок з екрана. (Дата звернення 03.06.2017).

37. N. Vetterli, U.-P. Menti, F. Sidler, E. Thaler, G. Zweife. Energy efficiency of railway vehicles. conference materials. *International Scientific Conference*. (Lausanne, Switzerland 9.09–11.09.2015). Lausanne, Switzerland 2015. CISBAT. P. 955–960.
38. Протокол зимних испытаний вагона модели 9510. ВНИИЖТ. 2000 г.
39. Нимич Г. В., Михайлов В. А., Бондарь Е. С. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Киев: Аванпост–Прим, 2003. 630 с.
40. Санитарные правила устройства, оборудования и эксплуатации пассажирских вагонов дальнего следования. ЦУВС–19. МПС СССР. Москва. 1984. – 31 с. (Введены в действие Постановлением Министерства здравоохранения Украины. № 7. 10.12.97г.)
41. Китаев Б. Н., Жариков В. А. Физическая коррекция температурно-важноностных параметров воздуха в пассажирских вагонах. *Вестник ВНИИЖТ*. 1993. № 2. С. 43–46.
42. Смачный Ю. П. Улучшение эксплуатационных показателей автономного источника питания системы энергоснабжения пассажирских вагонов нового поколения : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация»; Ростовский государственный университет путей сообщений. Ростов-на-Дону, 2006. 23 с.
43. Фаерштейн Ю. О. Искусственный климат в пассажирском вагоне: изд. 2-е, перераб. и доп. Москва: Транспорт, 1974. 208 с.
44. Лобойко Л. М. Проблемы и перспективы пассажирского вагоностроения в Украине. *Залізничний транспорт України*. 2006. № 3. С. 3–9.
45. Шальнова Н. С. Проблемы и перспективы развития пассажирского транспорта. *Молодой ученый*. 2011. № 12. Т 1. С. 61–64.
46. Жилинский К. Я. Теплоизоляция судовых рефрижераторных помещений. Ленинград: Судостроение, 1966. 104 с.

47. Кокорин О. Я. Установки кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования. Москва: Машиностроение, 1978. 260 с.
48. Лех Г. Д., Смола В. И. Кондиционирование воздуха в кабинах транспортных средств и кранов. Москва: Металлургия, 1982. 128 с.
49. Китаев Б. Н., Жариков В. А. Повышение эффективности теплообменных процессов в пассажирских вагонах. Москва: Транспорт, 1995. 53 с.
50. Жариков В. А., Китаев Б. Н., Гудыма Е. В. Повышение теплоотдачи отопительных труб пассажирского вагона путем оребрения. *Вестник ВНИИЖТ*. 1997. № 4. С. 32–34.
51. Кудрин М. Ю. Способы повышения эффективности функционирования систем отопления и вентиляции пассажирских вагонов: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация»; Петербургский государственный университет путей сообщения. Санкт-Петербург, 2006. 127 с.
52. Шмаков, С. В., Речкалов С. Д. Повышение качества работы системы вентиляции пассажирских вагонов при эксплуатации. *Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепрпетровского национального университета железнодорожного транспорта*. № 19. 2007. С. 217–220.
53. Емельянов А. Л., Буравой С. Е., Платунов Е. С Системы индивидуального регулирования температуры воздуха в купе пассажирского вагона. *Научный журнал НИУ ИТМО, серия «Холодильная техника и кондиционирование»*. 2008. № 1. <http://refrigeration.ihbt.ifmo.ru/file/article/7698.pdf>. (Дата звернення 11.10.2017).
54. Жариков В. А. Системы индивидуального регулирования температуры воздуха в купе пассажирских вагонов. *Вестник ВНИИЖТ*. 2006. № 4. С. 4–8.
55. Емельянов А. Л., Буравой С. Е., Платунов Е. С. Тепловая инерционность воздуха в помещениях с системами кондиционирования. *Научный журнал НИУ ИТМО серия «Холодильная техника и кондиционирование»*. 2007. № 2.

URL: <http://refrigeration.open-mechanics.com/articles/70.pdf>. (Дата звернення 21.10.2017).

