

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

« _____ » _____ 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Розробка принципів та алгоритмів керування системою
термостатування накопичувачів електричної енергії колісних машин»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Сівак І.М.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

Виконав

Гаврилюк Михайло Сергійович

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Гаврилюку Михайлу Сергійовичу

Спеціальність _____
(прізвище, ім'я, по батькові) 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Розробка принципів та алгоритмів керування системою термостатування накопичувачів електричної енергії колісних машин»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2025
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: технічні характеристики електромобілів та вантажних автомобілів з електричним приводом

Перелік питань які потрібно розробити _____
Вступ _____

Актуальність теми, аналіз тематики, постановка мети і завдань дослідження

Теоретичний опис основних теплових процесів літій-іонних акумуляторів і гідравлічних процесів всередині тягової акумуляторної батареї. підходи до математичного опису ступеня працездатності

Розрахунок і впровадження системи термостатування тягової акумуляторної батареї

Пропонований варіант термостатування акумуляторних батарей

Перелік графічного матеріалу: Актуальність теми, аналіз тематики, постановка мети і завдань дослідження. Теоретичний опис основних теплових процесів літій-іонних акумуляторів і гідравлічних процесів всередині тягової акумуляторної батареї. підходи до математичного опису ступеня працездатності. Розрахунок і впровадження системи термостатування тягової акумуляторної батареї. Пропонований варіант термостатування акумуляторних батарей.

Висновки _____

Дата видачі завдання «10» січня 2025 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Калінін Є.І.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Гаврилюк М.С.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 57 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 40 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Розробка принципів та алгоритмів керування системою термостатування накопичувачів електричної енергії колісних машин».

Метою цього дослідження є розробка принципів керування системою термостатування накопичувачів електричної енергії.

Об'єкт дослідження – накопичувачі електричної енергії колісних машин.

У дипломному проекті проаналізовано можливості формування температурних показників накопичувачів електричної енергії колісних машин. Встановлено можливості підвищення ефективності температуропередачі за рахунок зміни принципів та алгоритмів керування системою термостатування накопичувачів електричної енергії колісних машин

Ключові слова: колісна машина, алгоритм керування, система термостатування, накопичувач електричної енергії.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ, АНАЛІЗ ТЕМАТИКИ, ПОСТАНОВКА МЕТИ І ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	7
1.1 Джерела електроенергії на борту АТЗ.....	8
1.2 Порівняння функціональних схем енергосилових установок АТЗ.....	9
1.3 Конструкції систем термостатування	17
1.3.1 Класифікація конструкцій теплообміну ЛПА з теплоносієм.....	17
1.3.2 Класифікація за типом теплоносія	24
1.3.3 Класифікація за організацією теплообміну ТАБ	25
1.3 Мета та задачі дослідження.....	28
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНИЙ ОПИС ОСНОВНИХ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ЛІТІЙ-ІОННИХ АКУМУЛЯТОРІВ І ГІДРАВЛІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ВСЕРЕДИНІ ТЯГОВОЇ АКУМУЛЯТОРНОЇ БАТАРЕЇ. ПІДХОДИ ДО МАТЕМАТИЧНОГО ОПИСУ СТУПЕНЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ	30
2.1 Математичний опис теплових процесів літій-іонних акумуляторів.....	31
2.2 Основні види теплопередачі в системі термостатування	31
2.2.1 Передача тепла теплопровідністю.....	32
2.2.2 Передача тепла випромінюванням	32
2.2.3 Передача тепла конвекцією.....	34
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК І ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ ТЕРМОСТАТУВАННЯ ТЯГОВОЇ АКУМУЛЯТОРНОЇ БАТАРЕЇ.....	35
3.1 Розрахунок тягово-динамічних та енергетичних характеристик електричних транспортних засобів	35
3.2 Об'єкт дослідження.....	36
3.3 Характеристика тягового електродвигуна приводу ведучих коліс.....	37
3.4 Розрахунок ККД приводу	37
3.5 Визначення параметрів шин.....	37
3.6 Розрахунок сил опору кочення, підйому і повітря	38

3.7 Розрахунок сил опору підйому	40
3.8 Розрахунок сил опору повітря	40
3.9 Розрахунок швидкості руху електричного транспортного засобу.....	42
3.10 Визначення необхідної потужності двигуна	42
3.11 Розрахунок сили тяги на колесі	43
3.12 Розрахунок динамічного фактору.....	44
3.13 Розрахунок характеристики розгону.....	46
3.14 Розрахунок гальмівної характеристики	48
РОЗДІЛ 4 ПРОПОНОВАНИЙ ВАРІАНТ ТЕРМОСТАТУВАННЯ АККУМУЛЯТОРНИХ БАТАРЕЙ.....	52
ВИСНОВКИ.....	55
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	56
ДОДАТКИ.....	60

ВСТУП

Транспортно-дорожній комплекс є потужним джерелом забруднення природного середовища. З 35 млн. тонн шкідливих викидів 89% припадає на викиди автомобільного транспорту та підприємств дорожньо-будівельного комплексу.

Також транспорт є одним з основних джерел шуму в містах і робить значний внесок у теплове забруднення навколишнього середовища, тому підвищення екологічності автотранспорту є однією з найважливіших проблем сучасного автомобілебудування.

Деякі автовиробники знайшли рішення у виробництві електромобілів, кількість яких з кожним роком на дорогах зростає. Зараз більшість електромобілів міського класу, що випускаються, мало придатні для їзди по пересіченій місцевості, бездоріжжю або ґрунтових дорогах через малий кліренс.

Бензинові повнопривідні автомобілі часто мають більшу потужність двигуна, ніж автомобілі із заднім або переднім приводом, тому кількість шкідливих викидів автомобілів даного класу більша і тягне за собою більшу екологічну шкоду. Використання повнопривідної силової установки в електромобілі, насамперед у електромобілях з високим кліренсом, значно збільшить показник прохідності. Крім наявності всіх ведучих коліс, використання в силівій установці електричного двигуна, що має великий крутний момент у великому діапазоні його частоти обертання, дає значні переваги, порівняно з бензиновими двигунами аналогічної потужності як в плані тягово-зчіпних властивостей, так і в плані автономного керування транспортним засобом за рахунок збільшення його маневреності.

РОЗДІЛ 1 АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ, АНАЛІЗ ТЕМАТИКИ, ПОСТАНОВКА МЕТИ І ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

Енергосилова установка більшості сучасних автомобілів побудована на базі теплового двигуна внутрішнього згорання. За прогнозами [2] кількість автономних транспортних засобів (АТЗ) збільшується значно інтенсивніше, ніж відбувається приріст населення: за наступні 50 років очікується збільшення населення світу від існуючого на сьогодні числа 7 млрд. осіб до приблизно 10 млрд., а кількість АТЗ, що знаходяться в експлуатації, має збільшитись від 700 млн. до 2,5 млрд. одиниць. Збільшення числа АТЗ, що використовують теплові двигуни, викликає побоювання, що протягом найближчих 50 років буде вичерпано запаси органічного палива [4].

Загальний обсяг викидів парникових газів з енергетичних установок, зокрема на транспорті, є причиною глобального потепління. Подібні вкрай негативні висловлювання щодо глобального потепління та швидкого вичерпання запасів органічного палива слід розцінювати як конкурентну інформаційну політику, а не як об'єктивну оцінку. Фактичні кількісні дані або приховуються, або свідомо фальсифікуються. Лише за результатами досліджень, що проводяться щорічно та іноді публікуються [5] Міжнародною фінансовою корпорацією Світового банку (МФК СБ) вдалося встановити, що цього року на світову транспортну систему припадає не більше 35% кінцевого споживання енергоресурсів. Причому всередині транспортного сектора, що включає всі види транспорту, автомобільний транспорт споживає не більше 50% енергоресурсів. Тобто АТЗ споживають не більше 20% загального кінцевого споживання органічного палива, і не тільки з ними пов'язані проблеми глобального потепління та вичерпання палива

Немає сумнівів, що екологічні проблеми зі зростанням числа АТЗ дедалі більше загострюються. Автомобіль став неодмінним атрибутом сучасної цивілізації. АТЗ завжди потрібно мати поряд. Тому вони зосереджені у зоні

проживання населення. Вихлопні гази не так отруюють загальну атмосферу планети, як сильно погіршують екологічну обстановку в зоні масового проживання людей і тварин.

Для зниження шкідливого впливу вихлопів теплових двигунів АТЗ вживають різних можливих заходів: знижують токсичність самого органічного палива, застосовують фільтри та каталізатори в глушниках, підвищують економічність двигунів внутрішнього згорання. Але всі ці заходи практично вичерпані. Залишається або зменшувати час роботи теплового двигуна в циклі функціонування АТЗ або взагалі відмовитися від використання на АТЗ теплового двигуна. У першому випадку завдання вирішується за рахунок використання комбінованих енергосилових установок (КЕСУ). Другий випадок означає перехід від автомобілів до електромобілів.

1.1 Джерела електроенергії на борту АТЗ

Комбінована енергосилова установка містить і тепловий двигун, який безпосередньо обертає ведучі колеса АТЗ, або обертає електромашинний генератор (ЕГ), що забезпечує живлення тягового електродвигуна, і тяговий електропривод (ТЕП), який або працює спільно з тепловим двигуном, або самостійно. При використанні КЕС електроенергія виробляється на борту АТЗ за допомогою ЕГ, що приводиться в обертання тепловим двигуном.

Додатково можуть бути встановлені накопичувачі – електрохімічні акумулятори та молекулярні конденсатори. Накопичувачі можна заряджати від ЕГ, при рекуперативному гальмуванні та на зарядних станціях. Перевага використання КЕСУ полягає в тому, що частину шляху АТЗ може проходити на електричній тязі, решту шляху – на тепловому двигуні, що працює. В результаті об'єм спалюваного органічного палива та шкідливих викидів при тому ж пройденому шляху знижується.

Відомі спроби використовувати інші способи одержання електроенергії на борту АТЗ [6, 7]. Наприклад, використовувати сонячні батареї чи паливні

елементи. В даний час ці способи є недостатньо ефективними і поки що широко не використовуються. Найбільші сподівання на шляху широкого застосування електромобілів покладають на нові типи акумуляторів.

Спроби використання на електромобілі свинцево-кислотних батарей в якості тягових безперспективні через низьку питому енергоємність і велику масу цих батарей. Набуває поширення використання літій-іонних батарей, завдяки чому кількість електромобілів, що випускаються в останні роки збільшилося. Але ці батареї не мають достатньої енергоємності. Від початку застосування до початку комерціалізації пройшло приблизно 14 років. В останні роки ведуться інтенсивні роботи зі створення літій-кисневих (повітряних) батарей. Їхня енергоємність у два рази вища, ніж літій-іонних, і із запасом задовольняє потреби електромобіля. Але поки не зрозуміло, в яку вартість вони обійдуться. Крім того, їхнє широке впровадження очікується не раніше 2026 року.

Отже, в умовах відсутності накопичувачів електроенергії з прийнятними основними показниками (енергоємність, маса, обсяг та вартість) розраховувати на широке використання електромобілів не доводиться. Найбільш перспективними на найближчі 15...20 років слід визнати АТЗ із комбінованими енергосиловими установками. Причому, у міру збільшення енергоємності накопичувачів у транспортних засобів з КЕСУ зменшуватиметься потужність теплового двигуна та збільшуватиметься потужність тягового електроприводу. У майбутньому можна буде взагалі відмовитися від використання теплового двигуна та перейти до електромобілів.

1.2 Порівняння функціональних схем енергосилових установок АТЗ

Функціональна схема енергосилової установки (ЕСУ) звичайного автомобіля з двигуном внутрішнього згоряння (ДВЗ) наведена на рис. 1.1.

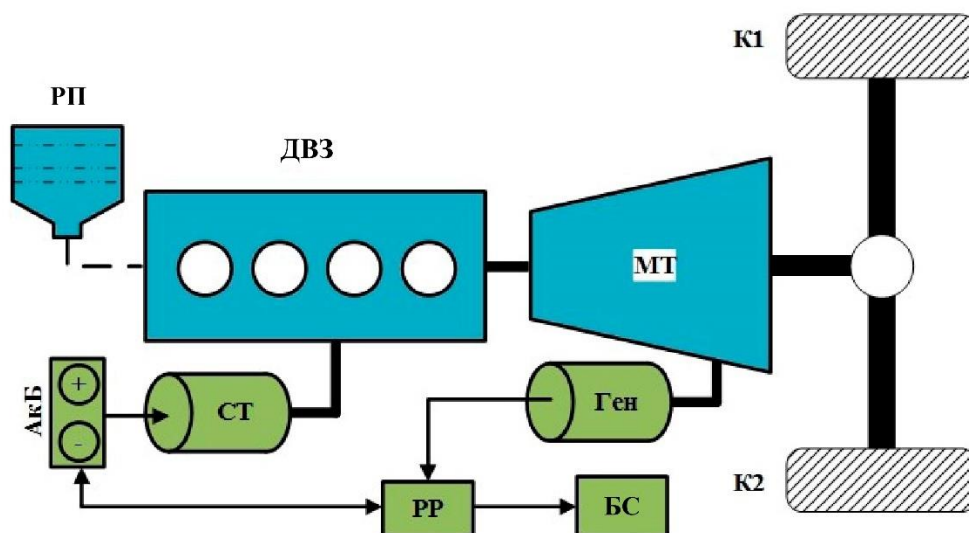


Рисунок 1.1 – Функціональна схема ЕСУ автомобіля

Силовий канал містить резервуар палива РП, ДВЗ, механічну трансмісію (МТ) та рушій (провідні колеса К1 та К2). Стартерна акумуляторна батарея АкБ і стартер Ст служать для запуску ДВЗ. При вимкненому ДВЗ АкБ служить також для живлення бортових споживачів (БС). При запущеному ДВЗ живлення БС здійснюється від генератора (Ген.), який використовується і для підзарядки АкБ. Механічна трансмісія МТ містить фрикційне зчеплення, коробку перемикання передач, головну передачу та диференціал. Всі ці механічні пристрої мають складну конструкцію, невисокий ККД, тому важко забезпечити їхню високу надійність.

Для опалення салону використовується тепло, що виділяється ДВЗ, який зазвичай має ККД не вище 43%. Рідина системи охолодження ДВЗ направляється в теплообмінник, який обдувається повітрям, що подається електричним вентилятором або з салону або ззовні. Для охолодження салону використовують кондиціонер, що живиться від бортової електричної мережі, енергія в яку надходить від генератора та акумулятора. Як зазначалося, основний недолік такої ЕСУ у тому, що при роботі ДВЗ виділяє шкідливі токсичні речовини. Крім того, механічна трансмісія містить елементи, яких бажано позбутися. Насамперед, це зчеплення та коробка перемикання передач.

На рис. 1.2 представлена функціональна схема ЕСУ електромобіля, що дозволяє кардинально вирішити задачу усунення недоліків ЕСУ традиційного автомобіля.

