

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

На правах рукопису

ХОМЕНКО Ірина Юріївна

УДК 629.454.2.048.3/7

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ТА ХОЛОДИЛЬНОГО
ОБЛАДНАННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ ПРИ КАПІТАЛЬНИХ
РЕМОНТАХ

Спеціальність 05.22.07. – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Дисертація
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник –
доктор технічних наук, професор
САВЧУК Орест Макарович

Дніпропетровськ – 2014

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ	4
ВСТУП	5
 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ СИСТЕМ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ, ЩО ЗНАХОДЯТЬСЯ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ	12
1.1 Сучасний стан пасажирського вагонного парку	12
1.2 Аналіз існуючих систем електропостачання вагонів, що використовуються при обладнанні вагонів системами кондиціонування повітря.....	16
1.3 Аналіз роботи системи життєзабезпечення пасажирського вагона при непрацюючому генераторі.....	24
1.4 Дослідження нестационарних теплових процесів	25
1.5 Дослідження можливості та сфери застосування роботи вагонного кондиціонера в режимі теплового насоса.....	28
Висновки до розділу 1 та завдання досліджень	30
 2 МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ НА НЕСТАЦІОНАРНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ СИСТЕМИ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ	32
2.1 Аналіз ефективності роботи кондиціонера від акумуляторної батареї	32
2.2 Збільшення часу використання генераторного режиму роботи електрообладнання.....	33
2.3 Використання акумулятора холоду	40
2.4 Розробка математичної моделі нестационарного теплообміну в пасажирському вагоні	41
2.4.1 Постановка задачі для математичного моделювання	41
2.4.2 Опис фізичної картини процесів, що досліджуються	45
2.4.3 Обмеження часового кроку	50
2.4.4 Розрахункова методика та алгоритм.....	51
2.4.5 Апробація результатів моделювання	53

2.5 Результати моделювання.....	55
2.6 Вирішення задачі оптимізації устаткування кліматичного контролю вагона.....	59
Висновки до розділу 2.....	65

3 УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ КЛІМАТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ТА ВИВЧЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ЗБІЛЬШЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ГЕНЕРАТОРА І ПРИВОДА ВІД ТОРЦЯ ОСІ КОЛІСНОЇ ПАРИ

68

3.1 Стійкість роботи системи електропостачання з додатковим генератором....	68
3.2 Удосконалення системи управління генератором.....	80
3.3 Можливість збільшення потужності генератора.....	88
3.4 Удосконалення конструкції привода генератора від торця осі колісної пари.....	96
Висновки до розділу 3.....	103

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОБОТИ КОНДИЦІОНЕРА НА НЕКУПЕЙНОМУ ВАГОНІ В РЕЖИМІ ТЕПЛОВОГО НАСОСА.....

106

4.1 Переваги і недоліки роботи кондиціонера в режимі теплового насоса.....	106
4.2 Моделювання температурного стану вагона при роботі кондиціонера в режимі теплового насоса.....	112
4.3 Визначення діапазону можливого застосування кондиціонера при його роботі в режимі теплового насоса.....	116
Висновки до розділу 4.....	120

ВИСНОВКИ.....

122

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....

126

ДОДАТКИ.....

141

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

АБ –	аккумуляторна батарея
УЗ –	Укрзалізниця
СКП –	система кондиціонування повітря
ЕОМ –	електронна обчислювальна машина
БРН –	блок регулювання напруги
БРЧ –	блок регулювання частоти
БЗ –	блок захисту
е.р.с. –	електрорушійна сила
ККД –	коефіцієнт корисної дії
СОР –	опалювальний коефіцієнт

ВСТУП

Актуальність теми. В умовах поступової інтеграції України в міжнародну транспортну систему забезпечення високого рівня комфорту перевезення пасажирів набуває великого значення.

Більша частина пасажирських вагонів, що експлуатуються на українських залізницях, побудовано у 70-80 рр. минулого століття і термін їх служби закінчується. Збереження чисельності пасажирського вагонного парку досягається шляхом проведення капітального ремонту старих вагонів з продовженням терміну їх служби чи закупівлею нових. Нові вагони є більш комфортабельними, але їх вартість значно вище ніж вартість відремонтованих. За умов обмеженого фінансування виконання відновлювальних ремонтів не лише вагоноремонтними заводами, але й залізницями залишається основним засобом підтримання парку вагонів у потрібній кількості. У цих умовах актуальною являється задача забезпечення вагонів після модернізації сучасними системами життєзабезпечення, в тому числі і системою кондиціонування повітря. Більше половини парку пасажирських вагонів Укрзалізниці не обладнано такими системами. Це переважно вагони некупейного типу, які і перевозять основну масу пасажирів. Ті ж вагони, які обладнані кондиціонерами (купейні, спальні), побудовані в НДР ще без застосування сучасних енергозберігаючих технологій. Ремонтопридатність та ресурс обладнання, встановленого на цих вагонах, достатньо високі. Але слід зазначити, що конструктивні рішення 40-річної давнини морально застаріли, а ремонт і експлуатація зношеного обладнання з кожним роком обходиться все дорожче.

Таким чином, значна частина вагонів пасажирського парку потребує модернізації із застосуванням сучасних систем життєзабезпечення і зокрема систем енергетичного та холодильного обладнання.

Перспективним напрямком для реалізації цієї задачі є обладнання пасажирських вагонів запропонованими системами життєзабезпечення з

двогенераторною незалежною схемою електропостачання. Це дозволить значно покращити умови перевезення пасажирів. Водночас досягається зниження металоємності, значно спрощується процес модернізації, а сама модернізація має суттєво меншу вартість у порівнянні зі встановленням існуючих систем. Крім того, така модернізація може бути використана і для поступового переходу на живлення від високовольтної магістралі. Тому дисертаційна робота, що спрямована на удосконалення енергетичного і холодильного обладнання пасажирських вагонів з поліпшеними техніко-економічними характеристиками, є актуальною та своєчасною для залізничного транспорту України.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до концепції та програми реструктуризації на залізничному транспорті України, схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України № 651-р 2006 року, що діє до 2015 року та відповідає транспортній стратегії України на період до 2020 року, затвердженої розпорядженням Кабінету Міністрів України № 2174-р 2010 року. Робота проводилася відповідно до держбюджетної науково-дослідної теми Міністерства освіти України «Удосконалення техніко-економічних показників пасажирського рухомого складу» (номер держреєстрації 0112U003561). Дисертація також пов'язана з виконанням Дисертація пов'язана з виконанням науково-дослідної роботи за договором №ПР/Л-08 823/НЮ від 4 серпня 2008р. на проведення випробувань пасажирського вагона відкритого типу № 046-20043, дообладнаного системою кондиціонування повітря при роботі кондиціонера в режимах теплового насоса та охолодження. Автор виступив одним з виконавців цієї науково-дослідної роботи.

Мета і завдання досліджень. Метою дисертації є покращення умов комфортності пасажирів за рахунок удосконалення енергетичного та холодильного обладнання пасажирських вагонів.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- провести аналіз існуючого стану систем життєзабезпечення пасажирських вагонів, в яких джерелом живлення є підвагонний генератор;
- проаналізувати публікації, присвячені дослідженням нестационарних теплових процесів;
- проаналізувати можливості забезпечення температурного режиму в вагоні при малих швидкостях руху з використанням альтернативних способів підтримки температурного режиму в вагоні;
- розробити математичну модель нестационарних теплових процесів у вагоні для дослідження різних конструктивних рішень системи життєзабезпечення;
- визначити ефективність різних способів підтримки температурного режиму в вагоні при нестационарних умовах;
- визначити оптимальну економічність кондиціонера при модернізації з використанням двогенераторної схеми енергозабезпечення;
- визначити та проаналізувати фактори, що впливають на стійкість системи електропостачання кондиціонера при запропонованій двогенераторній схемі;
- забезпечити стійку роботу системи електропостачання у ланцюгу додаткового генератора;
- дослідити можливість удосконалення системи управління генератором;
- вивчити можливість збільшення потужності генератора з приводом від торця осі колісної пари;
- забезпечити надійну роботу привода генератора від торця осі колісної пари;
- розробити математичну модель для розрахунку перепадів температур повітря по висоті купе вагона при подачі нагрітого повітря через систему вентиляції для дослідження особливостей роботи кондиціонера на плацкартному вагоні в режимі теплового насоса;

- визначити умови, при яких доцільно використання режиму теплового насоса для опалення вагона, модернізованого із застосуванням двогенераторної системи енергозабезпечення;
- впровадити у виробництво результати дисертаційних досліджень.

Об'єктом дослідження є процеси нестационарного тепло- і масообміну та перехідні процеси при роботі електрообладнання пасажирських вагонів.

Предметом дослідження є ефективність роботи систем енергетичного та холодильного обладнання пасажирських вагонів.

Методи досліджень. Дослідження нестационарних теплових процесів в середині вагона при роботі кондиціонера на різних режимах виконані з побудовою математичної моделі процесу на основі методу елементарних балансів, що є поодиноким випадком метода скінчених елементів. Для визначення оптимальної економічності кондиціонера для системи життєзабезпечення на основі двогенераторної схеми застосовано метод векторної оптимізації. Для вивчення особливостей циркуляції повітря в приміщеннях вагона використано метод визначення параметрів роботи кондиціонера в режимі теплового насоса на основі математичного моделювання. Більшість інших нескладних досліджень прикладного характеру виконувалася з використаннями обкатних стендів, вимірювальної техніки та інструменту.

Наукова новизна результатів. В результаті виконання досліджень отримано наступні наукові результати:

- Вперше досліджені альтернативні способи підтримки температурного режиму в вагоні при малих швидкостях руху і їх ефективність; встановлено, що такі способи є конкурентоздатними. Це дозволило відмовитися від використання енерговитратного режиму роботи кондиціонера від акумуляторних батарей.
- Вперше теоретично обґрунтовано і експериментально перевірено роботу додаткового генератора двогенераторної незалежної системи енергозабезпечення зі змінною напругою, що дозволило повніше

використовувати його потужність, у тому числі при швидкостях вагона менших 40 км/год.

- Удосконалено математичну модель теплових процесів у вагоні в динаміці шляхом використання методу елементарних балансів, що дозволило підвищити її точність та дало можливість легко вводити і виводити до неї додаткові елементи. Завдяки чому з'явилася можливість досліджувати теплотехнічний стан у салоні за різних умов та порівнювати роботу різних систем життєзабезпечення пасажирських вагонів.
- Набули подальшого розвитку визначення додаткових факторів, що впливають на стабільність роботи системи енергозабезпечення вагона. Встановлено, що значний вплив на стійкість системи здійснює режим роботи перетворювача. Доведено, що оптимальним при використанні двогенераторної незалежної схеми енергозабезпечення є такий режим, коли вихідна частота перетворювача пропорційна його вхідній напрузі.

Практична цінність дисертації полягає у вирішенні актуального питання: покращення умов комфортності пасажирів за рахунок удосконалення енергетичного та холодильного обладнання пасажирських вагонів. Цього вдалося досягти завдяки комплексному дослідженню і вдосконаленню системи життєзабезпечення пасажирських вагонів на основі двогенераторної незалежної схеми електропостачання.

Розроблено блок регулювання напруги генератора, в якості регулюючого органа якого використано перетворювач частоти. Застосування такого блока забезпечує якісне регулювання напруги генератора у вагоні з двогенераторною незалежною системою енергопостачання.

Окремі результати дисертаційних досліджень були впроваджені у виробництво у Синельниківському пасажирському вагонному депо (акт впровадження від 30.09.2011р.), а також Інститутом силової електроніки (м. Київ) (акт впровадження від 08.02.2012р.).

Особистий внесок здобувача полягає в плануванні та проведенні теоретичних та експериментальних досліджень, аналізі отриманих результатів, розробці нових конструктивних рішень. Результати виконаних досліджень містяться у роботах [15, 36, 57-60, 81-84, 91, 112-114, 131]. Роботи [58-60, 81-84, 112-114, 131] виконано самостійно. В роботах, написаних у співавторстві, здобувачеві належить наступне:

[15] – проведено порівняльний аналіз систем енергозабезпечення, що використовується на пасажирських вагонах та двогенераторної системи енергозабезпечення. Участь у випробуваннях дослідного вагона з двогенераторною схемою енергопостачання;

[36] – участь в обробці результатів випробувань;

[57] – участь у розробці стенда для випробування кондиціонерів з використанням розробленого автором регулятора напруги;

[91] – запропоновано в якості регулюючого органу блока регулювання напруги використати сучасний перетворювач частоти. Участь у випробуваннях дослідного зразка.

Апробація результатів дисертації. Основні ідеї, положення та результати дисертаційної роботи представлені та обговорені на міжнародній науково-практичній конференції «Інтеграція України в міжнародну транспортну систему» (м. Дніпропетровськ 2009р.), 70-й міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпропетровськ 2010р.), міжнародній науково-практичній конференції «Актуальні наукові розробки» (м. Софія, Болгарія 2011р.); 2-й міжнародній науково-практичній конференції «Енергозбереження на залізничному транспорті» (м. Жденієво 2011р.); 72-й міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпропетровськ 2012р.), 73-й міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпропетровськ 2013р.).

Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалася на засіданні міжкафедрального наукового семінару Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна за участю представників кафедр «Вагони та вагонне господарство», «Прикладна математика», «Комп'ютерні інформаційні технології», «Електротехніка та електромеханіка», а також членів вченої ради.

Публікації. За результатами проведених досліджень за темою дисертації опубліковано 16 робіт, у тому числі: 5 статей в спеціалізованих наукових виданнях, що входять у перелік МОН України, 1 стаття у спеціалізованому виданні, яке зареєстроване у міжнародних наукометричних базах, 1 стаття у спеціалізованому іноземному виданні, 2 патенти на корисні моделі, 7 тез доповідей на міжнародних наукових конференціях.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, 4 розділів з висновками та загальних висновків. Основний текст дисертації викладено на 125 сторінках, в тому числі 8 таблиць, 32 рисунки, список використаних джерел – на 15 сторінках, додатки – на 8 сторінках. Повний обсяг дисертації складає 148 сторінок.

РОЗДІЛ 1

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

1.1. Сучасний стан пасажирського вагонного парку

Залізничний транспорт – це одна з найважливіших ланок транспортної системи України, що забезпечує до 40% усіх пасажирських перевезень [1]. З кожним роком залізничним транспортом перевозиться все більша кількість пасажирів. Інвентарний парк пасажирських вагонів перевищує 6 тисяч одиниць. Переважна більшість з них побудовані ще за часів Радянського Союзу [2]. 90% парку пасажирських вагонів УЗ відпрацювали встановлений на час побудови ресурс (28 років) [3, 4]. Їм необхідно проводити відновлювальні ремонти та модернізації з метою збереження необхідної кількості працездатних вагонів. Нові вагони досить дорогі і їх масове будівництво або закупівля непосильні для українського бюджету, тому щорічно вводиться в експлуатацію лише від декількох десятків до декількох сотень нових пасажирських вагонів. Багато країн, в тому числі і з передовою економікою, вважають за доцільне проводити модернізацію старих вагонів, суттєво подовжуючи їх термін служби [5-12]. Витрати на модернізацію одного старого вагона виявляються приблизно втричі нижчими, ніж на будівництво нового.

Для запровадження робіт по відновленню ресурсу вагона було проведено багато заходів як на вагоноремонтних заводах, так і на залізницях. Зокрема, ряд підприємств був переоснащений, виготовлена документація, проведені випробування дослідних зразків, організовано серійне виробництво.

Незважаючи на впровадження денних прискорених поїздів, закупівлю нових вагонів та оптимізацію чисельності рухомого складу, велика кількість модернізованих старих вагонів буде експлуатуватися ще протягом багатьох років.

Разом з тим, дуже важливо, щоб модернізовані вагони за рівнем безпеки і комфорту відповідали сучасним вимогам.

Предметом дослідження є система життєзабезпечення пасажирського вагона, складовими якої є:

1. Система опалення;
2. Система освітлення;
3. Система вентиляції і кондиціонування;
4. Системи безпеки: сигналізація витік струму на корпус;
5. Система водопостачання;
6. Внутрішнє облаштування (інтер'єр).

Система енергозабезпечення живить усіх споживачів вагона (пристрої освітлення, опалення, вентиляції та кондиціонування) [13].

Проаналізуємо сучасний стан деяких складових системи життєзабезпечення.

Необхідно взяти до уваги той факт, що більшість старих вагонів не має кліматичних установок взагалі (практично всі вагони відкритого типу і деяка частина купейних) або мають кліматичні установки, побудовані декілька десятиліть тому, а спроектовані ще раніше, які гранично зношені фізично, застаріли морально, не відповідають екологічним вимогам [14] і потребують чималих коштів в експлуатації. Тобто, при проведенні відновлювальних ремонтів необхідно робити заміну або встановлення системи кондиціонування практично на всі вагони, що підлягають модернізації. У протилежному випадку їх системи забезпечення життєдіяльності залишаться застарілими.

Технічно поставлену проблему можна вважати давно вирішеною. Багатьма підприємствами України та РФ освоєно технологію як заміни систем кондиціонування старої конструкції, так і установки кліматичних систем на вагони, переважно некупейні, які не були оснащені раніше такими системами. Одним з перших освоїв таку модернізацію Дніпропетровський вагоноремонтний завод. У подальшому така модернізація була освоєна на

інших заводах і в деяких депо, зокрема Харківським вагонобудівним заводом. І хоча вказана модернізація виконувалася різними підприємствами основний принцип проведення цих робіт у всіх був однаковим. Фактично, для оснащення вагонів, що не мали систем кондиціонування, пристосовувалися вітчизняні або російські системи, що також встановлювалися на нові вагони, іноді з невеликими змінами. Встановлення таких систем різко погіршувало технічні характеристики вагона. Вага вагона збільшувалася на 3-4 тонни. Вагон ставав дорожчим та складнішим в експлуатації, вартість відновлювальних ремонтів при такій модернізації збільшувалася на 50-60% [15]. Враховуючи те, що більша частина вагонів, які потребують модернізації, – це вагони некупейні, то встановлення дорогих систем кондиціонування, фактично, є неприйнятним для цієї категорії рухомого складу, так як значно збільшує витрати на перевезення пасажирів. Ситуація ще більше погіршується, якщо взяти до уваги, що пасажирські перевезення і без того збиткові [16].

Отже, постає наступний вибір: або домогтися суттєвого зниження (в 4-5 разів) вартості системи кондиціонування, зберігши прийнятні технічні характеристики, або відмовитися від масового встановлення таких систем при проведенні відновлювальних ремонтів, знижуючи рівень комфорту для пасажирів ще мінімум на півтора десятиріччя.

Протягом багатьох років на вагоноремонтних підприємствах і залізницях проводилися роботи направлені на покращення систем кондиціонування у вагонах, оснащених застарілим обладнанням, а також встановлення сучасних кондиціонерів на вагони без кондиціонування. Переважна більшість таких робіт виконувалась при використанні порівняно невеликих коштів. Для координації цієї роботи і вирішення найбільш актуальних проблем при пасажирському главку Укрзалізниці була створена постійно діюча комісія із фахівців у галузі кондиціонування повітря [17, 18]. Серед найбільш відомих проектів слід відзначити розроблений ТОВ «Енергозбереження» комплект обладнання РК-13 [19], заміну імпортного компресора в системах МАБ-II на

вітчизняний за проектом депо Синельникове Придніпровської залізниці [20] та використання з тією ж метою компресора автономного рефрижераторного вагона за проектом депо Тернопіль Львівської залізниці. Проведена робота дозволила суттєво покращити роботу застарілих систем кондиціонування і відтермінувати їх заміну, але не дозволила зробити ці системи сучасними. Суттєво покращити ситуацію можливо тільки замінивши застарілі системи в цілому.

Оскільки висока ціна формувалася здебільшого за рахунок системи енергозабезпечення, а не за рахунок самого кондиціонера, то як на Україні так і в РФ з'явилися спроби змінити систему живлення кондиціонера.

Так на Львівській залізниці з'явився дослідний вагон з малопотужним кондиціонером, який працював від штатного генератора з приводом від торця осі, використовуючи надлишки його енергії в той час, коли значна частина обладнання вагона не працює. Росіяни навіть організували серійне виробництво обладнання для аналогічної модернізації. Система виявилася дешевою, однак через недостатню потужність кондиціонера малоефективною [21].

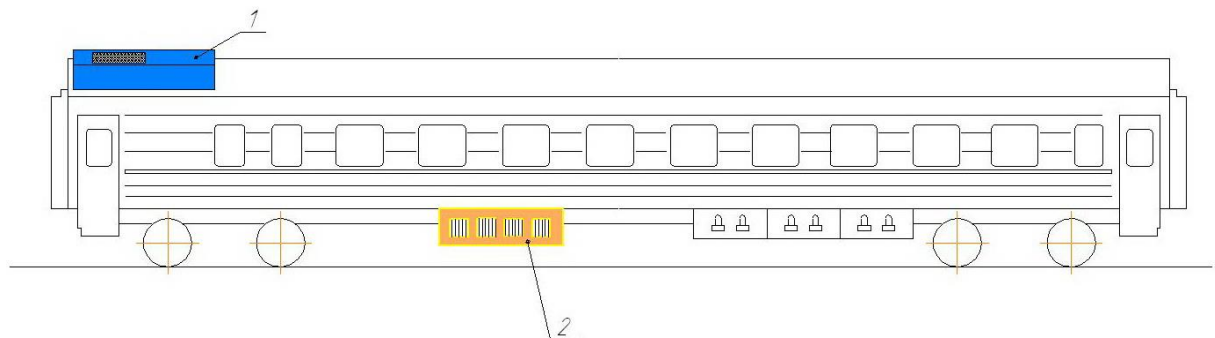
Більш вдалою була модернізація з використанням двох генераторів з приводами від торця осі, встановленими на обох візках вагона. З'явилися такі системи майже одночасно у РФ НПЦ «ЭКСПРЕСС» м. Твер і в Україні у пасажирському депо Синельникове Придніпровської залізниці [22, 23]. Системи розроблялися і вдосконалювалися незалежно і мають суттєві конструктивні відмінності. В той же час їх об'єднує головне: за певних умов та при використанні сучасного економічного обладнання і нестандартних режимів його роботи системи життєзабезпечення вагона, модернізованого по такій схемі, не поступається більш потужним і дорогим системам.

1.2. Аналіз існуючих систем електропостачання вагонів, що використовуються при обладнанні вагонів системами кондиціонування повітря

Модернізація пасажирського вагона шляхом обладнання його системою кондиціонування неможлива без надійного забезпечення встановлених агрегатів електричною енергією. Причому саме система енергозабезпечення є найбільш складною та дорогою ланкою при такій модернізації. Розглянемо системи електропостачання сучасних вагонів більш детально. Умовно розділивши їх, в залежності від розташування джерел електричної енергії та їх використання. Серед можливих схем електропостачання вагонів [24] на сьогоднішній день найбільш поширеними являються дві наступні:

1) централізована, за якої постачання енергією системи опалення та інших систем вагона здійснюється від високовольтної магістралі, що з'єднує вагони з локомотивом;

Вагон з системою кондиціонування, обладнаний такою схемою електропостачання, показано на рис. 1.1.

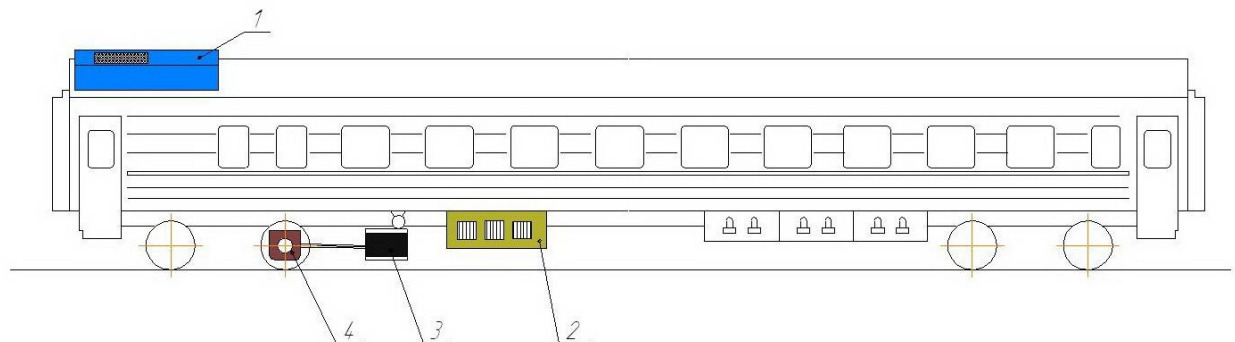


1 – кондиціонер, 2 – високовольтний перетворювач.

Рисунок 1.1 – Централізована система електропостачання вагона від високовольтної підвагонної магістралі з використанням високовольтного перетворювача

2) змішана, за якої електропостачання комбінованого котла здійснюється від високовольтної магістралі, а всі інші системи живляться від підвагонного генератора і АБ.

Вагон з системою кондиціонування, обладнаний такою схемою електропостачання показано на рис. 1.2.



1 – кондиціонер, 2 – перетворювач,
3 – генератор, 4 – редуктор.

Рисунок 1.2 – Змішана система електропостачання вагона

Така спрощена класифікація не виключає наявності в робочому парку вагонів з іншими системами електропостачання, але кількість їх незначна. Здебільшого це вагони спеціальні, які у цій роботі не досліджуються.

З двох розглянутих систем безперечно найбільш перспективною є перша [25, 26]. Тим більше, що високовольні перетворювачі з кожним роком стають все надійнішими та конкурентнішими за ціною. Однак, для більшості старих вагонів генераторна схема електропостачання, що забезпечує їм достатню універсальність, буде збережена до самого їх списання. Враховуючи масовість такої конструкції, всі наші подальші дослідження будуть направлені на удосконалення системи кондиціонування з генераторною системою електропостачання.

У наш час генераторні схеми електропостачання вагонів можна розділити на два види:

- а) системи для електропостачання вагонів без кондиціонування повітря;
- б) системи для електропостачання вагонів з кондиціонуванням повітря.

Такий поділ відбувся декілька десятиліть тому. Більш того, за цей період обидві системи не змінилися в значній мірі.

Розглянемо їх окремо більш детально.

а) Генераторна схема для вагонів без кондиціонування складається з синхронного генератора змінного струму потужністю близько 10 кВА [27], що призначений для забезпечення електроенергією всіх систем вагона, за винятком котла опалення. Генератор має основну обмотку, яка після випрямляча забезпечує напругу 50 В. І допоміжну, яка забезпечує підвищену напругу, необхідну для зарядки АБ. Обертання генератора забезпечується нескладним в експлуатації і ремонті текстрно-карданним (ТК) або текстрно-редукторно-карданним (ТРК) приводом від торця осі.

Тривалий період часу спостерігалася стійка тенденція збільшення потужності генераторів, що майже напряду пов'язана з підвищенням рівня комфорту при перевезенні пасажирів. На початку 70 рр. потужність генератора в системі електропостачання ЕВ-7 досягла 8 кВт [27]. Вагон з такою системою навіть за сьогоdnішніми стандартами мав у своєму складі той мінімум обладнання, який робив проїзд у ньому достатньо комфортним.

Генератор 2ГВ-003 забезпечував необхідну потужність, яка витрачалася на систему вентиляції, прилади освітлення, електрокип'ятильник, охолоджувач води, циркуляційний насос системи опалення, зарядку АБ. Корисне навантаження генератора після випрямляча складало 8 кВт, так що деякі системи доводилося підключати по черзі. Привод генератора здійснювався від торця осі колісної пари через ТРК передачу. Протягом декількох десятиліть удосконалення системи електропостачання здійснювалося переважно за рахунок використання в конструкції вагона більш економічного обладнання. Так машинний перетворювач люмінесцентних ламп був замінений на статичні перетворювачі, завдяки чому економиться більш ніж 1 кВт потужності. Циркуляційний насос було оснащено більш економічним двигуном, а охолоджувач води було взагалі ліквідовано. Значно зменшилося енергоспоживання пульта управління вагона. Таким чином, зникла необхідність не тільки в подальшому збільшенні потужності генератора, але і з'явилася можливість підключення

додаткового обладнання (холодильник, НВЧ-піч). При цьому навантаження на привод генератора зменшилося.

б) Генераторна система електропостачання вагонів з кондиціонуванням повітря складається з порівняно потужного генератора (28 – 34 кВт), який приводиться у рух потужним важким і дорогим редуктором, що розміщується на середній частині осі приводної колісної пари [28]. Для технічного обслуговування і ремонту даного типу редукторів необхідні спеціальні стенди, спорядження, обладнання і кваліфікований персонал. Спочатку для цієї системи використовувався генератор постійного струму (в системі МАБ-II). Потім отримала розповсюдження конструкція генератора змінного струму. З метою зниження втрат та зменшення перетину електричних дротів при порівняно великих потужностях генератора і користувачів напругу було збільшено до 110 В. Сучасні системи електропостачання вагонів з кондиціонуванням повітря поповнилися ще одним пристроєм – перетворювачем, який забезпечує необхідну напругу і частоту струму для живлення системи кондиціонування [29]. Потужність, яка вважається необхідною для роботи систем кондиціонування приймається на рівні 20 кВт. І раніше дійсно так і було. Кондиціонер найрозповсюдженішої системи МАБ-II, споживав більше 16 кВт електроенергії. Однак, за аналогією з плацкартним вагоном, сучасні системи кондиціонування значно змінилися. З'явилися кондиціонери більш досконалі, легкі, економічні, що потребують значно менше енергії. Застосовуючи їх, можливо суттєво знизити необхідну потужність генератора і навіть спробувати позбутися генератора та привода від центральної частини осі, вартість яких складає значну частину вартості вагона.

Аналогічне положення з вагонним парком склалося і в Російській федерації [30]. Тому не дивно, що такі потужні підприємства як Тверський машинобудівельний завод та Тверський інститут машинобудування провели комплекс досліджень, направлених на заміну дорогої та важкої одногенераторної з потужним генератором схеми на двогенераторну

аналогічної або більшої сумарної потужності. Необхідно відмітити роботи Самошкіна С. Л. у цій галузі, які обґрунтували можливість встановлення на кожен з візків вагона генератора потужністю 16-18 кВт [31], що працюють у паралельному режимі. Така система дозволила суттєво зменшити ціну і забезпечити сумарну потужність генераторів вище 30 кВт. Однак, під час дослідної експлуатації виявився цілий ряд недоліків, пов'язаних з тим, що конструкція генераторів і привод були нетиповими. Привод від шківів на середній частині осі за допомогою клинопасової передачі виявився незручним, характерними ознаками такої конструкції також є необхідність піднімання вагона для заміни пасів. Більш досконалою виявилася конструкція з використанням двопасових приводів, які встановлюються на один візок з різних боків [31]. Приводна колісна пара обладнується двома шківками, а потужний генератор, що кріпиться на рамі візка, має крізний вал, який обома кінцями за допомогою карданних валів з'єднується з приводом. Нами проаналізовані виконані роботи, в результаті чого ми прийшли до висновку, що проведена в цій галузі робота безумовно являється кроком уперед. Проте в стратегічному плані вона є половинчатим рішенням, так як перевести конструкцію системи кондиціонування вагона в іншу якість неможливо вдосконалюючи тільки один з його вузлів, навіть дуже важливий. Замінюючи потужність одного генератора двома такої ж сумарної потужності, автори не врахували того ефекту, який може дати використання більш економічних в енергетичному плані його систем (кондиціонера, перетворювача, генератора, системи управління). Тільки комплексне рішення, направлене на удосконалення всіх систем може суттєво знизити загальне енергоспоживання вагона, що в свою чергу дозволить здешевити найбільш дорогі його складові – систему енергопостачання та привод.

Ліквідувати недоліки російських розробок взялись на Придніпровській залізниці у пасажирському депо Синельникове. Ідея зводилась до того, щоб усі додаткові потужності, пов'язані з системою кондиціонування, забезпечити за рахунок встановлення додаткового генератора стандартної

конструкції або генератора, виготовленого на його базі, який би працював зі стандартним приводом [32-34]. Але ця проста ідея виявилася складною у реалізації, оскільки ставила жорсткі вимоги щодо економічності обладнання, яке до цього на вагонах не застосовувалося, а також використання таких режимів роботи обладнання, які б забезпечили максимальне збереження енергії. Можливі різні варіанти застосування генераторів у двогенераторних схемах. Наприклад, паралельна робота генераторів, таку конструкцію використовували російські розробники [30, 31]. Інший варіант передбачав незалежну роботу генераторів. При такій компоновці силові ланцюги генераторів були незалежними, а їх спільна робота контролювалася лише загальними ланцюгами керування [33]. Такий варіант був більш прийнятним для системи, розробленої у Синельникове, оскільки міг бути виготовлений в якості своєрідної «приставки» до уже існуючих систем вагона, що суттєво спрощувало роботи по впровадженню розробки. Крім того, незалежна робота генераторів дозволяла вибрати напругу додаткового генератора відмінною від напруги основного генератора. А це, в свою чергу, дозволило досягти суттєвої економії електроенергії, що важливо в умовах її дефіциту. Пояснимо цей пункт більш детально. Тривалий час на вагонах використовувалася система електропостачання 50 В, нащадками якої до цих пір являються вагони без систем кондиціонування. Застосування кондиціонерів було пов'язане з різким збільшенням потужності обладнання і, як наслідок, – великим струмом. А це, відповідно, потребувало значного збільшення потужності комутаційної апаратури і перерізу електропроводки. Щоб зменшити струми була вибрана більш висока напруга 110 В. Відповідно на цю напругу стали виготовляти як генератори, так і електрообладнання. З часом двигуни постійного струму систем кондиціонування, а вони споживають основну масу електроенергії, стали замінювати двигунами змінного струму, які були значно легшими, більш економічними, дешевшими, не мали у своєму складі механізмів, що містять щітки, і могли бути вбудовані у компресор. Це дозволяло виключити основний елемент, що

призводив до витікання холодоагенту, – сальниковий вузол. Але найголовніша перевага двигунів змінного струму у можливості виготовити кондиціонер компактних розмірів, моноблочним, придатним для встановлення на даху вагона. У той же час, для живлення двигунів змінного струму незамінним атрибутом системи кондиціонування вагона став перетворювач, що перетворює постійний струм в змінний, відповідних напруги і частоти.

Для живлення сучасних систем кондиціонування використовуються вітчизняні і зарубіжні перетворювачі різних конструкцій [35]. Умовно перетворювачі можна поділити на два типи:

а) Перетворювач, що складається з інвертора. Такий перетворювач маючи на вході постійний струм формує на виході трифазний змінний струм необхідної частоти. Перевагою такого перетворювача є відносно невелика вартість, недоліком – залежність вихідної трифазної напруги від напруги постійного струму на вході. При живленні перетворювача від вагонної магістралі постійного струму він має значні втрати, так як працює з великими струмами. Відомі російські розробки із застосуванням перетворювачів частоти, які дозволяють перетворювати постійну напругу 110 В у трифазну напругу змінного струму 80 В. Існують також аналогічні розробки фірми «Енергозбереження» м. Харків, що освоїла випуск ремкомплекту РК-13 із застосуванням аналогічного перетворювача [19]. Такі конструкції потребують застосування двигунів на робочу напругу 80 В, що напряму пов'язано з вхідною напругою перетворювача 110 В. Спеціально для такої системи у РФ було розроблено і освоєно виробництво спірального компресора 1СГГ30 із вбудованим двигуном змінного струму на напругу 80 В [20]. Останнім часом фірма «Енергозбереження» освоїла виготовлення ремкомплектів із застосуванням напівгерметичного вітчизняного компресора з аналогічним двигуном.

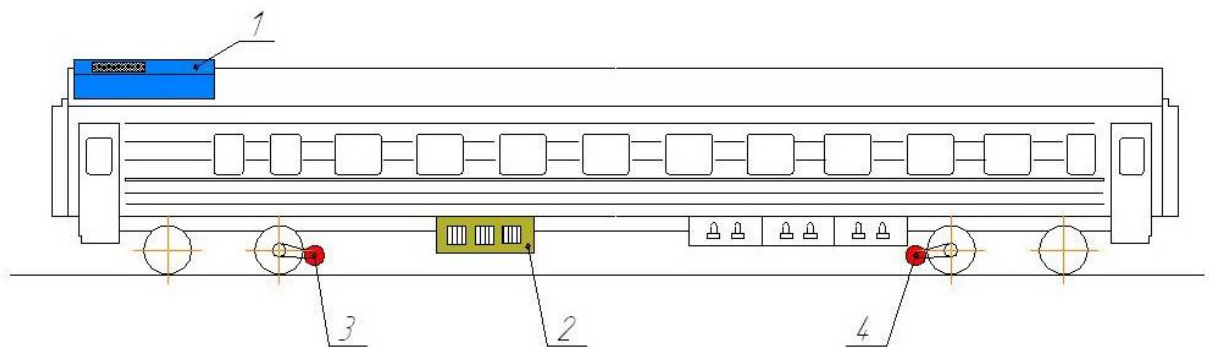
б) Перетворювач, що складається з конвертора та інвертора. Завдяки конвертору напруга постійного струму перед інвертором змінюється до

величини, яка дозволяє інвертору забезпечити на виході необхідну величину змінного струму. Перетворювачі дозволяють використовувати в кондиціонерах електрообладнання промислової напруги, але є більш складними і дорогими. Більш економічний режим роботи інвертора в цих перетворювачах нівелюється значними втратами у конверторі. Таку схему широко використовує Кременчуцький вагонобудівний завод.

При розробці своєї конструкції у депо Синельникове перевагу віддали перетворювачам першого типу, які мають в даному випадку принципово важливі властивості: відносно невелика ціна, простота та більша надійність. Виявилося, що незалежна система електропостачання дозволяє досягти ще більшого ефекту, ліквідувавши недоліки двох розглянутих вище систем. Піднявши напругу додаткового генератора до 380 В, вдалося отримати сумісність дешевого і простого за конструкцією перетворювача і можливість застосування у кондиціонері стандартних двигунів, що мають напругу живлення 380 В.

Крім того, в перетворювачі, що працює на напругу 380 В струми суттєво менші і, відповідно, значно меншими є втрати навіть у порівнянні з перетворювачем такої ж конструкції, але працюючому при нижчих напругах і, відповідно, більших струмах. Все це є дуже важливим в умовах дефіциту електроенергії.

Конструктивна схема вагона з двогенераторною системою електропостачання показана на рис. 1.3.



1 – кондиціонер, 2 – перетворювач,
3 – основний генератор, 4 – додатковий генератор.

Рисунок 1.3 – Двогенераторна незалежна система електропостачання вагона

Таким чином, вперше була застосована не лише незалежна робота генераторів і не тільки те, що додатковий генератор був виготовлений на промислову напругу, але і те, що з метою економії електроенергії додатковий генератор повинен працювати в такому режимі, щоб не мати в буфері акумуляторної батареї. Власне вагон модернізований в Синельниковому – це єдиний сучасний двогенераторний вагон в Україні. Більш того, майже всі складові системи також не виготовляються серійно. Проведені випробування дослідного зразка [36] підтвердили правильність обраного напрямку модернізації. На огляді вагонів з нестандартним виконанням системи кондиціонування, який відбувся 25 червня 2010р. у Києві визнано, що дана модернізація за співвідношенням ціна/якість є найкращою [37].