56. Куклик Л. Ф., Курбан В. Д., Петров С. П. Индивидуальное регулирование температуры в отапливаемых помещениях. *Водоснабжение и санитарная техника*. 1984. № 8. С. 12–13.
57. Гудыма Е. В. Повышение эффективности вентиляционных систем пассажирских вагонов. *Вестник ВНИИЖТ*. 1988. № 7. С. 42–46.
58. Теплотехнический расчет оребрения отопительных труб пассажирских вагонов 47 к/к и 47 д/к с использованием металлических съемных радиаторов конструкции завода им. Егорова. СПб. КВСЗ, 1995. 12 с.
59. Отопительный контур для помещений вагона: пат. 2238862 Россия : МПК (2003.07) В 61 D 27/00 / И. Б. Николаев и др. № 2238862. заявл. 27.10.2004; опубл. 27.10.2004. Бюл. № – 4 с.
60. Ройзен Л. И., Дулькин И. Н. Тепловой расчет оребренных поверхностей. Москва: Энергия, 1977. 254 с.
61. Шустер А. Л., Резников А. Г. Проверочный расчет системы отопления с применением отопительных труб со спиральными ребрами. Москва: ОПИР, 1999. 25 с.
62. Жариков В. А., Китаев Б. Н., Гудыма Е. В. Повышение эффективности отопительно-вентиляционных систем пассажирских вагонов. *Вестник ВНИИЖТ*. 1990. № 1. С. 40–43.
63. Застосування системи опалення пасажирського вагона з водоповітряним калорифером, розташованим у напірному повітропроводі, як акумулятора холоду (тепла): пат. 61021 Україна : НКІ (2011.01) В61D 27/00. І.Ю. Хоменко. № u201013475; заявл. 15.11.2010; опубл. 11.07.2011, Бюл. № 13. 2 с.
64. Зворыкин М. Л., Чекриз В. М. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах. Москва: Транспорт, 1977. 286 с.

65. Каменев П. М., Сканапи О. М., Богословский В. М. Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч. I. Отопление. Изд. 3-е, перераб. и доп. Москва: Стройиздат, 1975. 483 с.
66. Немцев З. Ф., Арсеньев Г. В. Теплоэнергетические установки и теплоснабжение. Учеб. пособие для вузов. Москва: Энергоиздат, 1982. 400 с.
67. Портал навчальної інформації. Кількісне регулювання теплопередачі приладів. (заголовок з екрана). <http://ni.biz.ua/5-1/2486.html> (дата звернення 28.07.2018).
68. Чистович С. А. Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления. Ленинград: Стройиздат, 1987. 248 с.
69. Кононович Ю. В. Тепловой режим зданий массовой настройки. Москва: Стройиздат, 1986. 157 с.
70. Файерштейн Ю. О., Китаев Б. Н. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах. Москва. Транспорт, 1984. 272 с.
71. Маханько М. Г. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах и на локомотивах. Москва: Транспорт, 1981. 254 с.
72. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы Теплопередачи. Москва: Энергия, 1977. 344 с.
73. X. Kong. et al. Numerical Study on the Thermal Performance of Building Wall and Roof Incorporating Phase Change Material Panel for Passive Cooling Application. *Energy and Buildings*. 2014. P. 404–415.
74. Rohdin P., Molin A., Moshfegh B. Experiences from Nine Passive Houses in Sweden – Indoor Thermal Environment and Energy Use. *Building and Environment*. 2014. Vol. 71. P. 176–185.
75. Назаренко К. В. Применение метода конечных элементов для моделирования теплообменных процессов в пассажирских вагонах. *Вагонный парк*. 2010. № 9. С. 31–33.
76. Китаев Б. Н. Теплообменные процессы при эксплуатации вагонов. Москва: Транспорт, 1984. 184 с.