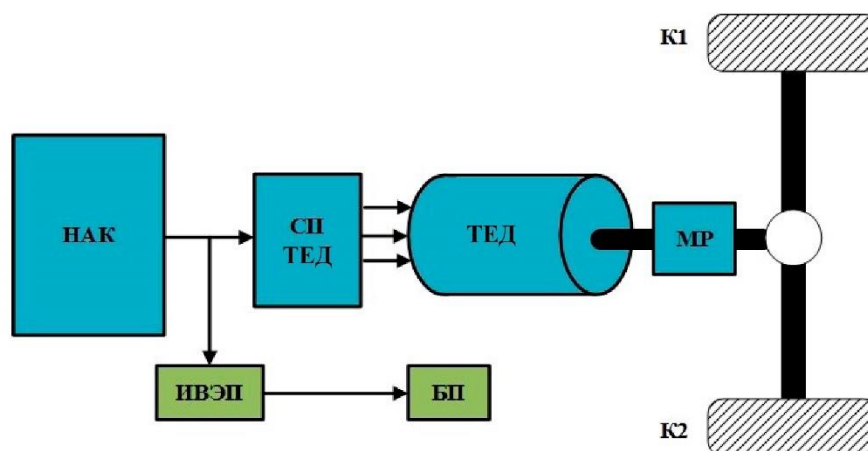


Рисунок 1.2 – Функціональна схема ЕСУ електромобіля

У схемі ЕСУ електромобіля використовується лише електрична енергія, що запасена в накопичувачах (НАК). Поповнення запасу енергії можливе на зарядних станціях та в режимі рекуперативного гальмування. Силовий канал містить джерело енергії НАК, силову бортову мережу та тяговий електропривод ТЕП, що обертає ведучі колеса.

По суті, ТЕП є комбінованою електромеханічною системою, що працює як електропривод у тяговому режимі та як система генерування в режимах гальмування. Електромеханічний перетворювач, тобто, власне електрична машина, підключений до бортової мережі через реверсивний електронний силовий перетворювач СП, що виконує функції керованого інвертора в тяговому режимі, і функції керованого випрямляча в гальмівних режимах. Відсутність ДВЗ дозволяє вирішити екологічне завдання, а застосування електричної трансмісії позбавляє недоліків механічної трансмісії.

Сьогодні перехід до повсюдного використання електромобілів стримується, по-перше, як зазначалося, відсутністю відповідних накопичувачів, а по-друге – складнощами забезпечення температурного режиму на борту АТЗ за низької температури повітря.

Оскільки ККД тягового електроприводу становить не нижче 80%, то теплової енергії, що виділяється ним, недостатньо для опалення салону. Практика показує, що для потреб опалення та вентиляції потрібна потужність щонайменше 4 кВт.

Енергію для опалення доводиться відбирати від накопичувачів, тому їхню ємність потрібно помітно підвищити.

На рис. 1.3 представлено функціональну схему КЕСУ послідовного типу.

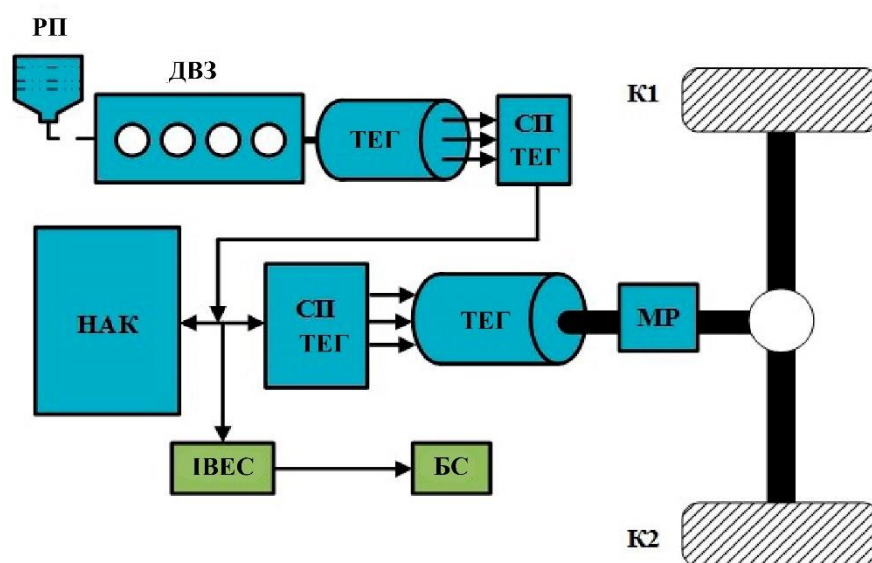


Рисунок 1.3 – Функціональна схема КЕСУ послідовного типу

Особливість полягає в тому, що тут ДВЗ призначений не для обертання коліс, а виключно для обертання тягового генератора. Отже, є можливість замінити традиційний ДВЗ з кривошипно-шатунним механізмом на вільнопоршневий ДВЗ, істотно зменшивши за рахунок цього об'єм і масу ЕСУ, а в поєднанні з ним використовувати лінійний електричний генератор. Друга особливість полягає в тому, що механічна трансмісія повністю замінена на електричну трансмісію. Оптимальне управління ДВЗ за допомогою цифрових регуляторів дозволяє збільшити його ККД у всіх режимах роботи та знизити споживання органічного палива та шкідливих вихлопів. Оптимальне керування електроприводом дозволяє суттєво підвищити ККД передачі в порівнянні з

механічною трансмісією, прибравши зчеплення та коробку перемикання передач.

Використання накопичувачів електроенергії дозволяє забезпечити рух на електричній тязі з вимкненим ДВЗ і також знизити споживання органічного палива. У міру зростання енергоємності накопичувачів досить просто знижувати потужність ДВЗ. КЕСУ послідовного типу сутнісно є перехідним варіантом до ЕСУ електромобіля.

На рис. 1.4 та 1.5 наведено функціональні схеми КЕСУ паралельного типу. Таку назву вони отримали тому, що потоки енергії паралельно складаються в механічній трансмісії та далі надходять на ведучі колеса.

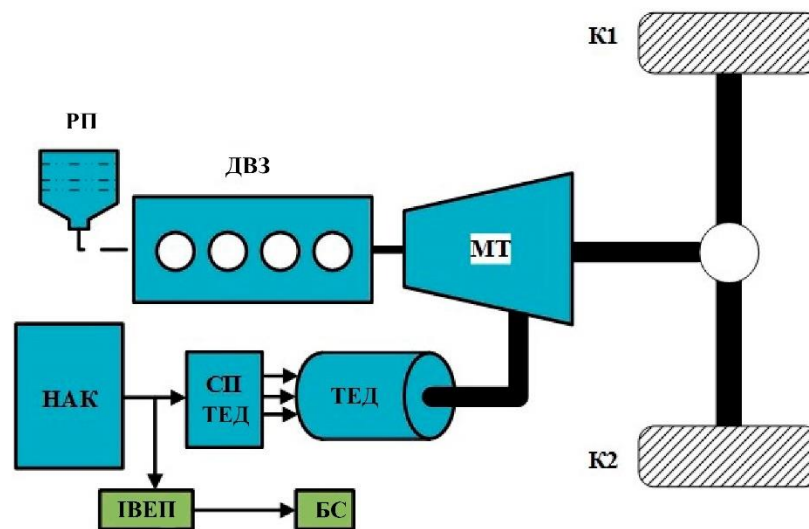


Рисунок 1.4 – Функціональна схема КЕСУ паралельного типу

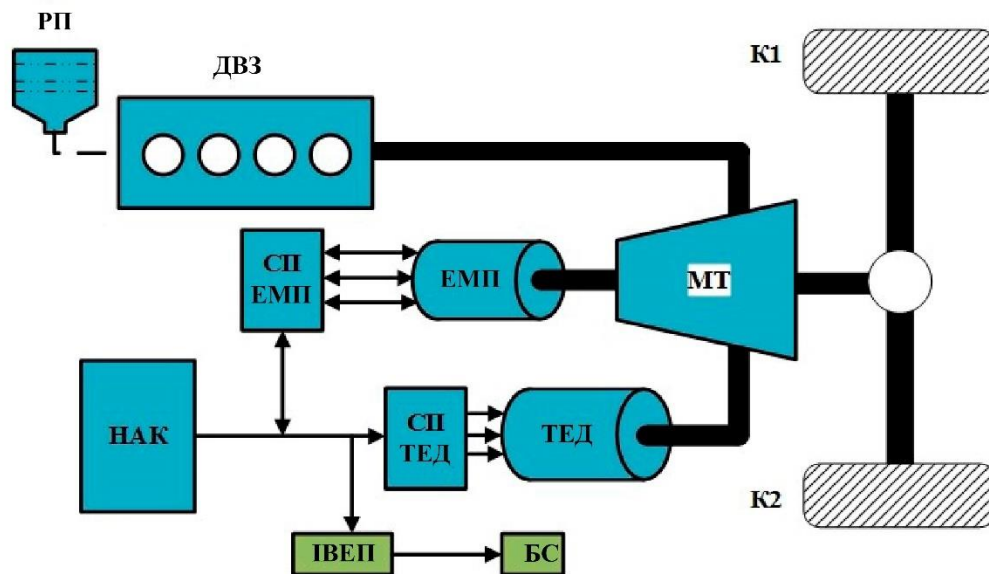


Рисунок 1.5 – Функціональна схема КЕСУ послідовно-паралельного типу

Порівняння цих схем із рис. 1.1 показує, що схеми паралельного типу побудовано з урахуванням ЕСУ традиційного автомобіля. До звичайного силового каналу, що передає крутний момент від ДВЗ, паралельно доданий другий канал, що передає електроенергію від накопичувачів до тягового електродвигуна, крутний момент від якого складається в механічній трансмісії з моментом від ДВЗ. Основна перевага полягає в тому, що схема КЕСУ дозволяє зменшити потужність ДВЗ, компенсуючи це зменшення потужністю тягового електродвигуна, та зменшити споживання органічного палива. Крім того, реалізація схеми паралельного типу не потребує суттєвої перебудови технологічного процесу виготовлення ЕСУ – все, як завжди в автомобілі, але додано електричний канал.

Недолік схем КЕСУ паралельного типу полягає в тому, що в ній залишається механічна трансмісія з усіма її недоліками, що зумовлює наявність фрикційного зчеплення, коробки перемикання передач та механічного диференціала.

За схемою рис. 1.4 (проста паралельна комбінація джерел крутного моменту або «легкий гібрид») передбачається, що обертання коліс можна здійснювати окремо від ДВЗ або від ТЕД, або спільно від обох джерел. Можливе

використання режиму рекуперації при обертанні ТЕД у режимі генератора за допомогою ДВЗ.

Тут не використовують наявний у системі ТЕД у режимі стартера, хоча це також цілком можливо. Поки що використовують не всі можливості простої паралельної схеми КЕСУ з однією електричною машиною. Відсутність механічної трансмісії дає перевагу КЕСУ послідовного типу, порівняно зі схемою паралельного типу.

Розуміючи, що непогано мати можливість заряджати накопичувач на борту АТЗ, деякі фірми, наприклад, «Тойота» [8], ускладнили КЕСУ паралельного типу, поставивши в неї додаткову електричну машину. Таку складну паралельну комбінацію часто називають важким гібридом (рис. 1.5). Звичайно, додаткову електричну машину можна використовувати як генератор, що обертається від ДВЗ, і за допомогою нього заряджати накопичувачі. Але те саме можна робити за допомогою основного ТЕД, підключеного так само. Можна уявити наступний режим: ДВЗ обертає додаткову електричну машину як генератора, який заряджає накопичувач. Енергія від накопичувача надходить до основного ТЕД, який обертає колеса.

Цей режим не раціональний, оскільки у аналізованій КЕСУ паралельного типу є можливість передати крутний момент від ДВЗ безпосередньо на колеса, минаючи багаторазове перетворення енергії. Для «Тойоти Пріус» в [9] зазначено, що в «нормальному» русі використовується наступний режим: частина крутного моменту передається від ДВЗ безпосередньо на колеса (через механічну передачу), а інша частина йде паралельним шляхом – ДВЗ обертає додаткову електричну машину в режимі генератора, від якого живиться основний ТЕД, що забезпечує додатковий крутний момент, що передається на колеса через ту ж механічну передачу. При цьому накопичувач не діє. Такий режим не є раціональним. Немає сенсу частину енергії ДВЗ перетворювати багаторазово, знижуючи ККД. Розумніше всю потужність ДВЗ витратити на створення крутного моменту. І ще один режим такої КЕСУ не зовсім виправдано

рекламують: один паралельний канал забезпечує крутний момент безпосередньо від ДВЗ, а другий паралельний канал теж ділять на 2 канали: від тих самих накопичувачів живиться і основний ТЕД, і додаткова машина в режимі тягового двигуна [3]. Таким чином, у механічній трансмісії сумуються моменти від ДВЗ, від основного ТЕД та від додаткового електродвигуна. І тут додаткова електрична машина виявляється зайвою.

На рис. 1.6 наведено послідовну схему, побудовану на базі схеми силової установки електромобіля. Тут також ДВЗ використовується виключно для обертання генератора, а не коліс. Тому також можливе використання лінійного генератора та вільнопоршневого ДВЗ.

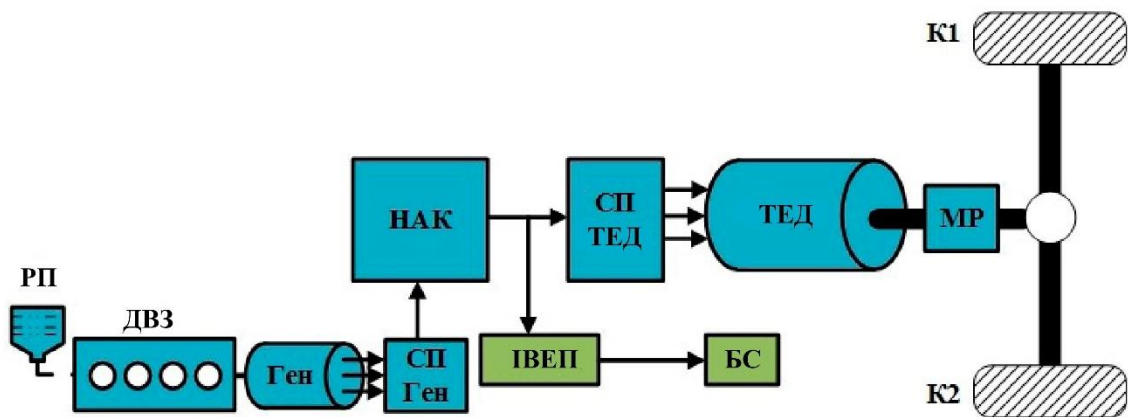


Рисунок 1.6 – Функціональна схема КЕСУ з підзарядкою на борту

Але є особливість, яка полягає в тому, що ДВЗ виведений з основного силового каналу. ДВЗ з генератором служать лише для зарядки НАК на борту транспортного засобу. Це найближче наближення до електромобіля. У міру того, як накопичувачі все більше влаштовуюватимуть за енергоємністю, масою, об'ємом і вартістю, потужність ДВЗ і генератора можна буде зменшувати і, нарешті, зовсім відключитися від них.

Отже, всі необхідні функції – створення додаткового крутного моменту, при живленні від накопичувачів, підзарядка накопичувачів на борту, запуск ДВЗ в режимі стартера – в схемі КЕСУ паралельного типу може виконувати одна електрична машина. Отже, ускладнена схема КЕСУ паралельного типу («важкий

гібрид») є кроком назад у порівнянні з простою паралельною комбінацією джерел крутного моменту. У свою чергу схема КЕСУ послідовного типу виграє за рахунок повної відсутності механічної трансмісії.