Вибір перерахованих конструктивних рішень, що застосовувалися вперше у практиці використання систем кондиціонування на вагонах, виявився достатньо ефективним. Однак відсутність близьких аналогів і досвіду експлуатації схожих систем призвели до виникнення цілого ряду проблем, пов'язаних з їх впровадженням і використанням. Іншими словами, безумовно вдала і в цілому раціональна конструкція системи кондиціонування з використанням двогенераторної схеми електрозабезпечення має значні резерви для вдосконалення. Враховуючи результати випробувань та дослідної експлуатації, покращуючи конструкцію окремих вузлів та агрегатів, застосовуючи раціональні та економічні режими роботи обладнання, можливо суттєво покращити показники всієї системи.

1.3. Аналіз роботи системи життєзабезпечення пасажирського вагона при непрацюючому генераторі

При швидкості потяга понад 40 км/год живлення систем вагона здійснюється від генератора. У цей же час підзаряджається і акумуляторна батарея (АБ). Таке поєднання позитивне для системи енергозабезпечення вагона, оскільки завдяки великій ємності батареї вдається суттєво знизити

комутаційні перенапруження. З іншого боку, чим більша ємність батареї, тим більшу потужність вона споживає. У вагонах з сучасними системами життєзабезпечення на підзарядку акумуляторної батареї витрачається до 10 кВт, тобто приблизно третина потужності генератора. Велика ємність батареї необхідна для роботи кондиціонера при малих швидкостях руху. Вагони, що не мають систем кондиціонування, оснащуються батареями, потужність яких у 2-3 рази менше і, відповідно, споживають менше енергії. Тривалий час робота кондиціонера від АБ при малих швидкостях руху вважалася ледь не єдиноможливою, тим більше що в вагонах старої конструкції реалізація цього режиму роботи була надзвичайно простою. Двигуни кондиціонера потребували постійного струму такої ж напруги як і у батареї. У сучасних умовах реалізація роботи кондиціонера від батареї потребує складних перетворювачів, а більша ємність батареї збільшує її вагу і витрати на модернізацію. Суттєво ускладнює режим роботи кондиціонера від АБ і двогенераторну схему енергозабезпечення вагона. При цьому меншу потужність генераторів необхідно компенсувати економічнішим обладнанням і режимами його роботи. Процес заряд-розряд акумуляторної батареї не відповідає таким критеріям. Усе вищесказане робить доцільним дослідження інших, більш економічних режимів забезпечення температурного режиму в вагоні під час руху потяга на малих швидкостях.

1.4. Дослідження нестационарних теплових процесів

Як відбуваються термодинамічні процеси у вагоні, ми знаємо завдяки детальному опису цих процесів у підручниках і підрахувати тепловий баланс вагона для заданих стаціонарних умов не являє собою складності [38-40]. Але ж вагон у русі, із зупинками і численними змінами зовнішніх умов не достатньо розглядати як постійну систему. Саме цьому і пропонується розглянути нестационарний тепловий режим пасажирського вагона.

Нестаціонарні процеси теплопровідності – процеси, при яких температурне поле змінюється з плином часу. Нестаціонарні процеси теплопровідності відбуваються при нагріванні чи охолодженні тіл і супроводжуються зміною їх температури. Вирішення задачі теплопровідності в цьому випадку полягає у визначенні температурного поля і кількості теплоти, що отримує тіло в кінці певного проміжку часу, шляхом вирішення диференціального рівняння теплопровідності разом з граничними умовами [41].

У наукових теоретичних дослідженнях широко застосовуються методи числового моделювання за допомогою різних програмних комплексів.

Одним з найрозповсюдженіших і найточніших методів розрахунків є метод скінчених елементів, який дозволяє отримувати доволі точні результати складних задач механіки, термодинаміки та інших галузей наук.

Для моделювання процесів теплообміну в пасажирських вагонах метод скінчених елементів використав у своїй роботі провідний інженер компанії ТОВ «Інтер Кар Груп» Назаренко К. В. [42]. Досліджуючи теплоізоляційні властивості кузова вагона і зокрема віконного блоку, за допомогою метода скінчених елементів вдалося виявити зони конструкції, у яких спостерігається найбільша втрата тепла. Завдяки цьому методу є можливість моделювати теплопередачі не тільки для віконного блоку, але і для усього купе чи вагону в цілому.

Математичне моделювання станів та процесів значно полегшує їх розрахунок і розуміння, а також дає детальні результати у визначений момент часу і можливість легко змінювати різні параметри та початкові умови. При правильному моделюванні отримуємо досить наглядну картину станів та процесів, способи їх зміни та можливість прослідкувати вплив тих чи інших факторів на проходження нестаціонарних теплових процесів при циклічній роботі системи кондиціонування вагона.

Дослідженням нестаціонарного теплового режиму пасажирського вагона з СКП та складенням математичної моделі, що їх описує, на теренах

Радянського Союзу займалися Китаєв Б. Н. та Жариков В. А. Їх математична модель базується на критеріальних рівняннях теплопровідності. Елементи конструкції розглядаються як пластина з коефіцієнтом тепловіддачі, що дорівнює приведеному коефіцієнту теплопередачі кузова. Внутрішнє обладнання розглядається як пластина з товщиною, що дорівнює середній товщині її складових та еквівалентна їм за теплоємністю. При цьому враховується різниця температур повітря та стінок купе [43, 44]. Верников Г. И., Сапожников С. А. та Шустер А. А. запропонували використовувати нестационарний режим охолодження кузова вагона при проведенні випробувань з метою визначення середнього коефіцієнта теплопередачі [45].

Побудувати узагальнену математичну модель нестационарного теплового режиму пасажирського вагона з СКП спробували також Ємельянов А. Л., Буравой С. Е., та Платунов Е. С. [46-48] з метою оцінки ролі нестационарних, перехідних температурних станів вагона і для можливості підбору оптимальних енергетичних характеристик кондиціонера, враховуючи вплив теплової інерції вагона, зокрема на початкових етапах рейсу. Основна увага була приділена аналізу теплового стану вагонів з СКП в нестационарних умовах, а саме перед посадкою і в перші години рейсу. При цьому вважалося, що початковий стан вагона, який тривалий час стояв на сонці, відрізняється умовами, далекими від комфортних.

Ними було зроблено ряд припущень, що дозволили розглядати пасажирський вагон як систему з зосередженими параметрами і, таким чином, побудувати макромодель процесів, що досліджуються. Така модель дає загальні уявлення про нестационарні теплові процеси у пасажирському вагоні. Проте, узагальнена модель нестационарного теплового режиму, ґрунтується на припущенні рівності температури внутрішніх стінок купе та повітря у середині купе. Це суттєво знижує точність моделювання, особливо на початковому етапі нестационарного процесу, коли різко змінюється величина, а іноді й напрямок теплових потоків. На цьому етапі різниця між

температурою стінок та повітрям є суттєвою, та визначає характер теплообмінних процесів [46].

Отже, усі математичні моделі, що описують нестационарні теплові процеси у вагоні використовують наближенні методи вирішення диференційного рівняння теплопровідності для знаходження часу охолодження вагона при заданих умовах, а також цілий ряд припущень та спрощень. Крім того, ці моделі не забезпечують визначення інших параметрів, окрім часу охолодження вагона, а також за їх допомогою важко правильно оцінити вплив додаткових чинників на підтримання температурного режиму у вагоні. Тому для оцінки ефективності різних конструктивних рішень системи життєзабезпечення та їх поєднання виникає потреба у створенні математичної моделі нестационарного теплообміну у вагоні з урахуванням потреб досліджень. Крім того, слід зазначити, що на сучасному етапі розвитку комп'ютерної техніки з'являється можливість проведення більш точний розрахунків. У зв'язку з цим пропонується розробити математичну модель нестационарного теплообміну в вагоні з використанням методу скінченних елементів або його різновидів.

1.5. Дослідження можливості та сфери застосування роботи вагонного кондиціонера в режимі теплового насоса для вагона з двогенераторною системою енергозабезпечення

З підвищенням вартості енергоносіїв в усьому світі поширюється кількість теплових насосів, що встановлюються для обігріву приміщень [48]. Майже всі сучасні побутові та промислові кондиціонери мають можливість працювати в режимі теплового насоса. Це пов'язано з надзвичайно високою ефективністю роботи обладнання в такому режимі, що дозволяє в декілька разів знизити витрати електричної енергії порівняно з електрокалориферами. При цьому вартість здорожчання обладнання, оснащеного функцією теплового насоса, незначна.

На теренах Радянського Союзу теоретичними та практичними розробками з питання роботи вагонних кондиціонерів у такому режимі займалися вчені Всесоюзного науково-дослідного інституту вагонобудування, а в подальшому Всесоюзного науково-дослідного інституту залізничного транспорту під керівництвом професорів Московського інституту інженерів залізничного транспорту, д. т. н. Маханько М. Г. та д. т. н. Бартоша Е. Т. Їх учнями було написано ряд дисертацій пов'язаних з теплонасосним режимом роботи [50-53] як пасажирських, так і рефрижераторних вагонів. Результати досліджень та випробувань доводили високу ефективність та економічність такого типу обігріву у порівняння з опаленням електронагрівачами, незважаючи на це такий режим роботи не став обов'язковим для вагонних кондиціонерів.

Основна причина того, що цей режим майже не використовується полягає в тому, що вентиляційні системи і засоби розподілу повітря пасажирських вагонів, призначені для розподілу холодного повітря, виявилися неефективними для розподілу теплого повітря.

Не винятком став і вагон модернізований в депо Синельникове. Проведені кафедрою «Вагони та вагонне господарство» Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту випробування показали, що вертикальні перепади температури суттєво перевищують величину встановлену санітарними нормами [36, 54]. Більш того, значне перевищення температур по вертикалі призводить до невідповідності нормам по горизонталі.

Вченими Всесоюзного науково-дослідного інституту залізничного транспорту було запропоновано боротися з таким недоліком використовуючи комбінований водоповітряний теплообмінний апарат в якості конденсатора теплового насоса [55, 56]. Такий конденсатор розподіляв тепло між системами вентиляції та водяного опалення, що зменшило перепад температур по висоті купе.

Пасажирські вагони з двогенераторними системами енергозабезпечення мають певні обмеження потужностей, а тому економічність обладнання для вагонів є надзвичайно актуальною, а отже і використання роботи кондиціонера в режимі теплового насоса є економічно доцільним.

Виходячи з вищесказаного, питання перепаду температур повітря, в першу чергу в вертикальній площині при роботі кондиціонера в режимі теплового насоса, потребує більш детального вивчення. Це дозволить визначити межі застосування теплонасосного режиму роботи кондиціонера для вагона з двогенераторною системою енергозабезпечення, що сприятиме отриманню максимальної віддачі від роботи обладнання при мінімальних витратах на переоснащення вагона.

Результати, викладені у даному розділі, опубліковані у роботах [15, 36, 57, 58, 59].

Висновки до розділу 1 та завдання досліджень

1. Переважна більшість вагонів пасажирського парка Укрзалізниці не обладнана системами життєзабезпечення, які б відповідали нормативним вимогам, що пред'являються до нових вагонів. Модернізація таких вагонів з виконанням одnogенераторної схеми енергозабезпечення та приводом від редуктора, розташованого на середній частині осі колісної пари, потребує значних витрат і з цієї причини не може бути широко застосована.

2. Застосування двогенераторної незалежної системи електропостачання, економічного обладнання і оптимальних режимів його роботи дозволяють досягти високих показників системи життєзабезпечення, суттєво зменшивши при цьому витрати на проведення модернізації.

3. В цілому вдала конструкція вагона з двогенераторною незалежною схемою електрозабезпечення, має великий потенціал для вдосконалення. Модернізуючи окремі вузли та агрегати вагона і вибираючи більш досконалі

режими їх роботи, можна суттєво покращити ефективність системи життєзабезпечення.

На основі вищевикладеного для досягнення поставленої мети окреслюємо наступні завдання:

1. Вдосконалення системи життєзабезпечення вагона за рахунок підвищення стабільності і якості роботи двогенераторної незалежної схеми енергозабезпечення;
2. Заміна енергетичнонеефективних режимів роботи обладнання більш економічними;
3. Підвищення потужності системи електропостачання;
4. Дослідження особливості розподілу припливного повітря в купе плацкартного вагона в режимі теплового насоса, а також визначення оптимальних температур зовнішнього повітря, при яких доцільно використання такого режиму.

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ ВАГОНА НА НЕСТАЦІОНАРНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ СИСТЕМИ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

2.1. Аналіз ефективності роботи кондиціонера від акумуляторної батареї

Традиційно живлення вагонного кондиціонера з генераторною схемою електропостачання на малих швидкостях руху та зупинках здійснюється від АБ. Така схема підтримки температурного режиму склалася декілька десятиліть тому і вважається ледь не єдиноможливою. Разом з тим, як будь-яке конструкторське рішення, така схема має і цілу низку недоліків. Так для роботи кондиціонера від АБ її ємність повинна бути збільшена, в порівнянні з вагонами без систем кондиціонування, не менш ніж удвічі. При цьому цієї ємності достатньо лише для роботи кондиціонера в режимі близько 30% від номінальної продуктивності. У більшості випадків робота кондиціонера на неповній потужності не може достатньо тривалий час підтримувати заданий температурний режим у вагоні. АБ на вагоні не завжди знаходяться в повністю зарядженому стані. Ступінь їх зарядки залежить від багатьох факторів, в тому числі і від режиму руху вагона. Таким чином, тривалість роботи холодильної установки, навіть на режимі неповної потужності, може бути невеликою. Сам процес накопичення енергії в АБ також не можна вважати ідеальним з тієї причини, що процес заряд-розряд супроводжується втратою приблизно половини дорогої електроенергії, що виробляється генератором, а режим роботи кондиціонера від АБ призводить до втрати ще до 25% енергії в перетворювачі [35].

У сучасних системах кондиціонування бажання використовувати АБ в якості джерела живлення призводить до необхідності оснащення вагонів більш дорогими та складними перетворювачами електроенергії. Іншими

словами, необхідність електропостачання від АБ систем кондиціонування вагона призводить до суттєвого збільшення маси та вартості вагона, до втрат значної кількості енергії, що виробляється генератором. При цьому таке живлення не може в повній мірі гарантувати підтримку необхідного температурного режиму в салоні вагона.

Перераховані недоліки є сильним стримуючим фактором для широкого впровадження модернізації пасажирських вагонів, що знаходяться в експлуатації і не мають кліматичних установок, установками кондиціонування повітря. Тому доцільно розглянути інші більш економічні варіанти підтримки температурного режиму у вагоні при малих швидкостях руху.

На наш погляд, заслуговують на увагу такі варіанти, які можуть бути реалізовані за допомогою сучасних технічних засобів без суттєвого здорожчання конструкції вагона.

2.2. Збільшення часу використання генераторного режиму роботи електрообладнання

Суть вказаного варіанту підтримки температурного режиму у вагоні полягає у подовженні роботи кондиціонера від генератора до менших за 40 м/год швидкостей руху, наприклад до 30 км/год. Така схема легко може бути реалізована у двогенераторних незалежних схемах електропостачання. При чому ефективність роботи системи суттєво залежить від конструктивного виконання. Якщо додатковий генератор використовується виключно для живлення компресорно-конденсаторних агрегатів кондиціонера, а основний — для живлення інших систем вагона, то можливості такої схеми дозволяють подовжити роботу додаткового генератора до швидкості приблизно 30 км/год. При цьому середня потужність кондиціонера в діапазоні швидкостей 30-40 км/год може бути реалізована на рівні 50-75% від номінальної.

Перевага такого способу забезпечення температурного режиму полягає в тому, що для його реалізації, при використанні двогенераторної незалежної схеми, мінімізуються додаткові витрати на обладнання, так як ширший діапазон роботи генератора досягається переважно за рахунок більш досконалої системи керування кондиціонером і генератором. Не менш важливим є і те, що при виборі такої схеми робота вагонного кондиціонера практично не залежить від рівня зарядки та технічного стану АБ.

Серед недоліків слід зазначити, що в порівнянні з режимом роботи кондиціонера від АБ запропонована схема не передбачає охолодження вагона при швидкостях менше 30 км/год і на зупинках. Пом'якшуючим фактором такого недоліку є те, що практичний режим роботи від АБ значно відрізняється від теоретичного. Здебільшого, зберігаючи батареї, провідники не використовують такий режим роботи обладнання. Проведені нами спостереження за пасажирськими потягами улітку по станції Синельникове показали, що робота кондиціонерів на зупинках здійснювалася менш ніж у 15% від загальної кількості, обладнаних ними вагонів. Здебільшого такий режим використовувався в поїздах міжнародного сполучення.

Спробуємо розглянути запропонований спосіб підтримки температури у вагоні більш детально, для оцінки його ефективності порівнюючи його з традиційною системою кондиціонування МАБ-II.

Обидва способи підтримки температурного режиму не є ідеальними, так як мають суттєві обмеження, як потужності, так і часу, протягом якого здійснюється охолодження. Для попереднього порівняння цих конструкцій було змодельовано роботу вагонів з цими схемами охолодження, взявши за основу реальні режими руху потягів. Для кожного випадку було обчислено максимально можливу кількість холоду, отриману салоном вагона під час руху в одиницю часу.

Порівняння та аналіз роботи систем підтримки температурного режиму був проведений на 17 різних маршрутах. Були задані наступні вихідні дані: всі вагони

- мають однакову потужність кондиціонера та однакову теплоізоляцію;
- перевозять одну і ту ж кількість пасажирів в один і той самий час, при однакових кліматичних умовах у межах Придніпровської залізниці.

Звичайно, що вибрані нами кліматичні умови є доволі жорсткими, так як передбачають роботу кондиціонерів весь час, коли це є можливим. Однак, лише такі умови найменш комфортні для пасажирів, і саме тому більш показові, тому що при незначних теплових навантаженнях усі кондиціонери, як правило, працюють бездоганно. Розглянемо їх роботу.

Для цієї мети виберемо достатньо велику кількість потягів (в нашому випадку 17) див. табл. 2.1. У перший стовпчик внесемо порядковий номер потяга та безпосередньо номер присвоєний йому Укрзалізницею. Далі для кожного випадку запишемо загальний час руху $T_{\text{заг}}$ в хвилинах, тобто різницю часу прибуття на кінцеву станцію та часу відправлення зі станції, з якої починається маршрут. Знайдемо також загальний час стоянки потяга на проміжних зупинках $T_{\text{зуп}}$ у хвилинах та у процентах по відношенню до загального часу. Наступними величинами, які нас цікавлять, будуть загальний час руху потяга при швидкості менше 40 км/год та при швидкості менше 30 км/год в хвилинах та ці ж самі величини у процентному співвідношенні відносно загального часу $T < 40$ км/год та $T < 30$ км/год відповідно. Окремо виділимо також час стоянки на зупинках до 5 хвилин і час стоянки на зупинках, що перевищують 5 хвилин також у хвилинах і відсотках відносно загального часу. Розмежування цих зупинок потрібне в зв'язку з припущенням, що під час коротких зупинок (до 5 хвилин), система кондиціонування вагона з системою МАБ-II продовжує працювати від АБ, з продуктивністю кондиціонера 30% від номінальної. Система кондиціонування з двогенераторною схемою енергозабезпечення при зниженні швидкості нижче 40 км/год продовжує працювати плавно знижуючи потужність і припиняє роботу при 30 км/год.

Таблиця 2.1

Номер п/п	Тзаг	Тзупинки		Т<40 км/год		Т<30 км/год		Тзупинки<5хв		Тзупинки≥ 5хв	
	хв	хв	%	хв	%	хв	%	хв	%	хв	%
1 (42)	115	15	13,04	32,5	28,26	22,5	19,57	15	13,04	0	-
2 (572)	116	14	12,07	33	28,45	22	18,97	0	-	14	12,07
3 (18)	165	9	5,45	80,4	48,73	60	36,36	3	1,82	6	3,64
4 (83)	116	5	4,31	65,3	56,29	30,3	26,12	5	4,31	0	-
5 (86)	101	8	7,92	49	48,51	28,5	28,22	8	7,92	0	-
6 (37)	32	0	-	7,5	23,44	5,3	16,56	0	-	0	-
7 (37)	227	3	1,32	75,4	33,22	44,2	19,47	3	1,32	0	-
8 (22)	421	11	2,61	147	34,92	87,1	20,69	11	2,61	0	-
9 (84)	265	12	4,53	54,6	20,60	39,3	14,83	12	4,53	0	-
10 (45)	337	38	11,28	161,5	7,92	143	42,43	17	5,04	21	6,23
11 (390)	331	35	10,57	170	51,36	94,8	28,64	20	6,04	15	4,53
12 (607)	324	38	11,73	147	45,37	85,3	26,33	27	8,33	11	3,40
13 (89)	528	85	16,10	241,5	45,74	220,1	41,69	14	2,65	71	13,45
14 (171)	362	15	4,14	55,7	15,39	37,7	10,41	8	2,21	7	1,93
15 (12)	420	20	4,76	133	31,67	94,7	22,55	9	2,14	11	2,62
16 (90)	759	87	11,46	213,5	28,13	183	24,11	12	1,58	75	9,88
17 (96)	309	31	10,03	106,5	34,47	90	29,13	13	4,21	18	5,83

При цьому середня потужність кондиціонера в цьому діапазоні швидкостей знаходиться на рівні 50% та 75% від номінальної. При тривалих зупинках (більше 5 хвилин) обидві системи не працюють. Враховуючи той факт, що зарядний струм для більшості типів залізничних АБ, що застосовуються на пасажирських вагонах, знаходиться на рівні 60 А, а рекомендований струм розрядки також приблизно відповідає цьому рівню, то, приймаючи до уваги ККД процесу заряду-розряду АБ на рівні 50%, робимо припущення, що у тих випадках, коли тривалість заряду (роботи від генератора) відноситься до тривалості розряду (роботи від АБ) менш ніж 2 до 1, то АБ потрапляє до зони ризику і може розрядитися.

У таблиці 2.2 представлено результати розрахунків коефіцієнтів, які характеризують ефективність роботи кожної системи. Коефіцієнт показує середню холодопродуктивність кондиціонерів усіх систем протягом часу руху в відсотках. Для зручності усі величини, що відображають той чи інший час, будемо рахувати у хвилинах.

Таблиця 2.2

Номер п/п	Тзаг хв	Тзаг' хв	Q(МAB-II) %	T _{AB}	Q(МAB-II) %	Qдвохген1 %	Qдвохген2 %
1	115	115	80,217	0,394	80,217	76,087	78,261
2	116	102	86,961	0,229	86,961	86,765	89,461
3	165	159	67,245	0,879	61,189	59,623	62,830
4	116	116	60,595	1,288	50,263	58,793	66,336
5	101	101	66,040	0,942	59,208	61,634	66,708
6	32	32	83,594	0,306	83,594	80,000	81,719
7	227	227	76,749	0,497	76,749	73,656	77,093
8	421	421	75,558	0,536	74,846	72,197	75,754
9	265	265	85,577	0,260	85,577	82,283	83,726
10	337	316	68,877	0,801	63,869	58,465	59,929
11	331	316	65,665	0,963	58,592	62,848	68,797
12	324	313	69,585	0,768	65,032	66,406	71,334
13	528	457	73,884	0,595	72,095	65,033	66,204
14	362	355	90,397	0,159	90,397	88,817	90,085
15	420	409	79,120	0,425	79,120	74,853	77,194
16	759	684	85,826	0,254	85,826	81,981	83,096
17	309	291	78,711	0,437	78,711	72,423	73,840

Отже, для системи МАБ-II середня холодопродуктивність кондиціонера становить:

$$Q_{\text{маб-II}} = \frac{(30\% Q_{\text{ном}} \cdot a + 100\% Q_{\text{ном}} \cdot b)}{(T_{\text{заг}} - T'_{\text{зуп}})}, \quad (2.1)$$

де **a** – час, коли швидкість руху потяга менше 40 км/год;

b – час, коли потяг рухається зі швидкістю більше 40 км/год;

T_{заг} – загальний час руху потяга в хвилинах (різниця часу прибуття на кінцеву станцію та часу відправлення зі станції, з якої починається маршрут);

T'зуп = Tзуп ≥ 5хв – загальний час стоянки потяга на проміжних зупинках, час стояння на яких дорівнює або перевищує 5 хвилин.

Тепер розраховуємо коефіцієнт ефективності при системі з двогенераторним електропостачанням. В даному випадку формули матимуть вигляд:

$$Q_{\text{двохген1}} = \frac{(50\% Q_{\text{ном}} \cdot c + 100\% Q_{\text{ном}} \cdot b)}{(T_{\text{заг}} - T'_{\text{зуп}})}, \quad (2.2)$$

$$Q_{\text{двохген2}} = \frac{(75\% Q_{\text{ном}} \cdot c + 100\% Q_{\text{ном}} \cdot b)}{(T_{\text{заг}} - T'_{\text{зуп}})}, \quad (2.3)$$

де b – час, коли потяг рухається зі швидкістю більше 40 км/год;

c – час, коли потяг рухається зі швидкістю в межах 30-40 км/год;

Враховуючи припущення, зроблені щодо попадання АБ на деяких режимах руху до зони ризику у системі МАБ-II, формула (2.1) приймає вигляд:

$$Q'_{\text{МАБ-II}} = \frac{(30\% Q_{\text{ном}} \cdot a' + 100\% Q_{\text{ном}} \cdot b)}{(T_{\text{заг}} - T'_{\text{зуп}})}, \quad (2.5)$$

де a' – час, коли швидкість руху потяга менше 40 км/год, за винятком часу зупинок більше п'яти хвилин, але не більше ніж 50% від часу, коли швидкість потяга більша за 40 км/год.

Оскільки для уникнення потрапляння АБ до зони ризику необхідно щоб виконувалася наступна умова $T_{\text{роз}}/T_{\text{зар}} \leq 0,5$, то

$$a' = \begin{cases} a - T'_{\text{зуп}}, & \text{якщо } a - T'_{\text{зуп}} < 0,5b \\ 0,5b, & \text{якщо } a - T'_{\text{зуп}} \geq 0,5b \end{cases}, \quad (2.6)$$

де $T_{\text{роз}}$ – час, протягом якого АБ розряджається (при швидкості менше 40 км/год);

$T_{\text{зар}}$ – час, протягом якого АБ заряджається (при швидкості більше 40 км/год).

Отже, визначимо чи витримується правило нормальної зарядки АБ для кожного окремого випадку. Згідно вищесказаного, АБ працюють у нормальному режимі, якщо виконується наступна умова:

$$T_{\text{АБ}} = \frac{T \leq 40 \text{ км/год} - T'_{\text{зуп}}}{T_{\text{заг}} - T \leq 40 \text{ км/год}} \leq 0,5, \quad (2.7)$$

або

$$T_{\text{АБ}} \frac{a - T'_{\text{зуп}}}{T_{\text{заг}} - a} \leq 0,5, \quad (2.8)$$

де $T_{\text{АБ}}$ – коефіцієнт, який характеризує інтенсивність роботи холодильного обладнання під час руху потяга за період $T_{\text{заг}} - T'_{\text{зуп}}$.

Чи будуть працювати АБ увесь потрібний час можна знайти для кожного випадку і завдяки коефіцієнту середньої холодопродуктивності,

який вже включає в себе умову роботи АБ без ризику повної розрядки. Цей спосіб є навіть більш простим. Отже, взявши за основу формулу (2.1), визначимо $Q_{\text{обм МАБ-II}}$ в одиницю часу:

$$Q_{\text{обм МАБ-II}} = (0,3 Q_{\text{ном}} \cdot 0,33 + Q_{\text{ном}} \cdot 0,66), \text{ або} \quad (2.9)$$

$$Q_{\text{обм МАБ-II}} = (0,1 Q_{\text{ном}} + 0,66 Q_{\text{ном}}).$$

Таким чином, якщо коефіцієнт середньої холодопродуктивності буде меншим за 76% від номінальної холодопродуктивності, то існує ризик розрядки батареї. Так як в зону ризику попадає приблизно половина з розглянутих графіків руху, то більш коректним порівнянням різних систем буде, якщо час роботи кондиціонера системи МАБ-II буде зменшено до співвідношення заряд/розряд батареї 2:1. Результати розрахунків за цими формулами заносимо до таблиці 2.2. Відкореговані коефіцієнти представлені в колонці $Q'_{\text{МАБ-II}}$. Як видно з таблиці, режими роботи кондиціонерів з двогенераторними схемами енергозабезпечення не поступаються за продуктивністю базовій системі МАБ-II. У той же час, усі генераторні системи надзвичайно вразливі до режиму руху поїздів.

Із отриманих результатів видно, що в більшості випадків усі системи за ефективністю зіставні між собою. Однак, слід зауважити, що при системі МАБ-II кондиціонер хоч і з меншою потужністю, але працює більш тривалий період. Але необхідно також врахувати той факт, що при реальних режимах руху в половині випадків АБ при роботі системи МАБ-II попали до зони ризику ($T_{\text{АБ}} > 0,5$, виділені червоним кольором). Це говорить про те, що кількість холоду, що потрапляє до вагона при системі МАБ-II у цих випадках буде дещо меншою за розраховану раніше. Тобто, така система більш вразлива, так як потребує потужного живлення від АБ.

Результати розрахунків показують, що при реальних режимах, можливість ефективної роботи систем вагонів, обладнаних системою МАБ-II, підлягає сумніву, в той час як двогенераторна схема через низьке споживання електроенергії її системами демонструє не гірший результат і виявляється у даному випадку більш надійною.

2.3. Використання акумулятора холоду

Використання акумулятора холоду у вагоні, обладнаному системою кондиціонування повітря, представляє інтерес з тієї причини, що при циклічній роботі кондиціонера він дозволяє зменшити відхилення температури повітря у вагоні від заданої величини. Акумулятор холоду розглядається нами як одна з можливих альтернатив підтримки температурного режиму в вагоні при малих швидкостях руху. Він повинен бути дешевим і достатньо енергоекономічним. Виходячи з вищесказаного, ми розглянемо три варіанти його виконання:

а) в якості акумулятора холоду використовувати систему опалення вагона [60], яка складається з котла, приладів опалення, калорифера, що розміщений у повітропроводі і циркуляційного насоса. Наявність у системі значної кількості води (830...860л) та масивних металоконструкцій вагою 1500...1800 кг дозволяють запасати значну кількість енергії. Поверхні опалювальних пристроїв і калорифера співставні за площею, однак нижнє розташування батарей і обдув калорифера вентилятором призводять до того, що основний теплообмін відбувається саме через калорифер. Особливістю такого акумулятора холоду є невеликий перепад температур між охолодженою водою і повітрям усередині вагона ($5...7^{\circ}\text{C}$), що зумовлено як відносно високою температурою кипіння холодоагенту в кондиціонері, так і не допустимістю утворення конденсату на приборах опалення. При розрахунках використовували характеристики штатного калорифера вагона, хоча заміна його більш ефективним є технічно нескладною.

Процес заряду-розряду акумулятора холоду здійснюється майже без втрат. Можлива лише енергетична втрата через бокову поверхню котла до неутепленого тамбуру, однак, в зв'язку з невеликою поверхнею котла, ці втрати будуть незначними.

Витрати електричної енергії теж незначні і зводяться до живлення циркуляційного насоса, потужність якого складає 150 Вт. Зарядка

аккумулятора здійснюється після досягнення заданого значення температури у вагоні. Для цього достатньо ввімкнути циркуляцію води через калорифер і труби системи опалення. Аналогічно здійснюється і розрядка аккумулятора при непрацюючому кондиціонері.

б) аккумулятором холоду є встановлене додаткове обладнання: ємність для холодоагенту і рідинний теплообмінник. Така схема дозволяє охолоджувати аккумулятор до температури $+5^{\circ}\text{C}$, але вимагає додаткових приладів для перемикання калорифера з системи опалення на аккумулятор холоду і назад. У розрахунках ємність аккумулятора прийнята 100 л. Заряд і розряд аккумулятора здійснюється аналогічно.

в) накопичення холоду здійснюється за допомогою речовини, яка замерзає при температурі близькій до температури кипіння хладону у випарнику при номінальному режимі роботи кондиціонера або температура кипіння навіть умисно знижується під час зарядки аккумулятора.

Для порівняння і аналізу можливих варіантів виконання системи життєзабезпечення, як окремо кожного конструктивного рішення, так і їх поєднання виникла потреба у проведенні складніших досліджень, для яких використаємо математичну модель, що подається нижче.

2.4. Розробка математичної моделі нестационарного теплообміну в пасажирському вагоні

2.4.1. Постановка задачі для математичного моделювання

Для оцінки ефективності різних конструктивних рішень щодо забезпечення комфортного температурного режиму в пасажирському вагоні необхідно створити математичну модель, що дозволить обчислити теплові потоки та температуру у вагоні на перехідних режимах.

Сучасні методи розрахунку теплообмінних та масообмінних процесів базуються на диференціальних рівняннях руху, нерозривності,

теплопровідності та дифузії, що були отримані для малих об'ємів середовища [61].

Загальне диференційне рівняння переносу субстанції (маси, енергії та кількості руху) записується у вигляді [61]:

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} + \text{div}(C, W) = -\text{div}I_c + J_v, \quad (2.10)$$

де $\frac{\partial C}{\partial \tau}$ – зміна концентрації субстанції у часі;

$\text{div}(C, W)$ – конвективна складова переносу;

I_c – густина (щільність) потоку;

J_v – потужність джерел та стоків субстанції.

Фазові перетворення, наприклад випаровування та конденсація, у задачах тепло- і масообміну розглядаються як джерела або стоки тепла чи маси.

Рішення системи рівнянь нерівновісної термодинаміки у загальному вигляді отримати не вдається [62], тому в залежності від специфіки задач спрощується система рівнянь. Наприклад, скорочується число зв'язків в початкових та краєвих умовах. Самі зв'язки спрощуються та лінеаризуються, виключаються з розгляду супутні чинники та такі, що мають незначний вплив. Подальші спрощення залежать від особливостей конструкції, цілей дослідження та вимог до точності результатів.

Найбільш загальне диференційне рівняння для нестационарного поля температур в твердих тілах має вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho c T)_w = \text{div}(\lambda \text{grad} T)_w + Q_w \quad (2.11)$$

де ρ – густина;

c – питома теплоємність;

T – температура;

τ – час;

λ – коефіцієнт теплопровідності;

Q_w – потужність об'ємних джерел (стоків) тепла;

індекс w відносить параметри до твердого тіла.

Дане рівняння визначає зв'язок між часовою та просторовою змінами температури у будь-якій точці тіла.

Диференційне рівняння теплопровідності має безліч рішень. Особливості кожного конкретного процесу встановлюються вимогами однозначності, що складаються з геометричних, фізичних, часових та граничних умов [62]. Перші дві містять у собі інформацію про розміри та форму тіла, про значення теплофізичних характеристик матеріалу. Часові та граничні умови об'єднують під спільною назвою: краєві умови.

Для нестационарних процесів теплопровідності початкові умови визначаються заданням закону розподілу температури у початковий момент часу

$$T(x, y, z, 0) = T_0(x, y, z) \quad (2.12)$$

Граничні умови I роду задають розподіл температури на поверхні твердого тіла в будь-який момент часу:

$$T_w = T_w(x, y, z, \tau) \text{ на } S_1 \quad (2.13)$$

Граничні умови II роду задають тепловий потік для кожної точки поверхні тіла та будь-якого моменту часу

$$q_w = q_w(x, y, z, \tau) \text{ на } S_2. \quad (2.14)$$

Граничні умови III роду визначають температуру зовнішнього середовища T_f та закон теплообміну між поверхнею тіла і середовищем. Для опису процесу теплообміну між поверхнею тіла і середовищем зазвичай використовується закон Ньютона-Ріхмана:

$$q_w = \alpha (T_w - T_f) \text{ на } S_3 \quad (2.15)$$

де α – коефіцієнт конвективного теплообміну.

Граничну умову III роду можна записати у вигляді:

$$q_w = \alpha (T_w - T_f) \quad (2.16)$$

Граничні умови IV виду, їх іще називають умовами збіжності мають вигляд:

$$T_1 = T_2$$

$$-\lambda_1 \frac{\partial T}{\partial n} = \lambda_2 \frac{\partial T}{\partial n}. \quad (2.17)$$

Ці умови допускають різні модифікації в залежності від умов на кордоні розділу середовищ. Так, якщо контакт між двома поверхнями, то умова може містити зниження температур:

$$-\lambda_1 \frac{\partial T}{\partial n} = \frac{1}{R} (T_1 - T_2), \quad (2.18)$$

де R – термічний опір контакту.

При вирішенні спряженої задачі про тепловий стан твердого тіла та середовища спільно вирішується система рівнянь для твердого тіла та рідини (газу).

Рівняння теплового стану рідини (газу) записується аналогічним до рівняння (2.11)

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho c T)_f = \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T)_f + Q_f \quad (2.19)$$

та доповнюється відповідними початковими та граничними умовами.

При відомих початкових і крайових умовах та деяких спрощуючих передумовах система рівнянь може вирішуватися автономно або сумісно з рівняннями для теплового стану елементів конструкції.

На сьогоднішній день уже вирішена велика кількість задач нестационарної теплопровідності і тепломасообміну при різних комбінаціях краєвих умов. Число публікацій тут таке велике, що навіть простий перелік їх є складною задачею. Проте точні, аналітичні рішення, вдалося отримати лише для вузького кола окремих задач.

Серед точних методів вирішення задач нестационарної теплопровідності найбільш поширеним є операційний метод, що базується на інтегральному перетворенні Лапласа. Цим методом отримані рішення для тіл простої форми, у тому числі багат шарових, з урахуванням зміни теплофізичних властивостей матеріала у просторових координатах [63, 64]. Близьким до цього методу є метод функцій Гріна [65, 66]. Проте можливості точних методів вирішення задач нестационарної теплопровідності є обмеженими. Більш гнучкими при врахуванні різних факторів, що впливають

на процес теплопровідності, є наближені аналітичні методи, серед яких найбільш поширеними є інтегральний [67, 68] та варіаційний [64, 67, 68].

Однак з введенням у практику інженерних розрахунків ЕОМ, збільшенням потужності та доступності сучасної комп'ютерної техніки, все більший розвиток та застосування отримують чисельні методи вирішення задач нестационарної теплопровідності [69, 70, 71, 72, 73, 74, 75]. Серед них:

- метод скінчених різниць;
- метод скінчених елементів;
- метод граничних скінчених елементів.

Ці методи дозволяють відмовитися від спрощеного трактування математичної моделі процесу та успішно використовуються для вирішення задач з довільними граничними та початковими умовами, з теплофізичними коефіцієнтами, що залежать від просторових координат, часу та температури.

2.4.2. Опис фізичної картини процесів, що досліджуються

З фізичної точки зору пасажирський вагон, обладнаний системою кондиціонування повітря, являє собою відкриту саморегулюючу термодинамічну систему. Параметри, що контролюються в такій системі, це: температура t , вологість ϕ і склад повітря у вагоні. Для управління ними використовується атмосферне повітря, що примусово прокачується через вагон та кондиціонер [46].

Інтер'єр вагона, його системи і обладнання здійснюють значний вплив на протікання теплообмінних процесів. Цьому сприяє велика кількість матеріалів, що застосовуються і мають різноманітну теплоємність; розгалужена поверхня внутрішнього інтер'єру вагона і інтенсивна вентиляція салону.