77. Шкловер А. М. Теплопередача периодических тепловых воздействий. Москва: Госэнэргоиздат, 1962. 80 с.
78. Шкловер А. М. Теплоустойчивость зданий. Москва: Стройиздат, 1962. 166 с.
79. Китаев Б. Н., Рубинчик И. М., Гудыма Е. В. Пути улучшения тепло-технических показателей пассажирских вагонов с кондиционированием воздуха при высоких скоростях движения. Москва: Транспорт, 1974. 72 с.
80. Yang, D., Zhang J. Analysis and Experiments on the Periodically Fluctuating Air Temperature in a Building with Earth-Air Tube Ventilation. *Building and Environment*. 2015. Vol. 85. P. 29–39.
81. Богословский, В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха) / В. Н. Богословский. 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Высшая школа, 1982. 415 с.
82. Захаревич, А. Э. Влияние суточных колебаний наружной температуры на микроклимат помещения. *Наука и техника*. 2016. Т. 15. № 6. С. 476–480.
83. Емельянов А. Л. Буравой С. Е., Платунов Е. С. Обобщенная математическая модель нестационарного теплового режима пассажирского вагона с СКВ. *ЭНЖ СПбГУНиПТ серия «Холодильная техника и кондиционирование»*. 2007. № 2. <http://refrigeration.open-mechanics.com/articles/71.pdf>. (Дата звернения 21.10.2017).
84. Емельянов А. Л. Энергоэффективные транспортные системы кондиционирования воздуха: диссертация ... доктора технических наук: спец. 05.04.03 «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения»; Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий механики и оптики. Санкт-Петербург, 2016. 384 с.

85. Хоменко І. Ю. Удосконалення системи енергетичного та холодильного обладнання пасажирських вагонів при капітальних ремонтах: дис. ... канд. тех. наук: спец. 05.22.07 «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів»; Дніпропетровський національний університет залізного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 2014. 125 с.
86. Khomenko I. Yu. Mathematical modeling of unsteady heat exchange in a passenger car. *Наука та прогрес транспорту*. 2013. № 6 (48). С. 147–155. doi: 10.15802/stp/2013/19762.
87. Хоменко І. Ю. Розробка розрахункової тривимірної моделі пасажирського вагона для дослідження нестационарних теплових процесів. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 73 Международной научно-практической конференции. (Днепропетровск 23–24 мая 2013 г.)*. Днепропетровск 2013. – С. 75–77.
88. Mahendra Kumar., Kar I. N. State Space Based Modeling and Performance Evaluation of an Air Conditioning System. *Senior Divisional Electrical Engineer Northern Railway*. 2011. P. 797–816.
89. Фаерштейн, Ю. О., Китаев Б. Н. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах. Москва: Транспорт, 1984. 272 с.
90. Жариков В. А., Китаев Б. Н., Разаренова Л. В. Методика определения расхода энергии на отопление пассажирских вагонов. Москва: Транспорт, 1994. 23 с.
91. Кузьмин Л. Д. Системы вентиляции и установки кондиционирования воздуха. Вагоны / Под ред. Л. Д. Кузьмина. Москва: Машиностроение, 1978. 376 с.
92. Сидоров Ю. П. Основы кондиционирования воздуха на предприятиях железнодорожного транспорта и в подвижном составе. Москва: Транспорт, 1978. 199 с.
93. Остапчук В. Н., Залозных В. А., Подопригора А. И. Энергосбережение – современный путь развития железнодорожного транспорта. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2012. № 12. С. 22–28.

94. Ломинога И. В. Пути снижения расходов энергоресурсов на предприятиях железнодорожного транспорта. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2011. № 7. С. 35–38.
95. Финиченко А. Ю. Методика нормирования расхода тепла в стационарном производстве на железнодорожном транспорте. *Известия Томского политехнического университета*. 2011. № 4. С. 34–37.
96. Закон України «Про енергозбереження» від 1 липня 1994 р. і змінами та доповненнями. За № 74/94-ВР / Верховна Рада України.
97. Biloshytskyi E. V. Mathematical model of unsteady heat transfer of passenger car with heating system. *Наука та прогрес транспорту*. 2018. № 1 (73) С. 121–130. doi 10.15802/stp2018/123409
98. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. Нормативно-технічний матеріал. Київ: 2013. 140 с.
99. Тепло и массообмен. Теплотехнический эксперимент. Справочник. / Под общей редакцией В. А. Григорьева и В. М. Зорина. Москва: Энергоиздат, 1982. 509 с.
100. Білошицький Е. В. Визначення місць теплових втрат в пасажирських вагонах *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 78 Міжнародної науково-практичної конференції*. (Дніпро 17–18 травня 2018 р.). Дніпро 2018. С. 28–30.
101. Белошицкий Э. В. Пути усовершенствования систем водяного отопления пассажирских вагонов. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 77 Международной научно-практической конференции*. (Днепр, 11–12 мая 2017 г.). Днепр. 2017. С. 36–37.
102. Белошицкий Э. В. Регулируемый воздухообмен и энергосбережение. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 75 Международной научно-практической конференции*. (Днепропетровск 14–15 мая 2015 г.). Днепропетровск. 2015. С. 59.