Корисним компромісним варіантом може бути згадана вище схема ЕСУ електромобіля, доповнена каналом підзарядки накопичувачів на борту, що містить малопотужний ДВЗ і малопотужний електричний зарядний генератор.

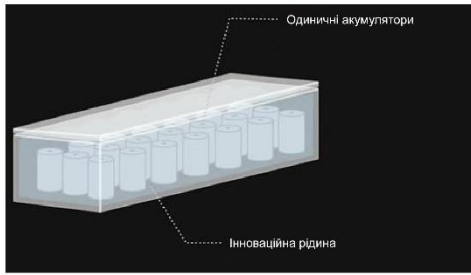
1.3 Конструкції систем термостатування

Конструкції систем термостатування ТАБ класифікують за типом тепловідведення від ЛПА, за типом теплоносія тощо. У даному випадку основними параметрами вибору типу тепловідведення, теплоносія та організації термостатування є наступні:

- а) коефіцієнт теплообміну ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$);
- б) питома теплоємність ТАБ ($\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$);
- в) необхідна потужність підігріву та охолодження ТАБ в експлуатації в необхідних кліматичних умовах.

1.3.1 Класифікація конструкцій теплообміну ЛПА з теплоносієм

ЛПА, що знаходяться в безпосередньому контакті з теплоносієм. На рис. 1.9 зображено модуль з безпосереднім контактом ЛПА з теплоносієм. На рис. 1.7, б зображено продукт компанії Xing Mobility Inc [7]. У цьому виконанні висуваються особливі вимоги до діелектричних властивостей. Електрична міцність діелектрика 35 кВ в зазорі 2,5 мм [7]. Такі розробки доцільно використовувати для ТАБ з постійними коливаннями потужності і великим тепловиділенням ЛПА (наприклад, гоночні та спеціальні ТЗ). Перевага цієї конструкції: відмінний теплообмін ЛПА з теплоносієм. Недоліки: складність виробництва модулів, трудомісткість обслуговування, питомі (масові) характеристики модуля, безпека, висока вартість.



а



б

а – схема; б – модуль акумуляторних комірок

Рисунок 1.7 – ЛІА в безпосередньому контакті з теплоносієм (рідина 3М Новек)

Безпосереднє обдування повітрям – найпоширеніший спосіб теплообміну ЛІА, зображений на рис. 1.8 і 1.9. Переваги даної конструкції – простота пристрою і його обслуговування. Недоліки: зниження питомих характеристик (об'єм), гірший теплообмін у порівнянні з рідиною (питома теплоємність води і повітря відрізняється).

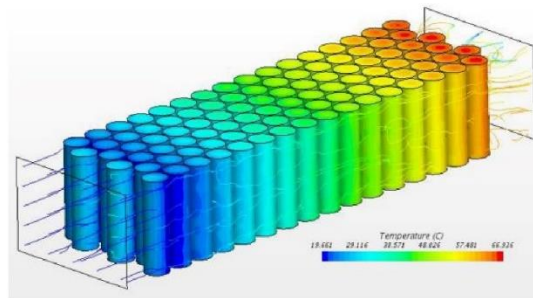


Рисунок 1.8 – ЛІА в безпосередньому контакті з теплоносієм (повітря)



Рисунок 1.9 – Модуль з безпосереднім охолодженням ЛІА

Тепловідвідна пластина. Тепловідвідна пластина, що знаходиться між ЛІА, відводить теплову енергію від їх стінок (рис. 1.10). Переваги: рівномірний розподіл температури в місцях контакту ЛІА з пластиною, простота конструкції, масогабаритні характеристики. Недоліки: система інертна (тобто не розрахована на різкі зміни температури), теплообмін відбувається тільки через пластину.

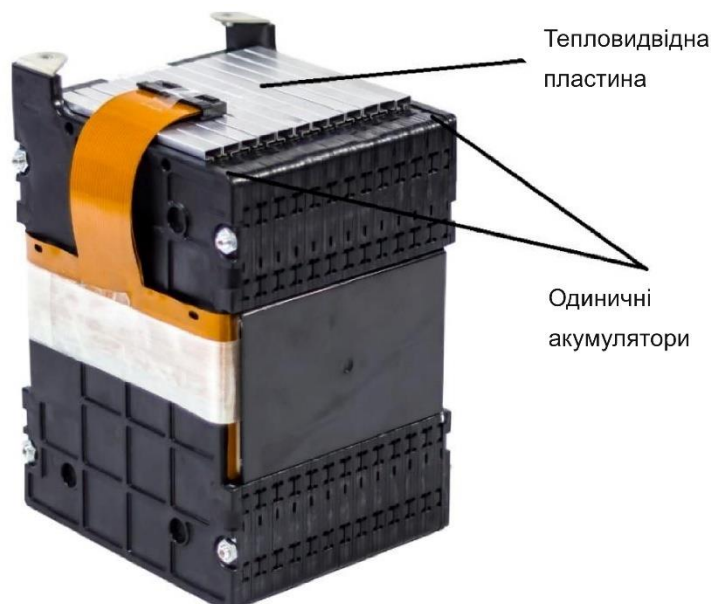


Рисунок 1.10 – Між ЛІА встановлюється тепловідвідна пластина

Теплообмінник, що знаходиться безпосередньо між ЛІА. Теплоносій проходить безпосередньо через канали теплообмінника [7], що знаходиться між ЛІА (рис. 1.11 і 1.12). Переваги – хороший контроль температури. Недоліки: складність конструкції, питома маса, ймовірність витоків.

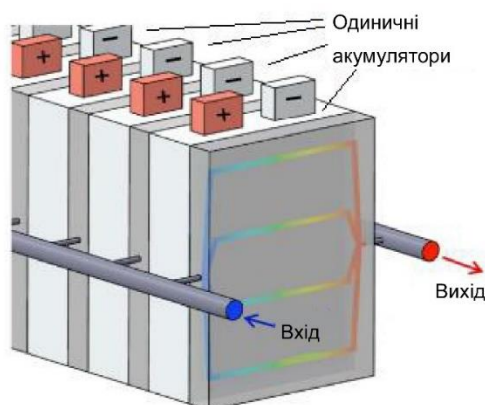


Рисунок 1.11 – Між ЛІА знаходиться теплообмінник

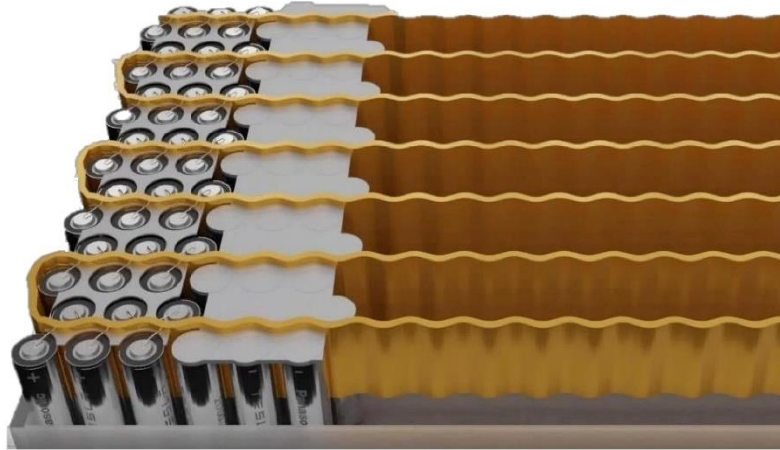


Рисунок 1.12 – Теплообмінник знаходиться між ЛІА (Tesla)

Теплообмінник, що знаходиться знизу ЛІА. На рис. 1.13 і 1.14 [8] зображені теплообмінні пластини, що знаходяться знизу ЛІА. Через невеликий гідравлічний діаметр мікроканальні труби передають тепло ефективніше, ніж традиційні круглі мідні труби [8]. Мікроканальні трубки використовуються також в теплообмінниках, показаних раніше. Вони вже застосовуються на серійних ЕАТЗ завдяки відповідності характеристикам безпеки, вартості, а також хорошому розподілу і відведенню тепла від ЛІА [8].

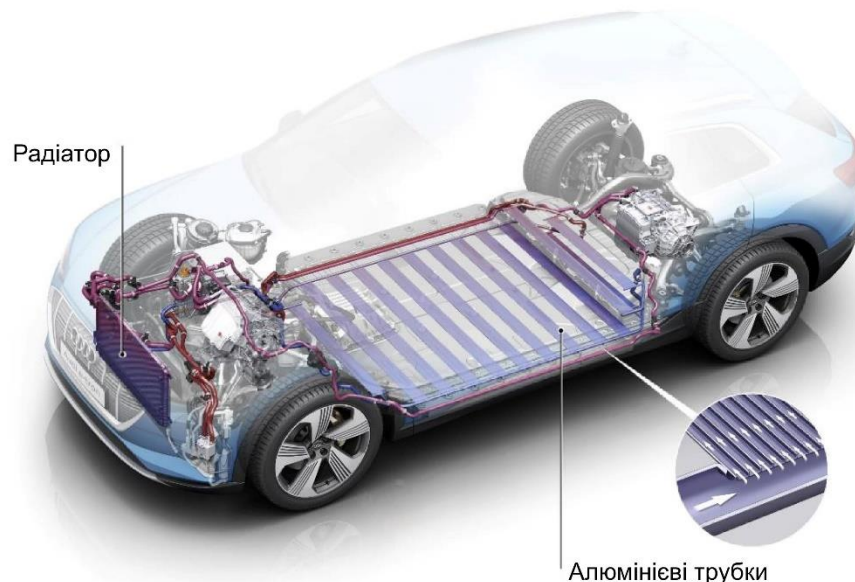


Рисунок 1.13 – Теплообмінники, що знаходяться знизу ЛІА

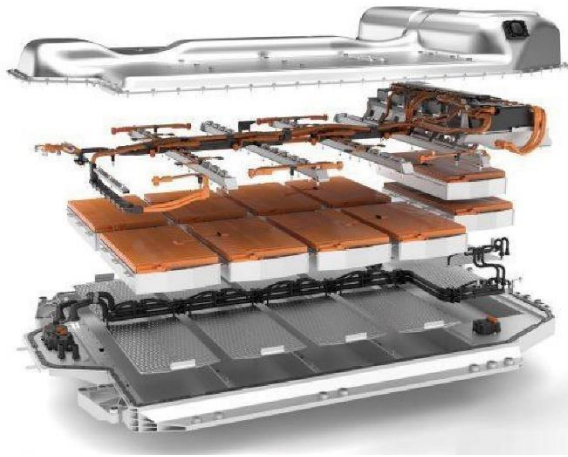


Рисунок 1.14 – Теплообмінник, що знаходиться знизу ЛПА для серійного ТЗ

Теплообмінником є теплова трубка, яка розташовується між ЛПА. Теплообмін відбувається через теплову трубку (рис. 1.15), заповнену рідиною, що випаровується. А – тепло поглинається в секції випаровування. Б – рідина кипить до парової фази. В – тепло виділяється з верхньої частини циліндра в навколишнє середовище; пара конденсується в рідку фазу. Г – рідина повертається під дією сили тяжіння в нижню частину циліндра (в випарну секцію).

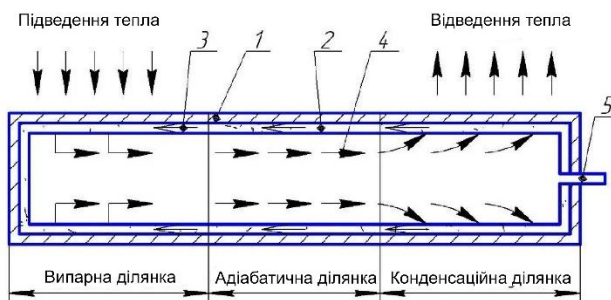


Рисунок 1.15 – Схема теплової трубки

Приклади такої конструкції представлені в експериментальних роботах [3], зображених на рис. 1.16 і 1.17. Даний тип використовується в компактних системах охолодження портативної електроніки, наприклад, в ноутбуках.

Практичне застосування зображено на рис. 1.28.

Переваги: контроль температури, високий теплообмін. Недоліки: складність конструкції, питома маса, робота при негативних температурах, вартість.



Рисунок 1.16 – Експериментальне застосування теплових трубок

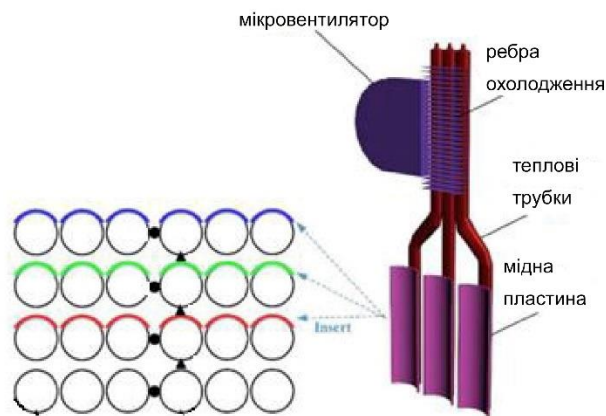


Рисунок 1.17 – Застосування теплових трубок

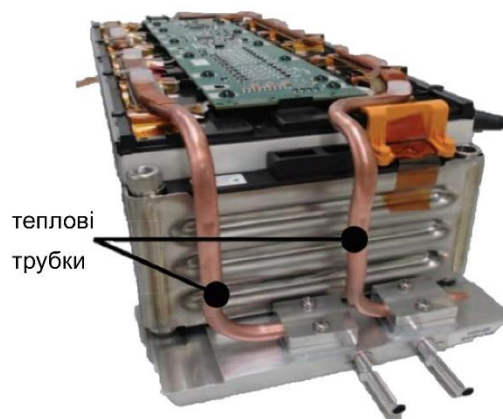


Рисунок 1.18 – Практичне застосування теплових трубок

У статті [8] з Ноттінгемського університету описано проведення дослідження з охолодження та нагрівання ТАБ за допомогою теплових трубок.

Система охолодження/підігріву відноситься до рідинних систем. Схема представлена на рис. 1.20. Для дослідження були прийняті сценарії циклу руху.

Результати представлені у вигляді фотознімків з тепловізора при різних струмах розряду – ці фотознімки представлені на рис. 1.21.