При побудові розрахункової моделі було зроблено ряд припущень, які суттєво спрощують задачу, що розглядається:

- Температурне поле повітря в основній, центральній зоні купе, завдяки вільній та вимушеній конвекції, залишається близьким до рівномірного, не дивлячись на доволі низьку теплопровідність повітря. Тому при моделюванні теплообміну повітря зі стінками купе може бути використана теплова модель з ізотермічним ядром, що оточена теплоізоляційною оболонкою, теплоємністю якої можна знехтувати та питома теплопровідність якої співпадає з коефіцієнтом тепловіддачі. Така теплова модель ізотермічного ядра, оточеного теплозахисною оболонкою використовується досить часто в теорії теплообміну [76].
- Процеси тепло- і масообміну будемо розглядати як ті, що проходять незалежно одне від одного.
- Тепловий потік від сонячного випромінювання, що проникає крізь вікна будемо враховувати таким, що підводиться безпосередньо до внутрішнього об'єму купе (тобто моделюється як об'ємне джерело тепла).
- Потік G_x холодного повітря від кондиціонера або акумулятора холоду, що потрапляє до вагона з температурою t_x , відотною вологістю ϕ_x та питомою ентальпією i_x , переміщуючись всередині вагона, виявляється здатним поглинати теплоту нагрітих внутрішніх стінок і перегородок, а також тепло- і вологовиділення пасажирів. Тобто, тепловий потік, що поглинається кондиціонером, розглядаємо як об'ємний витік тепла.

Тепловий потік, що поглинається повітрям за час перебування всередині вагона, складається з наступних складових:

$$mc_p \frac{dt}{d\tau} = Q_{ст} + Q_{пром} + Q_{вн} + Q_{вип} - Q_{охол}, \quad (2.20)$$

де c_p – теплоємність повітря при постійному тиску;

– тепловий потік, що віддається всіма внутрішніми елементами і стінками вагона:

$$Q_{ст} = \sum \alpha F_{ст} (t_{ст}(\tau) - t_{пов}(\tau)), \quad (2.21)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі;

$F_{\text{ст}}$ – поверхня стінки чи елементу внутрішнього інтер'єру;

$t_{\text{ст}}$ – її температура;

$t_{\text{пов}}$ – температура повітря у вагоні.

– тепловий потік від сонячного випромінювання складається з 2-х частин: тієї, що проникає через вікна, і через непрозорі стінки вагона:

$$Q_{\text{пром}} = \frac{IA\lambda F_{\text{ст}}}{\alpha_z} + IK_{\text{пр}}F_{\text{в}}, \quad (2.22)$$

де I – інтенсивність сонячного випромінювання, що залежить від географічної широти та пори року;

$K_{\text{пр}}$ – коефіцієнт пропускання сонячного проміння;

$F_{\text{ст}}, F_{\text{в}}$ – площа стінок та вікон відповідно;

A – коефіцієнт теплопоглинання;

λ – коефіцієнт теплопередачі огорожі кузова.

– тепловий потік, що розсіюється тепловіддачею пасажирів та внутрішнім обладнанням $Q_{\text{вн}}$ є постійним і залежить від кількості пасажирів, та встановленого обладнання у вагоні.

– тепловий потік, що сприймається повітрям безпосередньо через випаровування вологи пасажирів

$$Q_{\text{вип}} = Nr_i\dot{m}_i, \quad (2.23)$$

де N – кількість пасажирів;

r_i – питома теплоємність випаровування;

$\dot{m}_i$ – інтенсивність випаровування.

– тепловий потік від кондиціонера, що витрачається безпосередньо на охолодження внутрішнього об'єму купе $Q_{\text{охол}}$. Під час роботи до кондиціонера подається зовнішнє та рециркуляційне повітря. Таким чином, потужність кондиціонера умовно можна розділити на дві складові:

$$Q_{\text{конд}} = Q_{\text{охол}} + Q_{\text{п}}, \quad (2.24)$$

де $Q_{\text{п}}$ – потужність кондиціонера, що витрачається на охолодження зовнішнього повітря.

Тепло від зовнішнього повітря, що подається до вагона, можна обчислити за формулою:

$$Q_{\text{п}} = G_{\text{з}} \rho (i_{\text{з}} - i_{\text{в}}), \quad (2.25)$$

де $G_{\text{з}}$ – кількість зовнішнього повітря, що подається до вагона;

ρ – густина повітря;

$i_{\text{з}}$ та $i_{\text{в}}$ – тепломісткості повітря, зовнішнього і у вагоні.

Таким чином, тепло, що безпосередньо забирається з внутрішнього об'єму вагона, дорівнює різниці між холодопродуктивністю кондиціонера та величиною $Q_{\text{п}}$

$$Q_{\text{охол}} = Q_{\text{конд}} - Q_{\text{п}} = Q_{\text{конд}} - G_{\text{з}} \rho (i_{\text{з}} - i_{\text{в}}). \quad (2.26)$$

А об'єднане рівняння теплового балансу для повітря у вагоні на нестационарному режимі, що витікає з (2.19) матиме вигляд:

$$mc_p \frac{dt}{d\tau} = \sum \alpha F_{\text{ст}} (t_{\text{ст}}(\tau) - t_{\text{пов}}(\tau)) + Q_{\text{пром}} + Q_{\text{вн}} + Q_{\text{вип}} - Q_{\text{конд}} + G_{\text{з}} \rho (i_{\text{з}} - i_{\text{в}}) \quad (2.27)$$

З іншого боку, розповсюдження тепла в елементах конструкції вагона зумовлене характерними для твердих тіл процесами теплопровідності і в загальному випадку описується рівнянням, що витікає з (2.11):

$$c_k \rho_k \frac{\partial t_k}{\partial \tau} = \text{div}(\lambda_k \text{grad} t_k), \quad (2.28)$$

де $k = 1, 2, 3$ – індекси відповідних елементів конструкції;

c – теплоємність; ρ – питома густина; λ – теплопровідність.

Граничні умови, що визначають теплообмін між поверхнею елементів конструкції і повітрям всередині купе та зовні, мають вигляд:

$$\left(\lambda_{\text{см}} \frac{\partial t_{\text{см}}}{\partial n} \right)_F + \alpha (t_{\text{нов}} - t_{\text{см}}) = 0, \quad (2.29)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі.

Таким чином, рівняння теплових балансів (2.27), (2.28) та рівняння (2.29) описують теплові процеси у вагоні. Для вирішення складеної системи диференціальних рівнянь обрано метод елементарних балансів [77].

Цей метод також зустрічається в літературі як прямий метод скінчених елементів, метод глобального або енергетичного балансу [62] і являється поодиноким випадком методу нев'язок.

Тривимірна модель конструкції вагона складна і її використання для визначення теплового стану конструкції на перехідних режимах роботи сприяє ускладненню задачі і різкому збільшенню витрат машинного часу. Розтіканням тепла по периметру оболонок і передачею тепла вздовж повздовжньої осі можна знехтувати, оскільки теплові потоки в цих напрямках є суттєво меншими порівняно з тепловим потоком по нормалі до стінок купе та інших поверхонь теплообміну. Це дозволяє для конструкції вагона прийняти більш просту одновимірну модель, що враховує лише багат шаровість стінок.

Диференційне рівняння температури елемента конструкції являє собою рівняння теплового балансу (2.28). Секундний приток тепла в елемент визначається умовами теплообміну на його кордонах або умовами на кордоні між елементами конструкції і та j

$$\left(\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \right)_{i,F} = - \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \right)_{j,F} \quad (2.30)$$

де $t_j = t_{ij}$ (умова неперервності температури);

індекс F відносить величини до поверхні контакту між елементами F_j .

Різницева апроксимація температури на кордоні базується на уявленні про лінійну зміну температури на відрізку δ_{ij} по нормалі між центром мас i -го елемента і поверхні контакту:

$$\frac{\partial t}{\partial n} = \frac{t_i - t_{ij}}{\delta_{ij}} \quad (2.31)$$

Таким чином, із (2.30) та (2.31) отримуємо рівняння для температури на границі двох сусідніх елементів:

$$t_{ij} = \frac{\frac{\lambda_{ji}}{\delta_{ji}} t_j + \frac{\lambda_{ij}}{\delta_{ij}} t_i}{\frac{\lambda_{ji}}{\delta_{ji}} + \frac{\lambda_{ij}}{\delta_{ij}}} \quad (2.32)$$

та теплового потоку із і-го в j-й елемент

$$q_{ji} = \frac{1}{\frac{\delta_{ji}}{\lambda_{ji}} + \frac{\delta_{ij}}{\lambda_{ij}}} (t_j - t_i), \quad (2.33)$$

де коефіцієнти теплопровідності визначаються при середніх температурах на відрізках між центрами мас елементів і контактною поверхнею, що може вимагати декількох ітерацій.

У випадку, коли розглядається теплообмін між елементом конструкції і внутрішнім повітрям у вагоні, справедливі загальні вирази для граничних температур і теплових потоків

$$t_{ij} = \frac{r_{ij}t_j + r_{ji}t_i}{r_{ij} + r_{ji}} \quad (2.34)$$

$$q_{ji} = \frac{1}{r_{ij} + r_{ji}} (t_j - t_i), \quad (2.35)$$

$$\text{де } r_{ij} = \begin{cases} \alpha^{-1}, & \text{коли } i - \text{тий елемент - внутрішній об'єм купе} \\ \frac{\delta_{ij}}{\lambda_{ij}}, & \text{коли } i - \text{тий елемент - елемент конструкції} \end{cases}$$

З урахуванням (2.35), рівняння теплового балансу (2.28) приймає вигляд

$$m_i c_i \frac{dt_i}{d\tau} = \sum_{j=1}^{N_{nb,i}} b_{ij} (t_j - t_i), \quad (2.36)$$

де коефіцієнти b_{ij} дорівнюють $F_{ij}/(r_{ij} + r_{ji})$, а в число сусідів $N_{nb,i}$ можуть входити як елементи конструкції, так і внутрішній об'єм купе.

Рівняння (2.27) для внутрішнього об'єму вагона в такому випадку прийме вигляд:

$$m c_p \frac{dt}{d\tau} = \sum_{j=1}^{N_{nb,i}} b_{ij} (t_j - t_i) + Q_{\text{пром}} + Q_{\text{вн}} + Q_{\text{вип}} - Q_{\text{конд}} + G_z \rho (i_z - i_v) \quad (2.37)$$

2.4.3. Обмеження часового кроку

Величина кроку розрахунку за часом $\Delta\tau$ при відомих границях елементарних ділянок обирається з умови квазірівноваги процесу $K = \Delta P / P < 1$, де ΔP – різниця значень параметра (у нашому випадку температури) між

сусідніми ділянками; P – значення параметра у розрахунковому елементі. Інтерпретація цієї умови для елемента конструкції призводить до виразу для максимально допустимого кроку

$$\Delta\tau_{\text{макс}i} = \frac{m_i c_i}{\sum_{j=1}^{N_{nb,i}} b_{ij}}. \quad (2.38)$$

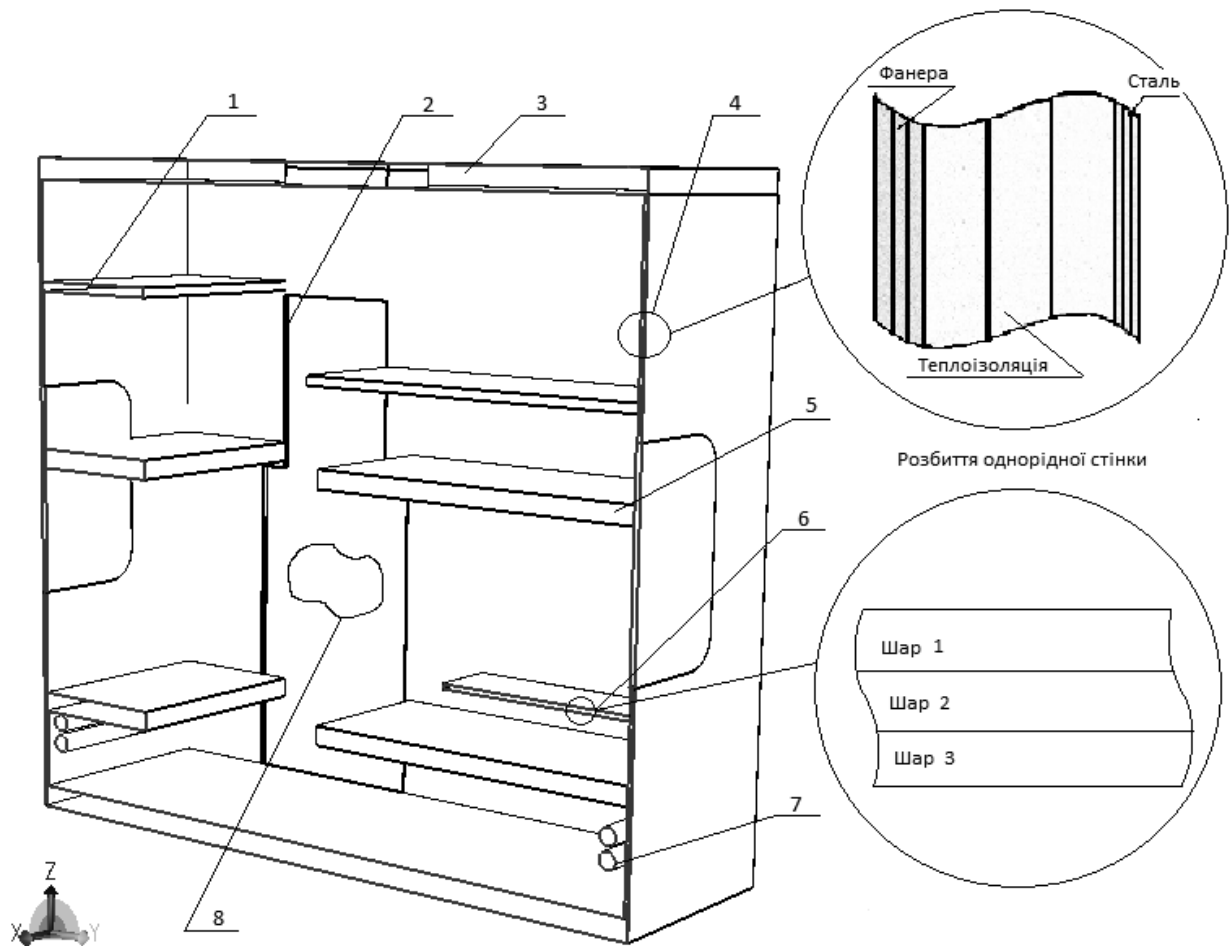
2.4.4. Розрахункова методика та алгоритм

Розрахункова методика та відповідні програмні алгоритми базуються на описаній математичній моделі процесів. У даному розділі визначені основні етапи розрахунку і способи управління ним шляхом генерування і обробки подій. Головний акцент у розділі зроблено на опис ядра алгоритму – процедури розрахунку параметрів на часовому кроці.

Як було сказано вище, для вирішення складеної системи диференціальних рівнянь обрано метод елементарних балансів. Основними розрахунковими елементами – «цеглинками» дискретного уявлення систем, що досліджуються, необхідного для застосування методу елементарних балансів, – є елементи конструкції, елементи зосередженого об'єму, а також зв'язувальні елементи. Зв'язувальні елементи не мають об'єму і слугують для задавання гідродинамічних та термічних опорів, масових витрат або інших граничних умов.

Таким чином, тривимірна модель купе вагона (рис. 2.1) подається у вигляді набору скінчених елементів (елементарних об'ємів) з яких «зібрані» найбільш великі елементи конструкції купе вагона (зовнішні стінки), інтер'єру і внутрішні перегородки і елемента, що описує внутрішній об'єм повітря в купе, як систему з зосередженими параметрами. Оскільки розтіканням тепла вздовж повздовжніх осей стінок купе вагона нехтується – розбиття стінки на елементарні об'єми є її розбиття на шари.

Розрахункові елементи для трьохшарової стінки



1 – багажна полиця ($c = 0.435 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$);

2 – внутрішня перегородка ($c = 2.5 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$);

3 – стеля ($c_1 = 0.435 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right], c_2 = 0.879 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right], c_3 = 2.512 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$);

4 – зовнішня стіна ($c_1 = 0.435 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right], c_2 = 0.879 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right], c_3 = 2.512 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$);

5 – спальна полиця ($c = 1.256 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$);

6 – стіл ($c = 2.512 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$);

7 – труби системи опалення ($c = 0.435 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$);

8 – внутрішнє повітря ($c = 1.005 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$).

Рисунок 2.1 – Тривимірна модель купе пасажирського вагона

В якості граничних умов задані: приплив холодного повітря від кондиціонера (за допомогою зв'язувального елементу), теплоприплив від оточуючого середовища внаслідок конвективного і променевого теплообмінів і теплоприпливи від пасажирів і внутрішнього обладнання вагона.

2.4.5. Апробація результатів моделювання

Ґрунтуючись на описаній вище математичній моделі було побудовано розрахункову модель купе вагона. Для спрощення зовнішні стінки вагона моделювалися 3-х шаровими: зовнішній шар – металева оболонка, далі теплоізоляція на основі базальту та фанера. Внутрішні перегородки – однорідними. Елементи інтер'єру вагона задаються спрощено у вигляді прямокутних елементів, при цьому теплообміном з торців нехтується. Розміри та фізичні параметри елементів та матеріалів, що було використано для побудови розрахункової моделі надано у додатку 1.

Для апробації моделі було використано дані санітарно-гігієнічних випробувань вагона № 035-12936, побудованого заводом Аммендорф у 1980р., КВР 25.11.2010 кондиціонер КЛС 2-4,5/2,5ТП [78]. Холодопродуктивність кондиціонера 24 кВт. Кількість повітря, що подається до вагона $5000 \text{ м}^3/\text{год}$, з них $2000 \text{ м}^3/\text{год}$ зовнішнього. Робота кондиціонера моделювалася, як внутрішнього об'ємного джерела холоду. При цьому, фактично, враховувалась тільки та частина потужності, що витрачається безпосередньо на охолодження внутрішнього об'єму вагона. Визначимо тепломісткість зовнішнього повітря за ід діаграмою при температурі 32°C та відносній вологості 45% $i_s = 67,6 \text{ кВт}$. Зовнішнє повітря під час охолодження втрачає значну частину вологи, що конденсується на поверхні охолоджувача, і на виході повітря близьке до насиченого. З урахуванням вологовиділення від пасажирів, вологість повітря на виході з охолоджувача була прийнята 100%. При температурі на виході з охолоджувача $14,5^\circ \text{C}$ за ід діаграмою $i_n = 41,4 \text{ кВт}$. Нагріваючись у купе до 24°C , повітря набуває

$i_{\text{в}} = 51,2$ кВт. Звісно на нестационарному режимі величина $Q_{\text{п}}$, що також залежить від температури у вагоні, змінюється, проте для спрощення розрахунків приймемо її постійною для вибраних параметрів зовнішнього середовища. Таким чином, згідно з виразом (2.26) тепло, що відводиться безпосередньо з внутрішнього об'єму у побудованій розрахунковій моделі, становить:

$$Q_{\text{охол}} = 24 - (2000/3600) \cdot 1.2 \cdot (67.6 - 51.2) = 13,1 \text{ кВт.}$$

Тепловиділення від внутрішнього устаткування та пасажирів (включно з вологовиділенням пасажирів) приймемо 3.5 кВт. Величина теплового притоку, зумовленого сонячним випромінюванням, для створеної розрахункової схеми становила 4 кВт [38, 79].

Згідно з програмою випробувань вагон спочатку нагрівався, поки температура у середні вагона не досягла 35°C , а потім було ввімкнено кондиціонер [78].

Результати моделювання показано на рис. 2.2. У купе температура вимірювалася трьома термометрами, що були розташовані на висоті 100 мм, 1000 мм та 1700 мм від підлоги. Як видно, результати моделювання досить добре збігаються з результатами випробувань, тобто, побудовану модель можна вважати досить точною, та використовувати для подальших теоретичних досліджень.

Складена розрахункова модель дозволяє досить легко вводити та виводити до розрахункової схеми додаткові елементи. Саме так у подальших розрахунках було змодельована робота системи опалення в якості акумулятора холоду. У звичайному режимі вода в системі опалення не рухається і теплообмін відбувається лише за рахунок теплопровідності. Під час "заряджання" чи "розряджання", вода у системі опалення циркулює та проходить крізь калорифер, що встановлено на виході з кондиціонера і відповідно обдувається холодним або теплим повітрям.

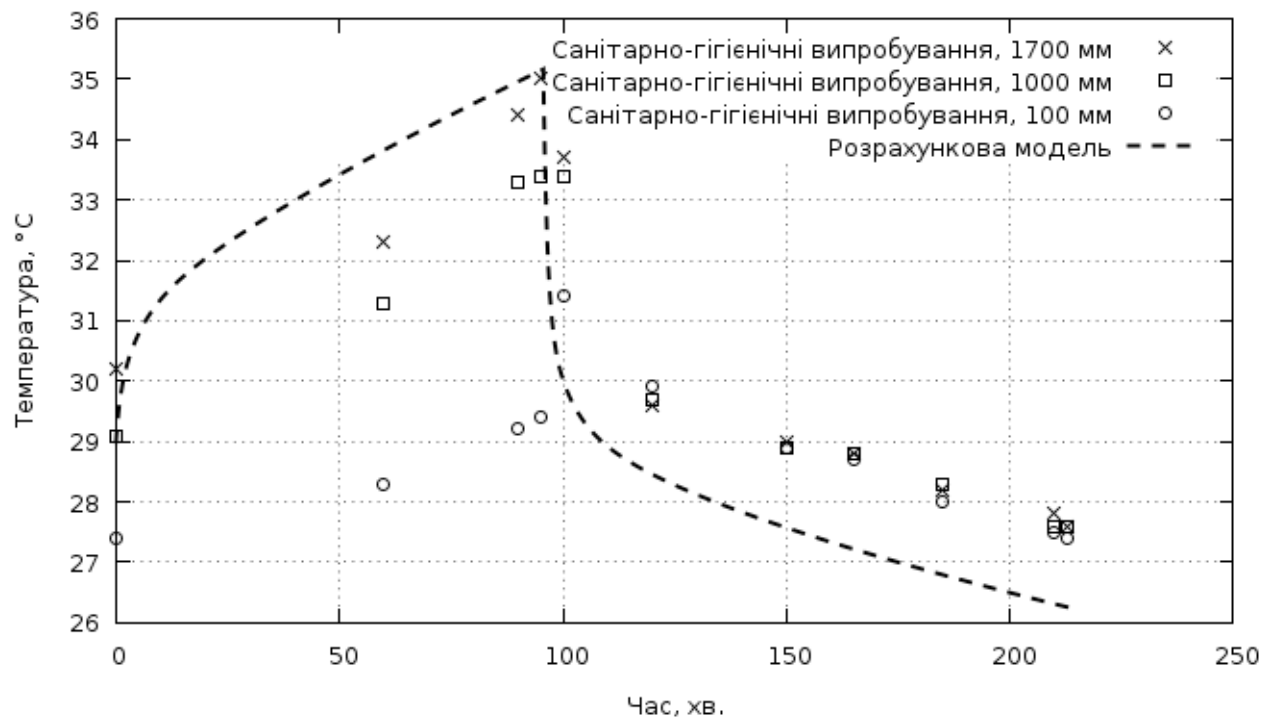


Рисунок 2.2 – Температура у дослідному вагоні

2.5. Результати моделювання

Грунтуючись на складеній математичній моделі та розрахунковій схемі, досліджено зміну температурного режиму в купе пасажирського вагона під час зупинок. Для підтримки комфортного температурного режиму в середині вагона під час зупинок, та на відрізках шляху, коли швидкість потяга менша за 40 км/год, зазвичай використовують акумуляторні батареї для живлення кондиціонера, при цьому він працює на 30% від номінальної потужності. Проте, на практиці досить часто через зношеність акумуляторних батарей або невдало підібраний графік руху потяга, кондиціонер під час зупинок взагалі не працює.

Спочатку розглянемо випадок, коли при зниженні швидкості охолодженого вагона генератор перестає працювати на протязі 5 хвилин. Розрахункова схема, конструкція та матеріали вагона, а також параметри зовнішнього середовища візьмемо такі ж як у пункті 2.4.5.

На рис. 2.3 надано порівняння динаміки набору температури під час зупинки потяга. Вертикальні лінії I і II відповідають зміні швидкості нижче або вище 30 км/год відповідно. Тобто, вимкненню або початку роботи кондиціонера у двогенераторній схемі. Порівнюються вагон без додаткового охолодження, тобто такий, кондиціонер в якому працює лише при швидкостях більших 40 км/год; вагон з кондиціонером, що працює на 30% потужності (як в схемі МАБ- II) та декілька варіантів з використанням акумулятора холоду, а саме: використання системи опалення в якості акумулятора холоду, окремого акумулятора холоду ємністю 100 л. та акумулятора холоду об'ємом 10 л., що використовує теплоту фазового переходу. Як видно з наведеного графіка, використання акумулятора холоду дозволяє поліпшити температурний режим у вагоні під час зупинки потяга та швидко повернутися до комфортного рівня температури.

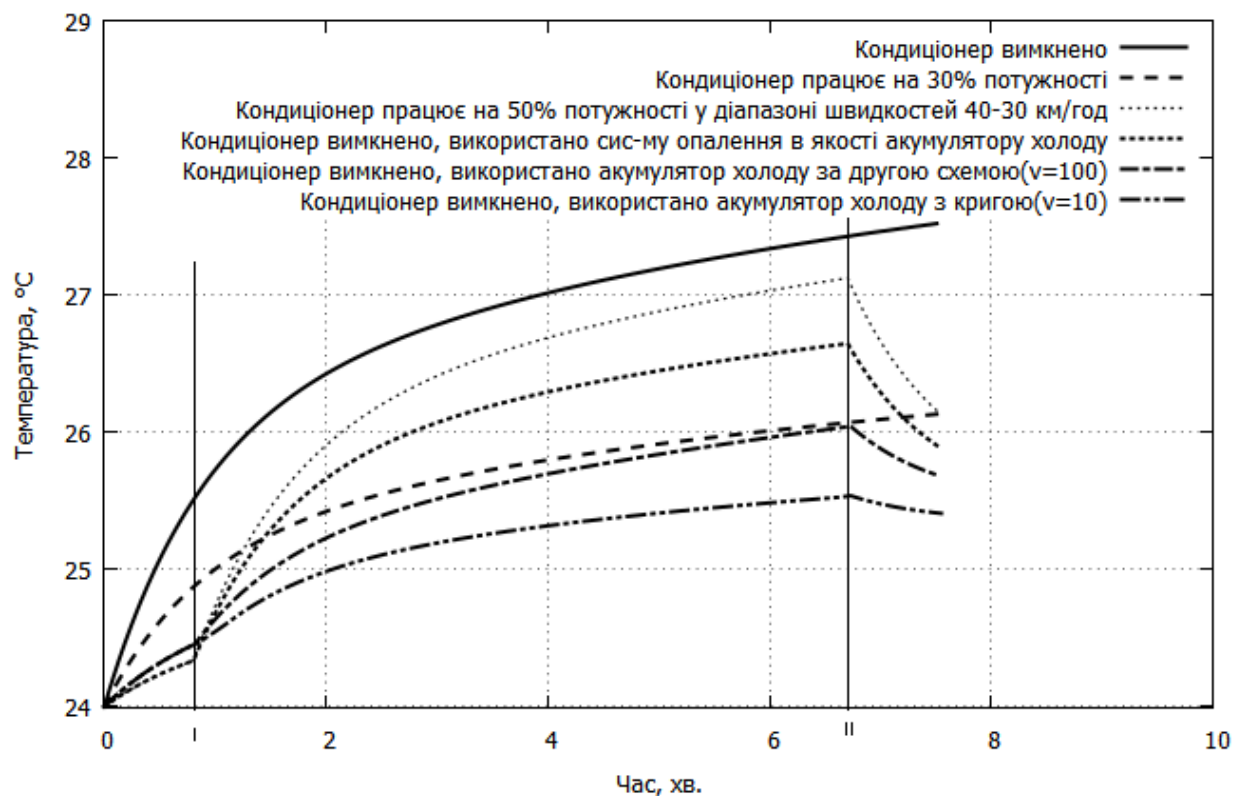


Рисунок 2.3 – Температура в середині пасажирського вагона під час зупинки потяга

Далі розглянемо зміну температурного режиму купе вагона в залежності від обраного обладнання протягом руху потяга. Для цього візьмемо декілька графіків руху поїздів та побудуємо криві зміни температури у вагоні протягом часу. Будемо вважати, що на початок моделювання в купе досягнуто комфортні умови (внутрішня температура становить 24°C). Розрахункова модель та її параметри взяті з попереднього розділу. На наданих нижче графіках (рис. 2.4-2.6) лінія 1 відповідає вагону з кондиціонером, що вмикається при швидкості нижче 40 км/год. Лінія 2 відповідає аналогічному вагону, додатково обладнаному акумуляторними батареями, що дозволяють роботу кондиціонера на 30% потужності при швидкостях менших 40 км/год. Лінія 3 відповідає вагону, в якому використовується двогенераторна схема енергопостачання, що дозволяє забезпечити роботу кондиціонера на 50% у діапазоні швидкостей 30-40 км/год. Лінія 4 – аналогічно 3, але систему опалення використано як акумулятор холоду. Лінія 5 – аналогічно 3 з додатковим акумулятором холоду ємністю 100 л. Зміна швидкісних режимів потяга відповідає реальним графікам руху.

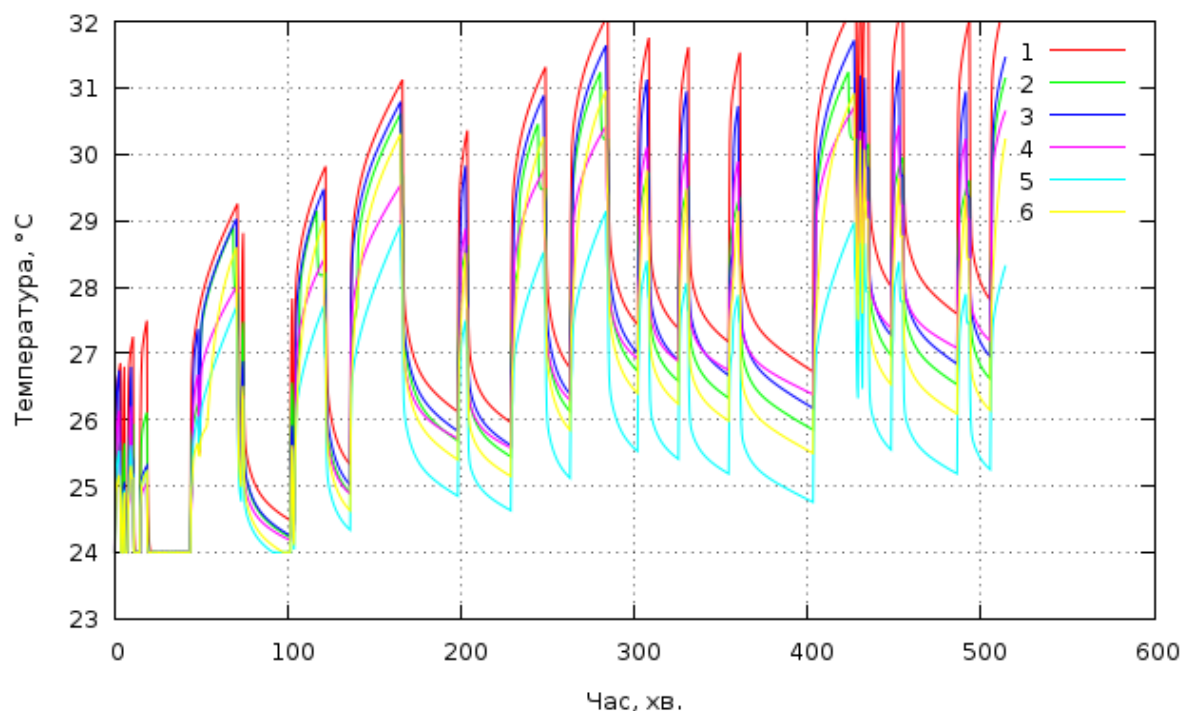


Рисунок 2.4 – Динаміка внутрішньої температури в купе потяга 13

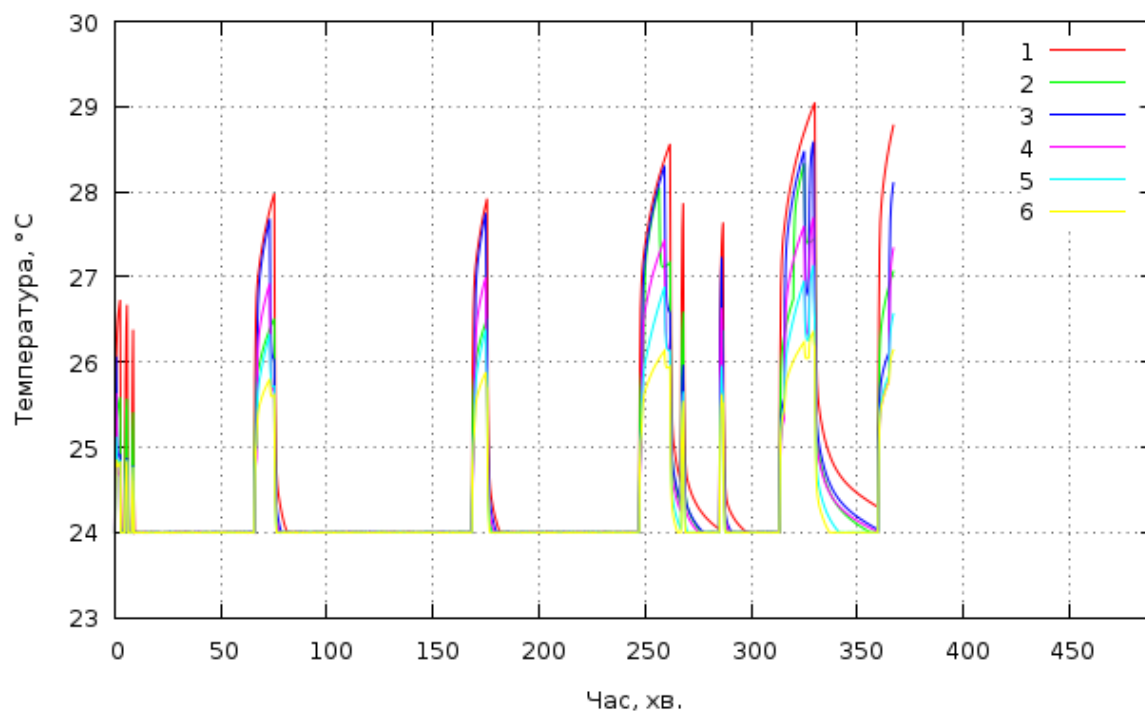


Рисунок 2.5 – Динаміка внутрішньої температури в купе потяга 14

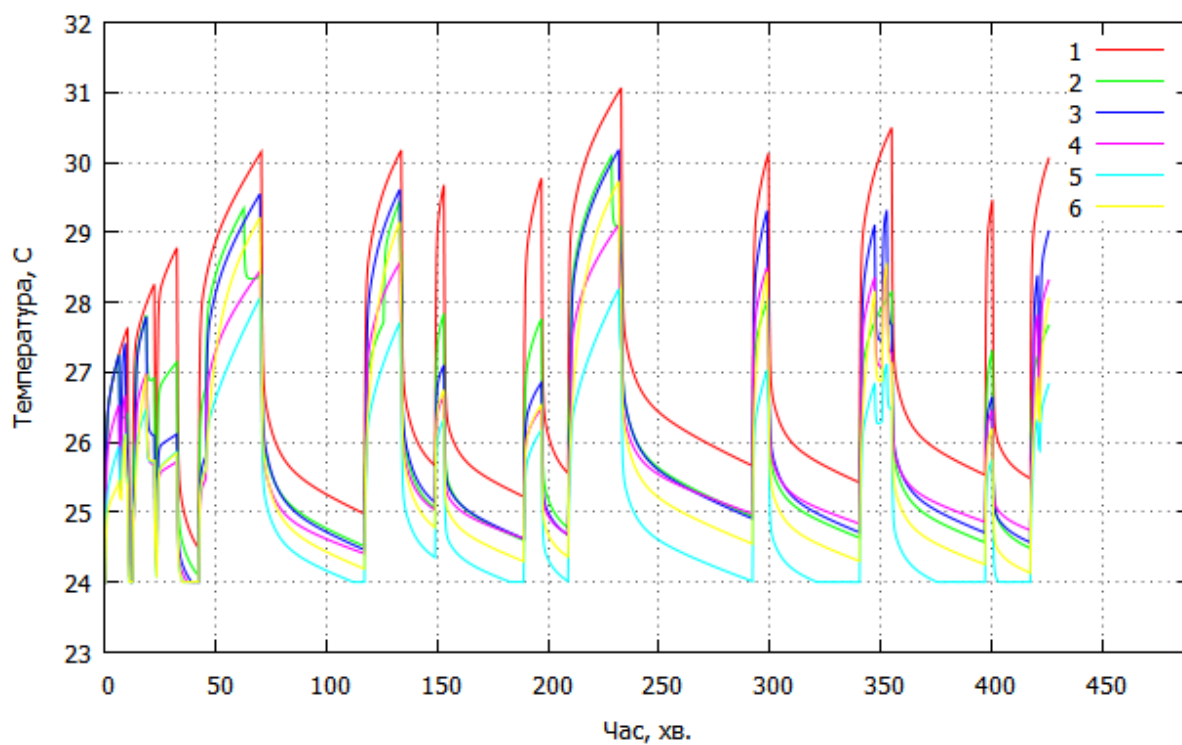


Рисунок 2.6 – Динаміка внутрішньої температури в купе потяга 15

Застосування кожного з розглянутих акумуляторів холоду позитивно впливає на підтримку температурного режиму в вагоні. Кожна з запропонованих схем має як переваги, так і недоліки. Акумулятор виконаний на базі системи опалення має значну ємність, легко реалізується, але через незначний перепад температур не є достатньо ефективним. Акумулятори з використанням додаткової ємності ефективні, але потребують додаткових теплообмінників, насосів та баків, що призведе до здорожчання конструкції і може бути неприйнятне для такого класу вагонів. Акумулятор з фазовим переходом приваблює як питомою ємністю, так і простотою. Завдяки невеликій вазі може бути інтегрований безпосередньо у випарник, що робить його конструкцію цілком прийнятною для використання у вагонах з двогенераторною схемою енергозабезпечення.

2.6. Вирішення задачі оптимізації устаткування кліматичного контролю вагона

У зв'язку з тим, що потужність генератора на малих швидкостях руху обмежується, буде обмежуватися і холодопродуктивність кондиціонера. Чим менш економічний кондиціонер, тим при більших швидкостях буде починатися зменшення обертів його компресора і тим триваліше воно буде. Продуктивність більш економічного кондиціонера буде обмежуватися значно менше, але і вартість його буде вищою.

Максимальна потужність генератора з приводом від торця осі колісної пари обмежена при малих швидкостях. Залежність потужності від швидкості руху показана на рис. 2.7.