103. Белошицкий Э. В. Способы управления инертностью водяного отопления. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 77 Международной научно-практической конференции.* (Днепр, 11–12 мая 2017 г.). Днепр. 2017. С. 43–44.
104. Белошицкий Э. В. Регулирование мощности водяного калорифера. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 76 Международной научно-практической конференции.* (Днепропетровск, 19–20 мая 2016 г.) Днепропетровск. 2016. С. 39.
105. Белошицкий Э. В., Кебал И. Ю. Качественное регулирование мощности отопительных приборов системы отопления пассажирских вагонов. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 77 Международной научно-практической конференции.* (Днепр, 11–12 мая 2017 г.). Днепр. 2017. С. 45.
106. Белошицкий Э. В. Усовершенствование отопительных систем пассажирских вагонов. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 75 Международной научно-практической конференции.* (Днепропетровск, 14–15 мая 2015 г.). Днепропетровск. 2015. С. 73.
107. Білошицький Е. В. Експериментальне дослідження керування тепло-віддачею опалювальних труб за рахунок вільної конвекції. *Основні проблеми освіти і науки: перспективи розвитку для України та Польщі: матеріали Міжнародної багатопрофільної конференції.* (Стальова Воля, Республіка Польща, 20–21 липня 2018 р.). Стальова Воля, Республіка Польща. 2018. Том 6. С. 76–78.
108. Белошицкий Е. В., Мямлін С. С. Удосконалення параметрів енерго-ефективності систем життєзабезпечення рухомого складу залізниць. *Сучасні методики, інновації та досвід практичного застосування у сфері технічних наук: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції* (м. Радом, Республіка Польща. 27–28 грудня 2017р.). Радом, Республіка Польща. 2017. С. 140–144.

109. Органов Ю. П. Кузова отечественных и зарубежных пассажирских вагонов. Ленинград, 1971. 26 с.
110. Балалаев, А. Н., Мокшанов А. С., Паренюк М. А. Теплотехнические свойства вагонов и контейнеров из экструдированных алюминиевых панелей. *Транспорт Российской Федерации*. 2014. №1 (50). С 58–60.
111. Клюка В. П., Стариков Д. Ю., Кузьменко А. А. Испытание пассажирских вагонов железных дорог на теплоустойчивость. *Известия Транссиба*. 2015. № 2 (22). С. 6–12.
112. Габринец В. А., Титаренко И. В. Концепция оптимального по энергозатратам пассажирского вагона с использованием нетрадиционных источников энергии. *Наука та прогрес транспорту*. 2014. № 4 (52). С. 111–116.
113. Теплотехнічна модель конструкції огороження кузова критого вагона з теплоізоляцією. В. М. Іщенко, О. В. Фомін, В. Є. Осьмак. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2015. Вип. 157. С. 143–149.
114. Методологічно-інформаційні аспекти паспортизації спеціалізованих ізотермічних вагонів. Іщенко В.М., Брайковська Н.С., Осьмак В.Є., Кочешкова Н.С. *Збірник наукових праць ДЕТУТ: Серія Транспортні системи і технології*. 2016. Вип.29. С. 154–162.
115. Рахимов, Р. В. Новый пассажирский вагон купейного типа для железных дорог Узбекистана. *Известия ПГУПС*. 2010. № 2. С. 315–330.
116. Дмитриевская Т. Ю. Система отопления – естественная циркуляция теплоносителя. *СОК*. 2010. № 1. <http://www.c-o-k.ru/articles/sistema-otopleniya-estestvennaya-cirkulyaciya-teplonositelya>. (дата звернення 20.07.2018).
117. Білошицький Е. В. Енергоефективність систем життєзабезпечення рухомого складу залізниць. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2018. № 179. С. 13–25. DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147709>