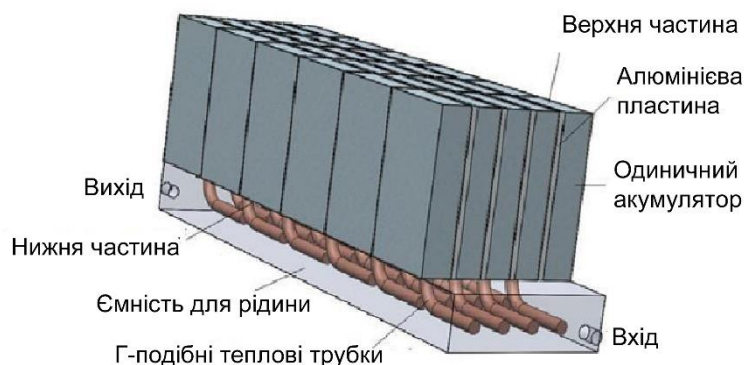


Рисунок 1.20 – Рідка система термостатування

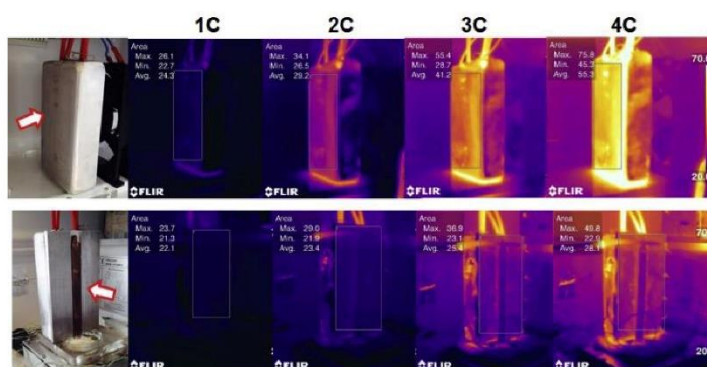


Рисунок 1.21 – Ефективність використання рідкої системи

Пульсаційна тепла трубка, що знаходиться безпосередньо між ЛІА.

Різновидом теплових трубок є пульсаційні теплові трубки, унікальною особливістю яких є те, що вони мають просту конструкцію, містять капілярно-пористу структуру, клапани і т.д., але при цьому здатні передавати теплову енергію при будь-якій орієнтації в полі сил тяжіння. Механізм теплопередачі всередині пульсаційних теплових трубок здійснюється за рахунок випаровувально-конденсаційного циклу (рис. 1.22). При підведенні теплового потоку в зоні нагріву виникає парова бульбашка, яка в процесі зростання і відриву штовхає весь парорідинний потік. Далі потік рухається за інерцією, переносячи енергію в зону конденсації. Одночасно холодна частина теплоносія

із зони конденсації надходить у зону нагріву, в результаті чого температура у випарній ділянці знижується [8]. Приклад використання трубок для термостатування ЛІА зображено на рис. 1.23.

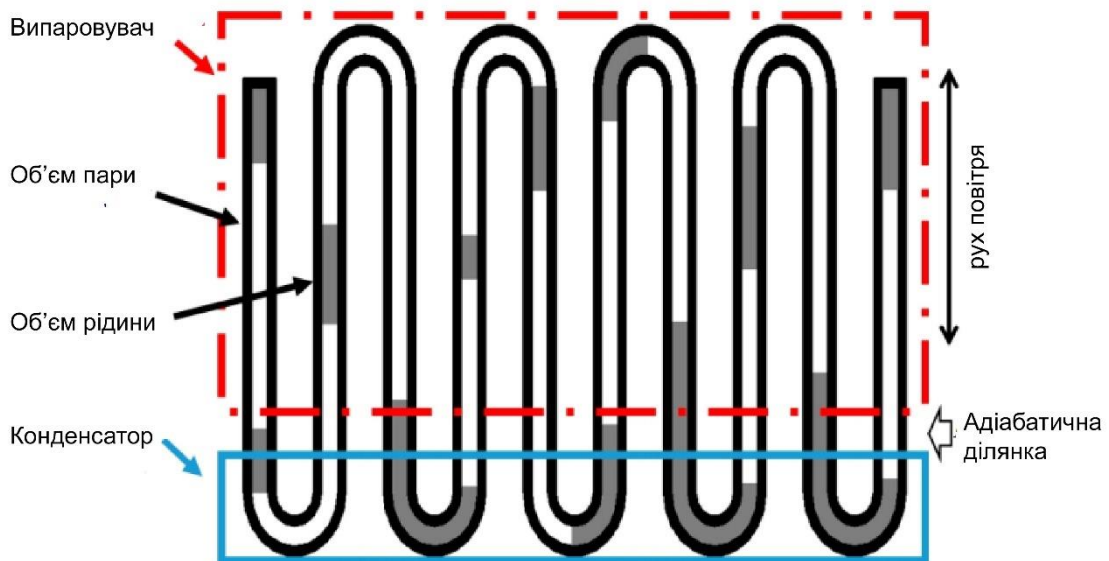


Рисунок 1.22 – Схема пульсаційної теплової трубки

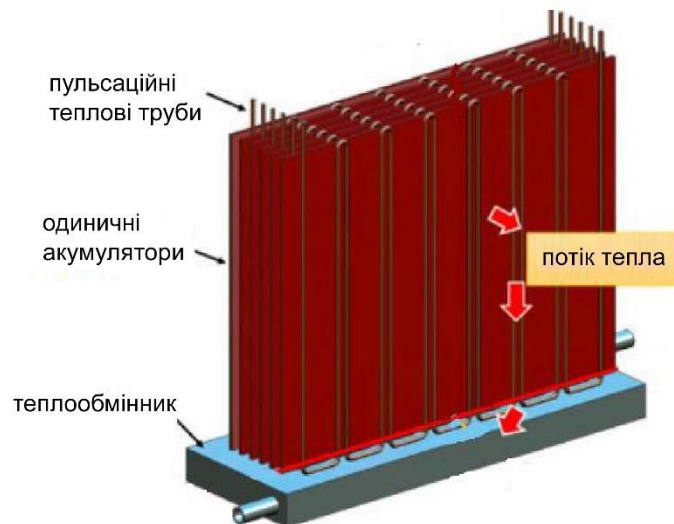


Рисунок 1.23 – Пульсаційні теплові трубки між ЛІА

1.3.2 Класифікація за типом теплоносія

З аналізу робіт [3, 8, 10] очевидно, що конвекція зі зміною фази є найкращим рішенням. Однак такі рішення застосовуються тільки в лабораторних умовах, оскільки основною складністю їх впровадження є висока вартість

конструкції і частота обслуговування. За прогнозом [2], до 2030 року понад 500 ГВт·год в ЕАТЗ будуть з рідинним теплоносієм, але все ж це залишає більшу частину ринку для інших методів охолодження.

1.3.3 Класифікація за організацією теплообміну ТАБ

На рівні ТАБ можлива організація теплообміну СТ, який поділяється на два основних види: пасивний та активний теплообмін.

Схеми пасивних систем теплообміну. Схеми пасивних систем зображені на рис. 1.24 – 1.27. Їх основними перевагами є простота конструкції і низька вартість.

Недоліками – обмежена експлуатація в складних кліматичних умовах, обмеження потужності по виділенню тепла з кожного ЛІА (як наслідок необхідно враховувати ці обмеження і збільшувати електричну потужність ТАБ, масу ТАБ).

Варіант пасивного теплообміну представлений на рис. 1.24, більш наочно зображений на рис. 1.28. Основними недоліками даного рішення є збільшення масогабаритних параметрів, вимоги до герметичності та діелектричної проникності.

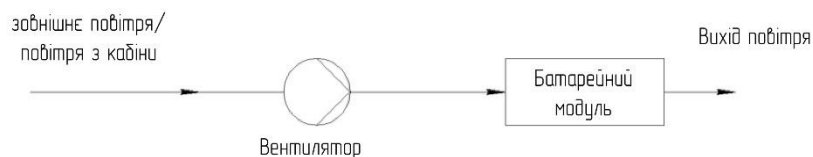


Рисунок 1.24 – Повітряна система пасивного охолодження



Рисунок 1.25 – Примусова система з рекуперацією тепла

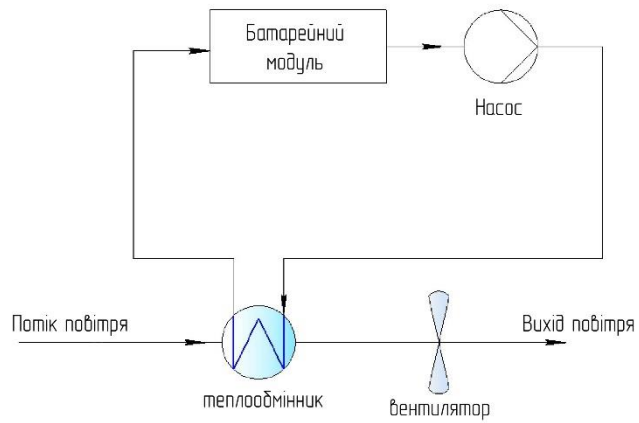


Рисунок 1.26 – Рідинна система пасивного охолодження

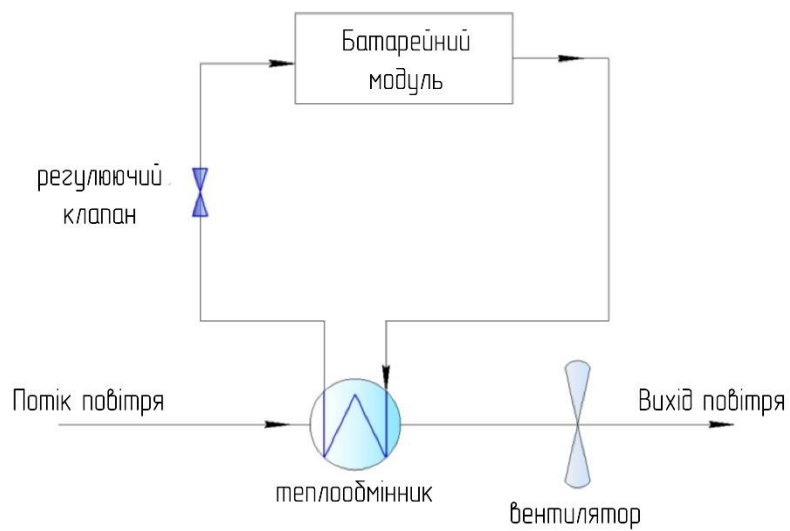


Рисунок 1.27 – Безпосередній пасивний теплообмін з холодоагентом

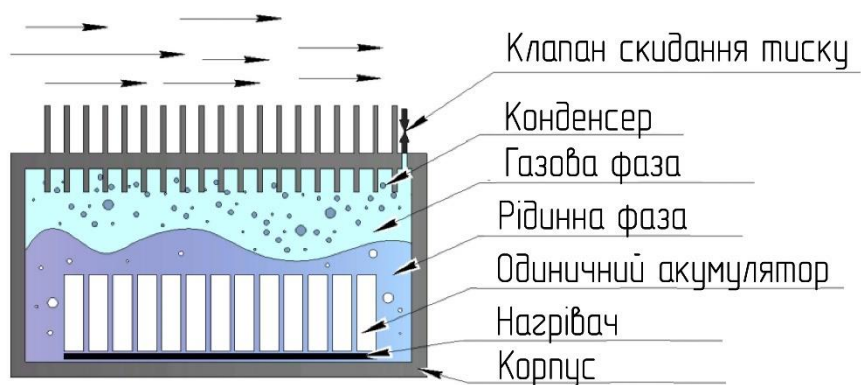


Рисунок 1.29 – Безпосереднє пасивне охолодження ЛІА

Схеми активних систем теплообміну. Схеми примусових систем зображені на рисунках 1.29, 1.30 і 1.31. Їх основна перевага – експлуатація в широкому температурному діапазоні.

Недоліками є обмежена експлуатація в складних кліматичних умовах, обмеження потужності по виділенню тепла з кожного ЛІА (як наслідок необхідно враховувати ці обмеження і збільшувати електричну потужність ТАБ, отже, і масу ТАБ).

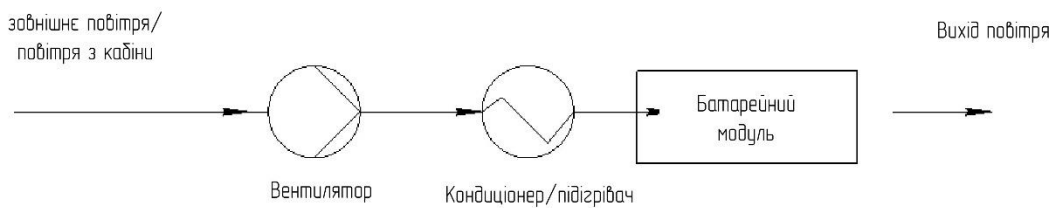


Рисунок 1.28 – Повітряна активна система теплообміну

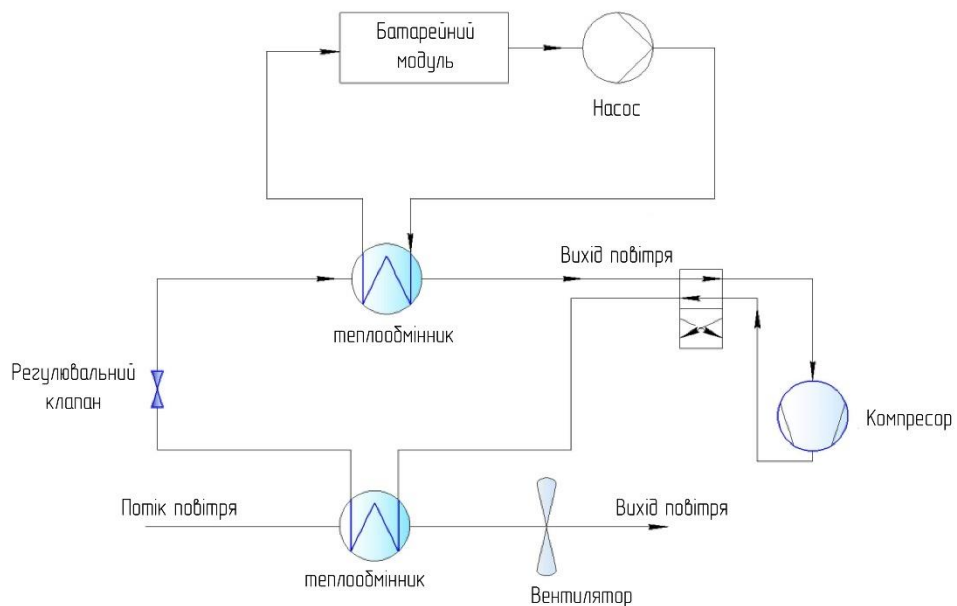


Рисунок 1.29 – Рідинна активна система теплообміну

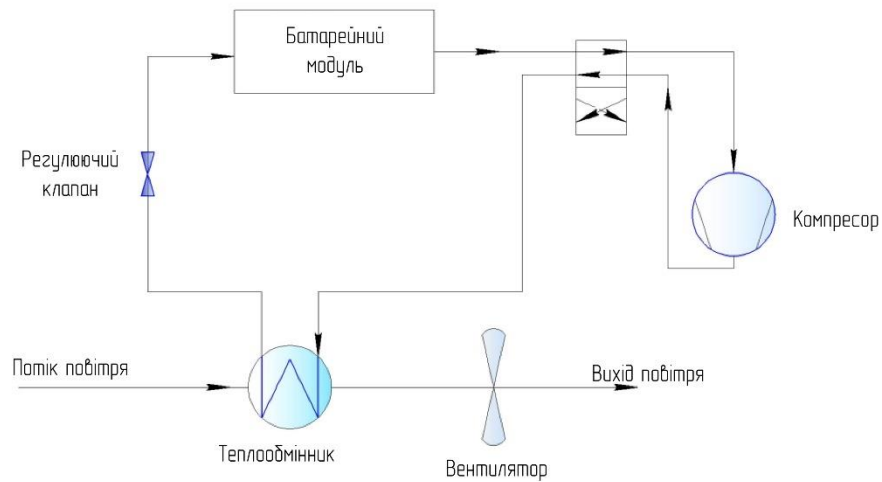


Рисунок 1.30 – Безпосередній примусовий теплообмін з холодоагентом

У роботі [3] проводиться порівняння рідинної та повітряної систем, систем з тепловими трубками та систем природного охолодження акумуляторів. В роботі наочно продемонстровано, що природне охолодження в більшій мірі неефективне, а рідинне найбільш ефективне.