Номінальна холодопродуктивність кондиціонера вагона повинна складати 30 ± 2 кВт. Потужність, що споживається компресором, визначається його холодильним коефіцієнтом (EER) та складе $\frac{30}{EER}$ кВт. У залежності від значення EER потужність кондиціонера почне обмежуватися при падінні

швидкості нижче деякого значення і буде обмежуватися до досягнення швидкості 30 км/год, коли кондиціонер вимкнеться. Таким чином, ми можемо визначити величину «втрати» холодопродуктивності кондиціонера у порівнянні з ідеальним випадком, коли генератор на всьому діапазоні швидкостей від 55 до 30 км/год видає потужність, достатню для забезпечення номінальної холодопродуктивності кондиціонера. Тобто, втрати холодопродуктивності можна обчислити за формулою:

$$L = \frac{N_H \cdot \tau - N_{\text{сер}} \cdot \tau'}{N_H \cdot \tau} \cdot 100\%,$$

де N_H – потужність генератора, що забезпечує номінальну холодопродуктивність кондиціонера,

$N_{\text{сер}}$ – середня потужність генератора в діапазоні швидкостей, коли його потужність падає нижче N_H ;

τ – час, протягом якого потяг рухається зі швидкістю меншою за 55 км/год;

τ' – час, коли потужність генератора падає нижче N_H .

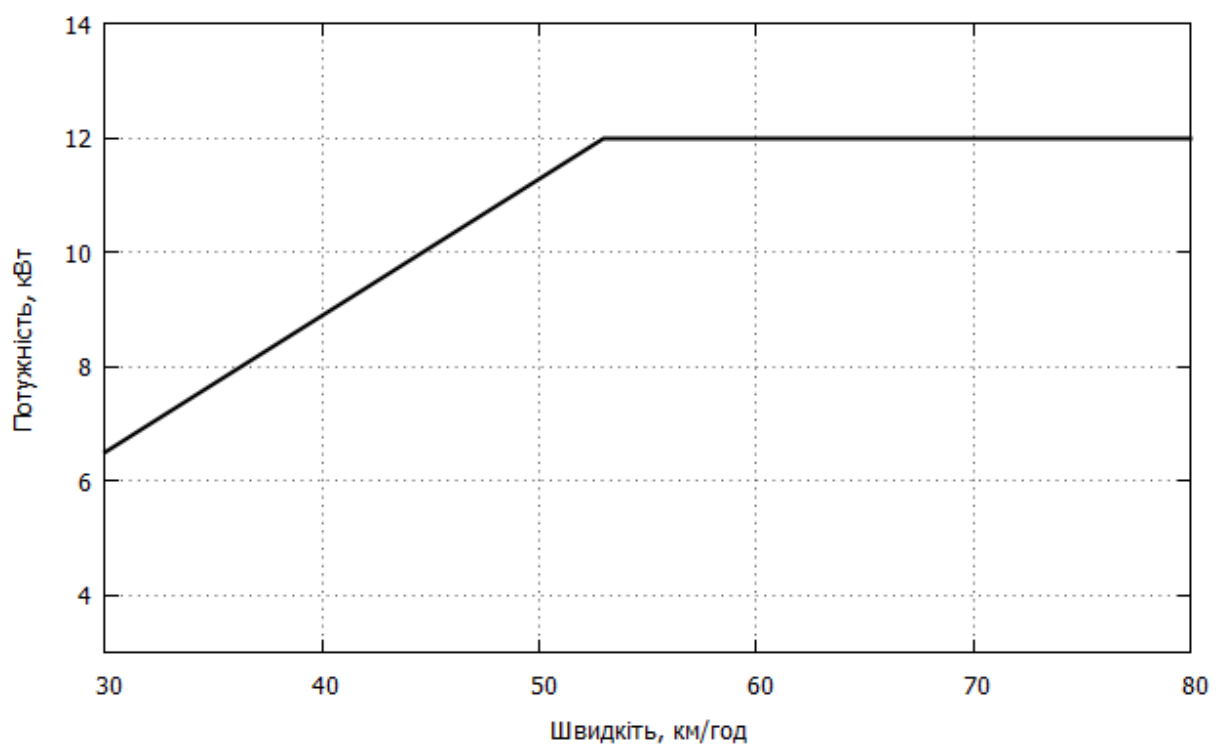


Рисунок 2.7 – Потужність генератора при різних швидкостях руху

У таблиці 2.3 надано втрати холодопродуктивності для різних холодильних коефіцієнтів, розраховані, враховуючи припущення, що потяг рівномірно набирає/скидає швидкість в діапазоні від 30 до 55 км/год.

Таблиця 2.3 – Втрати холодопродуктивності в залежності від величини холодильного коефіцієнту

Втрати холодопродуктивності, %	20	12	9	6.7	4	3	2
Холодильний коефіцієнт	2.5	2.7	2.9	3.1	3.3	3.5	3.7

Величина холодильного коефіцієнту в значній мірі впливає і на вартість кондиціонера. Якщо взяти за 100% вартість кондиціонера з холодильним коефіцієнтом 2,5, то для кондиціонерів однакової потужності така залежність надана у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Відносна вартість кондиціонерів в залежності від величини холодильного коефіцієнту

Відносна вартість, %	100	104	109	115	122.5	130	141
Холодильний коефіцієнт	2.5	2.7	2.9	3.1	3.3	3.5	3.7

При проектуванні системи життєзабезпечення слід мінімізувати як втрати холодопродуктивності, так і витрати на обладнання. Тобто, ми приходимо до оптимізаційної задачі.

Дані надані у таблицях 2.3 – 2.4 досить добре апроксимуються наступними залежностями:

$$L = -3.02 + \frac{872.13}{EER^4},$$

для втрат холодопродуктивності, та

$$C = 81.01 + 1.16 \cdot EER^3$$

для вартості.

Підбір коефіцієнтів виконано в пакеті Maple-7 методом найменших квадратів. Результат апроксимації показано на рис. 2.8 – 2.9.

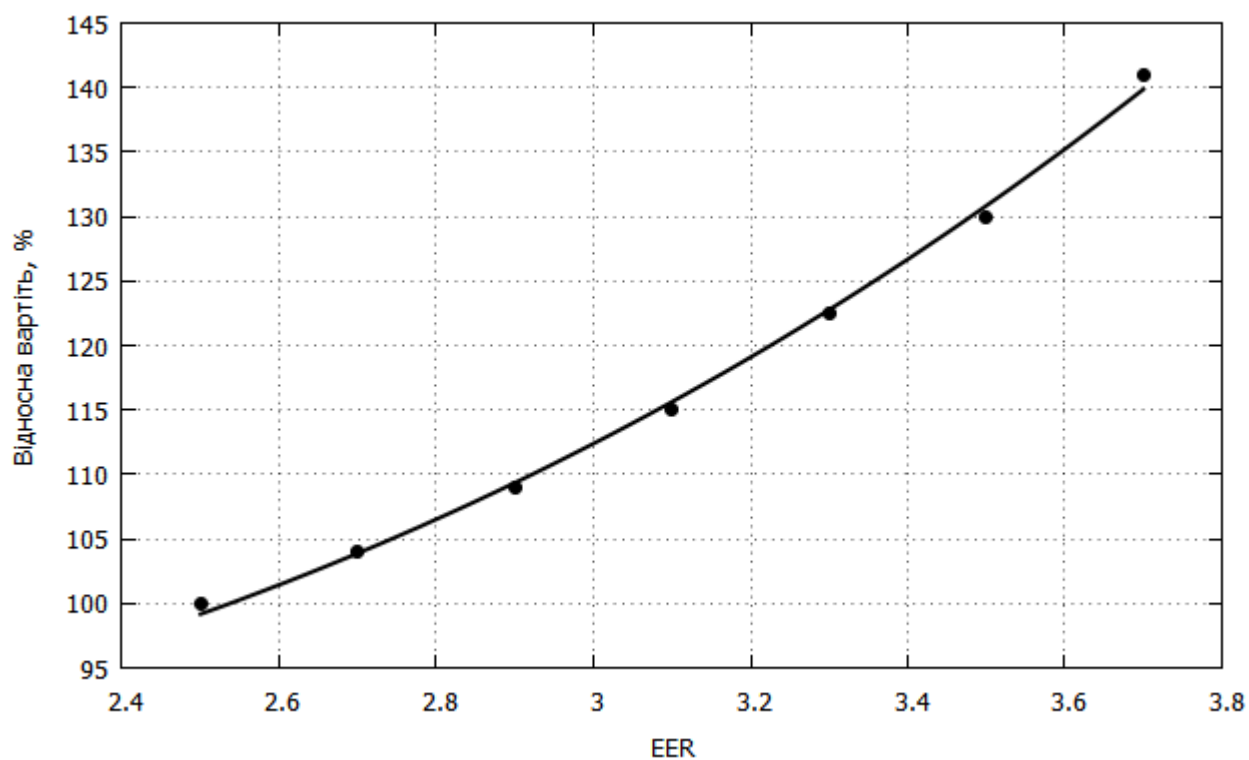


Рисунок 2.8 – Апроксимація залежності втрат холодопродуктивності від холодильного коефіцієнту

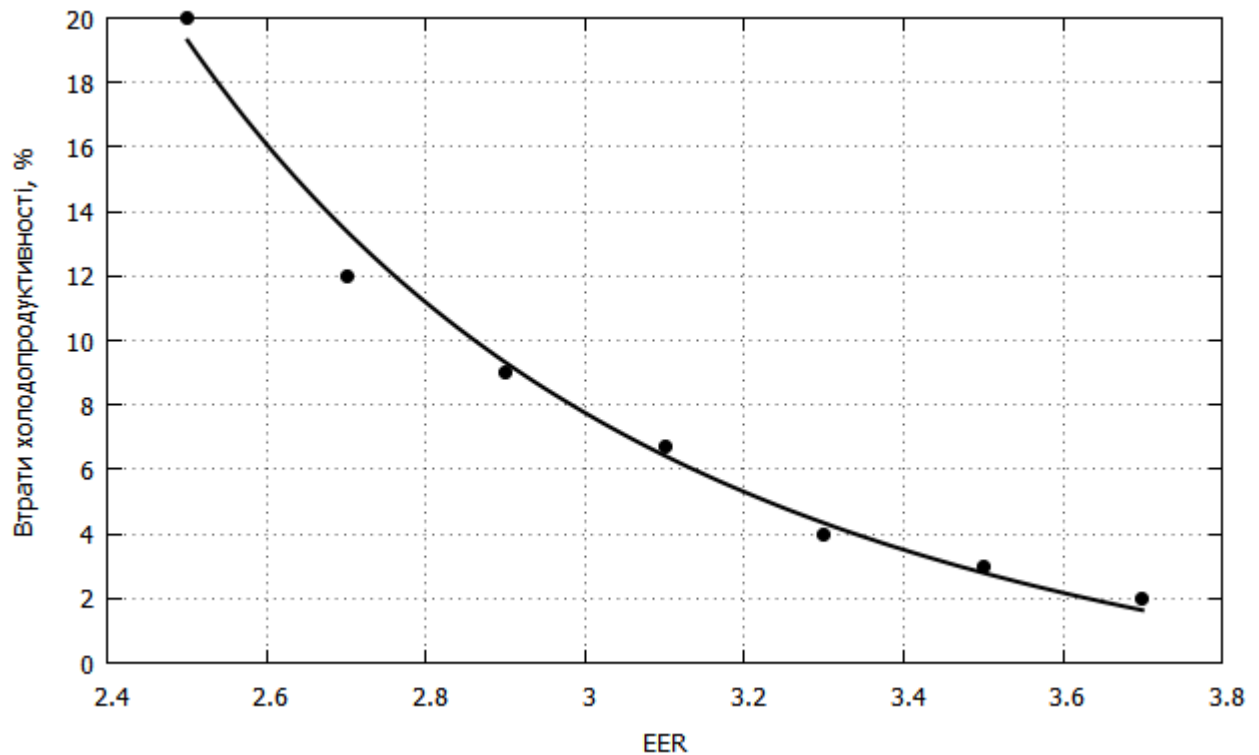


Рисунок 2.9 – Апроксимація вартості кондиціонерів в залежності від холодильного коефіцієнту

Таким чином, приходимо до задачі визначення такого холодильного коефіцієнту, щоб втрати холодопродуктивності $L(EER)$ і витрати $C(EER)$ були якомога меншими. Іншими словами, приходимо до задачі векторної оптимізації.

$$\begin{pmatrix} L(EER) \\ C(EER) \end{pmatrix} \rightarrow \min. \quad (2.46)$$

За умови $EER > EER_{min}$, де EER_{min} – мінімальне значення холодильного коефіцієнту, при якому потрібна холодопродуктивність кондиціонера забезпечується на швидкості 55 км/год.

Передусім відмітимо, що саме будемо розуміти під рішенням даної задачі векторної оптимізації:

1) Варіанти рішення повинні бути ефективними, тобто будь-яка варіація холодильного коефіцієнта EER буде призводити до зменшення одного показника та збільшення іншого.

2) Будь-які два варіанти ефективних значень холодинного коефіцієнта повинні бути непорівнянними між собою – це значить, що повинно мати місце

$$\left(\begin{matrix} L(EER_1) \leq L(EER_2) \\ C(EER_1) \geq C(EER_2) \end{matrix} \right) \text{ або } \left(\begin{matrix} L(EER_1) \geq L(EER_2) \\ C(EER_1) \leq C(EER_2) \end{matrix} \right).$$

Причому серед наведених нерівностей повинна бути хоча б одна строга нерівність.

У роботі [80] приводиться необхідна умова ефективності, яка у нашому випадку приймає вигляд

$$\frac{dL(EER)}{dEER} + \lambda \frac{dC(EER)}{dEER} = 0, \lambda > 0.$$

Звідси одержуємо:

$$-\frac{3488.54}{EER^5} + 3.49 \cdot \lambda \cdot EER^2 = 0.$$

Звідки знаходимо

$$EER = \sqrt[7]{\frac{1000.77}{\lambda}}.$$

Параметричне відображення задачі векторної оптимізації:

$$L = -3.02 + \frac{45191.86}{\lambda^{\frac{4}{7}}},$$

$$C = 81.01 + 0.06 \cdot \lambda^{\frac{2}{7}},$$

Після виключення параметру λ одержуємо:

$$L = -3.01 + \frac{45191.86}{(16.62 \cdot C - 1346.55)^{4/3}}$$

Дана формула встановлює зв'язок між вартістю кондиціонера та втратами холодопродуктивності при малих швидкостях руху.

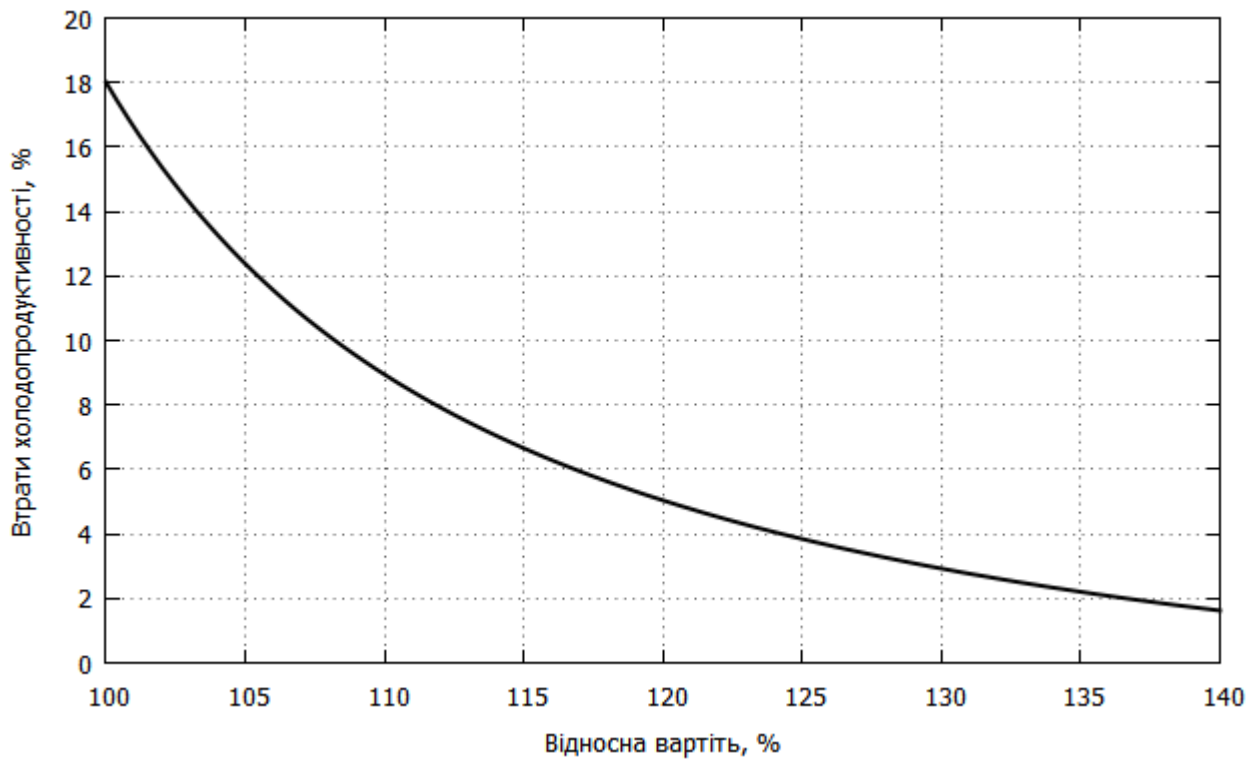


Рисунок 2.10 – Залежність втрат холодопродуктивності від вартості кондиціонера

Моделювання та розрахунки виконані в пакеті програм Maple-7 та наведені у додатку В.

Аналізуючи одержану залежність (рис. 2.10), робимо висновок, що зі збільшенням EER втрати холодопродуктивності зменшуються спочатку суттєво, а потім незначною мірою, але при цьому значно зростає ціна. Тому оптимальними для роботи від генераторів з приводом від торця осі колісної пари є холодильні машини, холодильний коефіцієнт яких знаходиться у межах 2,9...3,2.

Висновки до розділу 2

1. Режим роботи кондиціонера від АБ потребує значних ресурсів і відповідно витрат, а також ускладнює конструкцію вагона та збільшує його масу. Сумарні втрати електроенергії при акумуляторному режимі роботи перевищують 50%. Визначено, що внесок роботи кондиціонера при роботі від АБ не може перевищувати 10% від загальної холодопродуктивності. При

цьому існує ризик розрядити АБ. Усе це вказує на те, що такий режим роботи обладнання є енергетичнонеефективним, а отже небажаним для використання у системі життєзабезпечення на основі двогенераторної незалежної системи енергопостачання.

2. Генераторний режим роботи кондиціонера, особливо в поєднанні з акумулятором холоду, може повністю компенсувати відсутність режиму роботи від акумуляторної батареї, що зменшить втрати електроенергії.

3. Застосування режиму роботи кондиціонера при малих швидкостях руху потяга від генератора не потребує суттєвих капіталовкладень, що відповідає основному принципу, що покладений в основу розробки двогенераторної незалежної системи життєзабезпечення.

4. Ефективність будь-якого конструктивного рішення, що направлене на забезпечення температурного режиму при малих швидкостях руху у вагонах з генераторними схемами, є набагато нижчою від тієї, яка може бути досягнута більш раціональним режимом руху, тому для потягів, в яких є вагони з кондиціонуванням, важливо це враховувати.

5. Складено систему рівнянь, що характеризують нестационарні теплообмінні процеси у пасажирському вагоні та розроблено розрахунковий алгоритм. Створена та апробована комп'ютерна програма для моделювання перехідних теплових процесів у вагоні. За допомогою складеної математичної моделі була оцінена ефективність різних способів підтримки температурного режиму в вагоні при малих швидкостях руху. Крім того, дана математична модель може бути використана для порівняння різних конструктивних рішень при проведенні подальших теоретичних досліджень щодо зміни конструкції системи кондиціонування вагона.

6. Розглянуто роботу декількох типів акумуляторів холоду у поєднанні з генераторним режимом роботи кондиціонера. Встановлено, що запропоновані акумулятори холоду дозволяють поліпшити температурний режим у вагоні на ділянках руху потяга, де його швидкість не перевищує

30 км/год. Проведені дослідження підтвердили конкурентоздатність альтернативних способів підтримки температурного режиму у вагоні.

7. За допомогою метода векторної оптимізації знайдено залежність втрат холодопродуктивності від вартості кондиціонера для вагонів з двогенераторною незалежною схемою. Встановлено, що оптимальними є холодильні машини, холодильний коефіцієнт яких знаходиться у межах 2,9...3,2. Проведені дослідження дозволяють вибрати холодильну машину для системи життєзабезпечення на основі двогенераторної незалежної системи енергопостачання з урахуванням співвідношення показників ціна/якість.

8. Результати, викладені у даному розділі, опубліковані у роботах [60, 81-84].

РОЗДІЛ 3
УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ
КЛІМАТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ТА ВИВЧЕННЯ МОЖЛИВОСТІ
ЗБІЛЬШЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ГЕНЕРАТОРА І ПРИВОДА ВІД ТОРЦЯ
ОСІ КОЛІСНОЇ ПАРИ

3.1. Стійкість роботи системи електропостачання з додатковим генератором

Виявлені під час випробування дослідного зразка вагона гармонічні коливання напруги та струму з частотою 2-5 Гц і різною за величиною амплітудою могли мати різну природу походження. Оскільки такі коливання системи не тільки знижували якість її роботи, але й робили її непрацездатною, то необхідно було усунути даний недолік. Для виявлення причин збурювання системи генератор-перетворювач-кондиціонер були проведені дослідження, при яких вивчався вплив різноманітних факторів на стабільність роботи системи електропостачання. При цьому перевага надавалась випробуванням безпосередньо на вагоні. Обертання генератора здійснювалося від приводного пристрою, що складався з двигуна змінного струму потужністю 12 кВт зі шківом і натяжного пристрою. Швидкість обертання генератора змінювалася ступенево, за рахунок зміни діаметра шківів на редукторі вагона. Таким чином, було забезпечено два діапазони швидкостей обертання генератора, що відповідали швидкостям руху вагона 80 ± 5 км/год і 60 ± 5 км/год.

Оцінка стійкості роботи системи електропостачання кондиціонера здійснювалася візуально за допомогою ампервольтметра тип М1108 №12038, класу точності 0,2, діапазон вимірювання 75 В, що був включений паралельно штатному вольтметру в щиті керування системою кондиціонування. Були визначені критерії оцінки стійкості системи за п'ятибальною шкалою:

а) відмінно (5) – коливання стрілки вольтметра відсутні;

б) задовільно (4) – спостерігаються незначні відхилення стрілки вольтметра (не більше 2 В при номінальній напрузі 50 В), які швидко затухають і не носять систематичного характеру;

в) незадовільно (3) – постійні або такі, що з'являються систематично, гармонічні коливання або посмикування стрілки вольтметра. Одиночні коливання з амплітудою $2 \text{ В} \leq a < 10 \text{ В}$;

г) погано (2) – система нестійка. Коливання напруги незатухаючі, з можливістю "завала" або "викиду" напруги з амплітудою 10 В і більше і спрацювання захисту.

При випробуваннях використовувалося два види навантаження:

1) 40-50% від номінального (ввімкнена 1 холодильна машина кондиціонера);

2) 80-100% від номінального (ввімкнені обидві холодильні машини кондиціонера).

При проведенні дослідження ставилася задача виявити фактори, що прямо або непрямо впливають на стійкість системи електропостачання. А саме:

- 1) вивчався вплив елементів схеми блока регулювання напруги генератора (тип 2Б.231);
- 2) вивчався вплив схем підключення обмоток збудження генератора;
- 3) вивчався вплив на стійкість системи додаткової "заспокоюючої" обмотки;
- 4) вивчався вплив зміни $\cos\phi$ у вихідних ланцюгах генератора і у вихідних ланцюгах двох каналів перетворювачів;
- 5) досліджувався вплив збільшення ємності накопичувального конденсатора перетворювача.

Тепер по кожному з цих пунктів більш детально.

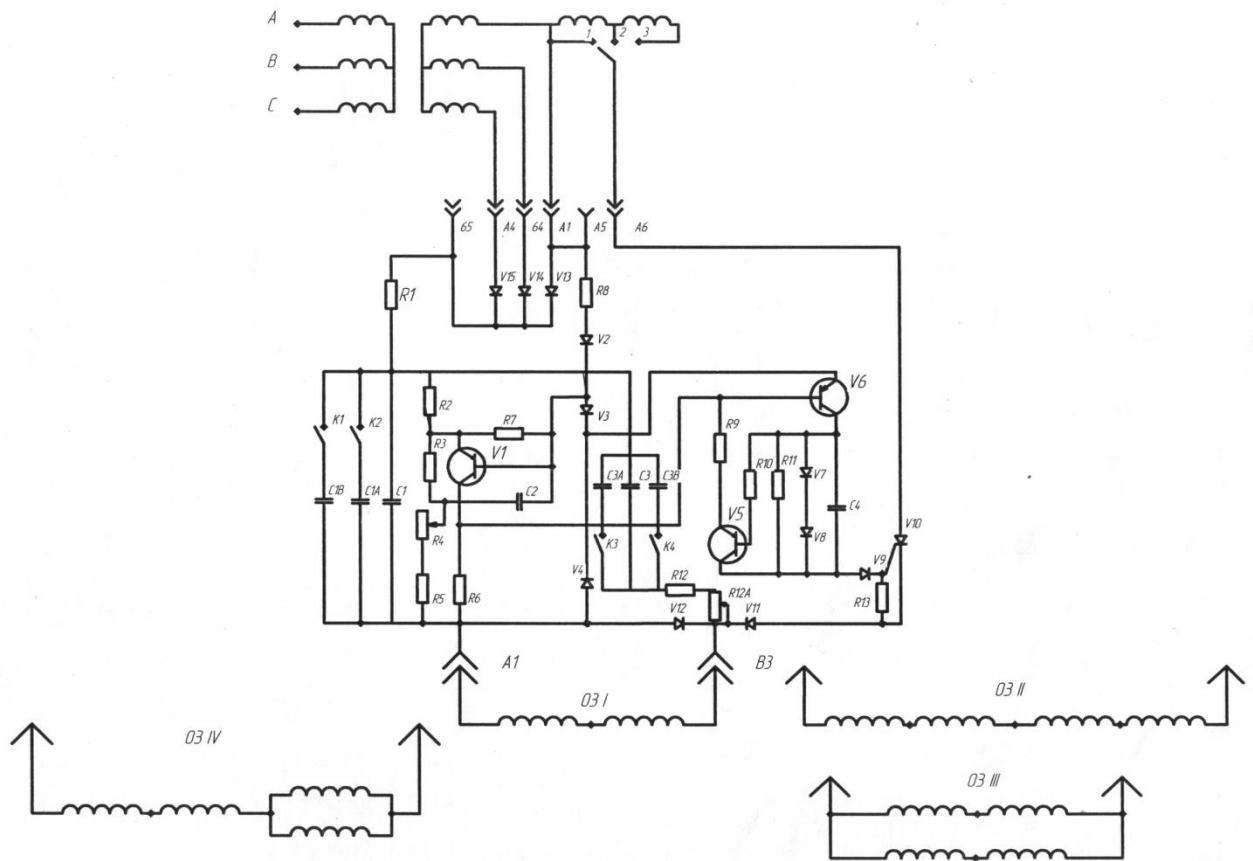


Рисунок 3.1 – Схема блока регулювання напруги 2Б.231, скоригована для досліджень, і схеми підключення обмоток збудження генератора

1) З цією метою схема блока регулювання напруги була налаштована таким чином (рис. 3.1), щоб плавно або ступенево змінювати номінали елементів зворотнього зв'язку блока регулювання напруги. Випробування проводилося шляхом послідовної варіації змінюваних параметрів. По закінченню циклу випробувань, проводився експеримент з сумісною зміною кількох параметрів регулятора, які показали позитивний вплив на стійкість системи. Дані випробувань занесені в табл. 3.1.

2) Підготовка до випробувань включала в себе установку додаткового трифазного трансформатора (рис. 3.1), який дозволяв у широкому діапазоні змінювати напругу на силовому тиристорі блока регулювання напруги, що відповідно дозволило змінювати напругу на обмотках збудження, а це в свою

чергу дозволило змінювати схеми їх підключення та значно розширити параметри блока регулювання напруги. Таким чином, було досліджено наступні варіанти підключення:

- а) штатна шунтова та спеціальна серієсна;
- б) штатна шунтова і додаткова шунтова, підключені паралельно;
- в) штатна шунтова і додаткова шунтова, підключені послідовно;
- г) штатна шунтова і додаткова шунтова, підключені паралельно-послідовно.

З) Заспокоююча обмотка встановлювалася разом з обмотками збудження і була виконана з двох (або чотирьох) короткозамкнутих кілець із латуні ЛЦ40МцЗЖ перерізом 8×11 мм; $\varnothing$ 193 мм на середній лінії (позиція 1 рис. 3.2). Кільця встановлювалися симетрично по одному або по два в кожную половину обмотки збудження.

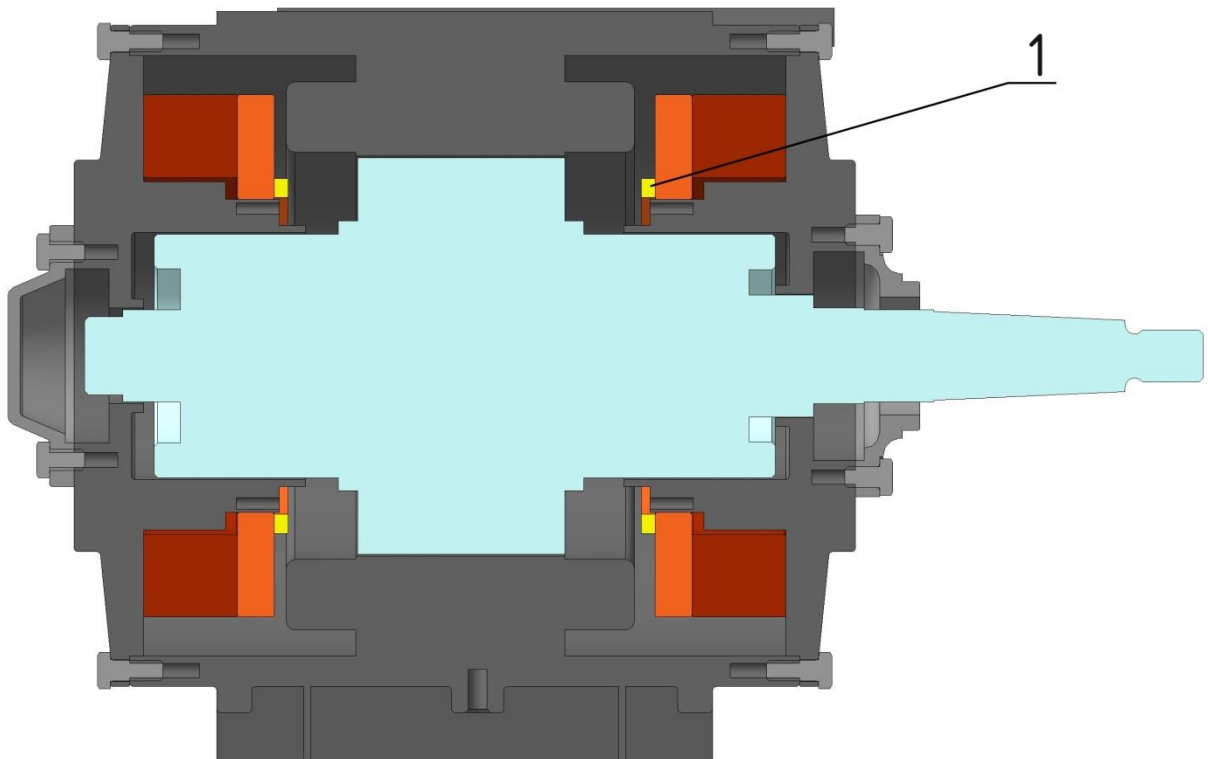


Рисунок 3.2 – Розріз індукторного генератора

4) Випробування проводились після підключення батареї конденсаторів змінного струму (K73-50 47 мкф 400 В) , що включені зіркою на вихід генератора або перетворювача;

5) Випробування проводилися після встановлення двох додаткових конденсаторів (ЕА-25 3300 мF 400 V) з'єднаних послідовно і збільшення сумарної ємності удвічі (табл. 3.1).

Таблиця 3.1

№ п/п	Зміни в конструкції електрообладнання	Оцінка якості електропостачання				примітка
		60 км/год		80 км/год		
		100%	50%	100%	50%	
1	Стандартна конфігурація	2	2	2	2	
2	Збільшення ємності накопичуваного конденсатора перетворювача вдвічі.	2	2	2	2	
3	Збільшення ємності конденсатора С1 БРН	2	3	2	3	
4	Збільшення ємності в ланцюгу зворотнього зв'язку конденсатора в БРН	2	3	2	3	
5	Збільшення номіналу R12 в ланцюгу зворотнього зв'язку БРН	2	3	3	4	
6	Шунтова + серієсна	2	3	2	3	
7	Паралельне з'єднання обмоток збудження	2	2	2	2	Великий коефіцієнт регулювання.

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	7
8	Послідовне з'єднання обмоток збудження	-	4	-	4	Через великий перекид фаз порушена робота БРН
9	Змішане з'єднання обмоток збудження	2	3	2	3	
10	Покращення $\cos(\varphi)$ на виході генератора	2	2	2	2	
11	Покращення $\cos(\varphi)$ на виході перетворювача	2	2	2	2	Покращення $\cos(\varphi)$ на виході перетворювача знижує струми, але на стійкість системи не впливає
12	Встановлення заспокоюючої обмотки генератора	2	2	2	3	Амплітуда коливань зменшувалася, але зменшувався і час реакції при зміні струму збудження
13	Разом пункти 3,4,5 і 8	2	4	3	5	

У п. 13 таблиці представлено дані, що поєднують у собі ефективні складові. При цьому, як видно з отриманих результатів, жодне із розглянутих рішень, в тому числі і їх комбінація не забезпечили достатньої стійкості роботи системи електропостачання кондиціонера у розглянутому діапазоні частот обертання генератора і споживаної потужності. Таким чином, стало зрозуміло, що основна причина недостатньої стійкості системи знаходиться не в конструкції основних її вузлів, а в режимі роботи перетворювача. Для перевірки цієї версії на виході генератора був встановлений трифазний трансформатор 380х36 потужністю 1,5 кВт. Його напруга випрямлялася і подавалася на акумуляторну батарею з ступенями по 2 В (48, 50, 52 В) або на активне навантаження. Було помічено, що коли паралельно з перетворювачем через трансформатор підключалася АБ, або потужне активне навантаження, то це сприяло стійкості системи в цілому.

Для теоретичного обґрунтування отриманих результатів у координатах UI побудуємо навантажувальну характеристику деякого індукторного генератора, схожого за параметрами з тим, що застосовується у двогенераторній схемі електропостачання. Для цього підходить характеристика будь-якого генератора такого типу, тому перенесемо на наш графік (рис. 3.3) зовнішню характеристику індукторного генератора (пряма 1, рис. 3.3) з підручника [38]. Припускаючи, що навантаженням генератора є тільки активне навантаження або перетворювач з "жорсткою" характеристикою, одержимо відповідно характеристики «2» і «3» (рис. 3.3). При цьому координати прямої «2» будуть відповідати:

$$U=n \cdot I,$$

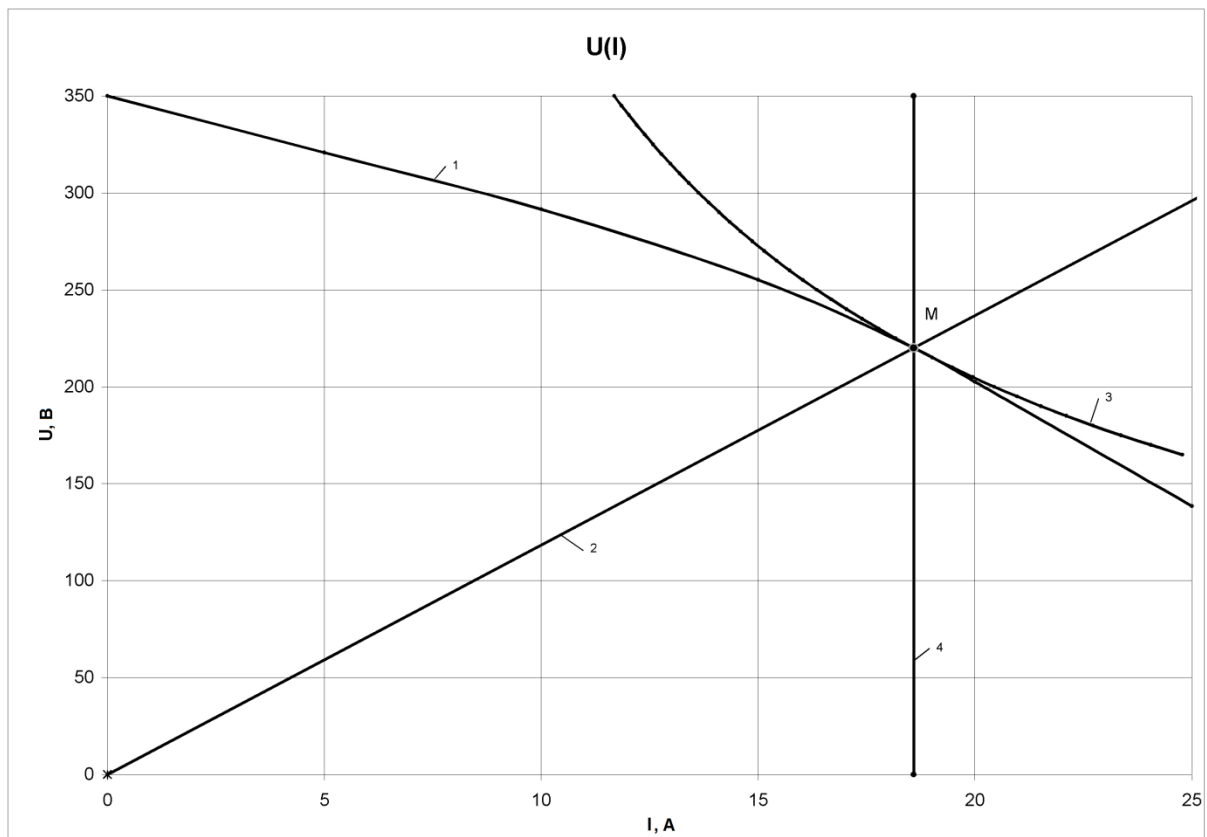
де n – деякий активний опір.

Координати кривої «3» будуть відповідати $P=\text{const}$,

де P – потужність, що споживається перетворювачем.

Звідси

$$U \cdot I = \text{const}.$$



1 – навантажувальна характеристика індукторного генератора;
 2 – характеристика активного навантаження; 3 – вхідна характеристика перетворювача, який на виході підтримує стабільні параметри; 4 – вхідна характеристика перетворювача, який на виході підтримує стабільне відношення між вхідною та вихідною напругами та вихідною частотою.

Рисунок 3.3 – Навантажувальна характеристика генератора та різних типів навантажень

Оскільки магнітна система генератора досить інерційна, то можна припустити, що деякий проміжок часу параметри генератора будуть незмінними при різкій зміні зовнішніх факторів.