118. Зворыкин М. Л., Чекриз В. М. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах. Москва: Транспорт, 1969. 264 с.
119. Дуганов А. Г., Вислогузов В. Т., Довганюк С. С., Остапюк Б. Я. Тепловой режим в пассажирском вагоне с модернизированной отопительной установкой. *Збірник наукових праць Дніпропетровського державного технічного університету залізничного транспорту*. 2000. №3. С. 40–43.
120. Китаев Б. Н., Рудько В. А., Гудыма Е. В., Буренкова А. В. Исследование скорости циркуляции воды в системах отопления пассажирских вагонов. *Вестник ВНИИЖТ*. 1975. №4. С. 36–39.
121. Белошицкий Э. В., Мямлин С. С. Пути усовершенствования систем водяного отопления пассажирских вагонов. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2017. № 174. С. 50–60.
122. Валландер С. В. Лекции по гидроаэромеханике: учеб. пособие. Ленинград: Ленинградского университета, 1978. 296 с.
123. Опалювальна система пасажирського вагона: пат. 115667 Україна: МПК (2017.01) B61D 27/00. Кебал Ю. В., Білошицький Е. В., Мямлін С. С. № u201610911; заявл. 31.10.16; опубл. 25.04.2017 Бюл. № 8. 2 с.
124. Кузина Л. Г. Влияние инфильтрации воздуха на тепловой баланс кабин машиниста и пассажирских салонов подвижного состава железных дорог: автореферат дис. ... кандидата технических наук: спец. 05.26.01 «Охрана труда (по отраслям)»; Московский ун-т путей сообщения. Москва, 1996. 23 с.
125. Теоретические основы раздельного определения показателей тепло-массообмена при теплотехнических испытаниях крытых вагонов с теплоизоляцией. Ищенко В.Н., Кельрих М.Б., Брайковская Н.С., Осьмак В.Е. *Збірник наукових праць Української Державної академії залізничного транспорту присвячений 60-ти річчю кафедри «Вагони»*. Випуск 139. 2013. С. 35–40.

126. Белошицкий, Э. В., Кебал Ю. В. Повышение эффективности отопительно-вентиляционных систем. *Вагонный парк*. 2017. № 1. С. 32–35.
127. Иващенко Н. Н. Автоматическое регулирование. (Теория и элементы систем). Москва: Машиностроение, 1973. 611 с.
128. Biloshytskyi E. V. Ways to manage heating inertia. *Наука та прогрес транспорту*. 2017. № 4 (70). С. 106–116. doi 10.15802/stp2017/109632.
129. Баранов В. Я., Безновская Т. Х., Бек В. А. Промышленные приборы и средства автоматизации. Справочник. / Под общ. ред. В.В. Черенкова. Ленинград: Машиностроение, 1987. 847 с.
130. Технические характеристики регулирующих клапанов. Каталог тепло-технического оборудования «КТТО». <http://www.ktto.com.ua/kharakteristiki/krm> (дата звернення 28.07.2018).
131. Зигель Р., Хауэл Дж. Теплообмен излучением. / пер. С англ.; под. ред. Б. А. Хрусталева. Москва: Мир, 1975. 935 с.
132. Опалювальна система пасажирського вагона: пат. 116042 Україна: МПК (2017.01) B61D 27/00. Мямлін С. В., Кебал Ю. В., Дуганов О. Г., Поух Е. Ф., Білошицький Е. В. № u201610204; заявл. 7.10.16; опубл. 10.05.2017 Бюл. № 9. 3 с.
133. Белошицкий Э. В., Мямлин С. С. Усовершенствования функционирования систем отопления пассажирских вагонов. *Известия ПГУПС*. 2018. № 2. С. 271–279.
134. Мананков, В. М. Отражающая теплоизоляция в энергосберегающем строительстве. *Вестник Московского государственного строительного университета*. 2011. № 3. С. 319–326.
135. Козлов, В. А. Способ обеспечения требуемых параметров микроклимата помещений зданий с избыточным давлением внутренней воздушной среды по отношению к наружному воздуху. *Вестник Московского государственного строительного университета*. 2011. № 3. С. 24–28.
136. Definition of the coefficient of blackness for inhomogeneous surfaces under conducting thermography. Olha Kletska, Anatoliy Falendysh, Oleh Vasilenko,