З цього випливає, що при підвищених температурах рідини на поверхні теплообмінника з'являються бульбашки, які різко зменшують його ефективність. Для їх усунення необхідно збільшувати швидкість потоку теплоносія і використовувати піногасники.

1.3 Мета та задачі дослідження

Таким чином визначено мету роботи – розробка принципів і алгоритму управління системою термостатування накопичувачів електричної енергії для забезпечення температурного режиму роботи тягової акумуляторної батареї в різних умовах експлуатації, що дозволяють підвищити продуктивність електрифікованих автотранспортних засобів (що мають високі екологічні характеристики) з урахуванням ресурсу тягової акумуляторної батареї протягом повного життєвого циклу.

Завдання, які необхідно вирішити для досягнення мети:

- аналіз існуючих систем термостатування ТАБ, проведення аналізу наявних видів ЛПА і визначення найбільш придатних для ЕАТЗ ТАБ з наявних на ринку пропозицій;
- визначення експлуатаційних режимів ТАБ з використанням імітаційного моделювання;
- розробка методики проведення комплексних досліджень систем термостатування ТАБ;
- аналіз видів деградації ЛПА та методів оцінки ступеня працездатності ЛПА;
- аналіз режимів термостатування в різних умовах експлуатації за допомогою імітаційного моделювання, оцінка SOH ТАБ з урахуванням експлуатаційних показників ТАБ і прогнозування його деградації;
- розробка пропозицій і рекомендацій щодо поліпшення технічного стану в процесі експлуатації.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНИЙ ОПИС ОСНОВНИХ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ЛІТІЙ-ІОННИХ АКУМУЛЯТОРІВ І ГІДРАВЛІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ВСЕРЕДИНІ ТЯГОВОЇ АКУМУЛЯТОРНОЇ БАТАРЕЇ. ПІДХОДИ ДО МАТЕМАТИЧНОГО ОПИСУ СТУПЕНЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

В даній роботі створено дві імітаційні моделі (ІМ).

Перша моделює рух ЕАТЗ з втратами, алгоритмами роботи та обмеженнями в ТАБ, тяговому приводі, але без урахування тепломасопереносу. Ця модель полегшена, вона дозволяє моделювати тривалий час (наприклад, для даної роботи було проведено розрахунок середньої температури ТАБ протягом року), але дозволяє визначати лише середню температуру ТАБ. Вхідними даними є: цикл руху ЕАТЗ і температура навколишнього середовища, а вихідними – витрата енергії, середня температура ТАБ.

Друга модель моделює тепломасоперенос з урахуванням алгоритму роботи СТ, перехідних процесів, гідравлічних втрат в системі, властивостей теплоносія, зміни коефіцієнта теплообміну тощо. Ця модель сприяє визначенню температури кожного ЛІА всередині ТАБ, але дозволяє моделювати процеси протягом нетривалого часу (через реальні обмеження обчислювальної потужності персональних комп'ютерів), тобто дозволяє моделювати режими виходу на робочий режим експлуатації ТАБ. Вхідними даними є: струмові навантаження ТАБ, температура навколишнього середовища і швидкість повітря, що обдуває ТАБ, вихідними даними – середня температура кожної ЛІА всередині ТАБ, витрата енергії компонентів СТ, характеристики гідравлічних компонентів.

Ці дві моделі дають можливість в достатній мірі оцінити необхідні потужності та енергоефективність СТ в тривалих режимах експлуатації, а також оцінювати виконання технічних вимог щодо часу виходу ТАБ в робочий режим.

Для створення ІМ руху ЕАТЗ використовується програмне забезпечення MATLAB/Simulink. Для математичного опису ЛІА використовується метод Шеферда.

Найбільш відомим і широко поширеним є метод аналітичного опису розрядних характеристик ЛІА, запропонований Шефердом. Даний метод дозволяє описати аналітичним рівнянням залежність $U = f(I, t)$:

$$E = E_s - k \frac{Q}{Q - It} I - NI + A \exp\left(\frac{It}{BQ}\right) - CIt, \quad (2.1)$$

де E_s – початкова напруга розряду, В; k – коефіцієнт поляризації, Ом·см; N – внутрішній опір елемента, Ом·см; Q – кількість (ємність) активного матеріалу, А·ч/елемент; I – струм розряду, А; t – час розряду, год; A – емпіричний коефіцієнт, В; B – емпіричний коефіцієнт ($A = -4,013$ В; $B = 1,76$ В); C – коефіцієнт, В·см/(А·с).

В ІМ для опису накопичувача використовується блок «Battery» з бібліотеки SimScape в програмі Matlab.

2.1 Математичний опис теплових процесів літій-іонних акумуляторів

Загальна тепла модель батареї є складною через нерівномірний розподіл температур. Тепловиділення на батареї можна розділити на два компоненти (Q_p – омічне тепло і тепло реакції Q_s)

Внутрішній опір ЛІА не є константою і збільшується в міру зменшення ступеня зарядженості (SOC) в процесі розряду, а також в залежності від температури.

2.2 Основні види теплопередачі в системі термостатування

Теплообмін між ТАБ і системою термостатування здійснюється декількома способами, вони зображені на рис. 2.1. В основному теплопередача здійснюється теплопровідністю і конвекцією, але в певних випадках передача тепла випромінюванням може бути вагомою.

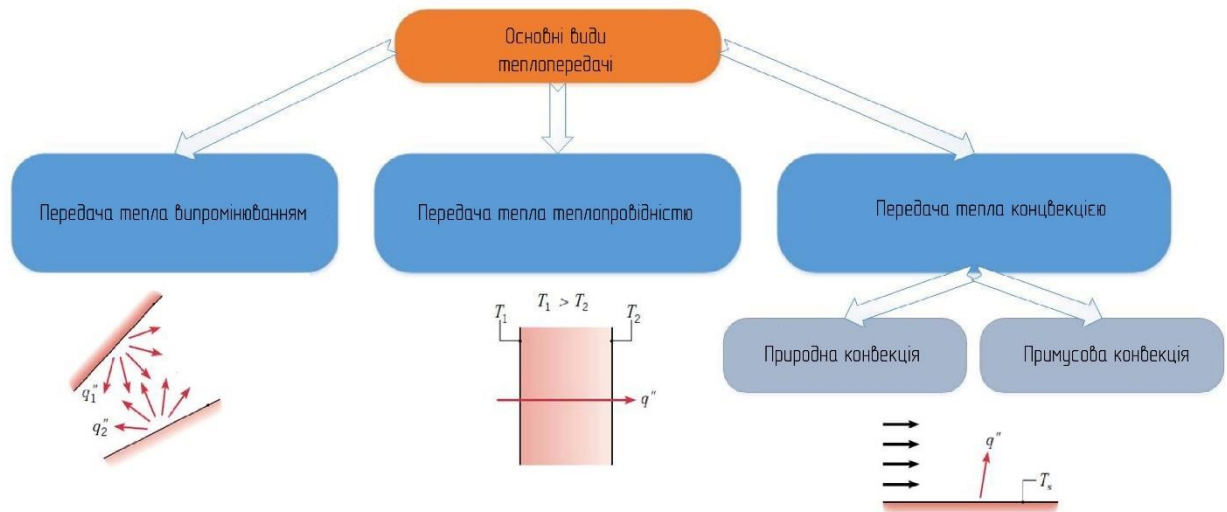


Рисунок 2.1 – Основні види теплопередачі

2.2.1 Передача тепла теплопровідністю

Основним рівнянням яке вказує на зв'язок температурного поля в суцільному середовищі та інтенсивність поширення тепла, є закон Фур'є [18]:

$$q = -\lambda \text{grad}t, \quad (2.2)$$

де q – вектор щільності теплового потоку; λ – коефіцієнт теплопровідності середовища; $\text{grad}t$ – градієнт температури.

Основним критерієм вибору матеріалів при проектуванні теплопередавальних елементів є значення коефіцієнта теплопровідності λ . Одними з найефективніших у цьому відношенні матеріалів є алюміній (205 Вт/(м·°C)) і мідь (394 Вт/(м·°C)). Але використання таких матеріалів при передачі тепла на значну відстань призводить до збільшення маси теплопередаючих елементів і великої різниці температур на цій довжині.

2.2.2 Передача тепла випромінюванням

Теплове випромінювання – це енергія, що випромінюється речовиною, яка має ненульову температуру [19]. Це випромінювання, що отримується як від твердих поверхонь, так і від рідин і газів. Передача тепла теплопровідністю або конвекцією вимагає наявності матеріального середовища, через яке відбувається

теплообмін. У разі випромінювання цього не потрібно. Перенесення тепла випромінюванням найбільш ефективно відбувається у вакуумі.

Розглянемо процеси перенесення випромінювання для поверхні (рис. 2.2). Випромінювання, яке випускається поверхнею, відбувається від теплової енергії речовини, обмеженої поверхнею, а швидкість, з якою енергія виділяється на одиницю площі ($\text{Вт}/\text{м}^2$), називається «інтегральна щільність потужності».

Існує верхня межа потужності випромінювання, яка визначається законом Стефана – Больцмана:

$$q^* = \sigma T^4, \quad (2.3)$$

де T – абсолютна температура поверхні, σ – постійна Стефана – Больцмана.

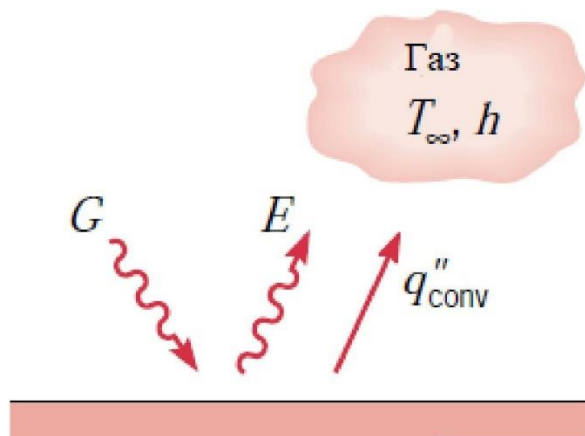


Рисунок 2.2 – Теплообмін випромінюванням на поверхні

Закон Стефана-Больцмана встановлює залежність щільності потоку випромінювання від температури. При цьому поверхня може не тільки випромінювати енергію, але й поглинати енергію, випромінену іншим тілом. Величина поглиненої енергії визначається величиною коефіцієнта поглинання.

випромінювання стає істотним при температурах вище $125\text{ }^{\circ}\text{C}$. Тому в таких системах теплообмін випромінюванням може розглядатися лише як доповнення до основного способу тепловідведення [23].

2.2.3 Передача тепла конвекцією

Конвективний теплообмін – це процес передачі тепла між поверхнею в основному твердого тіла і обтікає рухомих теплоносієм (рідиною або газом). Даний вид теплообміну характеризується відносно високою ефективністю тепловіддачі при помірних температурах і є найбільш поширеним способом розсіювання теплової енергії систем контролю температури.

Конвективний теплообмін характеризується диференціальним рівнянням Ньютона-Рихмана:

$$dQ = \alpha \Delta T dA, \quad (2.4)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі; dA – площа поверхні теплообміну, ΔT – перепад температури між поверхнею тепла і теплоносієм.

РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК І ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ ТЕРМОСТАТУВАННЯ ТЯГОВОЇ АКУМУЛЯТОРНОЇ БАТАРЕЇ

3.1 Розрахунок тягово-динамічних та енергетичних характеристик електричних транспортних засобів

Для визначення зарядно-розрядних струмів акумуляторної батареї під час руху, в рамках даної роботи було використано імітаційну модель ЕАТЗ в середовищі Matlab/Simulink. Вона дозволяє отримати експлуатаційні характеристики акумуляторної батареї при різних циклах руху.

Для оцінки ступеня працездатності ТАБ і впливу температури навколишнього середовища на тягову акумуляторну батарею транспортного засобу було побудовано імітаційну модель (ІМ) прямолінійного руху ЕАТЗ (для аналізу віртуальної експлуатації). Загальний вигляд ІМ зображено на рис. 3.1. ІМ складається з п'яти основних блоків. Перший, блок формування швидкості руху, що включає в себе кілька стратегій руху, такі як розгін, гальмування, а також рух за різними циклами. Другий, блок тягового розрахунку, заснований на рівнянні прямолінійного руху транспортного засобу:

$$F_{aj} = F_k - F_g - F_{\psi}, \quad (3.1)$$

де, F_{aj} – сила опору розгону поступальних і обертових мас автомобіля; F_k – тягове зусилля в плямі контакту ведучих коліс; F_g – сила опору повітря; F_{ψ} – сила опору руху.

Даний блок визначає необхідний момент і частоту обертання на валу електродвигуна. Третій – блок тягового електродвигуна. У даному блоці вводяться параметри електродвигуна, такі як залежність пікового і тривалого моменту від частоти обертання ротора і ККД електричної машини в залежності від моменту частоти обертання і напруги на вході в тяговий інвертор. Четвертий, блок розрахунку електричних характеристик, розраховує електричну потужність, а також енергію, що витрачається на рух. П'ятий, блок тягової акумуляторної батареї, враховує обмеження струмів заряду і розряду, падіння

напруги зі зменшенням рівня заряду акумулятора, теплову потужність, що виробляється в результаті розряду і заряду, а також потужність, необхідну для відведення тепла і нагріву. Обмеження двигуна по моменту і акумуляторної батареї по струму і напрузі враховуються в тяговій динаміці транспортного засобу.

