



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

2023년 2월  
석사학위 논문

# R134a 냉매를 적용한 직접접촉 배터리 냉각시스템의 성능 고찰

조선대학교 대학원

기계공학과

김민준

# R134a 냉매를 적용한 직접접촉 배터리 냉각시스템의 성능 고찰

Performance analysis of a direct contact  
battery cooling system using R134a

2023년 2월 24일

조선대학교 대학원

기계공학과

김민준

# R134a 냉매를 적용한 직접접촉 배터리 냉각시스템의 성능 고찰

지도교수            조    홍    현

이 논문을 공학석사 학위 신청 논문으로 제출함

2022년 10월

조선대학교 대학원

기 계 공 학 과

김 민 준

# 김민준의 석사학위 논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 오동욱



위 원 조선대학교 교수 조흥현



위 원 조선대학교 교수 박정수



2022년 12월

조선대학교 대학원

## Contents

<b>Contents</b> .....	i
<b>List of Figure</b> .....	iii
<b>List of Table</b> .....	vi
<b>Nomenclature</b> .....	vii
<b>Abstract</b> .....	ix
<b>제 1 장 서론</b> .....	<b>1</b>
제 1 절 연구 배경 .....	1
제 2 절 배터리 열관리 시스템 기존 연구 .....	3
제 3 절 연구 목적 .....	9
<b>제 2 장 해석방법 및 실험장치</b> .....	<b>11</b>
제 1 절 해석방법 .....	11
1. 96개 셀 적용 직접접촉 냉각 해석 모델 .....	11
2. 지배방정식 및 경계조건 .....	15
3. 96개 셀 적용 격자 독립성 검정 .....	17
제 2 절 실험장치 .....	18
1. 간접접촉 수냉식 냉각 실험장치 및 방법 .....	18
2. 원통형 배터리 검증용 총방전 실험장치 및 방법 .....	29
3. 직접접촉 냉매냉각 실험장치 및 방법 .....	33

<b>제 3 장</b>	<b>간접접촉 수냉식 냉각성능 고찰</b>	<b>43</b>
제 1 절	더미 배터리 검증 실험	43
제 2 절	간접접촉 수냉식 냉각 실험 결과	45
1.	간접접촉 수냉식 냉각성능 분석	45
2.	개선된 간접접촉 수냉식 냉각성능 분석	48
<b>제 4 장</b>	<b>직접접촉 냉각 해석 및 성능 고찰</b>	<b>51</b>
제 1 절	직접접촉 냉각 모델 검증 결과	51
제 2 절	작동유체 변경에 따른 냉각성능 고찰	53
제 3 절	헤더 및 포트 수 변경에 따른 냉각성능 고찰	57
제 4 절	외기 및 유량 변경에 따른 냉각성능 고찰	63
<b>제 5 장</b>	<b>직접접촉 냉매냉각성능 고찰</b>	<b>68</b>
제 1 절	32개 셀 적용 직접접촉 냉각성능 해석 결과	69
제 2 절	C-rate에 따른 실제 및 더미 배터리 실험 결과 고찰	72
제 3 절	포화압력 및 질량유량 변화에 따른 직접접촉 냉매 냉각성능 고찰	74
제 4 절	포화압력 및 C-rate 변화에 따른 직접접촉 냉매 냉각성능 고찰	82
제 5 절	배터리 발열량 변화에 따른 직접접촉 냉매 냉각성능 고찰	88
<b>제 6 장</b>	<b>결론</b>	<b>92</b>
<b>Reference</b>		<b>95</b>

## List of Figure

Fig. 1.1 Lithium-ion batteries charging-discharging mechanism .....	2
Fig. 2.1 Modeling of the battery module according to the port number .....	13
Fig. 2.2 Modeling of the battery module according to the changing header width	14
Fig. 2.3 Grid independence test according to mesh elements .....	17
Fig. 2.4 Schematics of experimental setup for the indirect battery cooling .....	19
Fig. 2.5 Dummy battery module .....	20
Fig. 2.6 Schematics of dummy battery module .....	21
Fig. 2.7 Battery holder .....	21
Fig. 2.8 Cooling plate .....	21
Fig. 2.9 Inside structure of the cooling plate .....	22
Fig. 2.10 Pressure transducer .....	23
Fig. 2.11 Differential pressure transmitter .....	24
Fig. 2.12 Mass flow meter .....	24
Fig. 2.13 T-type thermocouple .....	26
Fig. 2.14 Thermocouple attachment position of the battery module .....	27
Fig. 2.15 MX 100 data acquisition device .....	28
Fig. 2.16 Verification experimental setup .....	30
Fig. 2.17 Power supply .....	31
Fig. 2.18 Current measurement module .....	31
Fig. 2.19 DAQ .....	31
Fig. 2.20 Design of the direct contact cooling model .....	35
Fig. 2.21 Grid independence test according to mesh elements on the battery cooling block .....	36
Fig. 2.22 Schematics of the direct refrigerant contact cooling system .....	38
Fig. 2.23 Dummy battery for direct contact cooling .....	40
Fig. 2.24 Dummy battery and battery cooling block structure .....	41
Fig. 2.25 Thermocouple attachment positions of the battery module .....	41
Fig. 3.1 Comparison of the simulation and experimental result with time .....	44
Fig. 3.2 Temperature variation of the battery module under the non-cooling condition .....	47
Fig. 3.3 Temperature variation of the battery module under the cooling condition	47