- Andrii Onyshchenko. *MATEC Web Conferences* 178.06015 (2018) ImanE&E 2018.
137. Energy Saving for the Suburban Rolling Stock. Andriy Sumtsov, Anatoliy Falendysh, Nataliya Chygyryk, Oeg Vasilenko Ivan Vyhopen. *International Journal of Engineering & Technology*. 7(4.3) (2018) P. 361–365.
 138. Фалендиш А.П. Перспективи енергозбереження для електрофікованих транспортних засобів. А.П. Фалендиш, М.В. Володарець, О.В. Артеменко. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. Науковий журнал. Сєверодонецьк, ПП «Поліграф-сервіс», 2017. №4 (234). С. 215–218.
 139. Волков Б. А. Экономическая эффективность инвестиций на железнодорожном транспорте в условиях рынка. Москва: Транспорт, 1996. 191 с.
 140. Методические рекомендации по определению экономической эффективности мероприятий научно-технического прогресса на железнодорожном транспорте. *ВНИИЖТ МПС*. Москва: Транспорт, 1991. 239 с.
 141. Методика расчета эффективности инноваций на железнодорожном транспорте. Москва: МПС, 2000.
 142. Шкурина Л. В., Козлова С. С. Экономическая оценка эффективности инвестиций на железнодорожном транспорте. Москва: РГОТУПС, 2000. 74 с.
 143. Томилова, О. С. Повышение качества водоподготовки в пассажирских вагонах на основе системы контроля дозы облучения в проектируемых конструкциях ультрафиолетовых стерилизаторов : дис.. ... канд. тех. наук : спец. 05.11.13 «Приборы и методы контроля природной среды, веществ, материалов и изделий»; Омский государственный технический университет. Омск. 2015. 164 с.
 144. Іванілов О. С. Економіка підприємства: підручник. Центр учбової літератури, 2009. 728 с.

ДОДАТОК А

Основні положення і результати дисертації опубліковано:

– у закордонних фахових виданнях:

1. Белошицкий Э. В., Мямлин С. С. Усовершенствования функционирования систем отопления пассажирских вагонов. *Известия ПГУПС*. 2018. № 2. С. 271–279.

– у наукових фахових виданнях, затверджених МОН України, що входять до наукометричних баз даних:

2. Biloshytskyi E. V. Ways to manage heating inertia. *Наука та прогрес транспорту*. 2017. № 4 (70). С. 106–116. DOI: 10.15802/stp2017/109632.

3. Белошицкий Э. В., Мямлин С. С. Пути усовершенствования систем водяного отопления пассажирских вагонов. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2017. № 174. С. 50–60.

4. Biloshytskyi E. V. Mathematical model of unsteady heat transfer of passenger car with heating system. *Наука та прогрес транспорту*. 2018. № 1 (73). С. 121–130. DOI: 10.15802/stp2018/123409.

5. Білошицький Е. В. Енергоефективність систем життєзабезпечення рухомого складу залізниць. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2018. № 179. С. 13–25. DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147709>

– Наукові праці, що засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

6. Белошицкий Э. В. Регулируемый воздухообмен и энергосбережение. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 75 Международной научно-практической конференции*. (Днепропетровск 14–15 мая 2015 г.). Днепропетровск, 2015. С. 59.

7. Белошицкий Э. В. Усовершенствование отопительных систем пассажирских вагонов. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 75 Международной научно-практической конференции*. (Днепропетровск 14–15 мая 2015 г.). Днепропетровск, 2015. С. 73.

8. Белошицкий Э. В. Регулирование мощности водяного калорифера. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 76 Международной научно-практической конференции.* (Днепропетровск 19–20 мая 2016 г.). Днепропетровск, 2016. С. 39.

9. Белошицкий Э. В. Пути усовершенствования систем водяного отопления пассажирских вагонов. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 77 Международной научно-практической конференции* (Днепр 11–12 мая 2017 г.). Днепр, 2017. С. 36–37.

10. Белошицкий Э. В. Способы управления инертностью водяного отопления. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 77 Международной научно-практической конференции.* (Днепр 11–12 мая 2017 г.). Днепр, 2017. С. 43–44.

11. Белошицкий Э. В., Кебал И. Ю. Качественное регулирование мощности отопительных приборов системы отопления пассажирских вагонов. *Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: материалы 77 Международной научно-практической конференции.* (Днепр 11–12 мая 2017 г.). Днепр, 2017. С. 45.

12. Белошицкий Е. В., Мямлін С. С. Удосконалення параметрів енерго-ефективності систем життєзабезпечення рухомого складу залізниць. *Сучасні методики, інновації та досвід практичного застосування у сфері технічних наук: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції.* (Радом, Республіка Польща. 27–28 грудня 2017 р.). Радом, Республіка Польща, 2017, С. 140–144.