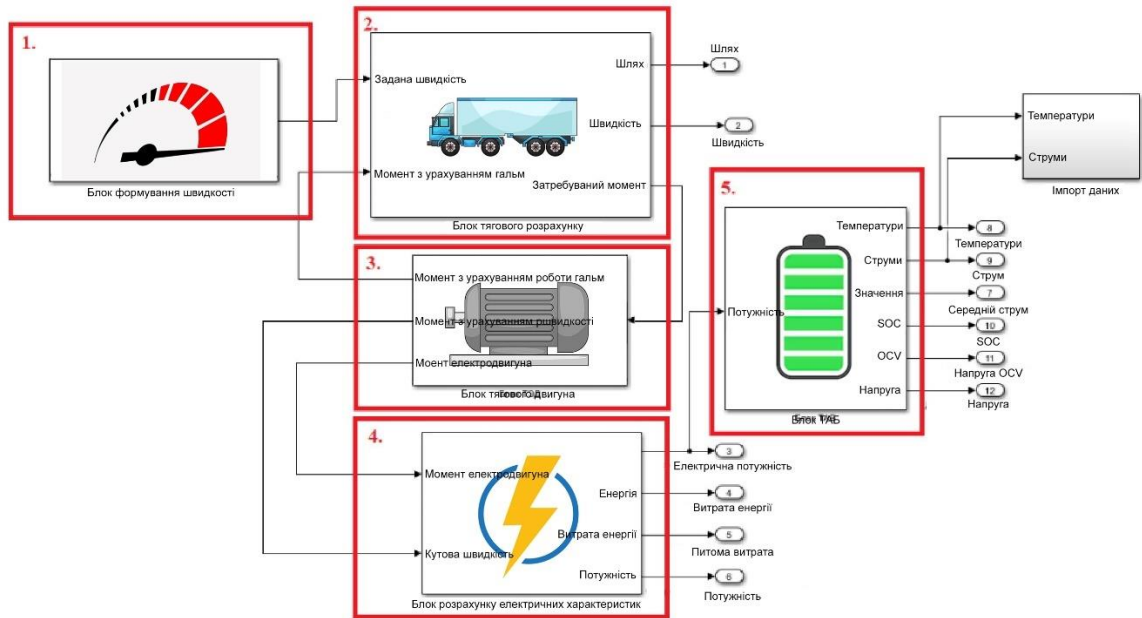


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд імітаційної моделі

3.2 Об'єкт дослідження

Об'єктом дослідження є ЕАТЗ великого класу повною масою 18 000 кг, колісною формулою 4×2, з тяговим електричним приводом задньої осі, у складі двох тягових електричних машин, кожна для приводу колеса відповідного борту, інтегрованих в конструкцію порталного моста, сукупності зубчастих передач. В якості джерела енергії використовується тягова акумуляторна батарея. ЕАТЗ має електричний привід допоміжних агрегатів: насоса ГПК, компресора, кліматичного обладнання. Блок-схема тягового електроприводу представлена на рис. 3.2.

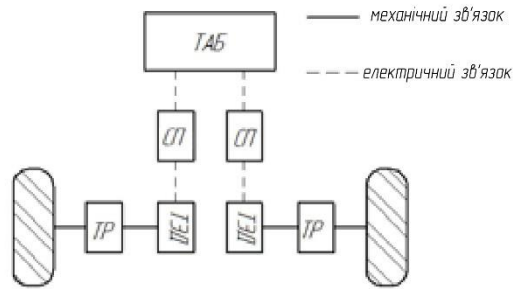


Рисунок 3.2 – Блок-схема тягового електроприводу ЕАТЗ

СП – силовий перетворювач; ТР – трансмісія приводу ведучих коліс; ТЕД – тяговий електродвигун; ТАБ – тягова акумуляторна батарея.

3.3 Характеристика тягового електродвигуна приводу ведучих коліс

Тяговий електричний привід має можливість працювати в наступних режимах:

- Режим короткочасних перевантажень (піковий режим), тривалістю до 10...15 сек;
- Режим тривалих перевантажень, тривалістю до 5...10 хв;
- Годинний режим роботи, тривалістю не менше години;
- Тривалий режим роботи, тривалість без обмежень.

3.4 Розрахунок ККД приводу

Трансмісія приводу ведучих коліс має в своєму складі сукупність зубчастих механічних редукторів. З огляду на відсутність даних щодо складу та характеристик трансмісії приводу ведучих коліс, приймаємо ККД трансмісії рівним 0,92.

Загальний ККД тягового електричного приводу ведучих коліс ЕАТЗ визначається за картою ККД, наданою виробником.

3.5 Визначення параметрів шин

На ТЗ можлива установка шин КАМА ALL STEEL NF201.

Згідно з електронним каталогом КАМА Catalog технічні характеристики шини:

- категорія швидкості – М,
- тип конструкції – радіальна,
- конструкція каркаса і брекера – суцільнометалева,
- тип малюнка протектора – дорожній,
- маса шини не більше 50 кг,
- індекс несучої здатності 148,
- максимальне навантаження на шину 3150 кгс.
- вільний радіус шини визначається за формулою (64):

$$R_{cv} = \frac{d_{об}}{2} + \frac{BH}{100}, \quad (3.2)$$

де $d_{об}$ – посадковий діаметр обода диска; B – ширина шини; H – висота профілю шини.

$$R_{cv} = \frac{571,5}{2} + \frac{245 \cdot 70}{100} = 478,25 \text{ мм.} \quad (3.3)$$

- Статичний радіус шини, згідно з каталогом, дорівнює 447 мм
- Кінематичний радіус колеса в класичній теорії автомобіля визначається за формулою:

$$R_k = \frac{V_k}{\omega_k}. \quad (3.4)$$

- Радіус кочення колеса визначається за формулою:

$$R = \frac{3R_{вил}}{1 + \frac{R_{вил}}{R_{cm}}}, \quad (3.5)$$

$$R = \frac{3 \cdot 478,25}{1 + 2 \frac{478,25}{447}} = 458,39 \text{ мм.} \quad (3.6)$$

3.6 Розрахунок сил опору кочення, підйому і повітря

Розрахунок сил опору кочення

Сила опору коченню визначається за формулою

$$R_{коч} = f_i Mg, \quad (3.7)$$

де M – маса транспортного засобу; g – прискорення вільного падіння; f_i – коефіцієнт опору коченню, що визначається за формулою:

$$f_i = f_0(1 + 5 \cdot 10^{-5} v^2), \quad (3.8)$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню шин; $f_0 = 0,0095$ відповідно до ДСТУ 5513-97 для радіальних суцільнометалокордних шин; v – швидкість руху, км/год;

Результати розрахунків сили опору коченню представлені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Сила опору кочення

Параметр	Значення								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
V , км/год	0	10	20	30	40	50	60	70	80
f_i	0,0095	0,009502	0,009512	0,009536	0,009548	0,009589	0,009612	0,00967	0,009718
$R_{коч}$, Н (100% завантаж ення)	1783,7	1783,39	1785,437	1786,85	1791,635	1797,784	1798,298	1804,2	1813,4
$R_{коч}$, Н (50% завантаж ення)	1321,4	1321,94	1323,55	1326,073	1326,99	1404,82	1409,73	1416,7	1423,76

Потужність сил опору коченню визначається за формулою

$$N_{коч} = R_{коч} v_i. \quad (3.9)$$

Результати розрахунку потужності сил опору коченню шин наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Потужність сил опору

Параметр	Значение								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
V , км/год	0	10	20	30	40	50	60	70	80
$N_{коч}$, кВт (100% завантаження)	0	4,83	9,36	14,13	19,54	24,54	29,56	35,13	40,13
$N_{коч}$, кВт (50% завантаження)	0	3,79	7,52	11,65	15,12	19,35	23,65	27,65	31,48

3.7 Розрахунок сил опору підйому

Сила опору підйому визначається за формулою:

$$P_{\text{під}} = Mg\psi, (3.10)$$

де ψ – коефіцієнт опору руху, що визначається за формулою:

$$\psi = f_0 \sin \alpha + \cos \alpha, (3.11)$$

де α – кут підйому, град.

Результати розрахунків сили опору підйому представлені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Сила опору підйому

$\alpha, \%$	0	5	10	15	20	25	30	35
$\alpha, ^\circ$	0	2,83	5,56	8,64	11,65	14,64	16,23	19,56
ψ	0,0093	0,059	0,108	0,156	0,203	0,248	0,293	0,330
$P_{\text{під}}, \text{Н}$	1769,7	11065,1	20365,8	29426,2	38364,7	46964,5	55264,1	63234,3

3.8 Розрахунок сил опору повітря

На рис. 3.3 зображено габарити ЕАТЗ. Площа лобового опору становить 8,22 м².

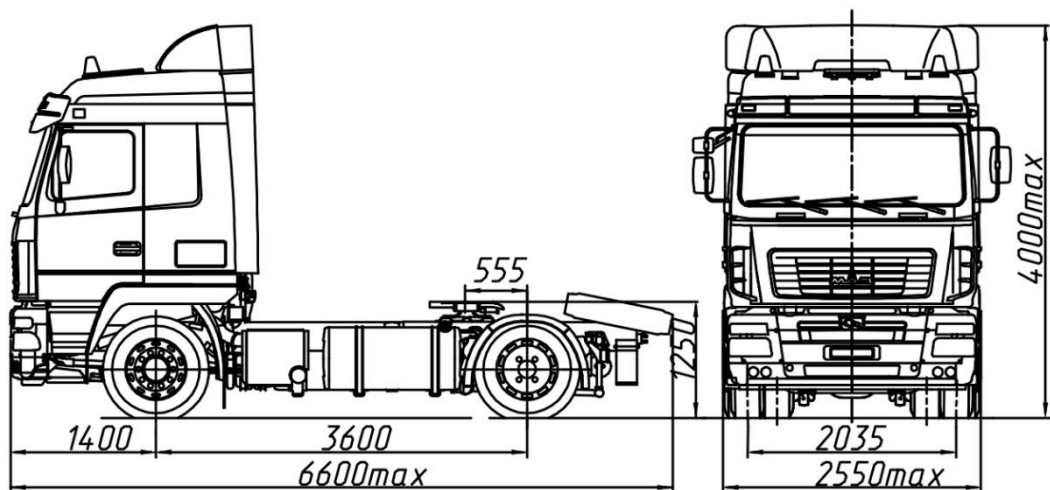


Рисунок 3.3 – Загальний вигляд ЕАТЗ

В імітаційній моделі швидкість вітру не враховується. Для визначення коефіцієнта обтікання ЕАТЗ і коефіцієнтів теплообміну (з навколишнім повітрям) високовольтних компонентів була створена віртуальна модель ЕАТЗ в

середовищі NX і проведено CFD аналіз в середовищі XFlow. На рис. 3.4 зображено швидкість частинок повітря при русі ЕАТЗ на швидкості 80 км/год.

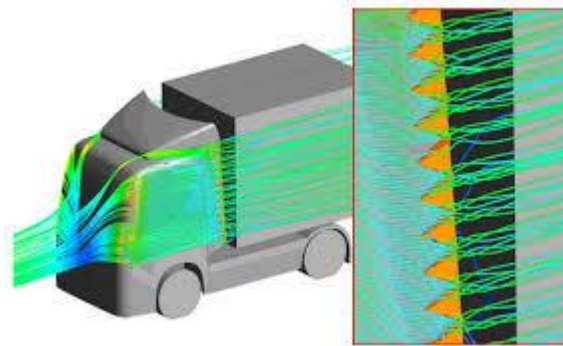


Рисунок 3.4 – Розрахунок обтікання частинок повітря при русі ЕАТЗ

Для визначення коефіцієнта обтікання в середовищі XFlow є спеціальний інструмент визначення даного коефіцієнта в кожен момент часу, графік зміни показаний на рис. 3.5.

Використовуючи XFlow 2020x VALIDATION GUIDE визначено, що коефіцієнт c_x дорівнює 0,6.

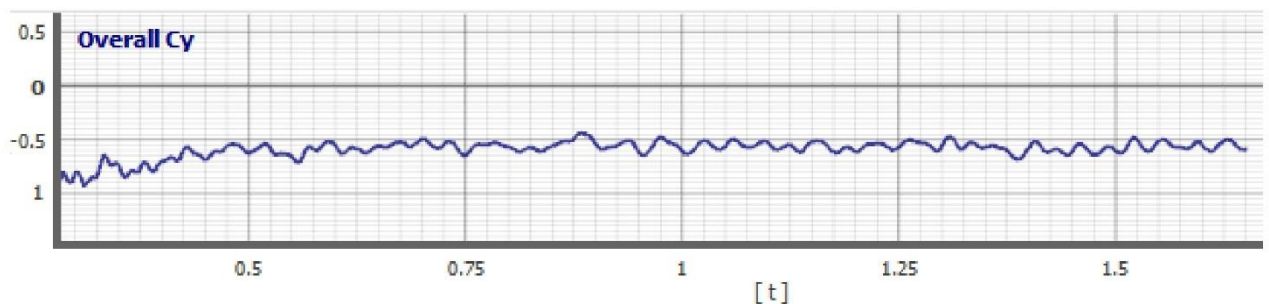


Рисунок 3.5 – Графік зміни коефіцієнта обтікання від часу

Сила опору повітря визначається за формулою

$$R_g = \frac{c_x F_{\text{лоб}} v^2}{2}, \quad (3.12)$$

де v – швидкість руху ЕАТЗ, м/с; c_x – коефіцієнт обтікання; $F_{\text{лоб}}$ – площа лобового опору, м^2 , визначається за формулою

$$F_{\text{лоб}} = ABH, \quad (3.13)$$

де B – ширина ЕАТЗ, м; H – висота ЕАТЗ, м; A – коефіцієнт заповнення площі лобового перетину ЕАТЗ.

$$F_{\text{лоб}} = 0,95 \cdot 2,55 \cdot 3,5 = 8,36 \text{ м}^2 \quad (3.14)$$

Потужність сил опору повітря розраховується за формулою:

$$N_{\text{г}} = R_{\text{г}} v. \quad (3.15)$$

Результати розрахунків сили опору повітря представлені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Сила опору повітря і потужність сили повітря

Параметр	Значення								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
V , км/год	0	10	20	30	40	50	60	70	80
$R_{\text{г}}$, Н	0	28,65	114,25	257,98	457,26	715,68	1030,87	1402,32	1831,98
$N_{\text{г}}$, кВт	0	0,08	0,68	2,62	5,95	9,15	16,23	27,45	40,65

3.9 Розрахунок швидкості руху електричного транспортного засобу

Швидкість руху визначається за формулою

$$v = 0,377 \frac{n_{\text{ТЕД}} R_{\text{к}}}{u_{\text{мп}}}, \quad (3.16)$$

де $n_{\text{ТЕД}}$ – частота обертання вихідного валу тягового двигуна, об/хв; $u_{\text{мп}}$ – передавальне число трансмісії/

Результати розрахунків наведено в 3.5.

Таблиця 3.5 – Швидкість руху ЕАТЗ

$n_{\text{ТЕД}}$, об/хв	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	110000
V , км/год	0	7,8	15,3	22,9	30,6	37,2	46,8	52,2	62,8	69,4	78,0	85,6

Максимально можлива кінематична швидкість 83,6 км/год

Максимальна кінематична тривала швидкість складе

$$v_{\text{max } \delta} = 0,377 \frac{10300 \cdot 0,45696}{22,66} = 78,2 \text{ км/год.} \quad (3.17)$$

3.10 Визначення необхідної потужності двигуна

Мінімальна необхідна потужність двигуна визначається за формулою:

$$N_{необ} = \frac{(R_{коч\ max} + R_{в\ max})v_{max}}{\eta_{прив}}, \quad (3.18)$$

де v_{max} – максимальна швидкість руху, м/с; $R_{коч\ max}$ – сила опору коченню при максимальній швидкості, Н; $R_{в\ max}$ – сила опору повітря при максимальній швидкості руху, Н

$$N_{необ} = \frac{(1814,4 + 1831,8) \cdot 22,2}{0,9025} = 89,56 \text{ кВт}. \quad (3.19)$$

Передбачуваний до встановлення на транспортний засіб двигун має тривалу потужність 60 кВт. Встановлюється 2 таких двигуни. Сумарна потужність тягових двигунів становитиме 120 кВт, що вище необхідного мінімального значення.