Розглянемо більш детально, як буде поводити себе генератор з активним навантаженням:

а) при зниженні напруги генератора нижче точки «М», його струм буде зростати. В залежності від нахилу кривої «1» потужність генератора може залишитися незмінною; несуттєво зменшитися або несуттєво збільшитися (рис. 3.3).

При падінні напруги на активному навантаженні відбудеться і падіння струму. При цьому, потужність, що споживається навантаженням,

зменшиться пропорційно квадрату зменшення напруги, що, як видно з наших міркувань та побудованих графіків, призведе до розузгодження між потужністю, що споживається, та навантажувальною здатністю генератора. Генератор при цьому розвантажиться. Природньою реакцією генератора в такій ситуації буде підвищення напруги.

б) при підвищенні напруги вище точки «М» буде відбуватися зворотній процес. Потужність, що споживається активним навантаженням, різко зросте і генератор буде змушений відреагувати зниженням напруги.

Таким чином, виключно активне навантаження здійснює стабілізуючий вплив при роботі індукторного генератора. Тим більше, що реакція якоря тут також працює в бік стабілізації. При падінні напруги реакція якоря суттєво зменшується, а при зростанні – збільшується.

Розглянемо тепер як поводитиме себе генератор при роботі на перетворювач з "жорсткою" характеристикою (крива 3):

а) при падінні напруги нижче точки М, перетворювач не тільки не зменшить струм, що споживається, але й збільшить його, зменшивши вхідний опір. Завдяки чому збільшить реакцію якоря і відповідно спровокує подальше падіння напруги генератора. При цьому потужність генератора може виявитися меншою від потужності навантаження.

б) на збільшення напруги вище точки «М» перетворювач відреагує збільшенням вхідного опору і відповідно зменшенням струму, що споживається. Це зменшить реакцію якоря генератора і буде сприяти подальшому збільшенню напруги. Іншими словами, робота перетворювача з "жорсткою" характеристикою сприяє дестабілізації системи генератор – навантаження. При реальній роботі генератора за підтримку постійної напруги "відповідає" блок БРН – блок регулювання напруги. І чим вище якість регулювання цього блока, тим надійнішою є робота генератора. Розглянуті нами приклади показують, що при роботі перетворювача з "жорсткою" характеристикою через інертність магнітної системи, БРН буде постійно виконувати роль "доганяючого", що власне і відбувається, як видно

з експериментальних даних. При чому, на складних режимах регулювання (при навантаженнях близьких до номінальних та низьких обертах генератора) стандартні БРН не в змозі забезпечити надійне регулювання такої системи.

З метою зменшення навантаження на блок регулювання напруги нами запропоновано режим роботи перетворювача, що відповідає прямій «4». Такий режим є можливим при $I = \text{const}$. І його можна досягти в тому випадку, якщо вихідна частота і напруга перетворювача будуть відповідати формулі:

$$\frac{U}{f} = \text{const}$$

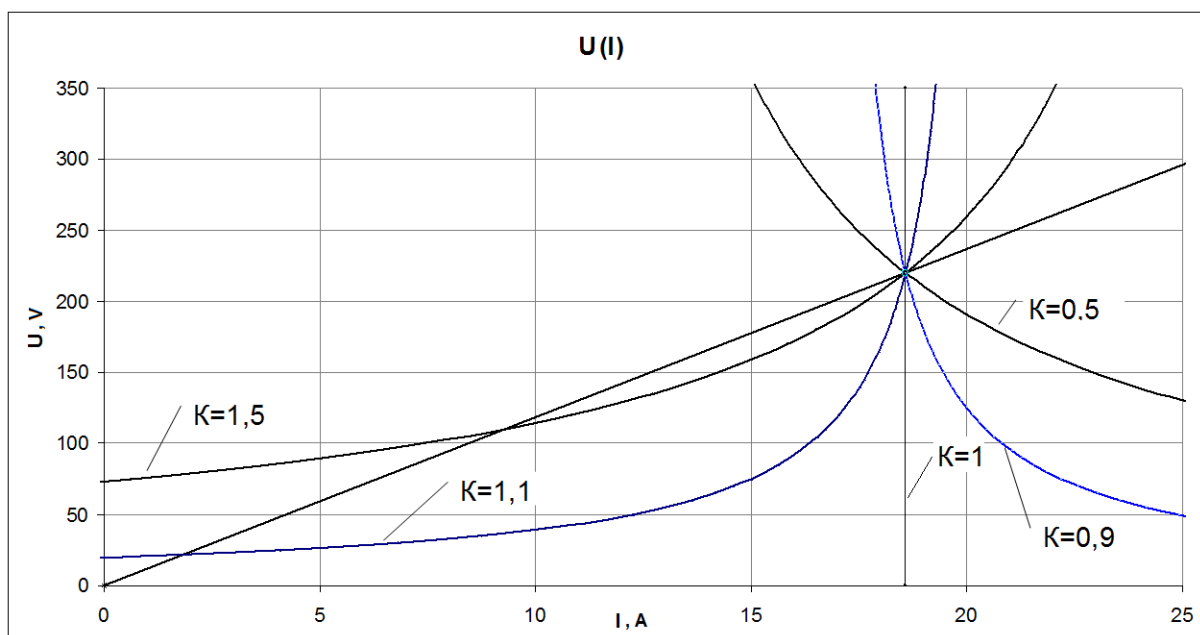
і будуть пропорційні вхідній напрузі.

Домінуючим навантаженням перетворювача є двигун компресора кондиціонера, а його потужність, що споживається, пропорційна частоті обертання. Це правило справедливе як для поршньових так і для спіральних компресорів [85]. У випадку наявності у навантаженні двигунів вентиляторів, споживча потужність яких змінюється пропорційно квадрату швидкості (частоті струму), характеристика навантаження зміниться не суттєво через відносно невелику їх потужність.

Проведені теоретичні розрахунки різних можливих навантажень і режимів роботи перетворювачів дозволили обґрунтувати і практично реалізувати режим роботи перетворювача на дослідному вагоні, при якому вихідна частота перетворювача прямо пропорційна вхідній напрузі. Випробування дослідного зразка вагона зі змінами в системі електропостачання, виконаними з урахуванням проведених робіт, підтвердили достатню якість роботи електрообладнання вагона [86].

Завдяки проведеним дослідженням було досягнуто цілком задовільний результат. Ним можна було б і обмежитись, але, враховуючи той факт, що сфера застосування розробленої системи завдяки своїм властивостям може значно вийти за межі дослідного зразка вагона, вважаємо за доцільне розглянути ще один фактор, а саме: зміну коефіцієнту зв'язку між вхідною та вихідною напругами перетворювача. Тим більше, що для більшості сучасних

перетворювачів ця функція є штатною. На рисунку 3.3 пряма 4 відповідає коефіцієнту передачі 1. Якщо масштаб буде змінений, то на зміну напруги на вході в перетворювач відбудеться аналогічна зміна вихідної напруги (і частоти) помножена на масштабний коефіцієнт. Струм при цьому буде незмінним, але більш наглядною є картина, коли масштаб зміни напруги на вході і виході – однакові. Так як ми порівнюємо потужності, які є добутком цих величин, то зміну напруги компенсуємо зміною струму, відобразивши еквівалентні криві на графіку. Таким чином, побудовані графіки для коефіцієнтів 0,5; 0,9; 1,1 і 1,5.



$K=1$ – вхідна характеристика перетворювача, який на виході підтримує стабільне відношення між вхідною напругою та вихідною напругою і частотою;
 $K=0,5$; $K=0,9$; $K=1,1$; $K=1,5$ – характеристики з різними коефіцієнтами 0,5; 0,9; 1,1 і 1,5 відповідно між вхідною напругою та вихідною напругою і частотою перетворювача.

Рисунок 3.4 - Порівняльні еквівалентні характеристики навантажень з різними масштабами зв'язку

Як видно з рис. 3.4 змінюючи коефіцієнт передачі ми змінюємо нахил кривої в точці М, що дозволяє нам керувати стійкістю системи в широкому діапазоні. Використовуючи такий інструмент, можна прогнозовано вирішувати найрізноманітніші завдання в залежності від якості роботи інших вузлів, в першу чергу блока регулювання напруги.

Перетворювачі широко використовуються в сучасних схемах електропостачання вагонних кондиціонерів [29, 87, 88]. Особливістю їх роботи є те, що вони можуть підтримувати на виході стабільні параметри частоти і напруги, забезпечуючи таким чином комфортні умови роботи електрообладнання, що до них підключене. Сучасні перетворювачі частоти забезпечують промислову напругу 380 В і частоту 50 Гц при зміні вхідної напруги, як правило, від 310 до 460 В. Такий режим роботи безперечно виправданий в тому випадку, якщо перетворювач підключено до потужного джерела енергії, наприклад, заводської електромережі або потужного генератора. При підключенні ж перетворювача до вагонного генератора, потужність якого є співставною з потужністю навантаження, жорсткий режим роботи перетворювача призводить до того, що робота системи в цілому виявляється нестійкою і, як правило, закінчується пошкодженням обладнання. Фактично, при такому режимі роботи в одній системі присутні два регулятори - на первинному джерелі живлення це БРН, а на вторинному – сам перетворювач. Ці регулятори працюють не збалансовано, що в умовах граничних потужностей генератора і навантаження робить систему непрацездатною. «Зв'язавши» режим роботи перетворювача з вхідною напругою на ньому через гальванічну розв'язку (рис. 3.6) ми фактично виключили самостійну роботу регулятора на вторинному джерелі живлення, чим збалансували обидві складові системи і забезпечили гарантований і регульований (завдяки масштабу зв'язку) запас стійкості.

Таким чином, підтримання напруги і частоти на навантаженні покладається на блок регулювання напруги генератора, який в штатному виконанні не в повній мірі відповідає поставленій задачі і потребує удосконалення. Застосований нами режим роботи перетворювача дозволяє здійснювати енергозабезпечення споживачів системи кондиціонування при потужності генератора співставній з максимальною потужністю споживачів. При цьому забезпечується висока надійність роботи системи в цілому. До

цього часу такий режим роботи перетворювачів для живлення вагонних кондиціонерів не застосовувався.

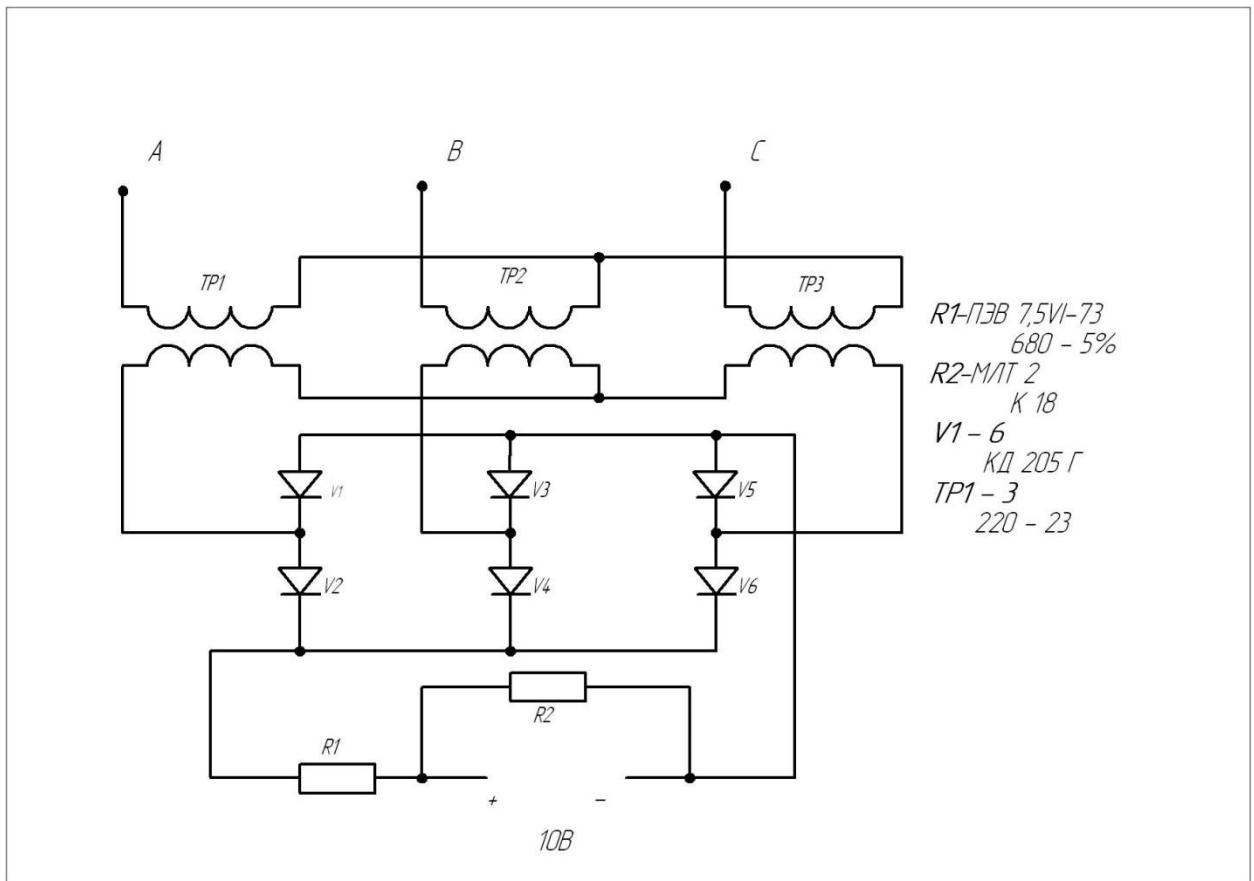


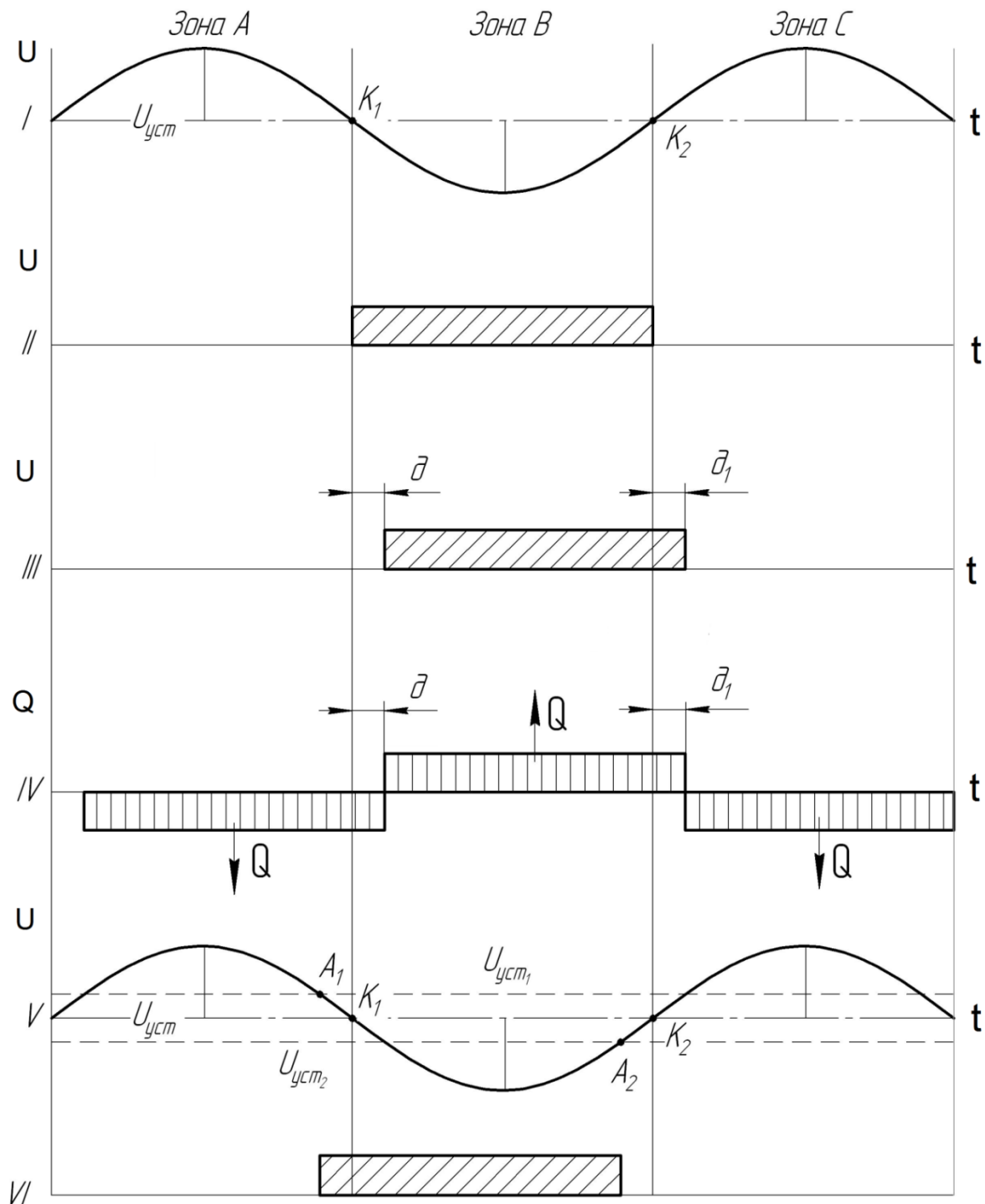
Рисунок 3.5 - Схема блока управління вихідною напругою перетворювачів

3.2. Удосконалення системи управління генератором

Управління генератором з приводом від торця осі здійснюється трьома електронними блоками. Перший – БРН здійснює підтримання вихідної напруги генератора у встановлених межах. Другий – БРЧ здійснює переключення навантаження вагона з генератора на акумуляторну батарею і назад при досягненні генератором номінальної частоти (швидкості його обертання). Третій – БЗ здійснює відключення генератора при підвищеній вихідній напрузі і при відсутності однієї з фаз [27]. Розглянемо більш детально, як працює БРН на прикладі все того ж регулятора 2Б.231. З цією метою генератор було встановлено на типовий випробувальний стенд і

від'єднано ланцюг зворотнього зв'язку СЗР12. Плавно змінюючи вхідну напругу, було визначено точку спрацювання БРН. За допомогою вольтметра стенду неважко переконатися, що включення-відключення силового тиристора відбувається при однаковій напрузі. При відключенні ланцюга зворотнього зв'язку регулятор напруги має зону, що пропорційно дорівнює нулю, тобто працює як двохпозиційний регулятор. Якщо напруга генератора змінюється як показано на графіку I (рис.3.6), тобто під дією зовнішніх сил коливається з амплітудою в декілька вольт, то такий регулятор в зоні А і С силовий тиристор закриє, а в зоні В відкриє. В спрощеному вигляді це показано на графіку II. Ми знехтували тим фактором, що тиристор закривається і відкривається при незначних відхиленнях напруги від заданої не ступенево, як показано на графіку, а плавно.

Навантаженням силового тиристора регулятора напруги служить обмотка збудження, яка має значний індуктивний опір і при відкриванні тиристора перешкоджає зростанню сили струму в котушці, а при закриванні навпаки – сприяє його протіканню. Тобто, магнітна система генератора проявляє певну інерційність, зміщуючи проходження струму в обмотці на деяку величину δ , як показано на графіку III. Усі коливальні системи ведуть себе схоже, тому будемо вважати, що при відсутності напруги в обмотці збудження (при перевищенні напруги вище встановленої) сила впливу на систему (умовна сила) направлена донизу, як показано на графіку IV зона А і С, а при проходженні струму по котушці збудження – догори, як показано в зоні В. Як видно з графіка IV через зміщення, пов'язане з інерційністю магнітної системи генератора, після проходження точок К1 і К2 на величині δ сили, що створюються, будуть співпадати за напрямком з напрямком відхилення напруги, тобто сприяти розгойдуванню системи. Для того щоб система була більш стійкою необхідно подати струм до котушки збудження дещо раніше точки К1 і вимкнути струм дещо раніше точки К2. Реалізувати таку задачу можна двома способами. Варіант перший: змінювати уставку від Ууст1 до Ууст2 протягом кожного півперіоду. Тоді відкриття тиристора



I – вихідна напруга генератора; II – вихідна напруга на силовому тиристорі регулятора в залежності від коливання напруги; III – напруга в обмотці збудження (умовно представлена без перехідних процесів); IV – умовні сили, що сприяють нестабільній роботі генератора (сила, направлена вверх, виникає коли тиристор регулятора напруги відкритий; сила, направлена вниз коли тиристор регулятора напруги закритий); V – вихідна напруга генератора при наявності зворотнього зв'язку і збільшенні зони пропорційності; VI – вихідна напруга на вихідному тиристорі при наявності зворотнього зв'язку.

Рисунок 3.6 - Графіки, які пояснюють роботу блока регулювання напруги з пропорційним принципом регулювання

відбудеться в точці A1, а закриття в точці A2 як показано на графіку VI. Такий варіант вирішення поставленої задачі можливий, але він є досить складним з технічної точки зору. Другий варіант полягає в тому, що для досягнення того ж самого результату достатньо «обманути» схему порівняння регулятора, подавши в точку Д (рис. 3.7) синхронізований з роботою тиристора потенціал, в результаті чого схема регулятора буде реагувати на зміну входної напруги, якої фактично немає.

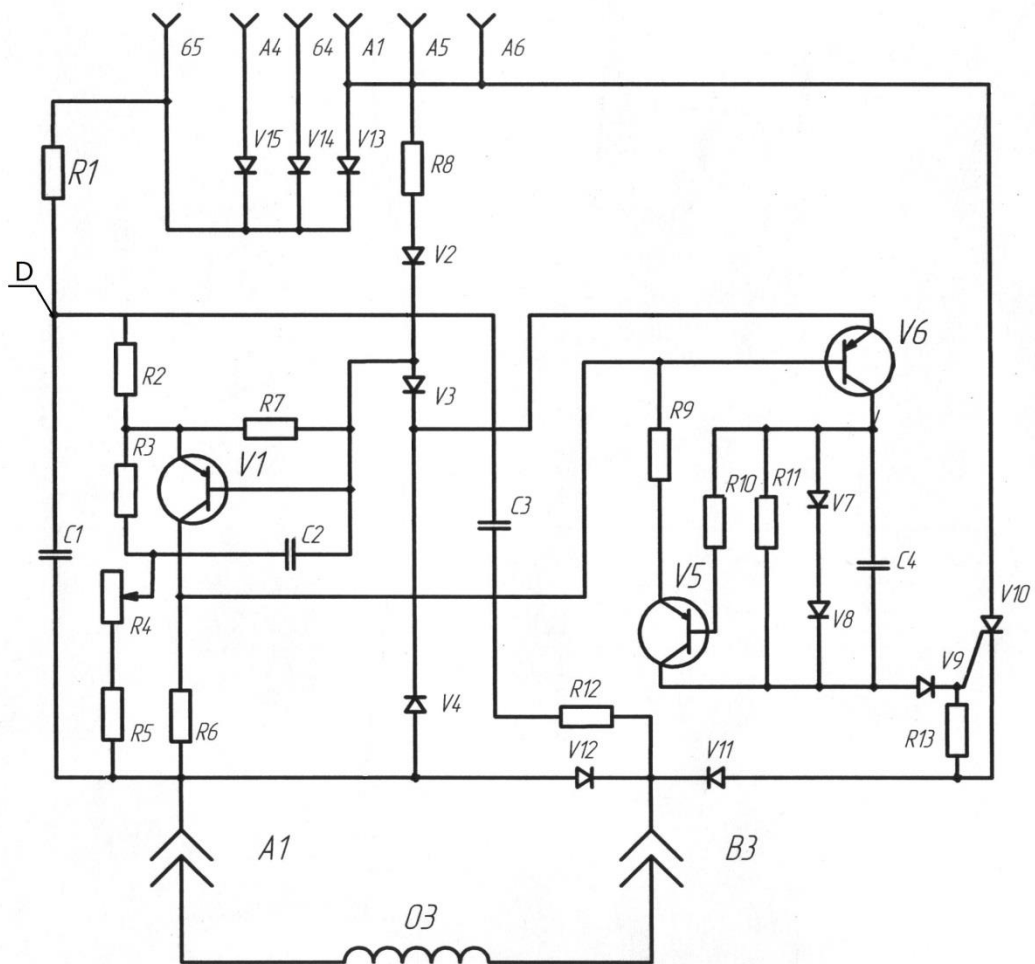


Рисунок 3.7 - Електрична схема блока регулювання напруги 2Б.231

Чим більша величина зворотнього зв'язку, тим більше зміщення і тим більше зона непропорційності, і відповідно, – вище стійкість, і нижче точність регулювання.

Робота генератора в системі з перетворювачем суттєво відрізняється від роботи генератора на активно-індуктивне навантаження, тим більше, що відмовившись від серісної обмотки збудження, ми переклали її функції на шунтову обмотку, збільшивши при цьому коефіцієнт регулювання майже вдвічі порівняно зі штатною системою, чим наблизилися до межі можливостей пропорційного регулятора. Тому від регулятора такого типу доцільно відмовитися, замінивши його більш досконалим, який крім пропорційної складової має ще й диференціальну та інтегральну складові [89, 90].

Для забезпечення роботи кондиціонера нам потрібно задіяти декілька перетворювачів частоти, тому і регулятор напруги з метою уніфікації також доцільно виконати на базі перетворювача. Спеціально для системи генератор-перетворювач нами розроблено і запатентовано регулятор [91], виконаний на базі допоміжного перетворювача частоти невеликої потужності (рис.3.8).

Оскільки перетворювач частоти розрахований на роботу з електродвигунами, то в якості навантаження нами вибраний трифазний трансформатор відповідної потужності, характеристики якого схожі з характеристиками електродвигуна. Після випрямляча струм з трансформатора подається на обмотку збудження. Змінюючи вихідну частоту і напругу перетворювача, можна в широкому діапазоні регулювати силу струму в обмотці збудження. При цьому сигнал управління, який виробляє регулятор, визначається трьома факторами: – наскільки велике розузгодження напруги (пропорційна компонента); – наскільки довго зберігається розузгодження (інтегральна компонента); – як швидко змінюється розузгодження (диференційна компонента). Оскільки сучасний перетворювач частоти містить у своєму складі усі ці складові, то вибір саме його в якості основи регулятора цілком виправданий. Тим більше, що такий регулятор дозволяє позбутися БРЧ та БЗ, так як і їх функції реалізовані в сучасному перетворювачі достатньо ефективно. Нами було проведено

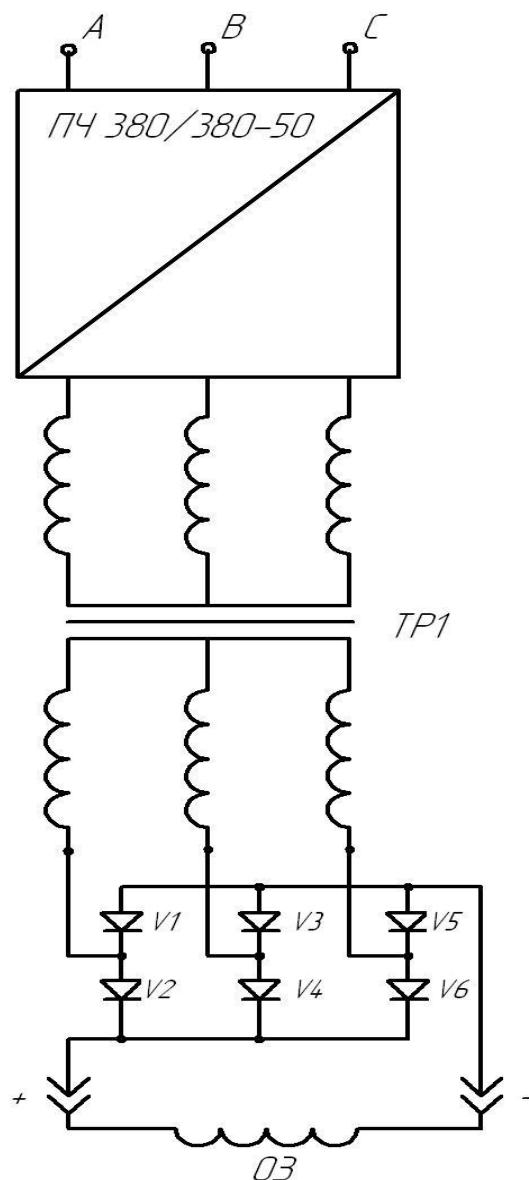


Рисунок 3.8 - Схема блока регулювання напруги, виконаного на базі перетворювача частоти

попередні заводські порівняльні випробування типового БРН і нового блоку. Їх проводили на випробувальному стенді при однакових обертах генераторів. Навантаженням генератора слугувало активне навантаження номінальної величини. За допомогою автоматичного вимикача частина навантаження (30%) багаторазово підключалася і відключалася. Комутаційне відхилення напруги реєструвалося осцилографом DS1022C №DS1022200004589. При

цьому уже при дії пропорційної і інтегральної складових нового регулятора якість регулювання була суттєво вищою, навіть при наближеному налаштуванню параметрів перетворювача БРН. Таким чином, проведені випробування дали можливість спроектувати обладнання, яке здатне забезпечити електроенергією дахові кондиціонери вагонів різних типів, а також забезпечити регулювання потужності, що споживається, в залежності від характеристик приводу генератора, зокрема від потужності приводу при конкретній швидкості обертання.

Підберемо оптимальну величину номінальної напруги генератора. Як було сказано раніше, захист більшості перетворювачів спрацьовує при виході вхідної напруги з діапазону 310-460 В. Якщо взяти за номінальну напругу близьку до максимуму, то тоді при обмеженні потужності зниження напруги гарантовано не викличе аварійного відключення обладнання. В той час висока напруга збільшує ризик виходу з ладу перетворювачів при комутаційних перенапруженнях, а при підключенні обладнання від сторонньої мережі необхідний перехід на інше налаштування програми перетворювачів. Вибір відносно низької напруги генератора ускладнює формування синусоїдальної напруги на виході перетворювачів і робить складнішим регулювання потужності при малих швидкостях руху. Виходячи з таких міркувань, оптимальною напругою генератора буде напруга близька до промислової.

Припустимо, що номінальна лінійна напруга генератора складає 400 В і досягається вона при швидкості потяга 50 км/год. Потужність генератора при цьому 12,5 кВт. При зниженні швидкості потяга параметри приводу обмежать потужність генератора, як показано в табл. 3.2.

Потужність, що споживається компресорами кондиціонера, повинна при зменшенні швидкості зменшуватися майже лінійно, пропорційно зменшенню обертів генератора. При цьому напруга генератора може також змінюватися пропорційно обертам генератора, тоді коефіцієнт зв'язку регулятора напруги K буде дорівнювати одиниці, або зменшуватися зі швидкістю в два рази

меншою і компенсуватися в два рази більшим коефіцієнтом зв'язку регулятора, забезпечуючи зменшення потужності навантаження тією ж характеристикою. У таблиці приведені фазні напруги, тому нижня межа спрацювання (310 В (Ул)) відповідає 179 В (Уф). З таблиці видно, що при коефіцієнті $K=1$ нижче 40 км/год робота генератора може привести до аварійного відключення обладнання. При $K=2$ можлива робота зі зниженням потужності до швидкості 30 км/год і генератор в змозі забезпечити необхідні параметри напруги і потужності. Цей приклад підтверджує можливість практичної реалізації одного з режимів роботи генератора і перетворювача.

Таблиця 3.2 — Параметри модернізованого генератора при малих швидкостях руху

Швидкість потяга, км/год	Оберти генератора*, об/хв	Допустима потужність, кВт	Фазна напруга Уф при $K=1$	Фазна напруга Уф при $K=2$
50	1250	12,5	230	230
40	1000	10	184	205
35,6	891	8,9	164	195
29,5	737	7,4	136	185

*приведені оберти генератора, виготовленого на базі 2ГВ-003.

Зазвичай вагонний генератор при підключенні навантаження вже має на виході номінальну напругу. Для того щоб такий рівень напруги з'явився застосовується схема самозбудження генератора. При відключенні генератора його магнітна система повністю не розмагнічується і залишковий магнетизм при збільшенні обертів генератора наводить в робочій обмотці невелику е.р.с., яка через замкнуті контакти реле майже повністю скеровується в обмотку збудження. Це, в свою чергу, призводить до подальшого збільшення е.р.с. і подальшого збільшення струму в обмотці збудження. Таким чином, напруга генератора виростає майже до номінальної

величини, що призводить до спрацювання котушки реле, розриву його контактів і припинення режиму самозбудження. Одночасно в роботу включається БРН, який в подальшому і регулює вихідну напругу генератора. Позитивний вплив на процес самозбудження генератора здійснює також серієсна обмотка збудження. Через цю обмотку навіть при непрацюючому генераторі проходить струм, що споживається обладнанням вагона від батареї. Такий принцип збудження генератора добре себе зарекомендував і забезпечує вихід генератора на номінальну напругу вже при швидкості потяга 25-35 км/год. А це, в свою чергу, є достатнім, так як навантаження в існуючих схемах підключається до генератора при швидкості більше 40 км/год. Розроблена нами система передбачає роботу генератора при швидкостях від 30 км/год. Крім того, ми відмовились від серієсної обмотки збудження, що також не сприяє самозбудженню генератора при малих швидкостях. Не сприяють надійній роботі нашої системи і комутаційні переключення режимів збудження. Враховуючи вищесказане, ми відмовилися від режиму самозбудження генератора, замінивши його режимом незалежного збудження. Збудження здійснюється від АБ вагона та штатного генератора за допомогою описаного раніше БРН. Рівень вхідної напруги на БРН забезпечується імпульсним джерелом струму, від якого підключений перетворювач вентилятора випаровувача кондиціонера. Удосконалена система управління генератором пройшла випробування на обкатному стенді і підтвердила не тільки свою працездатність, але і високий рівень регулювання напруги генератора.

3.3. Можливість збільшення потужності генератора

Стандартний генератор з приводом від торця осі колісної пари має потужність близько 10 кВА [92]. Така потужність є достатньою для роботи компресорно-конденсаторного агрегату кондиціонера в номінальному режимі, оскільки потужність вентилятора випарника врахована у балансі

користувачів, що живляться від основного генератора вагона. Особливістю роботи всіх типів кондиціонерів є те, що в деяких випадках, наприклад, при підвищенні температури кипіння холодоагенту у випарника, продуктивність холодильної машини може суттєво зростати з відповідним збільшенням потужності, що споживається, більше номінальної [93]. Оскільки потужність, необхідна для роботи кондиціонера в деяких випадках може перевищувати потужність генератора, то існує декілька способів забезпечення його роботи в такому випадку:

а) вибір кондиціонера з великим холодильним коефіцієнтом. Холодильний коефіцієнт – це співвідношення продуктивності кондиціонера до потужності, яка споживається компресором. Сьогодні на українському ринку є кондиціонери відповідної потужності з холодильним коефіцієнтом більше п'яти. Такий кондиціонер навіть у режимі максимальної продуктивності не зможе перевантажити генератор. У той же час висока ефективність таких кондиціонерів досягається за рахунок застосування складних компресорів, холодоагентів з високими парціальними тисками і вони мають, як правило, значно більшу вартість. Розробка та виготовлення такого кондиціонера в транспортному виконанні – складна інженерна задача. Усе вищеперераховане в сумі робить використання таких кондиціонерів на вагонах менш зручним;

б) обмеження потужності кондиціонера. Проблема збільшення потужності, що споживається, на деяких режимах роботи завжди була актуальною для компресорів із вбудованими електродвигунами, і з нею давно навчилися боротися на холодильних машинах, що застосовувалися на рефрижираторному рухомому складі.

З метою недопущення перевантаження двигунів компресорів продуктивність холодильної машини на критичних режимах роботи різними засобами обмежувалася до певної величини. Зрозуміло, що при цьому обмежувалося і максимальне споживання електроенергії. Це дуже просте і ефективне рішення легко здійснити за допомогою перетворювачів, що

використовуються в системах електроживлення кондиціонерів сучасних вагонів. Таке обмеження можливе, але небажане, так як максимальна продуктивність вагонного кондиціонера пов'язана, як правило, з таким режимом, коли температура всередині салону значно перевищує встановлену нормами. Наприклад, після тривалого перебування вагона на сонці обмеження продуктивності кондиціонера призведе до збільшення часу досягнення комфортної температури всередині вагона.

Враховуючи негативні моменти обох варіантів, нами була розглянута можливість збільшення потужності генератора на 25% з метою більш ефективної роботи кондиціонера. Потужність генератора не повинна перевищувати потужність привода.

Розглянемо більш детально, як працює привод генератора. Збільшення потужності генератора не повинно призвести до його поломки.

Стандартний привод від торця осі колісної пари здатний при швидкості вагона близько 40 км/год обертати генератор з вихідною потужністю 8-9 кВт [94]. Зі збільшенням швидкості вагона і відповідно швидкості обертання деталей привода при тих же обертальних моментах і відповідно тих же навантаженнях на деталі привода потужність, що може передаватися, буде збільшуватися пропорційно підвищенню швидкості руху вагона. Іншими словами, стандартний привод від торця осі при підвищенні швидкості руху вагона здатний обертати генератор значно більшої потужності, ніж типовий штатний генератор.

На рис. 3.9 представлено характеристику привода генератора. По вертикальній осі відкладено потужність привода, по горизонтальній осі – оберти генератора, виражені у швидкості руху потяга.

Пряма OK_2 поділяє координатний простір на області «М» та «S». Область «М» відповідає тим режимам, де міцність привода гарантована, але необхідно не допускати роботу генератора в області «S» через високу вірогідність зламу привода генератора. Точка K_1 на схемі відповідає швидкості і потужності підключення генератора у реалізованих схемах, а

точка K_2 відповідає бажаній потужності. При цьому, потужність привода пропорційна швидкості руху поїзда.