Fig. 3.4 Modification of the battery holder for a indirect cooling system ..... 49  
 Fig. 3.5 Temperature increase of the battery module under the non-cooling condition ..... 50  
 Fig. 3.6 Temperature increase of the battery module under the cooling condition 50  
 Fig. 4.1 Average temperature of battery (top, middle & bottom) ..... 52  
 Fig. 4.2 Comparison of the experimental and simulation result ..... 52  
 Fig. 4.3 Variation of maximum battery temperature according to working fluid · 55  
 Fig. 4.4 Variation of battery temperature difference according to working fluid · 55  
 Fig. 4.5 Variation of pressure drop and pump power according to working fluid 56  
 Fig. 4.6 Variation of outlet temperature and cooling capacity according to working fluid ..... 56  
 Fig. 4.7 Variation of maximum battery temperature according to header width · 60  
 Fig. 4.8 Variation of battery temperature difference according to header width · 60  
 Fig. 4.9 Variation of pressure drop according to header width ..... 61  
 Fig. 4.10 Variation of cooling capacity according to header width ..... 61  
 Fig. 4.11 Temperature and velocity distribution according to header width at the battery cooling block with port 2 ..... 62  
 Fig. 4.12 Comparison of maximum battery temperature according to flow rate under 25°C and 35°C outdoor air conditions ..... 65  
 Fig. 4.13 Comparison of temperature difference of battery according to flow rate under 25°C and 35°C outdoor air conditions ..... 66  
 Fig. 4.14 Comparison of pressure drop according to flow rate under 25°C and 35°C outdoor air conditions ..... 66  
 Fig. 4.15 Comparison of cooling capacity according to flow rate under 25°C and 35°C outdoor air conditions ..... 67  
 Fig. 4.16 Temperature variation of battery module according to the flow rate under 35°C ..... 67  
 Fig. 5.1 Variations of maximum temperature, temperature difference and pressure drop according to battery cooling block model ..... 70  
 Fig. 5.2 Temperature distribution of battery cooling block ..... 71  
 Fig. 5.3 Comparison of maximum temperature according to C-rate ..... 73  
 Fig. 5.4 Comparison of maximum and minimum temperature according to saturation pressure & mass flow rate ..... 78  
 Fig. 5.5 Comparison of temperature difference and temperature rise according to sat

uration pressure & mass flow rate ..... 79  
 Fig. 5.6 Comparison of latent and sensible cooling capacity, heat generation of batteries according to saturation pressure and mass flow rate ..... 80  
 Fig. 5.7 Comparison of pressure drop according to saturation pressure and mass flow rate ..... 81  
 Fig. 5.8 Comparison of maximum & minimum temperature according to saturation pressure & C-rate ..... 85  
 Fig. 5.9 Comparison of temperature difference & temperature rise according to saturation pressure & C-rate ..... 86  
 Fig. 5.10 Comparison of (latent & sensible) cooling capacity & heat generation of batteries according to saturation pressure & C-rate ..... 87  
 Fig. 5.11 Temperature variation of the battery module on the non cooling & cooling condition ..... 90  
 Fig. 5.12 Comparison of (latent & sensible) cooling capacity & heat generation of batteries according to total heat generation ..... 91

## List of Table

Table 2.1 Thermo-physical properties of the battery module .....	13
Table 2.2 Thermo-physical properties and cost of the working fluid .....	14
Table 2.3 Specification of the climatic chamber .....	19
Table 2.4 Specification of the pressure transducer .....	25
Table 2.5 Specification of the differential pressure transmitter .....	25
Table 2.6 Specification of the mass flow meter .....	25
Table 2.7 Specification of T-type thermocouple .....	27
Table 2.8 Specification of MX 100 data acquisition device .....	28
Table 2.9 Specification of the climatic chamber .....	29
Table 2.10 Specification of the power supply .....	32
Table 2.11 Specification of the current measurement module .....	32
Table 2.12 Specification of the DAQ .....	32
Table 2.13 Experimental condition - Case 1 .....	38
Table 2.14 Experimental condition - Case 2 .....	39
Table 5.1 Simulation results of the battery cooling block model case .....	71