3.11 Розрахунок сили тяги на колесі

Сила тяги на колесі в тривалому (номінальному) режимі роботи тягового електродвигуна визначається за формулою

$$P_{т.тр} = \frac{2M_{кр.маx.тр} \cdot U_{тр} \eta_{тр}}{R_k}, \quad (3.20)$$

де $M_{кр\ max.тр}$ – максимальний тривалий крутний момент на вихідному валу двигуна, Н·м; $\eta_{тр}$ – ККД трансмісії; $U_{тр}$ – передавальне число трансмісії; R_k – кінематичний радіус колеса, м/

Сила тяги на колесі в режимі роботи з перевантаженням до 5...10 хвилин визначається за формулою:

$$P_{т.хв} = \frac{2M_{кр.маx.хв} \cdot U_{тр} \eta_{тр}}{R_k}, \quad (3.21)$$

де $M_{кр.маx.хв}$ – максимальний крутний момент, що може тривати 5...10 хвилин, на вихідному валу двигуна, Н·м.

Сила тяги на колесі в режимі роботи з перевантаженням до 1 години визначається за формулою:

$$P_{m.год} = \frac{2M_{кр.мах.год} \cdot U_{тр} \cdot \eta_{тр}}{R_k}, \quad (3.22)$$

де $M_{кр.мах.год}$ – максимальний крутний момент, що може тривати до 1 години, на вихідному валу двигуна, Н·м.

Сила тяги на колесі в режимі роботи з перевантаженням до 5...10 хвилин визначається за формулою:

$$P_{m.кр} = \frac{2M_{кр.мах.нік} \cdot U_{тр} \cdot \eta_{тр}}{R_k}, \quad (3.23)$$

$M_{кр.мах.нік}$ – максимальний короточасний крутний момент на вихідному валу двигуна, Н·м.

Результати розрахунків наведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 – Сила тяги на колесі

Параметр	Значення								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
$P_{m.год}$, Н	20534,3	20546,3	20548,3	18808,5	14105,4	11324,1	9707,2	8025,7	7065,2
$P_{m.мін}$, Н	30165,6	30168,6	30169,6	27632,5	20754,6	16565,7	13854,8	11855,1	10323,3
$P_{m.кр}$, Н	44354,9	44323,9	44387,9	27636,5	20789,6	16565,7	13832,8	11865,1	10398,3
$P_{m.довг}$, Н	15052,8	15057,8	15058,8	13265,6	9965,4	7965,9	6636,3	5669,9	4965,7

3.12 Розрахунок динамічного фактору

Динамічний фактор у годинному режимі визначається за формулою:

$$D_{год} = \frac{(P_{m.год} - R_g)}{G}, \quad (3.24)$$

де G – вага транспортного засобу, Н, визначається за формулою

$$G = gM_{повн}, \quad (3.25)$$

$$G = 9,81 \cdot 19000 = 186390 \text{ Н}. \quad (3.26)$$

Динамічний фактор у хвилинному режимі визначається за формулою

$$D_{xв} = \frac{(P_{m.xв} - R_g)}{G}. \quad (3.27)$$

Динамічний фактор у короткочасному режимі визначається за формулою

$$D_{кр} = \frac{(P_{m.кр} - R_g)}{G}. \quad (3.28)$$

Динамічний фактор у годинному режимі визначається за формулою

$$D_{довг} = \frac{(P_{m.довг} - R_g)}{G}. \quad (3.29)$$

Результати розрахунків наведені в табл. 3.7.

Таблиця 3.7 – Динамічний фактор

Параметр	Значення								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
V , км/год	0	10	20	30	40	50	60	70	80
$D_{год}$	0,1102	0,1102	0,109	0,0995	0,0732	0,0567	0,0449	0,0357	0,028
$D_{xв}$	0,1617	0,1617	0,1612	0,147	0,1088	0,0852	0,0687	0,0561	0,0458
$D_{кр}$	0,238	0,238	0,222	0,147	0,1088	0,0852	0,0687	0,0561	0,0458
$D_{довг}$	0,0807	0,0807	0,0803	0,0698	0,0509	0,0389	0,03	0,023	0,0169

Максимальний кут подоланого підйому в тривалому режимі – 7%. Можлива швидкість руху – до 34,5 км/год. В годинному режимі – 10% зі швидкістю до 27,8 км/год. В хвилинному режимі (тривалість режиму 5...10 хв) – 15% зі швидкістю до 27,8 км/год. В короткочасному режимі 23% зі швидкістю до 23,5 км/год. Необхідні швидкості руху, а також максимальні кінематично можливі, досяжні на рівній (без ухилу) дорозі з асфальтобетонним покриттям.

При ухилі дороги 2% (природний еквівалентний ухил) максимально досяжна швидкість 62 км/год в тривалому режимі і 76 км/год в годинному режимі. В інших режимах швидкість досяжна. Максимальна сила тяги по зчепленню визначається за формулою

$$P_{\varphi} = \varphi_{max} G_{зч}, \quad (3.30)$$

де φ_{max} – максимальний коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорогою. Приймаємо $\varphi_{max} = 0,6$. $G_{зч}$ – зчїпна вага, що припадає на ведучу вісь транспортного засобу, Н, визначається за формулою:

$$G_{зч} = gM_{зч}. \quad (3.31)$$

3.13 Розрахунок характеристики розгону

Розгінну характеристику визначаємо в двох режимах роботи тягового електричного приводу, в годинному і хвилинному режимі (тривалість 5...10 хвилин), як найбільш тривалих. У даних режимах є можливість знехтувати температурним станом компонентів приводу.

Піковий режим роботи приводу розглядати недоцільно, оскільки він має малу тривалість і впливатиме на розгінні характеристики лише на початкових етапах розгону. Основним режимом роботи тягового електричного приводу при розгоні буде режим тривалих перевантажень (з можливістю тривалості 5...10 хв).

Розгони за часом не будуть перевищувати даної тривалості. Визначення розгінних характеристик в режимі годинної потужності проводиться для оцінки зміни динаміки розгону при перегріві приводу. Процес розгону представляємо як такий, що складається з елементарних ділянок, протягом яких рух транспортного засобу вважаємо рівноприскореним.

Прискорення на елементарній розглянутій ділянці визначається за формулою

$$a = \frac{g}{\delta}(D - f), \quad (3.32)$$

де δ – коефіцієнт обертових мас транспортного засобу, приведених до осі колеса; D – динамічний фактор транспортного засобу на розглянутій елементарній ділянці, f – коефіцієнт опору коченню, приймаємо $\delta = 1,2$.

Час розгону на елементарній ділянці розгону визначається за формулою:

$$\Delta t_{розг.i} = \frac{\Delta v}{a_{сеп}}, \quad (3.33)$$

де Δv – приріст швидкості на елементарній ділянці розгону, м/с, $a_{сеп}$ – середнє значення прискорення на елементарній ділянці розгону, м/с²

Час розгону визначається за формулою:

$$t_{розг} = \sum_0^i \Delta t_{розг.i}, \quad (3.34)$$

де $t_{розг}$ – час розгону в кінці попередньої елементарної ділянки, с; $\Delta t_{розг.i}$ – тривалість елементарної ділянки, що розглядається, с.

Приріст шляху на елементарній ділянці розгону, що розглядається, визначається за формулою:

$$\Delta S_{розг.i} = \Delta t_{розг.i} v_{сеп}, \quad (3.35)$$

де $v_{сеп}$ – середня швидкість на елементарній розглянутій ділянці розгону, м/с.

Шлях розгону визначається за формулою

$$S_{розг} = \sum_0^i \Delta S_{розг.i}, \quad (3.36)$$

де $S_{розг}$ – шлях розгону, м; $\Delta S_{розг.i}$ – шлях, пройдений на елементарній розглянутій ділянці, м.

Результати розрахунків наведено в табл. 3.8 і 3.9.

Таблиця 3.8 – Розгінна характеристика ТЗ в годинному режимі

Параметр	Значення								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
V , км/год	0	10	20	30	40	50	60	70	80
a , м/с ²	0,820	0,823	0,82	0,735	0,53	0,386	0,289	0,223	0,148
t , с	0	3,35	6,63	10,3	14,56	20,56	29,51	40,546	56,36
S , м	0	4,65	18,35	42,54	82,64	165,65	293,98	497,15	822,64

Таблиця 3.9 – Розгінна характеристика транспортного засобу в режимі протяжністю 5...10 хвилин (хвилинний)

Параметр	Значення								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
V , км/год	0	10	20	30	40	50	60	70	80
a , м/с ²	1,25	1,244	1,241	1,123	0,811	0,62	0,483	0,379	0,295
t , с	0	2,23	4,47	6,74	9,68	13,62	18,73	25,2	33,55
S , м	0	3,1	12,4	28,22	57,02	106,6	184,88	302,73	476,4

3.14 Розрахунок гальмівної характеристики

Розрахунок гальмівної характеристики проводимо з умови, що транспортний засіб здійснює гальмування за допомогою електродинамічного гальма, шляхом переведення ТВД в генераторний режим.

У даному випадку електромашина працює в режимі короткочасного перевантаження. Можна виділити наступні режими електродинамічного гальмування:

- в режимі тривалістю 5...10 хв;
- тривалий режим гальмування;
- короткочасний (піковий), до повної зупинки.

Гальмівна сила на колесі визначається за формулою:

$$P_z = \frac{2M_z \eta_{mp} U_{mp}}{R_k}, \quad (3.37)$$

де M_z – гальмівний момент на вихідному валу двигуна, Н·м; $M_z = M_{кр}$, де, $M_{кр}$ – крутний момент на осі ведучих коліс, Н·м.

Динамічний фактор при гальмуванні визначаємо за формулою:

$$D_z = \frac{(P_z + R_g)}{G}. \quad (3.38)$$

Результати розрахунків наведені в табл. 3.10.

Таблиця 3.10 – Гальмівна характеристика

Параметр	Значення								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
$P_{z.корот}$, Н	44348,97	44348,97	41489,28	27659,52	20744,64	16595,71	13829,76	11854,08	10372,32
$P_{z.довг}$, Н	30175,58	30175,58	30175,58	27659,52	20744,64	16595,71	13829,76	11854,08	10372,32
$D_{z.корот}$	0,303	0,303	0,284	0,191	0,145	0,118	0,101	0,091	0,0833
$D_{z.довг}$	0,206	0,206	0,206	0,191	0,145	0,118	0,101	0,091	0,0833

де $P_{z.корот}$ – гальмівна сила на ведучих колесах у короткочасному режимі гальмування; $P_{z.довг}$ – гальмівна сила на ведучих колесах у тривалому режимі гальмування; $D_{z.корот}$ – динамічний фактор при короткочасному гальмуванні; $D_{z.довг}$ – динамічний фактор при тривалому режимі гальмування.

Уповільнення визначається за формулою

$$a_z = \frac{g}{\delta}(D_z + f). \quad (3.39)$$

Час уповільнення на елементарній ділянці гальмування визначається за формулою:

$$\Delta t_{zi} = \frac{\Delta v}{a_{z.сеп}}, \quad (3.40)$$

де, Δv – зменшення швидкості на елементарній ділянці розгону, м/с; $a_{z.сеп}$ – середнє значення уповільнення на елементарній ділянці гальмування, м/с².

Час гальмування визначається за формулою

$$t_z = \sum_0^i \Delta t_{zi}, \quad (3.41)$$

де Δt_{zi} – тривалість елементарної ділянки, що розглядається, с

Приріст шляху на елементарній ділянці гальмування, що розглядається, визначається за формулою:

$$\Delta S_{zi} = \Delta t_{zi} v_{cep}, \quad (3.42)$$

де v_{cep} – середня швидкість на елементарній розглянутій ділянці гальмування, м/с.

Шлях гальмування визначається за формулою

$$S_z = \sum_0^i \Delta S_{zi}, \quad (3.43)$$

де ΔS_i – шлях, пройдений на елементарній розглянутій ділянці, м

Результати розрахунків наведені в табл. 3.11 і 3.12.

Таблиця 3.11 – Характеристика гальмування в короткочасному режимі

Параметр	Значення								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
v , км/год	0	10	20	30	40	50	60	70	80
a_z , м/с ²	-2,022	-2,024	-1,9	-1,302	-1,01	-0,838	-0,73	-0,661	-0,615
t_z , с	0	1,373	2,75	4,55	6,99	10,05	13,61	17,62	21,98
S_z , м	0	1,91	7,65	20,31	44,26	82,41	136,99	209,52	300,6

Таблиця 3.12 – Характеристика гальмування при тривалому режимі

Параметр	Значення								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
v , км/год	0	10	20	30	40	50	60	70	80
a_z , м/с ²	-1,401	-1,402	-1,401	-1,302	-1,0	-0,838	-0,73	-0,661	-0,615
t_z , с	0	1,982	3,96	5,95	8,4	11,44	15,01	19,02	23,39
S_z , м	0	2,75	10,99	24,85	48,8	86,95	141,54	214,06	305,15

З результатів розрахунків видно, що система електродинамічного гальмування не має можливості забезпечити режим екстреного гальмування, оскільки не забезпечує необхідних значень уповільнення. У даному випадку вимагається включення робочої пневматичної гальмівної системи в роботу.

Система електродинамічного гальмування буде забезпечувати службове гальмування із сповільненням до 2,024 м/с² при короткочасних, тривалістю до 10 сек підгальмовуваннях і сповільнення до 1,402 м/с² при гальмуванні тривалістю до 5...10 хв (рух накатом).

Процеси гальмування в короткочасному режимі і тривалому режимі відрізняються лише в початковий момент часу і на малих швидкостях руху. У цьому випадку двигун має можливість прийняти короткочасне перевантаження. Надалі навантаження на двигун знижується через температурний стан агрегату. На швидкостях вище 30 км/год процес гальмування ідентичний.

РОЗДІЛ 4 ПРОПОНОВАНИЙ ВАРІАНТ ТЕРМОСТАТУВАННЯ АККУМУЛЯТОРНИХ БАТАРЕЙ

Термостатування підтримує температуру 6 батарейних модулів акумуляторних комірок. 3D-модель загального вигляду об'єкта дослідження в складі установки системи термостатування ТАБ представлена на рис. 4.1.