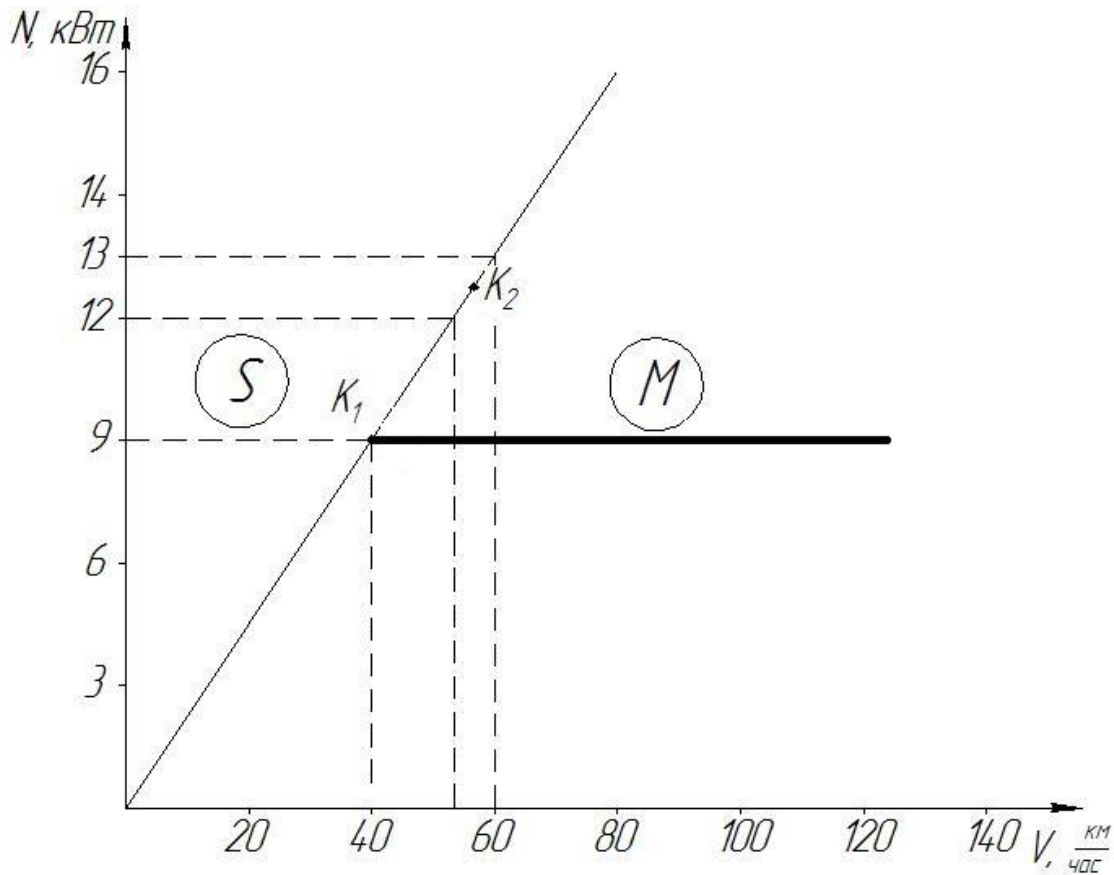


Рисунок 3.9 - Характеристика привода генератора

Таким чином, стандартний генератор, який у точці K_1 підключений на максимальну потужність (а у вагонах з приводами ТК-2 і ТК-3 дещо правіше точки K_1) в подальшому здатен віддавати таку ж по величині потужність, яка показана горизонтальною прямою з початком в точці K_1 (рис. 3.9).

Фактично, починаючи з точки K_1 при збільшенні швидкості потяга і відповідно обертів ротора генератора, потужність його обмежується за рахунок зменшення магнітного потоку і відповідно вихідної напруги, яка утримується за допомогою регулятора напруги на заданій величині. Це пов'язано з тим, що збільшення потужності за рахунок збільшення струму неможливо, оскільки при цьому зросте густина струму в обмотках

генератора. Не відбудеться також і збільшення напруги генератора, оскільки споживачі вагона не розраховані на таке її підвищення.

Оскільки генератор підвищеної потужності виготовляється на базі типового генератора, то основні елементи конструкції: корпус, конструкція ротора, кількість пазів обмоток залишиться без суттєвих змін [95]. Більш того, немає можливості збільшити амплітуду магнітного потоку. Таким чином, при тій же напрузі збільшення потужності можливе лише за рахунок відповідного збільшення перетину дроту основної обмотки генератора. е.р.с. генератора дорівнює:

$$E = c_E f (\Phi_{\text{макс}} - \Phi_{\text{мін}}), \quad (3.1)$$

де c_E – постійна, що залежить від конструктивних параметрів генератора (числа витків ωl котушек статора, числа послідовно і паралельно з'єднаних котушек і форми розподілення магнітного поля у повітряному зазорі);

$f = p n / 60 = z_p n / 60$ – частота зміни е.р.с. (p – число пар полюсів, що дорівнює числу зубців ротора z_p ; кожна пара «зубець-паз» еквівалент двом полюсам);

$\Phi_{\text{макс}}$ – максимальний магнітний потік;

$\Phi_{\text{мін}}$ – мінімальний магнітний потік.

У нашому випадку c_E не буде постійною, оскільки збільшивши перетин обмоточних дротів, ми змушені будемо відповідно зменшити кількість витків в обмотках, тому що пази статора генератора не дозволяють вкласти в них таку ж кількість витків дроту з більшим перетином. Видозмінимо формулу (3.9) наступним чином:

$$E = \omega K_E f (\Phi_{\text{макс}} - \Phi_{\text{мін}}), \quad (3.2)$$

де ω – число витків;

K_E – постійна генератора.

Із формули (3.2) видно, що е.р.с., а відповідно і напруга генератора прямо пропорційна кількості витків котушки та частоті зміни е.р.с. Зменшення кількості витків може призвести до того, що генератор не зможе

підтримувати необхідну напругу при тих же швидкостях що і базовий генератор. Але в цьому випадку це допустимо, оскільки ми можемо використовувати його на повну потужність тільки правіше точки K_2 , яка відповідає більшим обертам генератора порівняно з точкою K_1 .

Таким чином, потужність розробленого генератора буде змінюватися як показано на рис. 3.10.

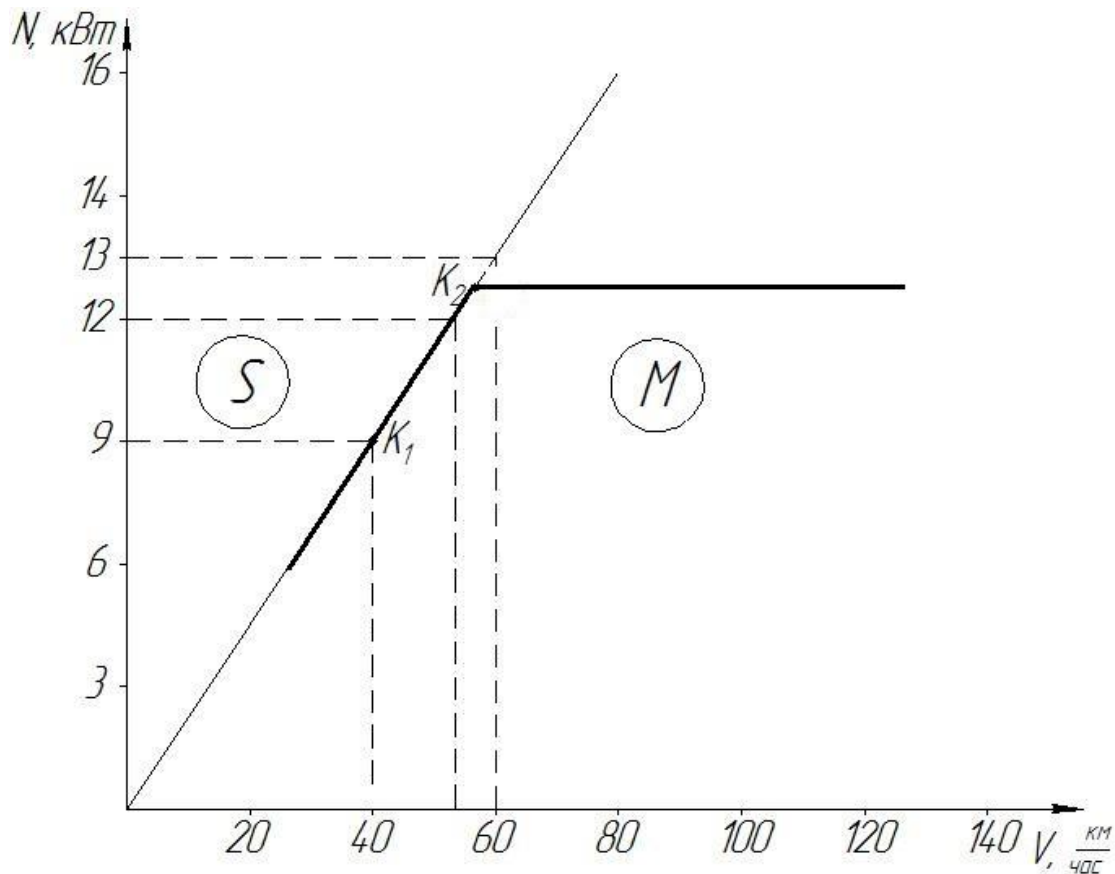


Рисунок 3.10 - Потужність модернізованого генератора

При чому робота генератора не обов'язково повинна обмежуватись точкою K_1 . Завдяки тому, що навантаженням генератора є споживачі, які включено через перетворювачі, робота генератора може бути забезпечена до швидкостей суттєво менших ніж при роботі стандартного генератора.

Зазначимо, що теоретичне обґрунтування можливості збільшення потужності без перевантаження генератора стало можливим після розробки і випробування регулятора напруги, що був описаний раніше. Суттєвою його відмінністю є можливість забезпечувати підтримку різного рівня напруги в

залежності від обертів генератора. А це, в свою чергу, неможливо без зменшення кількості витків котушок і відповідно зниження напруги при малих обертах генератора. При використанні нового регулятора напруги це не тільки допустимо, але й бажано, оскільки при зниженні напруги зменшується потужність генератора при малих обертах саме тоді, коли потужність привода є недостатньою.

Оскільки розроблений нами генератор має потужність на 25% більшу ніж прототип [96], на базі якого він виготовлений, то відповідно зросло й теплове навантаження на корпус генератора. Виконання генератора 1Р65 і розсіяти тепло може тільки герметичний корпус, площу поверхні якого збільшено на 50% за рахунок приварки ребер (рис. 3.11).

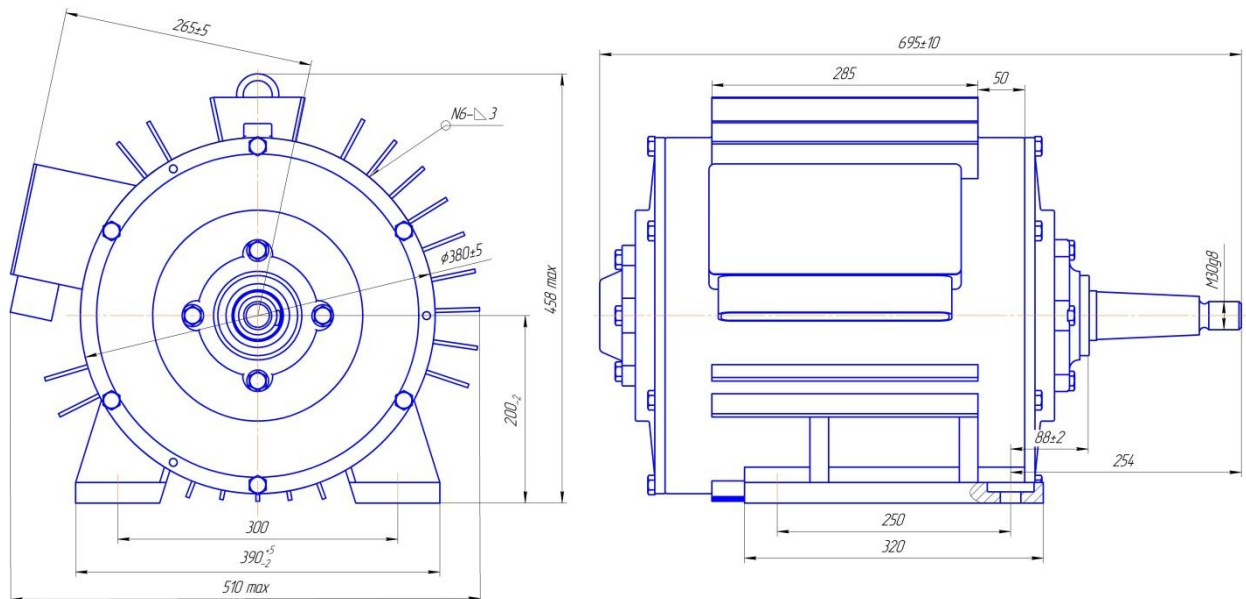


Рисунок 3.11 - Зовнішній вигляд генератора після модернізації

Були проведені теплові випробування генератора. З цією метою генератор було встановлено на обкаточний стенд, схема якого приведена на рис. 3.12.

Генератор навантажувався номінальним навантаженням 12,5 кВА та обдувався під час випробування вентилятором, який забезпечував швидкість повітря в зоні поверхні генератора 30-40 км/год [97]. Як видно з графіка (рис. 3.13) різниця температури корпусу генератора і охолоджуючого повітря

не перевищує 30° С, що відповідає ТУ на підвагонні генератори аналогічного призначення [96].

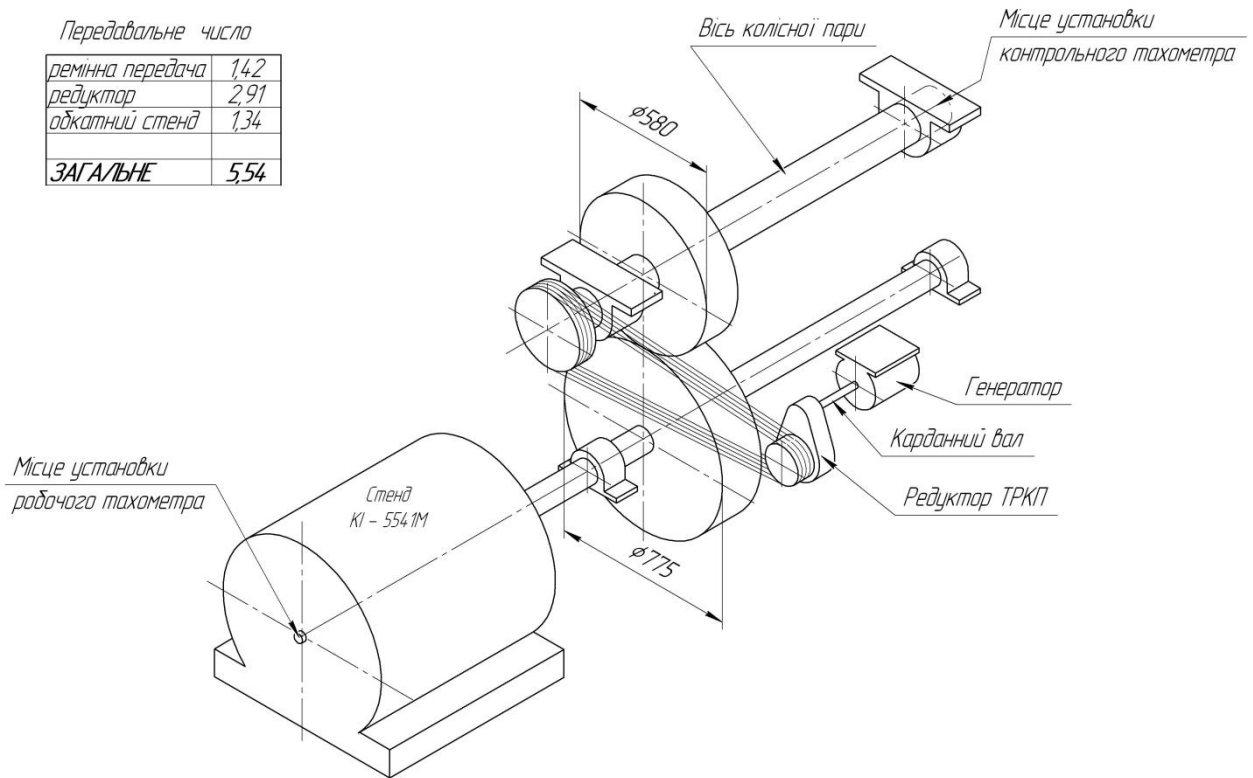


Рисунок 3.12 - Схема випробувального стенда

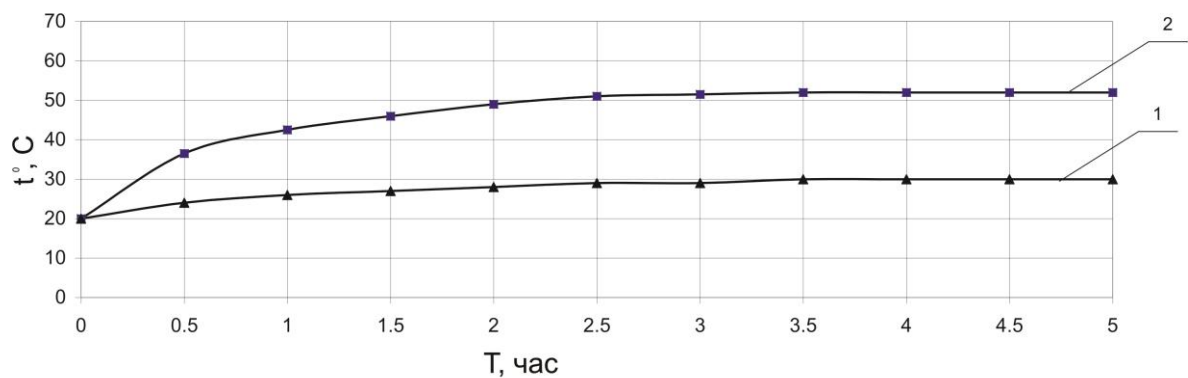


Рисунок 3.13 - Залежність температури 2 корпусу генератора та температури 1 повітря в приміщенні від часу роботи генератора на потужності 12,5 кВт

Вивчалася також здатність модернізованого генератора підтримувати необхідну напругу в усьому діапазоні швидкостей, особливо при невеликих швидкостях, коли потужність системи обмежена. Крім того, досліджувалася можливість підтримання генератором в усьому діапазоні швидкостей

необхідної потужності, знову ж таки, особливо при частоті обертання генератора меншій за номінальну. Випробування проводилися на стенді (рис. 3.12). Навантаження генератора здійснювалося повітрянагрівачами, поділеними на групи для зручності зміни навантаження, які обдувалися вентилятором.

Як напруга, так і потужність модернізованого генератора відповідають заданим при розробці параметрам. Генератори підвищеної потужності розроблені в двох варіантах: з однією обмоткою на промислову напругу для використання в якості додаткового генератора, і з двома обмотками, одна з яких промислової напруги, а друга з низьковольтною напругою. Такі генератори можуть бути використані попарно, при чому низьковольтні напруги генераторів налаштовуються на паралельну роботу і живлять системи вагона. Сумарна потужність генераторів у такому режимі складає близько 25 кВт.

3.4. Удосконалення конструкції привода генератора від торця осі колісної пари

При двогенераторній схемі енергозабезпечення [15] пасажирського вагона, що може використовуватися в разі оснащення його кондиціонером, використовуються стандартні приводи від торця осі.

Однак робота привода при двогенераторній схемі має суттєві відмінності. По-перше, при роботі кондиціонера навантаження на привод значний проміжок часу може дорівнювати максимально допустимому. По-друге, якщо в одногенераторній схемі втрата тягової здатності привода, наприклад в результаті ковзання пасів, просто призведе до переключення живлення на АБ, то у двогенераторній це призведе до спрацювання системи захисту. Тобто, наслідки незадовільної роботи привода більш суттєві. По-третє, ця робота має і прикладне значення, тому і розгляд основних систем вагона в комплексі заслуговує на увагу. І нарешті, під час експлуатаційних

випробувань дослідного зразка вагона знос пасів на додатковому генераторі був значно інтенсивнішим ніж на основному.

В експлуатації знаходяться дві модифікації привода: ТРК, призначений для роботи з генератором 2ГВ-003 в електричних схемах ЕВ-7 та ТК-2, призначений для роботи з генератором 2ГВ-008 в електричних схемах ЕВ-10 [98, 99]. Ці схеми постійно вдосконалюються, тому застосовується декілька аналогів вказаних генераторів, в основному російського виробництва. Обидва привода з'єднують генератор з торцем осі колісної пари клинопасовою передачею. У приводі ТРК у цьому ланцюгу присутній ще і зубчатий одноступеневий редуктор, що дозволяє збільшити її передатне відношення. Вказані приводи широко поширені [100]. Ними обладнано 2/3 пасажирських вагонів. Їх обслуговування і ремонт організовано на високому рівні. Незважаючи на значний час використання приводів і наявність відповідної літератури, у визначенні потужності приводів є багато невідповідностей і навіть протиріч. В новій інструкції ЦІ-0078 [101], вказано, що потужність приводів у діапазоні 40...160 км/год (37...160 км/год для ТРК) складає 8 кВт. Уже традиційно для цих приводів потужність вимірюється на виході випрямляча вагона за постійним струмом. Фактично, це і є потужність, необхідна для вагона з електрообладнанням ЕВ-7 та ЕВ-10 (у ЕВ-10 при швидкості більше 50 км/год – 9 кВт). Вказана потужність привода може бути достатньою для живлення економічного кондиціонера. Привод, що забезпечує на виході з випрямляча 8 кВт при швидкостях 37...40 км/год, при збільшенні швидкості зможе передати значно більшу потужність, що в комплексі з модернізованим генератором повністю може задовільнити потреби в енергії вагонного кондиціонера.

Для забезпечення такої електричної потужності пасова передача привода повинна мати механічну потужність дещо більшу за електричну потужність, а саме:

$$P_{\text{пр}} = (P_{\text{ваг}} + P_{\text{випр}}) / \eta_{\text{ген}}, \quad (3.3)$$

де $P_{\text{пр}}$ – потужність привода;

$P_{\text{ваг}}$ – потужність, що споживається електрообладнанням вагона;

$P_{\text{випр}}$ – втрати у випрямлячі;

$\eta_{\text{ген}}$ – ККД генератора.

Таким чином, при потужності користувачів вагона 8 кВт, потужність привода не може бути нижчою від 9,5...10,5 кВт.

Нам відомі геометричні параметри приводів, типи пасів, їх кількість і норматив затягання пристрою натягу. Використовуючи довідники [102, 103] неважко переконатися, що пасова передача обох приводів не в змозі передати необхідну потужність при швидкості вагона 40 км/год, якщо натяг ременів буде відповідати нормативним документам. Так згідно табл. XIII-19 довідника [102] потужність, що передається пасом С (або пасом В за старою класифікацією), що застосовується в приводах ТРК, на 40% менше від необхідної. За формулою (28) довідника [102] попередній натяг пасів має суттєво перевищувати натяг, вказаний в інструкції. Звичайно при розрахунках використовується ряд коефіцієнтів, тобто є певний запас, але й умови, в яких працюють приводи, доволі жорсткі. Розглянувши більш детально натяжний пристрій приводу ТРК, неважко підрахувати, що допуски геометричних розмірів деталей та допустимі жорсткості пружин забезпечують попередній натяг пасів з зусиллям 200...400 кг, в той час як вважається, що натяг дорівнює 315...330 кг [104].

Існує ще один недолік в конструкції приводів: потужність, що передається, в значній мірі залежить від напрямку обертання привода, тобто від напрямку руху вагона. Такий ефект пояснюється на прикладі привода ТРК (рис. 3.14).

Зміна напрямку руху вагона призводить до зміни навантаження на пружинний механізм пристрою натягу. При відсутності компенсаторів цього ефекту, натяг пасів і, відповідно, потужність, що передається, змінюється. У приводі ТК компенсатор відсутній, а у ТРК в натяжному пристрої є додаткова пружина великої жорсткості [105].

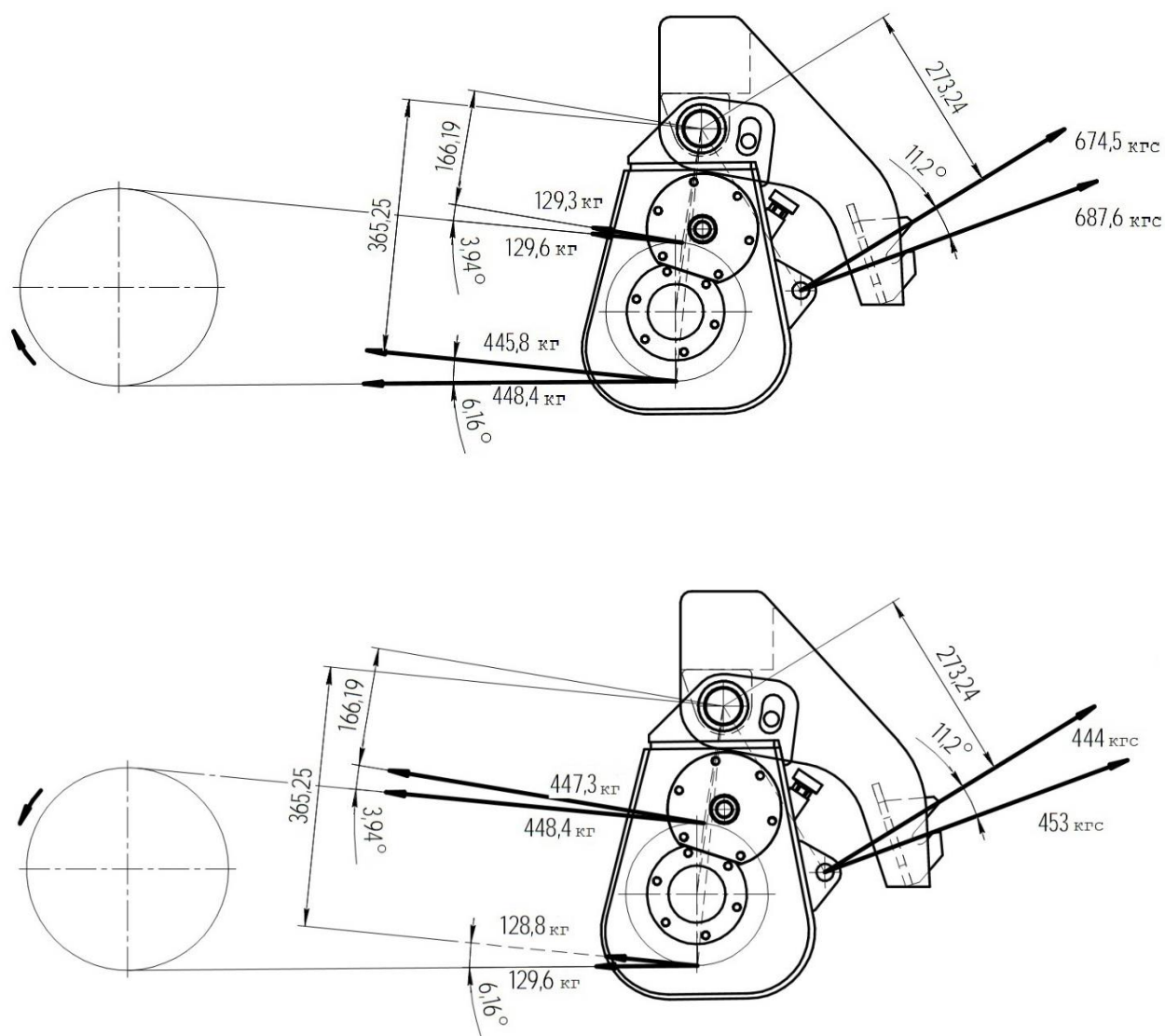


Рисунок 3.14 - Зміна навантаження на пристрій натягу привода в залежності від напрямку обертання

Проаналізуємо роботу приводів на вагонах. На графіку 1 (рис. 3.15) механічну потужність привода, що виражена в електричній потужності за постійним струмом, позначимо прямою 1.

Розглянувши роботу системи ЕВ-10 (привод ТК-2) з урахуванням зміщення точки переключення з батареї на генератор в залежності від ввімкненого навантаження і струму зарядки батарей в залежності від швидкості руху, отримуємо криву 2. Ця крива, що враховує також і допуски регулювання, характеризує верхню межу потужності, що споживається, в

залежності від швидкості руху вагона [106-108]. Аналогічно для системи ЕВ-7 (привод ТРК) одержуємо пряму 3.

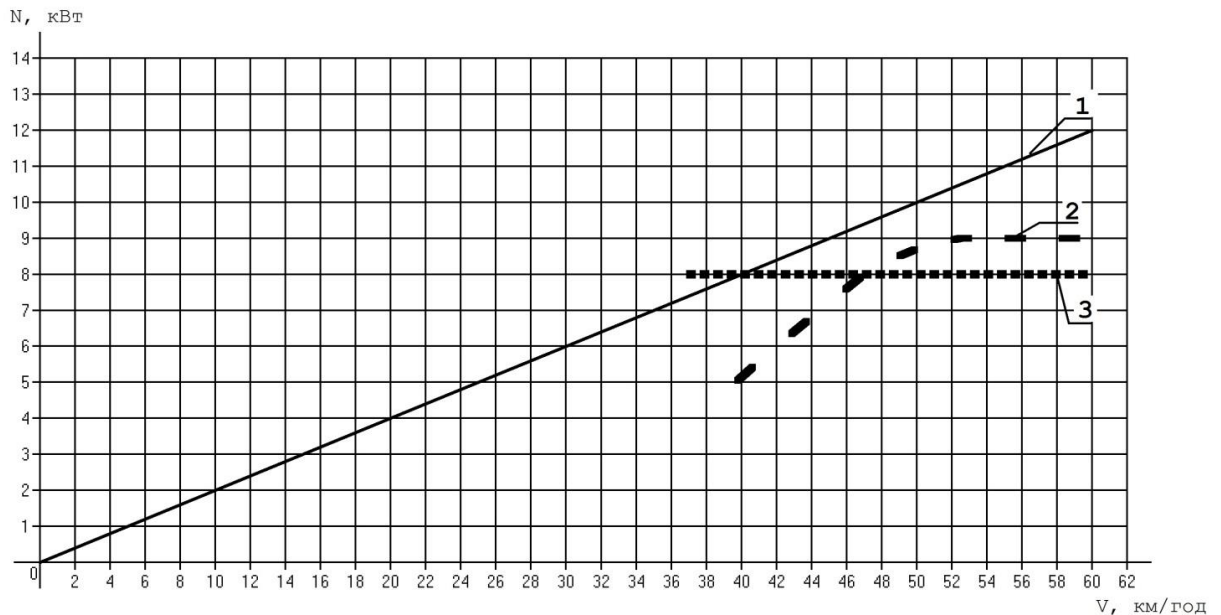


Рисунок 3.15 - Потужності, що передаються приводами ТК-2 (електрична схема ЕВ-10) та ТРК (електрична схема ЕВ-7)

Слід також зазначити, що привод ТРК для реалізації поставленої задачі по забезпеченню енергією кондиціонера виглядає більш привабливо не тільки через більший коефіцієнт потужності, що підтверджується розрахунками, але і через більш досконалий пристрій натягу, що має внутрішню додаткову пружину великої жорсткості, яка дозволяє приводу в меншій мірі реагувати на зміну напрямку обертання.

Як видно з представлених матеріалів в одногенераторних схемах використовуються приводи з примітивним налаштуванням пристрою натягу за довжиною зовнішньої пружини. Таке налаштування в поєднанні з низькоякісними пасами, що змінюють розміри в процесі експлуатації, не може гарантувати якісної передачі потужності у двогенераторній схемі.

Наше завдання полягає в тому, щоб досягти гарантованої якості роботи привода.

Для покращення характеристик привода скористаємося роботами російських вчених [109-111], які не тільки підтверджують зроблені нами висновки, але і пропонують шляхи подолання виявлених недоліків. Зокрема для підвищення тягової здатності приводів від торця осі пропонується використовувати паси типу ХРВ (для приводів ТК-2) і ХРС (для приводів ТРК). Тягова здатність цих пасів суттєво залежить від виробника. Росіяни провели випробування пасів такого типу фірми «PIX», і фірми «Volta ISB». Нами вибрано більш доступні на Україні паси німецької фірми «Continental ContiTech» [112, 113].

Змінимо також налаштування привода, здійснюючи контроль натягу пасів шляхом вимірювання їх прогину від контрольної ваги.

Випробування були проведені у два етапи. Перший полягає в тому, щоб порівняти роботу пасів типу С та ХРС на режимах близьких до буксування. Для цього обидва паси були встановлені по черзі на стенд. Натяг пасів, а також навантаження генератора налаштовувалися однаковими для кожного випадку. Натяг забезпечувався не за розміром пружини, а за прогином паса. Оберти привода двигуна зменшувалися для одержання нестабільної роботи привода (буксування). Для кожного типу пасів це необхідно зробити не менше 5 разів у кожному напрямку обертання. Результат фіксується візуально за показниками моменту приладу стенда.

Під час випробувань підтверджено, що паси ХРС мають однакові розміри і при навантаженнях не розтягуються. При перевантаженні ковзання збільшувалося плавно і паси ХРС продовжували передавати навантаження, в той час як паси С більш схильні до буксування. Звичайно, що отримані нами результати в реальних умовах експлуатації можуть бути гіршими, але якість і тягова здатність випробуваних пасів підтверджують доцільність їх використання для покращення характеристик приводів ТРК.

На другому етапі привод з пасами ХРС було випробувано аналогічно до вимоги ковзання 2,5%, змінюючи натяг пасів і фіксуючи максимальну потужність навантаження при умовній швидкості 40 км/год.

Для проведення випробувань ми помістили комплект пасів ХРС на стенд для обкатки редукторів (див. фото рис. 3.16). На виході генератора встановили активне навантаження, що дозволило, плавно збільшуючи напругу генератора, регулювати потужність, що передається приводом. Контроль співвідношення обертів генератора та приводної осі стенда здійснювався за допомогою двоканального осцилографа (DS1022C № DS1022200004589), яким вимірювалася частота генератора та тахогенератора штатного тахометра, що підключений на приводі стенда. Контроль попереднього натягу пасів здійснювався шляхом вимірювання прогину від контрольної ваги.



Рисунок 3.16 - Паси ХРС фірми Continental ContiTech на випробувальному стенді

При обмеженні ковзання пасів в 2,5% та при швидкостях приводної колісної пари 220 об/хв. (40 км/год) нами одержані наступні результати, які занесені до табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Потужність, що передається клинопасовою передачею, в залежності від попереднього натягу пасів

Попередній натяг пасів, кг	240	320	400
Потужність на виході генератора, кВт	9,2	11,85	14,6

Як видно з таблиці, результати цілком задовільні. Завдяки високій якості пасів ХРС, що мають стабільні геометричні параметри, їх зчеплення зі шківом є більш надійним. Крім того, переріз паса не потребує переточування або заміни шківів. Іншими словами, паси ХРС хоч і мають інший переріз, але є взаємозамінними з пасами, що застосовуються на даному етапі на вагонах. При цьому бажано передати потужність без суттєвого збільшення натягу пасів, так як понаднормовий натяг пасів призведе до збільшення навантаження на вали передачі, що вкрай негативно відіб'ється на їх надійності. Тобто, бажано збільшити потужність передачі за рахунок збільшення коефіцієнту тертя між шківом і пасом. Паси ХРС мають краще зчеплення зі шківом і можуть забезпечити передачу потужності без збільшення натягу пасів.

Висновки до розділу 3

1. За результатами аналізу факторів, що впливають на стійкість системи енергозабезпечення встановлено, що значний вплив на стійкість системи енергопостачання у ланцюгу додаткового генератора здійснює режим роботи перетворювача.
2. Вперше реалізовано режим роботи перетворювачів від генератора, потужність якого дорівнює потужності навантаження перетворювачів. Завдяки проведеним дослідженням виявлено механізми, за допомогою яких можливе керування стійкістю роботи системи генератор-перетворювач. Проведена робота дозволяє відмовитися від

використання акумуляторної батареї в якості постійного навантаження додаткового генератора, яка слугувала також і для стабілізації його роботи. При обмеженій потужності генераторів це суттєво економить енергію.

3. Вирішено завдання із забезпечення стійкої роботи системи енергопостачання у ланцюгу додаткового генератора двогенераторної незалежної схеми енергозабезпечення. Це стало можливим за рахунок використання режиму роботи перетворювача, коли його вихідна частота і напруга пропорційні його вхідній напрузі. Проведені дослідження дозволили покращити стабільність роботи системи енергозабезпечення додаткового генератора, від якого здійснюється живлення електродвигуна компресора кондиціонера.
4. У результаті проведених теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що завдяки зміні коефіцієнту зв'язку між вхідною напругою перетворювача та його вихідною частотою і напругою можна впливати на стабільність роботи системи енергозабезпечення.
5. Вирішено завдання з підвищення точності регулювання напруги додаткового генератора за рахунок використання розробленого регулятора напруги на базі перетворювача частоти, який дозволяє здійснювати ефективне управління генератором як зі стабільною вихідною напругою, так і зі змінною і має у своєму складі як пропорційну, так і диференціальну та інтегральну складові. Підвищення точності регулювання є дуже важливим для двогенераторної системи життєзабезпечення, бо сприяє забезпеченню надійної роботи ланцюга додаткового генератора. Результати проведених електротехнічних випробувань дослідного зразка пасажирського вагона, обладнаного системою життєзабезпечення на основі двогенераторної схеми, показали, що усі показники знаходяться

у межах норм, при цьому гармонійні коливання у ланцюгу додаткового генератора відсутні.

6. Розроблена система управління генератором дозволяє керувати його роботою при значно менших швидкостях потяга порівняно зі штатними генераторами. Завдяки цьому вдалося подовжити генераторний режим роботи кондиціонера, який є менш енерговитратним у порівнянні з акумуляторним.
7. Розроблений БРН для управління генератором виготовлений на базі типових комплектуючих, а отже його ремонт і заміна значно спрощуються.
8. Розроблена незалежна схема збудження генератора забезпечує його надійну роботу в усьому діапазоні швидкостей обертання.
9. Вирішено завдання зі збільшення потужності додаткового генератора за рахунок його роботи зі змінною напругою. Це дозволяє підвищити потужність генератора при збільшенні його обертів до досягнення заданої величини.
10. Вирішено завдання зі збільшення потужності привода від торця осі колісної пари за рахунок використання пасів ХРС. Проведені дослідження дозволили підвищити надійність роботи привода додаткового генератора.
11. Налаштування пасової передачі в двогенераторній схемі доцільно здійснювати за допомогою виміру прогину від контрольної ваги. Цей метод є більш точним, тому його застосування забезпечить натяг пасів у межах передбачених нормативною документацією.
12. Результати, викладені у даному розділі, опубліковані у роботах [91, 112-115].

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОБОТИ КОНДИЦІОНЕРА НА НЕКУПЕЙНОМУ ВАГОНІ В РЕЖИМІ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

4.1. Переваги і недоліки роботи кондиціонера в режимі теплового насоса

Робота кондиціонера в режимі теплового насоса вже стала нормою для більшості типів побутових і промислових кондиціонерів. Приваблює такий режим економічністю, простою реалізацією та відмінними гігієнічними характеристиками [49]. Крім того, тепловий насос сприяє зменшенню антропогенного впливу на навколишнє середовище. Європейський парламент визнав теплові насоси технологією, що використовує відновлювальні джерела енергії [116]. В країнах Європи та Японії їх частка постійно збільшується, а виробники теплових насосів підтримуються і заохочуються державною політикою [117, 118]. Світова практика використання теплових насосів підтверджує їх високу енергетичну ефективність, надійність і довговічність [118]. Не дивно, що ще в радянські часи з'явилися спроби використання такого режиму і в транспортному варіанті для опалення пасажирських вагонів [50-53]. На сьогодні такий режим на вагонах України та РФ використовується досить рідко, зокрема на кондиціонерах АВК-30С, виробництва НВО «Екватор» м. Миколаїв [119] та КЖ2-4,5/2,5Т, виробництва ТОВ «Балтійські системи кондиціонування» м. Санкт-Петербург [120]. Крім того, теплонасосний режим роботи притаманний навіть нетрадиційному сучасному обладнанню для пасажирських вагонів [121].

Робота вагонного кондиціонера в режимі теплового насоса приваблює з декількох причин:

а) Система кондиціонування вагона – це досить дороге і металомістке обладнання, яке працює лише декілька місяців на рік, тому збільшення періоду роботи скорочуватиме термін його окупності.

б) Використання кондиціонера в режимі теплового насоса надзвичайно комфортне. Перехід з режиму охолодження в режим нагріву здійснюється за хвилини і може відбуватися при потребі автоматично.