13. Білошицький Е. В. Визначення місць теплових втрат в пасажирських вагонах. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції.* (Дніпро 17–18 травня 2018 р.). Дніпро, 2018. С. 28–30.

14. Білошицький Е. В. Експериментальне дослідження керування тепловіддачею опалювальних труб за рахунок вільної конвекції. *Основні проблеми освіти і науки: перспективи розвитку для України та Польщі: матеріали Міжнародної*

багатопрофільної конференції. (Стальова Воля, Республіка Польща 20–21 липня 2018 р.). Стальова Воля, Республіка Польща, 2018. Том 6. С.76–78.

– які додатково відображають наукові результати дисертації:

15. Опалювальна система пасажирського вагона: пат. 115667 Україна, МПК (2017.01) B61D 27/00. Кебал Ю. В., Білошицький Е. В., Мямлін С. С. № u201610911; заявл. 31.10.2016; опубл. 25.04.2017. Бюл. № 8. 4 с.

16. Опалювальна система пасажирського вагона Пат. 116042 Україна, МПК (2017.01) B61D 27/00. Мямлін С. В., Кебал Ю. В., Дуганов О. Г., Поух Е. Ф., Білошицький Е. В. № u201610204; заявл. 07.10.2016 опубл. 10.05.2017. Бюл. № 9. 4 с.

17. Белошицкий Э. В., Кебал Ю. В. Повышение эффективности отопительно-вентиляционных систем. *Вагонный парк*. 2017. № 1–2 (118–119). С. 32–35.

АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ.

Основні ідеї, положення та результати дисертаційної роботи представлені та обговорені на 75-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпропетровськ 2015 р.), 76-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпропетровськ 2016 р.), 77-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпро 2017 р.), Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні методики, інновації та досвід практичного застосування у сфері технічних наук» (м. Люблін, Республіка Польща, 2017 р.), 78-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпро 2018 р.), Міжнародній науково-практичній конференції «Ключові питання освіти та науки: перспективи розвитку для України та Польщі» (м. Стальова Воля, Республіка Польща, 2018 р.).

Матеріали дисертаційної роботи в повному обсязі доповідалися на засіданні міжкафедрального наукового семінару Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна 25 жовтня 2018 року.

ДОДАТОК Б

Акти про впровадження результатів дисертаційної роботи

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної,
економічної роботи, перспективного та
інноваційного розвитку



Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту імені
академіка В. Лазаряна, д.т.н., професор

 А.В. Радкевич

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи
Білошицького Едуарда Васильовича у навчальному процесі

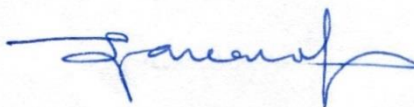
м. Дніпро

10 09 2018р.

Дійсний акт складений про те, що отримані в дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук Білошицького Е. В. наукові результати прийняті до використання у навчальному процесі при викладанні навчальних дисциплін «Автомобілі та автомобільне господарство» по спеціальності [274] «Автомобільний транспорт», а також підготовка бакалавр, магістр, по спеціалізації «Енергетичний менеджмент та енергоефективність у промисловій та комунальній сфері» по спеціальності [144] «Теплоенергетика» а саме:

Математичну модель, що описує теплові процеси пасажирських вагонів, в якій параметри теплового контуру залежать від часу і температури, що дозволяє, на відміну від існуючих досліджувати нестационарність теплового стану в салоні вагона з урахуванням фактичних умов експлуатації та здійснювати порівняльний аналіз різних конструктивних рішень систем життєзабезпечення пасажирських вагонів.

Декан факультету Управління
енергетичними процесами
д.т.н., професор



А.М. Афанасов

Завідуючий кафедрою
«Теплотехніка»
д.т.н., професор



В.О. Габрінець

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної,
економічної роботи, перспективного та
інноваційного розвитку

Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту імені
академіка В. Лазаряна, д.т.н., професор

А.В. Радкевич



АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
Білошицького Едуарда Васильовича у виробництво

м. Дніпро

17 09 2018р.

Дійсний акт складений про те, що отримані в дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук Білошицького Е. В. наукові результати прийняті до використання у виробничому процесі при проектуванні і модернізації пасажирського рухомого складу а саме:

1. Математичну модель, що описує теплові процеси пасажирських вагонів, в якій параметри теплового контуру залежать від часу і температури, що дозволяє, на відміну від існуючих досліджувати нестационарність теплового стану в салоні вагона з урахуванням фактичних умов експлуатації та здійснювати порівняльний аналіз різних конструктивних рішень систем життєзабезпечення пасажирських вагонів.