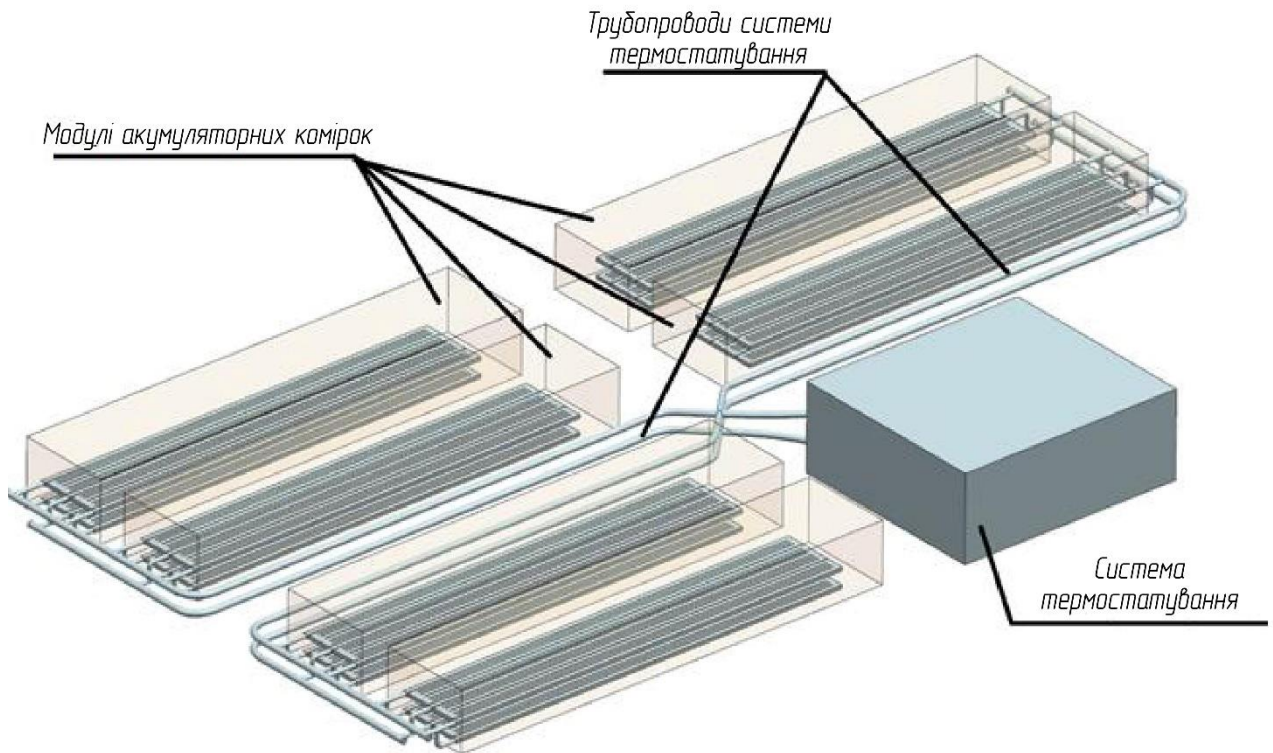


Рисунок 4.1 – 3D-модель установки системи термостатування батарей ЕАТЗ

Для моделювання потоків теплоносія, що проходять через трубопроводи і теплообмінники в комп'ютерній моделі, на основі внутрішньої поверхні трубопроводів, створені розрахункові області теплоносія, зображеного на рис. 4.2.

У місцях з'єднання трубопроводів з системою термостатування створені вхідні межі розрахункових областей теплоносія, на яких задані масова витрата теплоносія і його температура.

Гідравлічний опір самої системи термостатування не враховувався і не розраховувався.

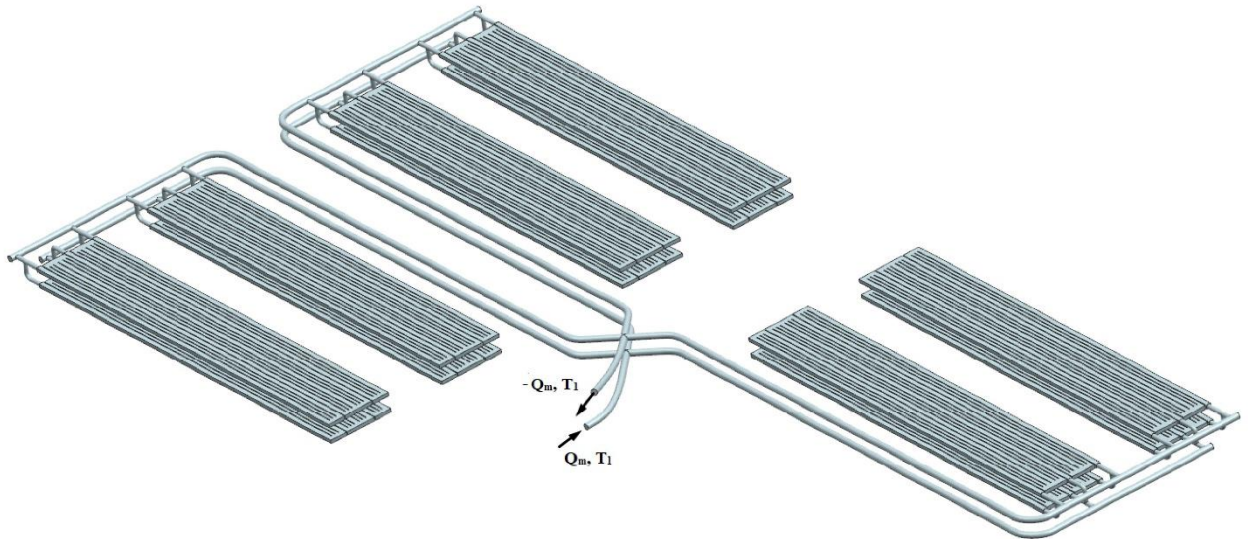


Рисунок 4.2 – Комп’ютерна модель трубопроводів, підключених до СТ

При проведенні розрахунків для обчислення гідродинамічного опору трубопроводів системи термостатування, розраховуються величини тисків на вхідних і вихідних межах трубопроводу. За різницею тисків на входах і виходах визначається величина опору досліджуваного трубопроводу.

Підготовка розрахункової моделі здійснюється в NX, а розрахунок проводився в середовищі xFlow. В якості охолоджуючої рідини застосовується SINTEC Антифриз-40 ТУ 2422-047-51140047-2007. В якості вихідних даних потоку задається масова витрата, яка дорівнює 0,75 кг/с.

На рис. 4.2 показано зміну тиску на внутрішній поверхні та в поздовжньому перерізі трубопроводу під час роботи системи термостатування.

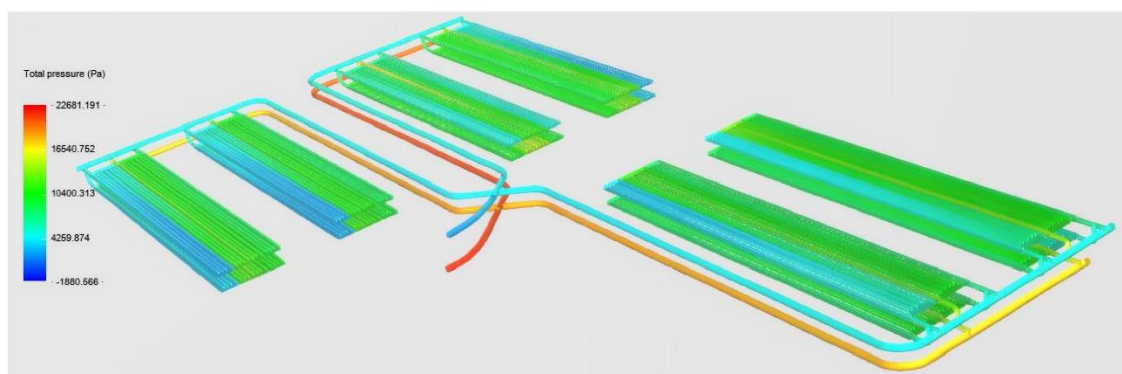


Рисунок 4.2 – Зміна тисків на внутрішній поверхні трубопроводів, підключених до СТ

Сумарний гідродинамічний опір трубопроводів, підключених до СТ ТАБ ЕАТЗ, при проходженні охолоджуючої рідини з витратою л/хв, при роботі в режимі термостатування (15°C) становить 24,6 кПа.

ВИСНОВКИ

1. В роботі вирішено важливе і актуальне науково-технічне завдання комплексної оцінки ефективності СТ.

2. Найбільш перспективними, з точки зору термостатування, є теплообмінник, що знаходиться безпосередньо між ЛПА, і теплообмінники, що знаходяться знизу ЛПА. Патентний аналіз показав, що потрібно проведення додаткових досліджень за темами: використання двофазної рідини та використання безпосереднього нагріву ЛПА.

3. Визначено методи оцінки ступеня працездатності та види деградації ЛПА. До найбільш перспективних відносяться: методи диференціального аналізу напруги та ємності, вимірювання внутрішнього опору джерела струму на змінному струмі.

4. Дане дослідження дозволило визначити температуру ТАБ при експлуатації в екстремальних умовах. Похибка розробленої комплексної імітаційної моделі СТ ЕАТЗ склала не більше 2 %. За результатами моделювання в екстремальних температурах СТ функціонує штатно і виконує вимоги, що пред'являються до СТ ТАБ по досягненню оптимального температурного діапазону з 70 % запасом.

5. Розраховано терміну служби ТАБ (SOH) за середніми експлуатаційними показниками. ТАБ з активними матеріалами на основі літій-нікель-марганець-кобальт (NMC) необхідно замінити 1 раз протягом усього контракту життєвого циклу, а для ТАБ на основі літій-титанату (LTO) заміна ТАБ не потрібна.

6. Розрахунковим шляхом визначено сумарний гідродинамічний опір трубопроводів, підключених до СТ ТАБ ЕАТЗ, при проходженні охолоджуючої рідини з витратою 45 л/хв, при роботі в режимі термостатування (15°C). Він становить 24,6 кПа.

7. Визначено значення зовнішніх температурних впливів на ТАБ для визначення параметрів системи термостатування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Pesaran, A. Battery thermal models for hybrid vehicle simulations (2002) National Renewable Energy Laboratory. pp. 1–10.
2. Wang, T., Tseng, K.J., Zhao, J., Wei, Z. Thermal investigation of lithium-ion battery module with different cell arrangement structures and forced air-cooling strategies (2014) Applied Energy. pp. 74–86.
3. Al-Zareer, M., Dincer, I., Rosen, M.A. A review of novel thermal management systems for batteries (2018) International Journal of Energy Research. pp. 174–196.
4. Rao, Z., Wang, S. A review of power battery thermal energy management (2011) Renewable and Sustainable Energy Reviews. pp. 4554–4571.
5. Bandhauer, T.M., Garimella, S., Fuller, T.F. A critical review of thermal issues in lithium-ion batteries (2011) Journal of the Electrochemical Society. pp. R1–R25.
6. Kim, G.H., Pesaran, A., Spotnitz, R. A three-dimensional thermal abuse model for lithium-ion cells (2007) Journal of Power Sources. pp. 841–856.
7. Jaguemont, J., Boulon, L., Dubé, Y. A comprehensive review of lithium-ion batteries used in hybrid and electric vehicles at cold temperatures (2016) Applied Energy. pp. 274–288.
8. Fleckenstein, M., Bohlen, O., Roscher, M., Bäker, B. Current density and state of charge inhomogeneities in Li-ion battery cells with LiFePO₄ cathodes (2011) Journal of Power Sources. pp. 812–820.
9. Mahamud, R., Park, C. Reciprocating air flow for Li-ion battery thermal management to improve temperature uniformity (2011) Journal of Power Sources. pp. 360–367.
10. Saw, L.H., Ye, Y., Tay, A.A.O. Integration issues of lithium-ion battery into electric vehicles battery pack (2014) Journal of Cleaner Production. pp. 682–693.
11. Wang, Q., Ping, P., Zhao, X., Chu, G., Sun, J., Chen, C. Thermal runaway caused fire and explosion of lithium-ion battery (2012) Journal of Power Sources. pp. 210–224.

- 12.Lin, X., et al. Online parameterization of lumped thermal dynamics for cylindrical lithium ion batteries (2013) *Journal of Power Sources*. pp. 1–11.
- 13.Al-Hallaj, S., Selman, J.R. Thermal modeling of secondary lithium batteries for electric vehicle/hybrid electric vehicle applications (2002) *Journal of Power Sources*. pp. 234–243.
- 14.Wang, Q., Jiang, B., Li, B., Yan, Y. A critical review of thermal management models and solutions of lithium-ion batteries for the development of pure electric vehicles (2016) *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. pp. 712–732.
- 15.Panchal, S., et al. Thermal modeling and validation of cylindrical lithium-ion battery during discharge (2016) *Applied Thermal Engineering*. pp. 529–538.
- 16.Wang, Y., Zhang, Y., Li, K. A review of heat generation in lithium-ion batteries (2020) *eTransportation*. pp. 1–13.
- 17.Wang, T., Tseng, K.J., Zhao, J. Development of efficient air-cooling strategies for lithium-ion battery pack with different cell arrangement structures for better temperature uniformity (2016) *Applied Thermal Engineering*. pp. 1–15.
- 18.Zhu, J., Wang, C.Y., Liu, P. A thermal-electrochemical model that gives spatially resolved electrode state of charge in a Li-ion cell (2003) *Journal of the Electrochemical Society*. pp. A1921–A1931.
- 19.Chen, D., Jiang, J., Kim, G.H., Yang, C., Pesaran, A. Comparison of different cooling methods for lithium ion battery cells (2016) *SAE International Journal of Alternative Powertrains*. pp. 525–531.
- 20.Lv, H., Ouyang, M., Lu, L., Li, J., Hua, J. An electro-thermal coupled model for cylindrical lithium ion cells (2014) *Journal of Power Sources*. pp. 183–192.
- 21.Jarrett, A., Kim, I.Y. Design optimization of electric vehicle battery cooling plates for thermal performance (2011) *Journal of Power Sources*. pp. 148–160.
- 22.Fan, L., Khodadadi, J.M. Thermal management of a Li-ion battery pack using air cooling and shape optimization (2011) *Applied Thermal Engineering*. pp. 335–341.
- 23.Zhao, R., Liu, J., Gu, J. Optimization of a heat pipe thermal management system for lithium-ion batteries (2015) *Applied Thermal Engineering*. pp. 784–791.

24. Wu, W., Lin, X., Shen, W. A comparative study of liquid cooling and phase change material (PCM) cooling for battery thermal management (2015) SAE Technical Paper Series. pp. 1–8.
25. Ling, Z., Zhang, Z., Shi, G. Application of phase change materials for thermal management of lithium-ion batteries (2014) Renewable and Sustainable Energy Reviews. pp. 758–776.
26. Ma, J., Wang, Y., Jiang, J. Experimental investigation of the thermal performance of phase change material-based battery thermal management system (2016) Applied Thermal Engineering. pp. 508–516.
27. Ye, Y., Saw, L.H., Tay, A.A.O. Electro-thermal analysis of lithium iron phosphate battery for electric vehicles (2014) Journal of Power Sources. pp. 508–516.
28. Lee, H., Park, M.S., Wang, G. A numerical study of battery pack cooling using a composite phase change material and liquid cooling (2016) Applied Energy. pp. 740–750.
29. Park, H. A design of air flow configuration for cooling lithium ion battery in hybrid electric vehicles (2013) Journal of Power Sources. pp. 891–898.
30. Chacko, S., Chung, Y. Thermal modelling of Li-ion battery pack (2012) Energy Procedia. pp. 86–95.
31. Santhanagopalan, S., White, R.E. Online estimation of the state of charge of a lithium ion cell (2006) Journal of Power Sources. pp. 929–937.
32. Smith, K., Wang, C.Y. Power and thermal characterization of a lithium-ion battery pack for hybrid-electric vehicles (2006) Journal of Power Sources. pp. 662–673.
33. Patil, P., Mahanta, P., Saha, U.K. Thermal management of Li-ion battery pack with phase change material (2020) Thermal Science and Engineering Progress. pp. 1–10.
34. Karimi, D., Farzaneh, H. Modeling of heat generation in lithium-ion battery packs using computational fluid dynamics (2016) Applied Thermal Engineering. pp. 402–411.

35. Alam, M.S., et al. A comprehensive review on the thermal management strategies for lithium-ion battery systems: recent advances and future prospects (2022) *Journal of Energy Storage*. pp. 1–25.

ДОДАТОК