в) Опалення вагона кондиціонером може відбуватися незалежно від початку опалювального сезону. Тобто, нагрівання повітря може здійснюватися і в літній період, наприклад, прохолодними ночами.

г) Ціна кондиціонера обладнаного такою функцією збільшується в незначній мірі (в 1,05-1,15 рази) [122-124].

д) Робота кондиціонера в режимі теплового насоса надзвичайно економічна. Опалювальний коефіцієнт COP може перевищувати «4», тобто на 1 кВт витраченої електричної енергії можна отримати 4 кВт тепла [125, 126].

Незважаючи на наявні переваги, теплонасосний режим роботи не став нормою для вагонних кондиціонерів, що пояснюється деякими технічними труднощами. Так випробування дослідного вагона підтвердили високу ефективність та зручність використання теплонасосного режиму кондиціонера для підтримки температури в салоні. Однак, були виявлені і суттєві недоліки, головний серед яких – нерівномірність температури як по довжині, так і по висоті вагона. Особливо значний перепад температур, майже в чотири рази більший за санітарні норми, фіксувався в останньому купе (з некотлової сторони) [54]. Такий стан речей унеможлилював використання теплонасосного режиму для опалення вагона.

Метою проведених досліджень є усунення виявлених недоліків при використанні кондиціонера для опалення плацкартного вагона. Розглянемо більш детально, яким чином працює кліматична система вагона.

Розподіл повітря в купе вагона некупейного типу, який не має кліматичної установки, здійснюється за допомогою двох

повітророзподільників. Кожен з них має прямокутну форму та направляючі пластини, які забезпечують формування плоских струменів з відхиленням від вертикалі приблизно на 15° (рис. 4.1). Площа одного розподільника $0,06 \text{ м}^2$.

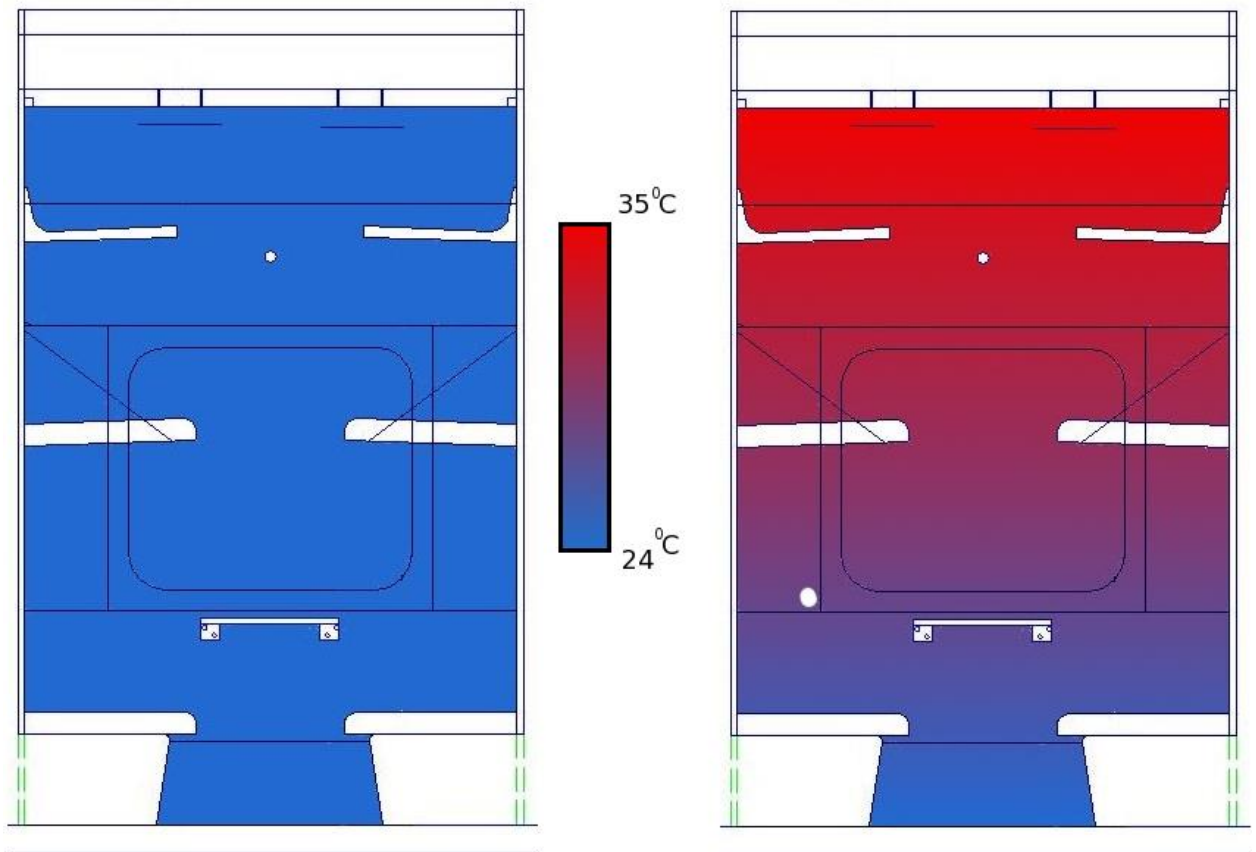
У кожному купе встановлено паралельно два розподільника на відстані 650 мм таким чином, щоб сформовані ними повітряні потоки були направлені один до одного. Таким чином, формується плоский вертикальний потік припливного повітря, направлений зверху вниз.



Рис. 4.1. Повітророзподільник.

При встановленні на вагон кліматичної установки, виконувати розподіл припливного повітря такими розподільниками неможливо через значне направлення потоку повітря вниз. Це, в свою чергу, призводить до значних перепадів температури в купе. Для розподілу холодного повітря розподільники замінюються на нові або модернізуються. Найбільшого поширення набули розподільники повітря типу Мультивент або щілинні. Оскільки на дослідному вагоні були використані саме щілинні розподільники, то саме їх роботу і буде розглянуто. Основна задача цих приладів полягає в рівномірному розподілі холодного повітря понад стелею та перемішування його з верхнім шаром повітрям купе. Швидкість повітря в цьому випадку значно зменшується, і, переважно за рахунок власної ваги,

холодне повітря опускається донизу, інтенсивно змішуючись з більш легким теплим повітрям (рис. 4.2 а) [38].



а – розподіл температур при роботі кондиціонера на охолодження;

б – розподіл температур при роботі кондиціонера в режимі теплового насоса.

Рисунок 4.2 - Температурне поле купе при роботі кондиціонера на охолодження та в режимі теплового насоса при верхній подачі повітря

Якщо ж через такий модернізований розподільник подати в купе тепле, більш легке, повітря, то малі швидкості і незначна кінетична енергія не дозволять йому інтенсивно перемішуватися з холодним повітрям (рис. 4.2 б). Таким чином, тепле повітря буде поступово витискатися донизу купе, втрачаючи температуру за рахунок теплообміну. Цей процес є складним, так як на його протікання впливає багато чинників, врахувати які в повній мірі складно. У нашому випадку, з метою спрощення системи, доцільно замінити складний процес теплообміну більш простим, в якому умовно теплообмін між теплим повітрям і елементами купе здійснюється рівномірно по всій

висоті купе. Тобто, кількість тепла, яке повітря віддає в процесі теплообміну, пропорційна шляху його проходження.

Плацкартний вагон має 9 відкритих купе, службове приміщення та купе провідника, які в сумі можна прирівняти до 10 купе. Службове та купе провідника відокремлюються від салону вагона вогнетривкою перегородкою з суцільними дверима. Таким чином, повітря, що розподіляється в ці купе в кількості приблизно 1/10 від загального об'єму видаляється через дефлектор туалету котлової сторони назовні. Рециркуляція цього повітря не проводиться. Те ж припливне повітря, що попадає до салону, видаляється двома шляхами: 2/10 від загального об'єму повітря назовні через решітки внизу дверей з некотлової сторони та через дефлектор туалету. Інші 7/10 повертаються в рециркуляційний канал, розташований з котлової сторони [38, 39, 127].

Через рециркуляційний канал проходить значно більше повітря і з більшою швидкістю, що призводить до більш інтенсивного перемішування повітря, тому різниця температур по висоті в купе, наближених до рециркуляційного каналу, є меншою. Через дефлектор некотлової сторони вагона видаляється повітря в об'ємі 2/10 від загального. Тобто, приблизно з двох купе. Останні купе розташовані поряд з випускними решітками дверей, а це дає нам підставу припустити, що більшість повітря, яке подається в останні купе буде видалена саме цим шляхом. Розглянемо більш детально процес вентиляції на прикладі останнього купе. До купе потрапляє приблизно 1/10 загального обсягу повітря, тобто близько 500 м³/год (0,140 м³/с), яке подається через два розподільники по 6 дм² кожний. Таким чином, на виході з них повітря рухається зі швидкістю:

$$P_p = (0,1) V_{\text{заг}} / S_p,$$

де P_p – швидкість повітря, м/с;

V – загальний об'єм повітря, що подається вентилятором до салону в одиницю часу, м³/с;

S_p – площа прохідного перетину отворів решіток повітророзподільників, м².

$$P_p = 0,14 / 0,12 = 1,17 \text{ м/сек.}$$

Це повітря за допомогою відбійників розподіляється понад стелею, площа якої 5,16 м² [26], тобто в 42 рази більша за площу розподільників.

Так як повітря тепле і гравітаційні сили утримують його у верхній частині купе, то швидкість переміщення також знизиться в 42 рази, і становитиме 0,027 м/с. Проходячи з такою швидкістю до низу купе і віддаючи тепло, охолоджене повітря видаляється через решітки дверей. При такій системі вентиляції слід очікувати більшого перепаду температури по висоті купе порівняно з перепадом біля рециркуляційного каналу, так як перемішування повітря в цьому випадку мінімальне.

Купе плацкартного вагона відкрите, тому вже на відмітці 2 м від підлоги з'явиться можливість перетоку повітря в інше купе. З іншого боку, цей процес не може бути інтенсивним, оскільки в інших купе умови ідентичні і рівність тиску уповільнить процес перетоку. Система вентиляції вагона, обладнаного кліматичною установкою, передбачає рециркуляцію, приток свіжого і видалення відпрацьованого повітря. На відміну від купейного вагона, кожне купе якого при працюючому кондиціонері має закриті двері з решіткою внизу, яка впорядковує потік повітря, купе плацкартного вагона, має постійно відкриті отвори у двох напрямках. Конструкція системи вентиляції вагона дозволяє розподілити припливне повітря по купе майже рівномірно [39]. У той же час, робить неможливим підтримку співвідношення між повітрям, яке виходить назовні і повертається в рециркуляційний канал для кожного купе окремо.

4.2. Моделювання температурного стану вагона при роботі кондиціонера в режимі теплового насоса

У найгіршому стані, з точки зору максимального вертикального перепаду температур, знаходиться останнє купе вагона. Це пояснюється відсутністю перемішування повітря, що подається зверху і виходить через решітки внизу дверей коридору, а також наявністю більш прохолодної перегородки з боку туалету, порівняно з іншими купе. Отже, для складання математичної моделі теплообміну в останньому купе вагона, робимо ряд припущень:

- Теплообмін між теплим повітрям і елементами купе здійснюється рівномірно по всій висоті купе, тобто в процесі теплообміну кількість тепла, що віддається повітрям, пропорційна шляху його проходження;

- Перетік повітря між купе відсутній і все повітря, що надходить до купе зверху видаляється через решітку знизу.

Таким чином, перепад по висоті Δt_v складе:

$$\Delta t_v = \Delta t_1 + \Delta t_2, \quad (4.1)$$

де Δt_1 – перепад температури по висоті, спричинений охолодженням припливного повітря;

Δt_2 – перепад температури за рахунок додаткового охолодження повітря перегородкою, що межує з туалетом.

Розглянемо більш детально, яким чином формується перепад Δt_1 . Як було сказано вище, припускаємо, що гаряче повітря, потрапляючи до купе, віддає тепло рівномірно по висоті купе H . Оскільки перепад температури нормується лише в зоні знаходження пасажирів [43, 54], то відстань між верхнім і нижнім датчиками (які використовуються для вимірювання перепаду температур) цієї зони позначено як h . Тоді, теплота, що припадає на висоту h , складає:

$$Q_h = (h/H) \cdot Q_{\text{купе}}, \quad (4.2)$$

де $Q_{\text{купе}}$ – теплота, яку тепле повітря віддає купе.

Носієм тепла, в даному випадку, є припливне повітря, а кількість відданого тепла в купе:

$$Q_{\text{купе}} = C_p \cdot \rho \cdot V_K \cdot \Delta t_1, \quad (4.3)$$

де C_p – теплоємність повітря;

ρ – питома вага повітря;

V_K – об'єм повітря, що проходить через одне купе в одиницю часу;

Δt_1 – перепад температур по висоті, спричинений охолодженням припливного повітря.

Тоді

$$Q_h = (h/H) \cdot C_p \rho V_K \Delta t_1,$$

звідки

$$\Delta t_1 = (h Q_{\text{купе}}) / (H C_p \rho V_K) \quad (4.4)$$

Оскільки $Q_{\text{купе}} = 0,1 Q_{\text{загального}}$, а $V_K = 0,1 V_{\text{загального}}$, то зручніше користуватися формулою

$$\Delta t_1 = (h Q_{\text{заг}}) / (H C_p \rho V_{\text{заг}}), \quad (4.5)$$

де $Q_{\text{заг}}$ – загальний теплоприплив від теплового повітря.

Іншим фактором, який впливає на температуру останнього купе є його межування з туалетом. На відміну від інших купе, температура в яких майже однакова, температура повітря туалету нижча. Площа спільної з туалетом перегородки некупейного вагона становить $7,54 \text{ м}^2$ [26], різниця температур згідно норм [54, 128] складає 4°C . Знайдемо кількість теплоти, яка буде втрачена останнім купе через межування з туалетом:

$$Q_{\text{дод}} = F \cdot K \cdot (t_3 - t_v) \quad \text{або}$$

$$Q_{\text{дод}} = F \cdot K \cdot \Delta t, \quad (4.6)$$

де F – площа перегородки;

K – коефіцієнт теплопередачі;

Δt – різниця температур між приміщеннями.

Знайдемо тепер коефіцієнт теплопередачі

$$K = 1/R_o, \quad (4.7)$$

$$R_o = \Sigma R_1 + R_n + R_v, \quad (4.8)$$

де R_0 – загальний термічний опір;

R_1 – внутрішній термічний опір огороження;

R_n – термічний опір між зовнішнім повітрям і огороженням;

R_b – термічний опір між огороженням і внутрішнім повітрям.

$$R_1 = \partial_i / \lambda_i,$$

де ∂_i – товщина кожного шару огороження;

λ_i – коефіцієнт теплопровідності кожного шару огороження.

$$R_n = 1/a_3,$$

де a_3 – коефіцієнт тепловіддачі між зовнішнім повітрям і перегородкою.

$$R_b = 1/a_b,$$

де a_b – коефіцієнт тепловіддачі між перегородкою та внутрішнім повітрям.

Аналогічно (4.4) та враховуючи, що $V_{\text{купе}} = 0,1V_{\text{заг}}$, знайдемо додатковий перепад температури Δt_2 :

$$\Delta t_2 = h \cdot Q_{\text{дод}} / 0,1H \cdot C_p \cdot \rho \cdot V_{\text{заг}}, \quad (4.9)$$

Підставивши значення Δt_1 та Δt_2 з формул (4.5) та (4.9) до (4.1), одержимо:

$$\Delta t_b = (h \cdot Q_{\text{заг}}) / (H \cdot C_p \cdot \rho \cdot V_{\text{заг}}) + (h \cdot Q_{\text{дод}}) / (0,1H \cdot C_p \cdot \rho \cdot V_{\text{заг}}) \quad (4.10)$$

Для перевірки одержаних результатів було використано дані, одержані при випробуваннях вагона №046-20043 [36, 54]. З цією метою спочатку було знайдено $Q_{\text{дод}}$:

Для цього були задані наступні вихідні дані:

$$F = 7,54 \text{ м}^2;$$

$$\lambda = 0,41 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

$$\partial = 0,026 \text{ м};$$

$$a_b = 9,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

$$\Delta t_{\text{г}} = 4^\circ \text{C}.$$

$$a_3 = 23,26 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

де $\Delta t_{\text{г}}$ – допустимий перепад температур між температурою повітря в туалеті і температурою повітря салону.

Величина Δt прийнята згідно санітарних норм [128].

$$Q_{\text{дод}} = (7,54 \cdot 4) / (0,026 / 0,41 + 1 / 9,3 + 1 / 23,26) = 30,16 / (0,063 + 0,108 + 0,043) = 30,16 / 0,214 = 141 \text{ Вт}.$$

За формулою (4.10) знайдемо Δt_b :

Вихідні дані:

$$H = 1,6 \text{ м};$$

$$Q_{\text{заг}} = 22100 \text{ Вт};$$

$$H = 2,58 \text{ м};$$

$$Q_{\text{дод}} = 141 \text{ Вт};$$

$$\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3;$$

$$C_p = 1005 \text{ Дж/(кг·К)};$$

$$V_{\text{заг}} = 1,33 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$\begin{aligned} \Delta t_b &= 1,6 \cdot 22100 / 2,58 \cdot 1005 \cdot 1,2 \cdot 1,33 + 1,6 \cdot 141 / 2,58 \cdot 1005 \cdot 1,2 \cdot 0,1 \cdot 1,33 = \\ &= 8,55 + 0,54 = 9,09^\circ \text{ С} \end{aligned} \quad (4.11)$$

За експериментальними даними [54] $\Delta t_b = 11^\circ \text{ С}$.

Відхилення у 17% одержаних результатів від експериментальних даних говорить про те, що складена математична модель (4.10) не забезпечує надто високої точності. В той же час, слід зазначити, що такі параметри як холодо- та теплопродуктивність кондиціонера, об'єм повітря, його розподіл і т. ін., як правило, не вимірюються надто точно. Так при випробуваннях вагона теплопродуктивність виміряна з похибкою $\pm 12\%$; об'єм припливного повітря – $\pm 8,3\%$; нерівномірність розподілу припливного повітря допускається на рівні 10% [54].

Задача нашої математичної моделі – сприяти визначенню сфери застосування теплонасосного режиму роботи кондиціонера. При чому, не конкретного, а узагальненого з середніми технічними характеристиками, тому отримані розрахункові показники нас цілком задовольняють.

Проаналізуємо отримані результати більш детально. По перше з (4.11) видно, що вплив складової Δt_2 на кінцевий результат незначний. Крім того, при її обчисленні ми приймали різницю температур визначену нормами. Отже, для зручності розрахунків можна прийняти, що Δt_2 становить $0,5^\circ \text{ С}$. Тоді формулу (4.10) можна записати як:

$$\Delta t_b = (h \cdot Q_{\text{заг}}) / (H \cdot C_p \cdot \rho \cdot V_{\text{заг}}) + 0,5^\circ \text{ С} \quad (4.12)$$

Формула (4.12) написана в загальному вигляді. При розгляданні вагона некупейного типу побудови Тверського вагонобудівного заводу величини h і H будуть постійними; а величина $C_p \cdot \rho$ – незмінною. Величина $V_{\text{заг}}$ під час

роботи кондиціонера не регулюється і залежить від характеристики вентилятора та стану вентиляційної системи. Таким чином, фактором, що істотно впливає на вертикальний перепад температури у вагоні, при його роботі в режимі теплового насоса є кількість необхідної теплоти для підтримання температурного режиму. А оскільки теплота в купе подається повітрям, кількість і теплоємність якого не змінюється, то її величина напряду залежить від температури повітря, що надходить до купе. І чим нижча температура зовнішнього повітря, тим більша потужність необхідна для опалення, і тим тепліше повітря, а відповідно, і тим більше перепад температури по висоті вагона.

Допустима нерівномірність температур повітря по вертикалі в салоні вагона складає 3°C [38, 129]. Це означає, що знижуючи продуктивність кондиціонера в 3 рази (розрахункові дані), або в 3,6 разів (експериментальні дані), санітарні норми не буде порушено. Отже, при потужностях кондиціонера менших 6,1...7,4 кВт не потрібно ніяке втручання в конструкцію вагона. Розрахована допустима потужність опалення вагона співпадає з потужністю електронагрівачів, що застосовуються для опалення вагона в перехідний період в системах кондиціонування, не оснащених функцією теплового насоса.

4.3. Визначення діапазону можливого застосування кондиціонера при його роботі в режимі теплового насоса

Для визначення цього діапазону перш за все було виконано розрахунки максимально можливої теплопродуктивності усередненого кондиціонера з потужністю в номінальному режимі 30 кВт, за допомогою сайту компанії «EMERSON» [130].

В якості вихідних даних було вибрано:

Компресори – Copeland

Холодоагент – R22;

Повний перепад між холодоагентом і температурою повітря згідно [126]:

для випарника $16-20^{\circ}\text{C}$, приймаємо 18°C ;

для конденсатора $10-15^{\circ}\text{C}$, приймаємо $12,5^{\circ}\text{C}$.

Враховуючи той факт, що при роботі в режимі теплового насоса випарник і конденсатор міняються місцями, отримано дані, які занесені до табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Залежність теплопродуктивності вагонного кондиціонера від температури зовнішнього повітря

Найменування параметрів					
Температура зовнішнього повітря, $t_{\text{зов}}, ^{\circ}\text{C}$	Температура кипіння, $t_{\text{кип}}, ^{\circ}\text{C}$	Температура конденсації, $t_{\text{конд}}, ^{\circ}\text{C}$	Теплопродуктивність двох холодильних машин Q , кВт	Теплопродуктивність однієї холодильної машини $0,5Q$, кВт	Опалювальний коефіцієнт COP
20	7,5	38	32	16	4,9
10	-2,5	43	22	11	3,35
0	-12,5	48	14	7	2,3
-5	-17,5	50	9,8	4,9	1,2

Використовуючи дані розрахунків з таблиці, побудовано графік, на якому відображено криві продуктивності кондиціонера при його роботі в режимі теплового насоса (рис. 4.3). При роботі однієї холодильної машини крива 2. При роботі обох холодильних машин крива 3. Крім того, наведено значення опалювального коефіцієнту COP для точок 1, 2, 3, 4.

На тому ж самому графіку було також відображено споживану потужність при опаленні вагона (пряма 1 див. рис. 4.3). Вона побудована виходячи з міркувань, що опалення вагона розраховано на підтримання

температури в салоні при зовнішніх температурах до -50°C . Потужність котла становить 48 кВт. Якщо температура зовнішнього повітря дорівнює 20°C , опалення вагона можна не вмикати.

Представлений графік являє собою наближену характеристику, оскільки, окрім температури зовнішнього повітря, на необхідну потужність приладів для опалення буде також впливати сонячна радіація, робота обладнання, кількість пасажирів і т. д.

Як видно з побудованих графіків, використання теплового насоса стандартної теплопродуктивності можливе приблизно до температури зовнішнього повітря 0°C . А кондиціонер, що працює на потужності, яка становить половину від номінальної до температури зовнішнього повітря приблизно 7°C . При побудові характеристик нами навмисне вибрані теплообмінники з хорошими характеристиками, більшість вагонних кондиціонерів їх не мають. У той же час, враховуючи узагальнюючий характер розрахунків, ми не брали до уваги тепло вбудованих двигунів компресора та втрати енергії при відтаванні конденсаторів.

Аналізуючи одержаний графік і беручи до уваги результати розрахованих у підрозділі 4.2 допустимих потужностей кондиціонера в режимі теплового насоса, які не повинні перевищувати 6,1...7,4 кВт, за побудованим графіком можемо визначити, що застосування такого режиму з урахуванням санітарних норм та економічних показників найбільш ефективно при температурах зовнішнього повітря вище $10-12^{\circ}\text{C}$. І, принаймі для вагонів невисокого класу, повинно цим обмежитися, щоб не змінювати конструкцію вагона і запобігти вкрай небажаному здорожчання і ускладненню системи вентиляції. Крім того, на графіку добре видно, що для забезпечення теплонасосного режиму з такими потужностями достатньо роботи однієї з двох холодильних машин вагонного кондиціонера.

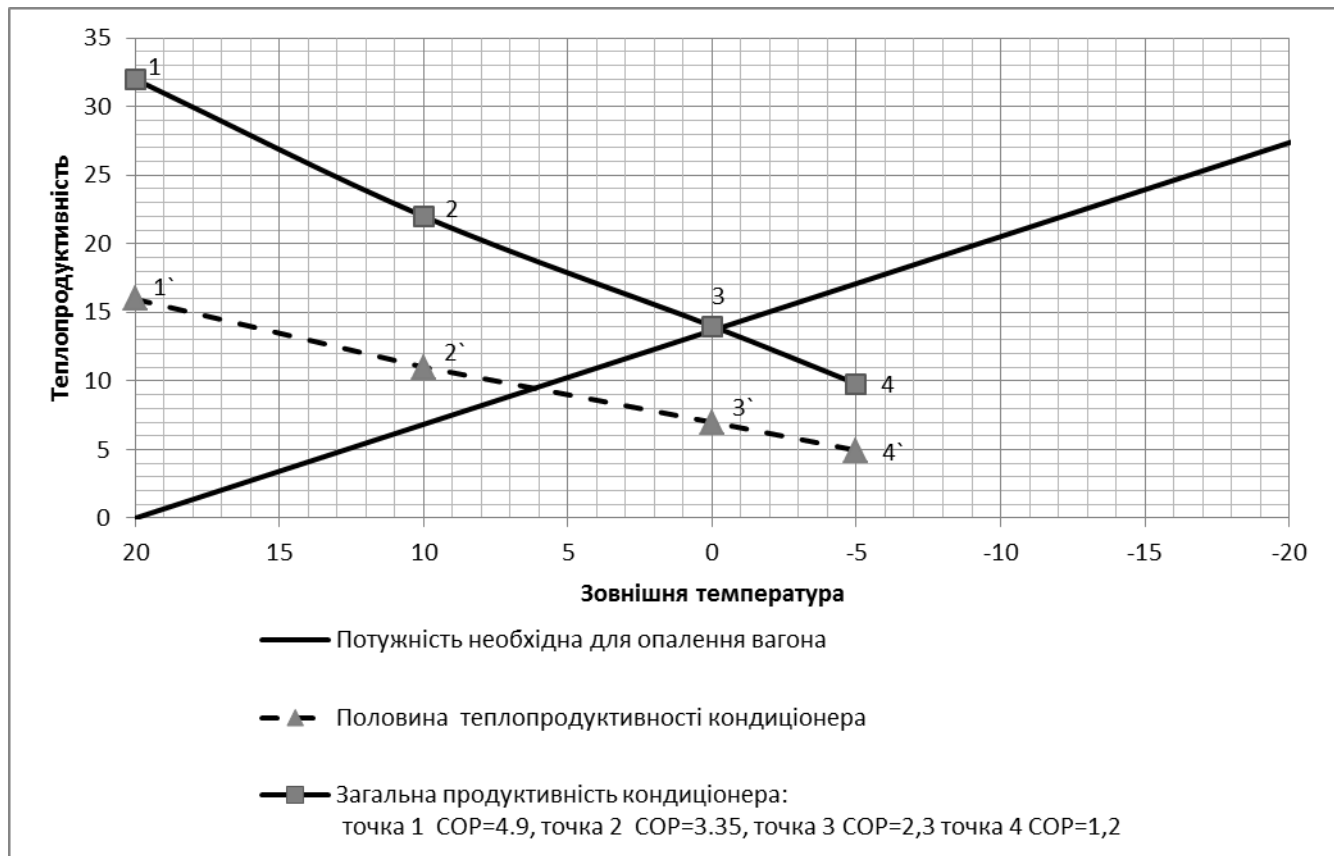


Рисунок 4.3 - Діапазон можливого застосування кондиціонера при роботі в режимі теплового насоса

Як видно з побудованих графіків, потужність і економічність теплонасосного опалення значно зменшується зі зниженням температури зовнішнього повітря. Тому кондиціонер, що живиться від генератора, не зважаючи на хороші характеристики, не може скласти конкуренцію електричному котлу опалення, що живиться від суттєво дешевшої енергії з контактної мережі. Крім того, робота кондиціонера в значній мірі залежить від графіка руху, в той час як котел працює і на зупинках, тому при використанні теплонасосного режиму роботи кондиціонера при низьких температурах навряд чи вдалося б уникнути порушення санітарних норм. В той же час, не викликає сумніву використання кондиціонера для опалення вагона в перехідний період, при якому його ефективність досить висока.

Висновки до розділу 4

1. Використання вагонного кондиціонера при його роботі в режимі теплового насоса можливе і доцільне.
2. Розроблено математичну модель для розрахунку перепадів температур повітря по висоті купе вагона при подачі нагрітого повітря через систему вентиляції, яка дозволяє, знаючи максимально допустимі перепади згідно санітарних норм, визначити граничну потужність джерела тепла, при якій ці норми виконуються. Виконано порівняння результатів теоретичних та експериментальних досліджень нерівномірності розподілу температур по висоті вагона. Отримані розбіжності у межах допустимого діапазону, що не перевищує 18%, що дозволяє зробити висновок про хорошу збіжність результатів.
3. Визначено умови, при яких доцільно використання режиму теплового насоса для опалення вагона, модернізованого із застосуванням двогенераторної системи енергозабезпечення. Встановлено, що для вагонів невисокого класу з урахуванням санітарних норм та економічних показників застосування режиму теплового насоса найбільш ефективно при температурах зовнішнього повітря вище 10-12° С. При вказаних зовнішніх температурах вентиляційна система вагона не потребує ніяких конструктивних змін. Проведені дослідження дозволили подовжити період експлуатації протягом року холодильного обладнання, що сприяє зменшенню терміну окупності системи в цілому.
4. Використання теплонасосного режиму при більш низьких температурах призводить до суттєвого здорожчання обладнання і для плацкартних вагонів економічно недоцільне.

5. Якщо вагонний кондиціонер складається з двох холодильних машин, то для забезпечення теплонасосного режиму достатньо роботи однієї з них.
6. Результати, викладені у даному розділі, опубліковані в роботі [131].

ВИСНОВКИ

На основі проведених експериментальних та теоретичних досліджень у дисертаційній роботі вирішена актуальне науково-практичне завдання приведення систем життєзабезпечення пасажирських вагонів, що знаходяться в експлуатації, до нормативних вимог, що пред'являються до нових вагонів, за рахунок застосування економічних кондиціонерів і двогенераторної незалежної системи енергозабезпечення з покращеними характеристиками та раціональними режимами роботи обладнання. Основні наукові результати та висновки дисертації полягають в наступному:

1. За результатами аналізу існуючого стану систем життєзабезпечення пасажирських вагонів та конструктивних рішень, направлених на їх удосконалення, обґрунтована доцільність використання для модернізації вагонів двогенераторної схеми енергопостачання. При цьому досягається висока якість життєзабезпечення пасажирів з одночасною економією енергоресурсів і витрат на модернізацію вагонів. На перехідний період (до створення універсальної системи поїзного електропостачання вагонів) рекомендовано використовувати двогенераторну систему електропостачання з торцевим приводом, яка комплексно досліджена у дисертації з експериментальним підтвердженням.
2. Виконано огляд досліджень нестационарних теплових процесів та математичних моделей, які для цього використовувалися. Обґрунтована необхідність створення математичної моделі нестационарних теплових процесів у пасажирському вагоні, яка б дозволила оцінювати ефективність різних конструктивних рішень системи життєзабезпечення та порівнювати їх між собою.
3. За результатами аналізу роботи системи кондиціонування пасажирського вагона при непрацюючому генераторові встановлено, що режим роботи кондиціонера від АБ є занадто енерговитратним, а тому його використання небажане для системи життєзабезпечення на основі

двогенераторної схеми. Досліджена можливість заміни неекономічного режиму роботи системи кондиціонування від АБ при малих швидкостях руху на більш економічні, а саме: подовження роботи кондиціонера від генератора до швидкості 30 км/год та використання акумуляторів холоду. Дослідження показали, що альтернативні способи підтримки температурного режиму в вагоні на малих швидкостях руху є конкурентоздатними.

4. Розроблено математичну модель, що характеризує нестационарні теплообмінні процеси у пасажирському вагоні, для дослідження різних конструктивних рішень системи життєзабезпечення. Створена та апробована комп'ютерна програма для моделювання перехідних теплових процесів у вагоні, яка може бути використана при проведенні досліджень щодо удосконалення системи життєзабезпечення вагона.
5. Порівняно ефективність різних способів підтримки температурного режиму в вагоні при малих швидкостях руху на реальних маршрутах. Встановлено, що запропоновані акумулятори холоду дозволяють поліпшити температурний режим у вагоні при непрацюючому кондиціонері.
6. За допомогою метода векторної оптимізації знайдено залежність втрат холодопродуктивності від вартості кондиціонера при роботі від додаткового генератора у двогенераторній незалежній схемі. Враховуючи співвідношення цих параметрів, встановлено, що оптимальними для роботи від генераторів з приводом від торця осі колісної пари є холодильні машини, холодильний коефіцієнт яких знаходиться у межах 2,9...3,2.
7. За результатами аналізу факторів, що впливають на стійкість системи енергозабезпечення встановлено, що значний вплив на стійкість системи енергопостачання у ланцюгу додаткового генератора здійснює режим роботи перетворювача.

8. Вирішено завдання із забезпечення стійкої роботи системи енергопостачання у ланцюгу додаткового генератора двогенераторної незалежної схеми енергозабезпечення. Це стало можливим за рахунок використання режиму роботи перетворювача, коли його вихідна частота і напруга перетворювача пропорційні його вхідній напрузі. Проведені дослідження дозволили покращити стабільність роботи системи енергозабезпечення додаткового генератора, від якого здійснюється живлення електродвигуна компресора кондиціонера. Також у результаті проведених теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що завдяки зміні коефіцієнту зв'язку між вхідною напругою перетворювача та його вихідною частотою і напругою можна впливати на стабільність роботи системи енергозабезпечення.
9. Вирішено завдання з підвищення точності регулювання напруги додаткового генератора за рахунок використання розробленого регулятора напруги на базі перетворювача частоти, який дозволяє здійснювати ефективне управління генератором як зі стабільною вихідною напругою, так і зі змінною і має у своєму складі як пропорційну, так і диференціальну та інтегральну складові. Підвищення точності регулювання є дуже важливим для двогенераторної системи життєзабезпечення, бо сприяє забезпеченню надійної роботи ланцюга додаткового генератора. Результати проведених електротехнічних випробувань дослідного зразка пасажирського вагона, обладнаного системою життєзабезпечення на основі двогенераторної схеми, показали, що усі показники знаходяться у межах норм, при цьому гармонійні коливання у ланцюгу додаткового генератора відсутні.
10. Вирішено завдання зі збільшення потужності додаткового генератора за рахунок його роботи зі змінною напругою. Це дозволяє підвищити потужність генератора при збільшенні його обертів до досягнення заданої потужності.

11. Вирішено завдання зі збільшення потужності привода від торця осі колісної пари за рахунок використання пасів ХРС. Проведені дослідження дозволили підвищити надійність роботи привода додаткового генератора.
12. Розроблено математичну модель для розрахунку перепадів температур повітря по висоті купе вагона при подачі нагрітого повітря через систему вентиляції, яка дозволяє, знаючи максимально допустимі перепади згідно санітарних норм, визначити граничну потужність джерела тепла, при якій ці норми виконуються. Виконано порівняння результатів теоретичних та експериментальних досліджень нерівномірності розподілу температур по висоті вагона. Отримані розбіжності у межах допустимого діапазону, що не перевищує 18%, що дозволяє зробити висновок про хорошу збіжність результатів.
13. Визначено умови, при яких доцільно використання режиму теплового насоса для опалення вагона, модернізованого із застосуванням двогенераторної системи енергозабезпечення. Встановлено, що для вагонів невисокого класу з урахуванням санітарних норм та економічних показників застосування режиму теплового насоса найбільш ефективно при температурах зовнішнього повітря вище 10-12° С. При вказаних зовнішніх температурах вентиляційна система вагона не потребує ніяких конструктивних змін. Проведені дослідження дозволили подовжити період експлуатації протягом року холодильного обладнання, що сприяє зменшенню терміну окупності системи в цілому.
14. Окремі результати дисертаційних досліджень були впроваджені у виробництво у Синельниківському пасажирському вагонному депо, а також Інститутом силової електроніки (м. Київ).

.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бараш Ю. С. Реформування залізничного транспорту у країнах колишнього СРСР / Ю. С. Бараш // Вагонный парк. – 2010. – № 12. – С. 31-37.
2. Савчук О. М. Вагонний парк / О. М. Савчук. – Дніпропетровськ: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2009. – 125 с.
3. Транспортна політика України та її наближення до норм Європейського Союзу / Т. Сирийчик, А. Фургальські, Ч. Клімкович, М. Камола, Т. Дяченко, М. Пугачов, О. Філіпенко / за ред. Марчіна Свенціцькі. – К.: Аналітично-дорадчий центр Блакитної стрічки, 2010. – 102 с.
4. Бакалінський О. В. Оптимізація використання рухомого складу в пасажирських перевезеннях залізницями України / О. В. Бакалінський, А. А. Касянчук // Вагонный парк. – 2012. – № 1. – С. 12-14.
5. Мокроусов С. Д. Модернизация пассажирского подвижного состава в Великобритании (обзор зарубежной печати) / С. Д. Мокроусов, Б. Г. Цыган, А. Б. Цыган // Вагонный парк. – 2013. – № 11(80). – С. 52-60.
6. Modernization of passenger cars with the replacement of the body // International Railway Journal. – 1998. – № 10. – P. 58.
7. Cordner K. Modernization of passenger trains in the UK / K. Cordner // Modern Railways. – 2002. – № 9. – P. 39-42.
8. Цыган Б. Г. Модернизация пассажирского подвижного состава за рубежом (обзор зарубежной печати) / Б. Г. Цыган, С. Д. Мокроусов, А. Б. Цыган // Вагонный парк. – 2013. – № 7(76). – С. 34-38.
9. Klenschmidt H. Modus-Modular method of conversion of passenger cars / H. Klenschmidt // Eisenbahntechnische Rundschau. – 2000. – № 9. – S. 615-620.

10. Modernization of passenger rolling stock of Railways of Belgium // Rail International. – 2001. – № 3. – P. 27-32.
11. Kammer R. Double-Decker passenger cars Railways of Germany / R. Kammer // Deine Bahn. – 2007. – № 2. – S. 38-44.
12. Двухэтажные пассажирские вагоны из Герлица // Железные дороги мира. – 2008. – № 6. – С. 37-43.
13. Бурдасов Б. К. Системы электроснабжения и преобразователи пассажирских вагонов / Б. К. Бурдасов, С. А. Нестеров // Вагонный парк. – 2012. – № 6. – С. 33-39.
14. Проблемы и перспективы пассажирского вагоностроения в Украине / Л. М. Лобойко // Залізничний транспорт України. – 2006. – № 3. – С. 3-9.
15. Кукса Ю. Я. Перспективы модернизации пассажирских вагонов при проведении капитально-восстановительного ремонта / Ю. Я. Кукса, П. М. Мустафа, И. Ю. Хоменко // Железнодорожный транспорт Украины. – 2010. – № 2. – С. 28-30.
16. Иванова О. Актуальні проблеми і перспективи розвитку пасажирських перевезень в Україні (інтерв'ю з Іванько Олександром Васильовичем) / О. Иванова // Вагонный парк. – 2009. – № 5-6. – С. 6-7.
17. Наказ №160-ЦЗ від 28.10.2010р. про створення постійно діючої робочої групи з питання визначення пріоритетного напрямку модернізації (дообладнання) пасажирських вагонів системами кондиціонування повітря. К.: Головне пасажирське управління 2010р. – 2 с.
18. Протокол наради від 29.10.10р. робочої групи з визначення пріоритетного напрямку модернізації (дообладнання) пасажирських вагонів системами кондиціонування повітря К.: Головне пасажирське управління, 2010р. – 2 с.
19. Паспорт ЭНЭЛ. 654347.113 ПС Комплект ремонтный РК-13-1-У1 для кондиционера типу МАБ-II пасажирських вагонів з автономним електропостачанням та кондиціонуванням повітря. ТОВ «Енергозбереження», 2006. – 10 с.