2. Програмний комплекс «Терло» моделювання роботи систем опалення і вентиляції пасажирських вагонів, для проведення комплексних аналізів при проектуванні систем життєзабезпечення з урахуванням конструктивних змін і оцінкою ефективності та енергоефективності конструктивних рішень шляхом математичного експерименту.

Начальник
Науково-дослідної частини
к.е.н., доцент

Д.Ю. Ляшко

Завідуючий ПКTB
з проектування і модернізації
рухомого складу, колії
та штучних споруд

Ю.В. Кебал



ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
«УКРАЇНСЬКА ЗАЛІЗНИЦЯ»
 ФІЛІЯ «ПАСАЖИРСЬКА КОМПАНІЯ»
 ВИРОБНИЧИЙ ПІДРОЗДІЛ
«ПАСАЖИРСЬКЕ ВАГОННЕ ДЕПО ЛЬВІВ»

79052, м. Львів, вул. Рудненська, 32, тел. 226-71-42, тел./факс 226-71-25

№ _____ від 12.10.18

ЗАТВЕРДЖУЮ:
 Начальник ПКВЧД – 8
 РФ «Львівська залізниця»
 ПАТ «Укрзалізниця»
 І.М. Малашина
 2018 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
 Білошицького Едуарда Васильовича

Дійсний акт складений про те, що отримані результати в дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук Білошицького Е. В. спрямовані на підвищення ефективності функціонування систем забезпечення параметрів мікроклімату в пасажирських вагонах з підвищенням енергоефективності цих систем, прийняті до використання ПКВЧД – 8 РФ «Львівська залізниця» ПАТ «Укрзалізниця». Дослідження будуть впроваджуватися з метою підвищення енергоефективності пасажирського рухомого складу локомотивної тяги.

Найбільшої уваги з отриманих результатів дисертації заслуговують:

1. Рекомендації щодо вибору оптимальних параметрів конструкції теплоізоляції розвідних труб з метою підвищення енергоефективності опалювальної системи.
2. Реалізація взаємодії між системами опалення та вентиляції з метою підтримання заданої температури зовнішнього повітря, яке подається системою вентиляції.

Результати дисертаційної роботи Білошицького Е. В. враховують фактичні умови експлуатації систем опалення та вентиляції в опалювальний період.

Головний інженер
 ПКВЧД – 8

Заступник начальника
 ПКВЧД – 8

І.Я. Венгрин

Р.М. Григорів

07.03.2018

ПКВЧД-8

АКТ

Цей акт складений в тому, що в період з 28.02.2018 року по 07.03.2018 року на території виробничого підрозділу «Пасажирське вагонне депо Львів» (ПКВЧД – 8), в рамках договору № Л/Л-17791/НЮ від 07.07.2017 року між філією «Пасажирська компанія» ПАТ «Українська залізниця» (01032, м. Київ, вул. Симона Петлюри, 21 а) та Дніпропетровським національним університетом залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (49010, м. Дніпро, вул. Лазаряна, 2) фахівцями університету проводилися додаткові виміри температурних полів, температури повітря та опалювальних приладів в пасажирських вагонах.

Метою проведення додаткових вимірів було виявлення особливостей формування температурних полів в пасажирських вагонах відкритого і закритого типу та визначення ступеня впливу особливостей конструкцій системи опалення та зовнішньої температури на температуру всередині вагона.

Дані, що отримані при виконанні додаткових вимірів, використовуються для розробки рекомендацій з поліпшення показників енергоефективності пасажирських вагонів при проведенні планових видів ремонту та для інших наукових досліджень з удосконалення систем життєзабезпечення пасажирських вагонів.

Представники ДНУЗТ:

Інженер-конструктор І категорії ПКТБ

 Білошицький Е. В.

Старший науковий співробітник ГНДЛ "Вагони"

 Міщенко А. А.

Доцен кафедри «Рухомий склад і колія»

 Терещак Ю.В.

Представники ПКВЧД – 8

Заступник начальника експлуатації

 Григорів Р.М.

Інженер – технолог

Кузьмічов Д.А.