20. Компрессор 1П20Р Паспорт 1П20Р ПС. Мелитопольский завод холодильного машиностроения АО «РЕФМА». – 2002. – 22 с.
21. Установка вентиляционно-климатическая УВК ЖТ – 8,0 Технические условия ТУ 4862-004-85583090-2010 ЗАО «Петроклима» 2011. – 25 с.
22. Сайт научно-производственного центра «ЭКСПРЕСС» – Режим доступа: <http://www.npc-express.ru>
23. Вагон пасажирський некупейний, дообладнаний системою кондиціонування повітря. Технічні умови ТУ У 35.2-01074006-005:2011, 2011. – 53 с.
24. Электрооборудование вагонов: [Учебник для вузов ж.-д. трансп.] / А. Е. Зохорович, А. А. Реморов, Ю. Н. Кадуба, Я. И. Гаврилов; Под ред. А. Е. Зохоровича. – М.: Транспорт, 1982. – 367 с.
25. Котельников А. В. Электрификация железных дорог. Мировые тенденции и перспективы / А. В. Котельников. – М.: Интекст, 2002. – 104 с.
26. Вагоны / Под ред. Л. А. Шадура. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с.
27. Косарев А. А. Электрооборудование пассажирских вагонов / А. А. Косарев. – М.: Транспорт, 1971. – 304 с.
28. Ребрик Б.Н. Электрооборудование вагонов с кондиционированием воздуха / Б. Н. Ребрик, Г. Г. Гомола, С. Н. Модель. – М.: Транспорт, 1986. – 168 с.
29. Бурков А. Т. Электронная техника и преобразователи / А. Т. Бурков. – М.: Транспорт, 1999. – 464 с.
30. Самошки С. Л. Универсальный привод систем энергоснабжения пассажирских вагонов / С. Л. Самошкин // Железнодорожный транспорт. – 2003. – № 11. – С. 41-43.
31. Самошкин С. Л. Разработка методов проектирования, расчета и испытаний приводов вагонных генераторов и создание на их основе типового ряда генераторно-приводных установок пассажирских вагонов:

- дис. ... доктора технических наук: 05.22.07 / С. Л. Самошкин. – СПб., 2004. – 318 с.
32. Пат. 11630 Україна, МПК 23-04. Компресорно-конденсаторний агрегат вагонного кондиціонера. / Кукса Ю. Я., Ситник Р. П.; заявники і власники Кукса Ю. Я., Ситник Р. П. – № s200500002; заявл.04.01.05; опубл. 15.02.06, Бюл. № 2.
 33. Пат. 17040 Україна МПК 6 B60M 1/00. Система електропостачання пасажирського вагона з двома підвагонними генераторами / Кукса Ю. Я.; заявник і власник Кукса Ю. Я. – № u200601404; заявл.13.02.06; опубл. 15.09.06, Бюл. № 9.
 34. Пат. 7195 Україна МПК 7 B61D27/00, B61D43/00. Система електропостачання трьохфазних споживачів змінного струму промислової напруги, переважно кондиціонерів, пасажирських вагонів / Кукса Ю. Я., Войтенко В. М.; заявник і власник Кукса Ю. Я., Войтенко В. М. – № 20041008676; заявл.25.10.04; опубл. 15.06.05, Бюл. №6.
 35. Перетворювач статичний СПЧ-15-1-80-У1 для комплекту електрообладнання пасажирського вагона з автономним електропостачанням та кондиціонуванням повітря ПАСПОРТ ЭНЭЛ.656342.004-06 ПС Затверджено ЭНЭЛ.656342.004-06 ПС-ЛЗ Міжнародний консорціум «Енергозберігання», 2006. – 10 с.
 36. Дуганов О. Г. Попередні випробування систем життєзабезпечення пасажирського плацкартного вагона, дообладнаного системою кондиціонування / О. Г. Дуганов, В. Т. Вислогузов, Ю. В. Кебал, А. В. Фурманова, І. Ю. Хоменко, А. В. Шаповал, В. Р. Распопін, С. Д. Речкалов // Интеграция Украины в международную транспортную систему (21.05-22.05.2009): тез. І междунар.науч.-практ. конф. / Мин-во транспорта и связи Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. трансп. им. акад. В. Лазаряна. – Д.: ДНУЖТ, 2009. – С. 22-23.

37. Протокол проведення огляду пасажирських вагонів, яким виконані модернізації з встановленням системи кондиціонування повітря та проведений монтаж побутових кондиціонерів: Затв.: Ген. директором Укрзалізниці / Державна адміністрація залізничного транспорту України. Укрзалізниця. Головне пасажирське управління – К., 2010. – 2 с.
38. Зворыкин М. Л. / Установки кондиционирования воздуха и холодильники пассажирских вагонов / М. Л. Зворыкин, В. М. Черкез. – М.: Транспорт, 1969. – 264 с.
39. Файерштейн Ю. О. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах / Ю. О. Файерштейн, Б. Н. Китаев. – М.: Транспорт, 1984. – 272 с.
40. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах и на локомотивах / [Маханько и др.]. – М.: Транспорт, 1981. – 254 с.
41. Алабовський А. Н. Теплотехника / А. Н. Алабовський, С. М. Константинов, И. А. Недужий; Под ред. С. М. Константинова. – К.: Вища школа, 1986. – 255 с.
42. Назаренко К. В., Применение метода конечных элементов для моделирования теплообменных процессов в пассажирских вагонах / К. В. Назаренко // Вагонный парк. – 2010. – №9. – С. 31-33.
43. Китаев Б. Н. Теплообменные процессы при эксплуатации вагонов / Б. Н. Китаев – М.: Транспорт, 1984, – 184 с.
44. Китаев Б. Н., Жариков В.А. Повышение эффективности теплообменных процессов в пассажирских вагонах / Б. Н. Китаев, В. А. Жариков – М.: Транспорт, 1993, – 53 с.
45. А. с. 1030713 СССР, МКИ 3 G 01 N 25/20. Способ определения среднего коэффициента теплопередачи кузова транспортного средства / Г. И. Верников, С. А. Сапожников, А. А. Шустер (СССР). – № 3248565/18-25; заявл. 05.02.81; опубл. 23.07.83, Бюл. № 27.
46. Емельянов А. Л. Обобщенная математическая модель нестационарного теплового режима пассажирского вагона с СКВ / А. Л. Емельянов,

- С. Е. Буравой, Е. С. Платунов // ЭНЖ СПбГУНиПТ серия «Холодильная техника и кондиционирование». – 2007. – № 2. – Режим доступа: <http://refrigeration.open-mechanics.com/articles/71.pdf>
47. Емельянов А. Л. Системы индивидуального регулирования температуры воздуха в купе пассажирского вагона / А. Л. Емельянов, С. Е. Буравой, Е. С. Платунов // ЭНЖ СПбГУНиПТ серия «Холодильная техника и кондиционирование». – 2008. – № 1. – Режим доступа: <http://refrigeration.open-mechanics.com/articles/72.pdf>
 48. Емельянов А. Л. Тепловая инерционность воздуха в помещениях с системами кондиционирования / А. Л. Емельянов, С. Е. Буравой, Е. С. Платунов // ЭНЖ СПбГУНиПТ серия «Холодильная техника и кондиционирование». – 2007. – № 1. – Режим доступа: <http://refrigeration.open-mechanics.com/articles/70.pdf>.
 49. Теличко В. А. Современная система отопления на базе теплонасосных установок / В. А. Теличко, А. И. Подопригора // Вагонный парк. – 2011. – № 4. – С. 24-28.
 50. Гаршин И. М. Использование холодильного оборудования пассажирских вагонов для теплонасосного отопления: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.07 «Подвижной состав и тяга поездов» / И. М. Гаршин. – М., 1969.
 51. Тончев И. П. Исследование эффективности применения холодильных машин для целей круглогодичного кондиционирования воздуха в пассажирских вагонах в условиях Народной Республики Болгарии: дис. ... кандидата техн. наук: / И. П. Тончев. – М., 1973. – 204 с.
 52. Панферов В. И. Перспективы применения тепловых насосов на железнодорожном подвижном составе: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.07 «Подвижной состав и тяга поездов» / В. И. Панферов. – М., 1983 – 25 с.
 53. Жандецкий В. В. Теория и опыт применения теплонасосных установок для отопления пассажирских вагонов: автореф. дис. на здобуття наук.

ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.07 «Подвижной состав и тяга поездов» / В. В. Жандецкий. – М., 1991 – 22 с.

54. Протокол №19-08/ВЛВ від 30 листопада 2008р. попередніх санітарно-гігієнічних і теплотехнічних випробувань вагона пасажирського відкритого типу, дообладнаного системою кондиціонування повітря. Дніпропетровськ.: Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – 2008. – 8 с.
55. А. с. 1504467 СССР, МКИ 4 F 24 F 1/02. Установка кондиционирования воздуха / Е. Т. Бартош, С. Ф. Павлов, В. В. Жандецкий, В. И. Панферов, Б. А. Юревич (СССР). – № 39822461/29-06; заявл. 21.11.85; опубл. 30.08.89, Бюл. № 32.
56. А. с. 1520309 СССР, МКИ 4 F 24 F 5/00. Установка для кондиционирования воздуха / Е. Т. Бартош, В. И. Панферов, В. В. Жандецкий, В. И. Панферов, Б. А. Юревич (СССР). – № 4002195/29-06; заявл. 02.01.86; опубл. 07.11.89, Бюл. № 41.
57. Брежний Є. О. Модернізація пасажирських вагонів з використанням двогенераторної схеми енергозабезпечення / Є. О. Брежний, Ю. Я. Кукса, І. Ю. Хоменко // Вагонний парк. – 2013. – № 7. – С. 14-15.
58. Хоменко І. Ю. Экономичный кондиционер в сочетании с двухгенераторной схемой электроснабжения – реальное решение для быстрого оснащения существующего парка пассажирских вагонов климатическими установками / И. Ю. Хоменко // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта (15.04-16.04.2010): тез. 70 междунар.науч.-практ. конф. / Мин-во транспорта и связи Украины, Днепрпетр. нац. ун-т ж.-д. трансп. им. акад. В. Лазаряна. – Д.: ДНУЖТ, 2010. – С. 83-84.
59. Хоменко І. Ю. Двогенераторна система енергозабезпечення як альтернатива потужному вагонному генератору / І. Ю. Хоменко // Настоящи исследования и равитие (Актуальні наукові розробки) (17.01-

- 25.01.2011): тез. VII междунар.науч.-практ. конф. – Софія, Болгарія: Бял ГРАД-БГ, 2011. — С. 43-44.
60. Пат. 61021 Україна, МПК (2011.01) B61D 27/00. Застосування системи опалення пасажирського вагона з водоповітряним калорифером, розташованим у напірному повітропроводі, як акумулятора холоду (тепла) / Хоменко І. Ю. (Україна); заявник та патентовласник: Хоменко І. Ю. – № u201013475; заявл. 15.11.10; опубл. 11.07.2011 Бюл. № 13. – 2 с.
 61. Лыков А. В. Тепломасообмен / А. В. Лыков. – М.: Энергия, 1978. – 480 с.
 62. Нестационарные тепловые процессы в энергетических установках летательных аппаратов / [Коваленко Н.Д., Шмукин А.А., Гужва М.И., Махин В. В.]. – К.: Наукова думка, 1988. – 224 с. – (редакция физико-математической литературы).
 63. Корнеев В. Г. Задачи теории теплопроводности и термоупругости / В. Г. Корнеев. – М.: Наука, 1980. – 400 с.
 64. Мучник Г. Ф. Методы теории теплообмена. Ч. I Теплопроводность / Г. Ф. Мучник, И. В. Рубашов. – М.: Высш. шк., 1970. – 288 с.
 65. Карташов Э. М. Аналитические методы в теории теплопроводности твердых тел. / Э. М. Карташов. – М.: Высшая школа, 2001. – 540 с.
 66. Карташов Э. М. Интегральные соотношения для аналитических решений обобщенного уравнения нестационарной теплопроводности / Э. М. Карташов // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2011. – № 1. – С. 32-39.
 67. Коздоба Л. А. Методы решения нелинейных задач теплопроводности / Л. А. Коздоба. – М.: Наука, 1975. – 228 с.
 68. Кудряшов Л. И. Приближенные решения нелинейных задач теплопроводности / Л. А. Кудряшов, Н. Л. Меньших // М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
 69. Никитенко Н. И. Исследование процессов тепло- и массообмена методом сеток / Н. И. Никитенко. – К.: Наукова думка, 1978. – 213 с.

70. Wilson E. L. Finite element analysis of linear and nonlinear heat transfer / E. L. Wilson, K. J. Bathe, F. E. Peterson. // Nuclear Engineering and Design – 1974, – v.29, №1. – P. 110-124.
71. Zudans Z. A three dimensional finite-element computer code for the analysis of complex structures / Z. Zudans, M. M. Reddi, H. M. Fishman, D. Gray // Nuclear Engineering and Design – 1972. – v.20, №1. – P.149-167.
72. Chan S. K. A finite element method for contact problems of solid bodies. – part I. Theory and validation / S. K. Chan, I. S. Tuba // International Journal of Mechanical Sciences. – 1971. – Volume 13, Issue 7. – P. 615–625.
73. Мишин А. А. Математическое моделирование нестационарных температурных полей и напряжений в деталях дискового тормоза вагона: дис. ... кандидата техн. наук. : 01.02.06 / А. А. Мишин. – Брянск, 2011. – 161 с.
74. Дилевская Е. В. Численное решение нелинейных задач теплопроводности / Е. В. Дилевская, И. В. Станкевич, А. А. Попков-Мелентьев // Вестник международной академии холода. Холод: техника и технологии. – 2009. – № 2 – С. 29-33.
75. Шевняков А. А. Инженерные методы расчет динамики теплообменных аппаратов / А. А. Шевняков, Р. В. Яковлева. – М.: Машиностроение, 1968. – 320 с
76. Исаченко В. П. Теплопередача. Учебник для втузов. Изд. 3-е. / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975 – 488 с.
77. Федоров В. И. Метод элементарных балансов для расчета нестационарных процессов поверхностных теплообменных аппаратов / В. И. Федоров, З. А. Марценюк. – К.: Наукова думка, 1977. – 143 с.
78. Протокол санітарно-гігієнічних випробувань вагона № 035-12936. Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Випробувальна лабораторія «Вагони». – Д.: ДНУЗТ, 2011. – 8 с.

79. Матяш Ю. И. Количественная оценка влияния солнечной радиации на работу вагонного кондиционера / Ю. И. Матяш, А. Ю. Громов // Известия Транссиба. – 2011. – № 2. – С. 9-16.
80. Босов А. А. Функции множества и их применение / А. А. Босов. – Днепропетровск: Андрій, 2007. – 182 с.
81. Хоменко І. Ю. Альтернатива режиму роботи кондиціонера від акумуляторної батареї / І. Ю. Хоменко // Вагонний парк. – 2012. – № 7 (64). – С. 4-6.
82. Хоменко І. Ю. Розробка розрахункової тривимірної моделі пасажирського вагона для дослідження нестационарних теплових процесів / І. Ю. Хоменко // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта (23.05-24.05.2013): тез. 73 междунар. науч.-практ. конф. / Мин-во образования и науки Украины, Мин-во инфраструктуры Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. трансп. им. акад. В. Лазаряна. – Д: ДНУЖТ, 2013. – С. 75-77.
83. Khomenko I. U. Influence of train movement on air conditioner operation and analysis of various methods of supporting comfortable conditions inside passenger cars at slow speeds / I. U. Khomenko // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта (19.04-20.04.2012): тез. 72 междунар. науч.-практ. конф. / Мин-во образования и науки, молодежи и спорта Украины, Мин-во инфраструктуры Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. трансп. им. акад. В. Лазаряна. – Д: ДНУЖТ, 2012. – С. 64-65.
84. Хоменко І. Ю. Дослідження можливості використання пасів ХРС для покращення конструкції привода генератора / І. Ю. Хоменко // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта (19.04-20.04.2012): тез. 72 междунар. науч.-практ. конф. / Мин-во образования и науки, молодежи и спорта Украины, Мин-во инфраструктуры Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. трансп. им. акад. В. Лазаряна. – Д: ДНУЖТ, 2012. – С. 53-54.

85. Отчет по результатам испытаний компрессоров 5ПБ20–2–024 и 1П20–2–02 на различных режимах при изменении частоты тока от 45 Гц до 20 Гц Мелитополь: РЕФМА, 2001. – 11 с.
86. Протокол №20-08/ВЛВ від 30 листопада 2008р. попередніх електротехнічних випробувань вагона пасажирського відкритого типу, дообладнаного системою кондиціонування повітря. Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Випробувальна лабораторія «Вагони». – Д.: ДНУЗТ, 2008 – 11 с.
87. SIEBEST – новое поколение вспомогательных преобразователей // Железные дороги мира. – 2001. – № 7. – С. 32-37.
88. Игнатов Г. С. Конструкция пассажирских вагонов моделей 61-779Э и 1-779ЭА на тележках моделей 68-7007 и 68-7012. Статический преобразователь PSM-45W3 / Г. С. Игнатов // Вагонный парк. – 2012. – № 7. – С. 45-49.
89. Бондар Ю. Автоматизація систем вентиляції та кондиціонування повітря / Юхим Бондар, Юрій Загороднюк // Холод. – 2010. – № 7. – С. 30-35.
90. Бондар Ю. Автоматизація систем вентиляції та кондиціонування повітря / Юхим Бондар, Юрій Загороднюк // Холод. – 2010. – № 8. – С. 30-35.
91. Пат. 62899 Україна, МПК В61D 49/00. Регулятор напруги вагонного генератора змінного струму / Кукса Ю. Я., Хоменко І. Ю. (Україна); заявники та патентовласники: Кукса Ю. Я., Хоменко І. Ю. — № u201100393; заявл. 13.01.11; опубл. 26.09.2011 Бюл. № 18. – 2 с.
92. Паспорт ЭПВ.10.01.01.СБ 09 ПС Генератор синхронный трехфазный типа ЭГВ.01.У1. Изготовитель ОАО «Псковский электромашиностроительный завод», 2005 – 6 с.
93. Холодильные машины: Учебное издание / Под ред. Л. С. Тимофеевского. – Санкт-Петербург: Политехника, 2006. – 943 с.

94. Терешкин, Л. В. Приводы генераторов пассажирских вагонов: 2е изд., перераб. и доп. / Л. В. Терешкин. – М.: Транспорт, 1990. – 152 с.
95. Генераторы синхронные трехфазные типа ЭГВ Технические условия ТУ 16-96 ЕИАЦ. 526366.001 ТУ Псков: «Псковэлектронмаш», 1996 – 20 с.
96. Фаерштейн Ю. О. Техническое обслуживание оборудования пассажирских вагонов / Ю. О. Фаерштейн, А. Н. Садофьев. – М.: Транспорт, 1978. – 168 с.
97. Программа и методика испытаний генераторов ЭГВ при входном контроле на предприятиях ОАО «РЖД» Псков: Псковэлектронмаш, 2006 – 3 с.
98. Самошкин О. С. Обоснование и разработка приводов с клиноременной передачей для систем энергоснабжения вагонов: автореф. дис. на соискание научной степени канд. техн. наук: спец. 05.22.07 "Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация" / О. С. Самошкин. – Санкт-Петербург, 2011. – 16 с.
99. Самошкин С. Л. Развитие генераторно-приводных установок автономных систем электроснабжения вагонов / С. Л. Самошкин, С. А. Соловьев // Вагонный парк. – 2012. – №3. – С. 18-25.
100. Шкарупа Е. Приводы подвагонных генераторов / Е. Шкарупа // Вагонный парк. – 2008. – № 6. – С. 43-47. Шкарупа Е. Приводы подвагонных генераторов / Е. Шкарупа // Вагонный парк. – 2008. – № 6. – С. 43-47.
101. Інструкція з ремонту редукторно-карданних приводів пасажирських вагонів. ЦЛ-0078: Затв.: Наказ Укрзалізниці 31.03.09. № 219-С / Державна адміністрація залізничного транспорту України. Укрзалізниця. Головне пасажирське управління – К., 2010. – 191 с.
102. Самохвалов Я. А. Справочник техника-конструктора / Я. А. Самохвалов, М. Я. Левицкий, В. Д. Григораш. – К.: Техника, 1978. – 592 с.
103. Решетов Д. Н. Детали машин: учебник для вузов. Изд.3-е, испр. и перераб. / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1975. – 655 с.

104. Терешкин, Л. В. Приводы генераторов пассажирских вагонов: 2е изд., перераб. и доп. / Л. В. Терешкин. – М.: Транспорт, 1990. – 152 с.
105. Пособие электромеханику пассажирского поезда по устройствам энергоснабжения и приводам генератора пассажирских вагонов / Днепропетровский пассажирский вагонный участок.: Днепропетровск, 1998 – 72 с.
106. Электрооборудование ЭВ.10.02.26 Техническое описание и инструкция по эксплуатации / Рига: Рижский электромашиностроительный завод, 1982. – 145 с.
107. Комплект электрооборудования ЭВ.10.02.29 Техническое описание и инструкция по эксплуатации / Рига: Рижский электромашиностроительный завод, 1988. – 150 с.
108. Комплект электрооборудования ЭВ 10.02.24 Техническое описание и инструкция по эксплуатации / Рига: Рижский электромашиностроительный завод, 1990. – 73 с.
109. Самошкин С. Л. Повышение тягово-энергетических показателей приводов вагонных генераторов пассажирских вагонов / С. Л. Самошкин // Тяжелое машиностроение. – 1997. – № 6. – С. 14-17.
110. Самошкин С. Л. Исследование возможности повышения тягово-энергетических показателей серийных клиноременных приводов генераторов пассажирских вагонов / С. Л. Самошкин // Тяжелое машиностроение. – 1999. – № 3. – С. 32-36.
111. Самошкин О. С. Совершенствование генераторно-приводных установок пассажирских вагонов. / О. С. Самошкин // Железнодорожный транспорт. – 2011. – № 10. – С. 56-59.
112. Хоменко І. Ю. Удосконалення конструкції привода генератора від торця осі колісної пари / І. Ю. Хоменко // Вісник Дніпропетровського нац. ун-ту залізн. транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – 2012. – № 41. – С. 43-46.
113. Хоменко І. Ю. Дослідження можливості використання пасів ХРС для покращення конструкції привода генератора / І. Ю. Хоменко //

Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта (19.04-20.04.2012): тез. 72 междунар.науч.-практ. конф. / Мин-во образования и науки, молодежи и спорта Украины, Мин-во инфраструктуры Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. трансп. им. акад. В. Лазаряна. – Д: ДНУЖТ, 2012. – С. 53-54.

114. Khomenko I. Yu. Specifics of the inverter usage for the supplying of the air conditioners of passenger cars with the double-generator independent system / I. Yu. Khomenko // Transbaltica 2013. – С. 96-99.
115. Хоменко І. Ю. Застосування перетворювачів частоти у системі електропостачання пасажирських вагонів з кондиціонуванням повітря / І. Ю. Хоменко // Энергосбережение на железнодорожном транспорте (31.05-03.06.2011): тез. І междунар.науч.-практ. конф. / Мин-во образования и науки Украины, Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. трансп. им. акад. В. Лазаряна. – Д: ДНУЖТ, 2011. – С. 57-58.
116. Тихомиров Л. Переваги впровадження теплових насосів / Л. Тихомиров // Холод. – 2011. – № 4. – С. 24-25.
117. Ринок теплових насосів у ЄС. За матеріалами досліджень EurObserv'ER // Холод. – 2010. – № 2. – С.14-19.
118. Тараканов В. Великі перспективи теплових насосів / В. Тараканов // Холод. – 2008. – № 2. – С. 20-22.
119. Сайт заводу «ЕКВАТОР». Режим доступу: <http://www.zavod-ekvator.com/content/view/186/241/>.
120. Буравой, С. Е. Проблемы производства систем кондиционирования и вентиляции для вагонов / С. Е. Буравой, А. Л. Емельянов, Д. С. Никифоров // Железнодорожный транспорт Украины. – 2006. – № 2. – С. 52-53.
121. Петросянц В. А. Климат-система нового поколения для пассажирского подвижного состава / В. А. Петросянц // Вагонный парк. – 2011. – № 1. – С. 32-33.
122. Midea Air Conditioners 2012 Каталог продукции. . – 67 с.

123. NEOCLIMA 2013 Каталог продукции. – 101 с.
124. Idea 2013 Кондиционеры. Каталог продукции. – 32 с.
125. Бондар Ю. Теплові насоси: розрахунок і вибір обладнання насосів / Ю. Бондар // Холод. – 2008. – № 4. – С. 48-57.
126. Нимич Г. В. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха / Г. В. Нимич, В. А. Михайлов, Е. С. Бондарь. – К.: Аванпост – Прим, 2003. – 630 с.
127. Китаев Б. Н. Пути улучшения теплотехнических показателей пассажирских вагонов с кондиционированием воздуха при высоких скоростях движения / Б.Н. Китаев, И. М. Рубинчик, Е. В. Гудыма. – М.: Транспорт, 1974. – 72 с. (Труды ЦНИИ МПС Вып. 528).
128. Санитарные правила устройства, оборудования и эксплуатации пассажирских вагонов дальнего следования. ЦУВС – 19. МПС СССР. М., 1984. – 31 с. (Введены в действие Постановлением Министерства здравоохранения Украины № 7 от 10.12.97г).
129. Фаерштейн Ю. О. Искусственный климат в пассажирском вагоне / Юлий Оскарович Фаерштейн. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: – Транспорт, 1974. – 208 с.
130. Сайт компанії «EMERSON». Режим доступу: http://www.copeland.ru/programma_podbora_spiralnih_kompressorov_copeland_scroll.
131. Хоменко І. Ю. Використання режиму теплового насоса для опалення плацкартних вагонів, після їх модернізації зі встановленням кондиціонера / І. Ю. Хоменко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2013. – № 2 (191). – С. 121-124.

ДОДАТОК А

Акти про використання результатів дисертаційної роботи

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Директор ТОВ «Інституту

силової електроніки»

Мустафа П. М.

2012р.



АКТ

ПРО ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ АСПІРАНТКИ ДНУЗТ ІМ. АК. ЛАЗАРЯНА ХОМЕНКО ІРИНИ ЮРІЇВНИ

Комісія у складі головного інженера Хицького В. К. та завідуючого лабораторії Колмік В.М. склала цей акт, як свідчення того, що результати дисертаційної роботи Хоменко І.Ю. використано при виготовленні комплекту електрообладнання обкатного стенду для Придніпровської залізниці. Керування генератором на стенді здійснюється за допомогою регулятора напруги, виготовленого на базі перетворювача частоти ПЧ 380/380 згідно патенту №62899 бюл. від 26.09.2011 року на «Регулятор напруги вагонного генератора змінного струму», співавтором якого є аспірантка Хоменко І.Ю..

Головний інженер

Хицький В. К.

Завідуючий лабораторії

Колмік В. М.

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Начальник Синельниківського

пасажирського вагонного депо

Дніпропетровської залізниці

Коваленко А. І.



2011р.

АКТ

ПРО ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ АСПІРАНТКИ ДНУЗТ ІМ. АК. ЛАЗАРЯНА ХОМЕНКО ІРИНИ ЮРІЇВНИ

Комісія у складі головного інженера Сіроштана В. А., старшого майстра Кучерявого О. П. та інструктора Артьомова А. П. склала цей акт, як свідчення того, що результати дисертаційної роботи Хоменко І. Ю. використано при:

- доопрацюванні електросхеми живлення кондиціонера на вагоні № 046-20043 з метою збільшення стійкості роботи системи на різних режимах навантаження. Лабораторією Дніпропетровського національного університету ім. ак. Лазаряна були проведені випробування, які підтвердили задовільну якість роботи модернізованого обладнання (Протокол № 20-08/ВЛВ від 30 листопада 2008 р.);

- виготовленні дослідного зразка генератора та привода від торця осі підвищеної потужності.

Головний інженер

Старший майстер

Інструктор

Сіроштан В. А.

Кучерявий О. П.

Артьомов А. П.

ДОДАТОК В

Розрахунки для розділу 2.6 у пакеті програм Maple-7

```

> restart:with(plots):
> EER := [2.5, 2.7, 2.9, 3.1, 3.3, 3.5, 3.7]; Холодильний коефіцієнт
Warning, the name changecoords has been redefined

      EER := [2.5, 2.7, 2.9, 3.1, 3.3, 3.5, 3.7]

>
Вартість
> W := [100, 104, 109, 115, 122.5, 130, 141];
      W := [100, 104, 109, 115, 122.5, 130, 141]

> Q := [100-80, 100-87.5, 100-91, 100-93.3, 100-96, 100-97, 100-98];
Втрати холопродуктивності
      Q := [20, 12.5, 9, 6.7, 4, 3, 2]

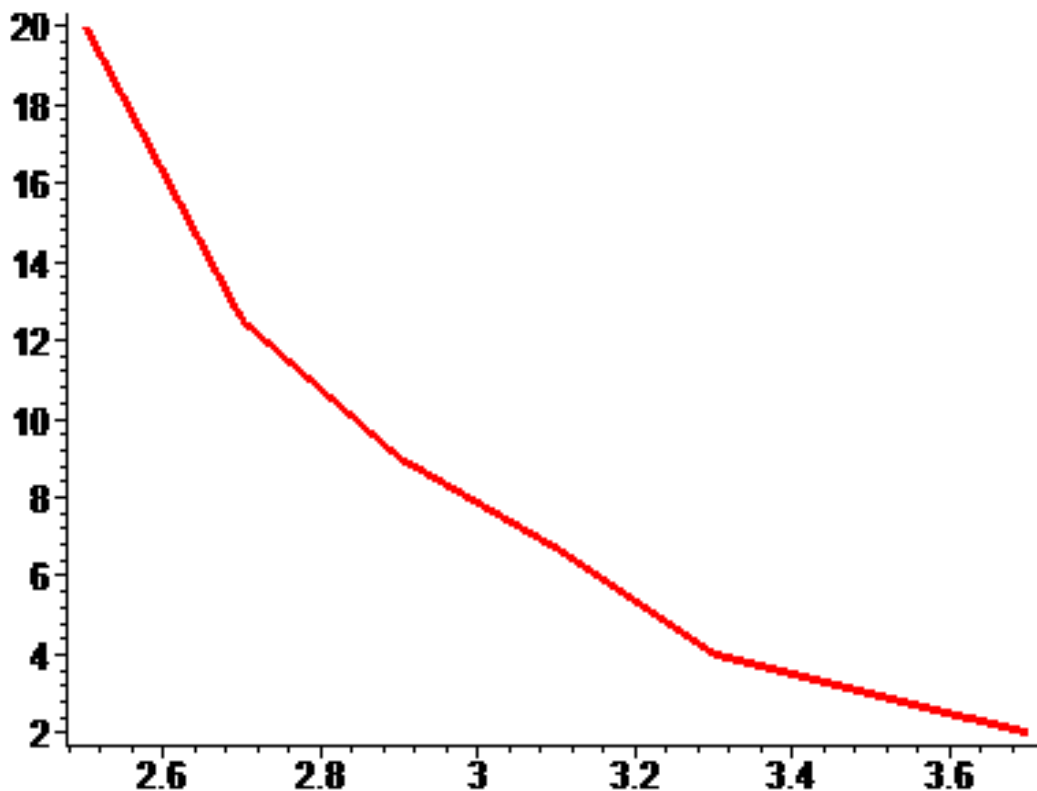
> vW := vector(7, W);
      vW := [100, 104, 109, 115, 122.5, 130, 141]

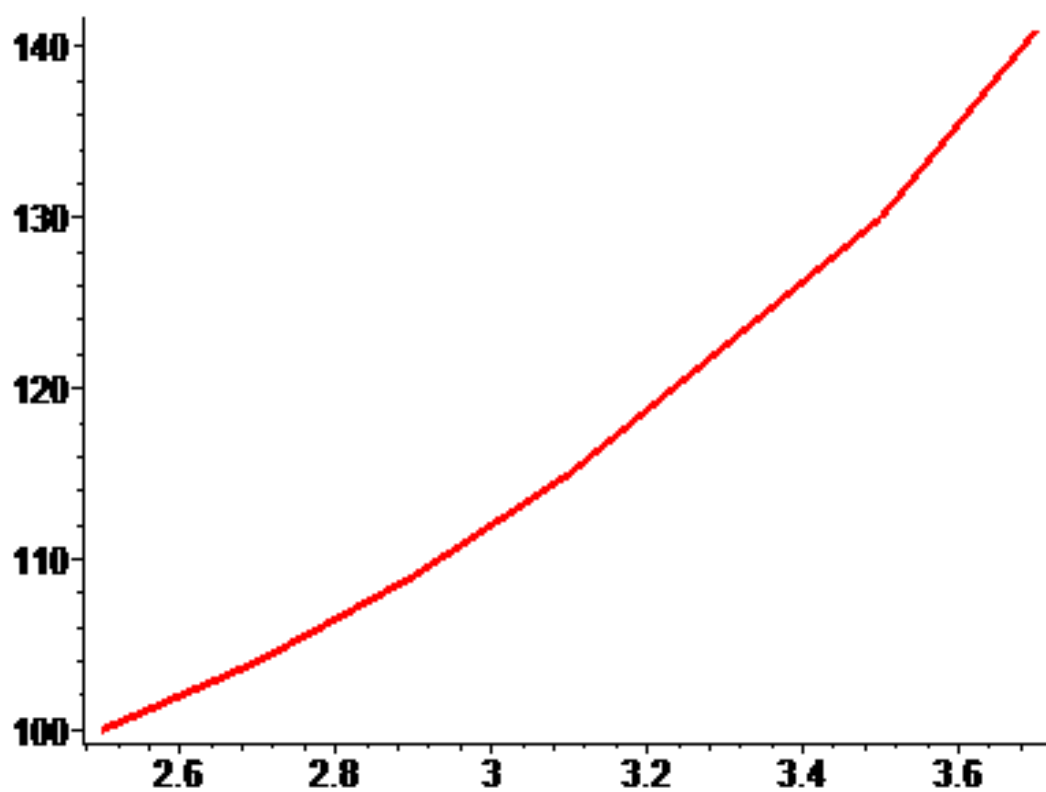
> vEER := vector(7, EER);
      vEER := [2.5, 2.7, 2.9, 3.1, 3.3, 3.5, 3.7]

> vQ := vector(7, Q);
      vQ := [20, 12.5, 9, 6.7, 4, 3, 2]

> plot([vEER[i], vQ[i], i=1..7], thickness=3);
> plot([vEER[i], vW[i], i=1..7], thickness=3);
>

```



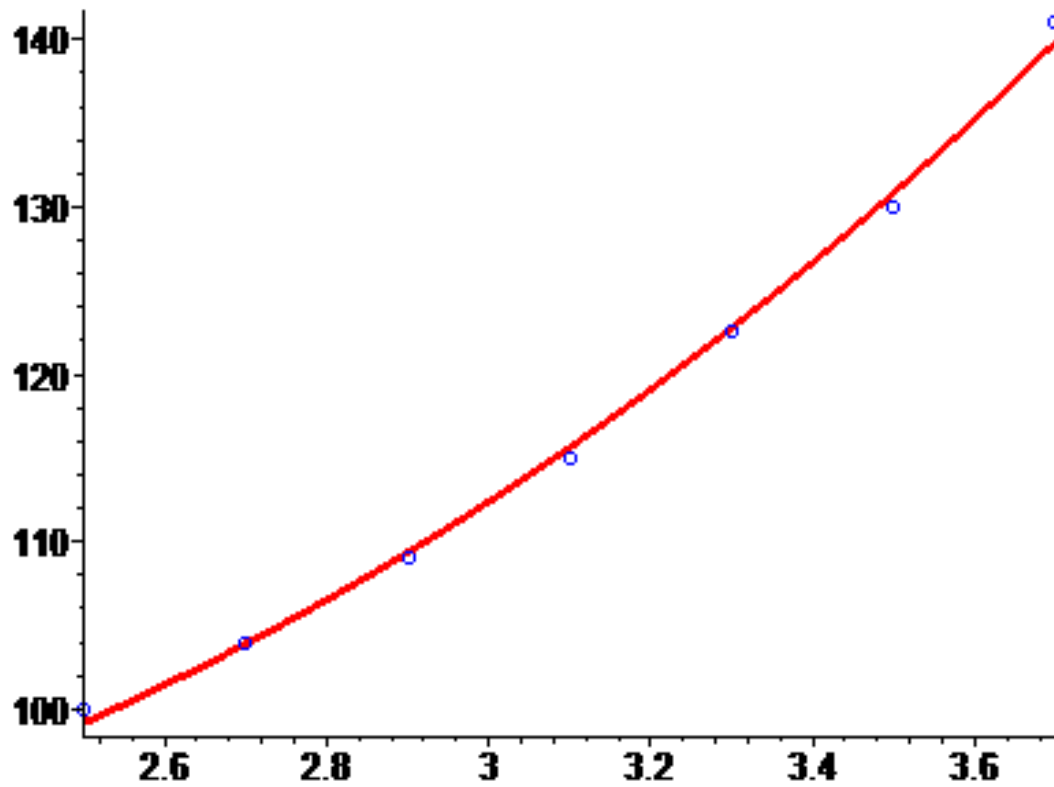


```

>
>
> with(CurveFitting) :
e:= LeastSquares(EER, W, x, curve=a2*x^3+c);
      e := 81.01252143 + 1.16194959642401786 x3

>
> p1:=plot([vEER[i], vW[i],i=1..7],
style=point,symbol=circle,color=blue):
> p2:=plot(e,x=2.5..3.7,style=line,thickness=3):
> display([p1,p2]);
>

```



```

>
>
> q:=LeastSquares(EER, Q, x, curve=a1*x^(-4)+c);
      q := LeastSquares( $EER, Q, x, curve = \frac{a2}{x^4} + c$ )
>
>
>
> p3:=plot([vEER[i], vQ[i],i=1..7],
style=point,symbol=circle,color=blue):
> p4:=plot(q,x=2.5..3.7,style=line,thickness=3):
> display([p3,p4]);

```



```

> p:=81.01252143+1.16194959642401786*(k2*root(1,7))^3;
      p := 81.01252143 + .06016301019 l(3/7)

>
>
>
>
>
> q:= -3.018726563+45191.86205*((c-81.01252143)/.6016301019e-
1)^(-1/3))^4;
      q := -3.018726563 +  $\frac{45191.86205}{(16.62150874 c - 1346.550333)^{(4/3)}}$ 

>
>
> plot(q,c =100..140,thickness=3 );

```