## Nomenclature

<b>BTMS</b>	<b>Battery thermal management system</b>
<b>c</b>	<b>Specific heat capacity [J/kg·°C]</b>
<b>D</b>	<b>Diameter [m]</b>
<b>EES</b>	<b>Engineering equation solver</b>
<b>g</b>	<b>Gravitational acceleration [m/s<sup>2</sup>]</b>
<b>H</b>	<b>Height [W/m]</b>
<b>HVAC</b>	<b>Heating, ventilation, and air conditioning [W]</b>
<b>I</b>	<b>Current [A]</b>
<b>i</b>	<b>Enthalpy [J/kg]</b>
<b>L</b>	<b>Length [m]</b>
<b>m</b>	<b>Mass flow rate [kg/s]</b>
<b>P</b>	<b>Pressure [Pa]</b>
<b>PCM</b>	<b>Phase change material</b>
<b>Q</b>	<b>Heat generation rate [W]</b>
<b><math>\dot{Q}</math></b>	<b>Volumetric flow rate [m<sup>3</sup>/s]</b>
<b>q</b>	<b>Volumetric heat generation rate [W/m<sup>3</sup>]</b>
<b>R</b>	<b>Equivalent internal resistance [<math>\Omega</math>]</b>
<b>T</b>	<b>Temperature [°C]</b>
<b>TO</b>	<b>Transformer oil</b>
<b>t</b>	<b>Time [s]</b>
<b>U</b>	<b>Voltage [V]</b>
<b>u</b>	<b>Velocity [m/s]</b>
<b>V</b>	<b>Volume [m<sup>3</sup>]</b>
<b>W</b>	<b>Power [W]</b>
<b>x</b>	<b>quality</b>
<b>1S16P</b>	<b>1 serial × 16 parallel</b>

### Greek symbol

$\rho$	Density [kg/m <sup>3</sup> ]
$\lambda$	Thermal conductivity [W/m·°C]

## Subscript

<b>avg</b>	<b>Average</b>
<b>ba</b>	<b>Battery</b>
<b>i</b>	<b>Initial</b>
<b>in</b>	<b>Inlet</b>
<b>ir</b>	<b>Irreversible heat</b>
<b>lg</b>	<b>Latent heat</b>
<b>Lat</b>	<b>Latent heat</b>
<b>Loss</b>	<b>Heat loss</b>
<b>max</b>	<b>Maximum</b>
<b>min</b>	<b>Minimum</b>
<b>pump</b>	<b>Pump</b>
<b>re</b>	<b>Reversible heat</b>
<b>Sen</b>	<b>Sensible heat</b>
<b>Total</b>	<b>Total heat</b>
<b>OCV</b>	<b>Open circuit voltage</b>
<b>out</b>	<b>Outlet</b>
<b>wf</b>	<b>Working fluid</b>

## Abstract

### Performance analysis of a direct contact battery cooling system using R134a

Minjun Kim

Advisor : Prof. Honghyun Cho, Ph.D.

Department of Mechanical Engineering,

Graduate School of Chosun University

Fossil fuel consumption has increased significantly since the industrial revolution, which broke out in the 18th century, and fossil fuels are an important energy resource that contributed to the development of human civilization. However, fossil fuels emit pollutants such as carbon dioxide and nitrogen oxides, which are known to be the main causes of global warming and other environmental problems. Due to these problems, the rapid development of electric vehicles classified as eco-friendly transportation has been promoted. Lithium-ion batteries are being used as power sources for electric vehicles. However, while charging and discharging, lithium-ion batteries operating temperature changes significantly due to the electrochemical reaction, which directly affects the performance and life of the battery, thus it is essential to operate a battery thermal management system to control the heat generation.

In this study a 21700 dummy batteries experiment device and a simulation model based on 21700 actual batteries were developed. And an effective cooling method for battery thermal management through indirect contact liquid cooling, direct contact cooling simulation, and direct contact refrigerant cooling experiments were investigated. First, using the 21700 dummy batteries, a performance study of battery thermal management where indirect contact liquid cooling is applied to the bottom of the batteries was carried out. Next, a simulation was performed under 2C-rate conditions and various working fluid changes in which direct contact cooling with 21700 batteries was applied. An optimal simulation model was achieved according to design factor changes of the simulation model, and cooling performance was analyzed according to

ambient temperature and flow rate based on the the optimal model. Finally, a direct contact refrigerant cooling experiment system using R134a refrigerant was constructed with 21700 dummy batteries under 2 C-rate, and cooling performance was examined according to the pressure, mass flow rate, C-rate, and heat generation conditions of R134a refrigerant.

As a result, the indirect contact liquid cooling with 21700 dummy batteries is not suitable for battery thermal management because of the non-uniformity of temperature distribution caused by thermal resistance between batteries and the cooling plate. As a result of applying direct contact cooling to the 21700 battery module, the R134a refrigerant, which has the most advantages in terms of pressure drop and price, was applied as a cooling fluid for a direct contact cooling. An optimal model was investigated by changing the port number and header width of the battery cooling block, which is a direct contact cooling model when R134a refrigerant is applied. Based on the optimal model, the optimal flow rate conditions were 3 l/min and 5 l/min at 25°C and 35°C, which are standard and summer condition, respectively. It was confirmed that the direct contact cooling method is an efficient battery thermal management method with sufficient cooling performance for the battery thermal management and uniformity of the battery temperature distribution even under summer conditions. The experiment of applying direct contact refrigerant cooling to the 21700 dummy batteries was conducted based on the experiment results of the 21700 actual batteries. By analyzing the cooling performance according to the pressure, mass flow rate and C-rate changes with R134a, the increase in mass flow positively affects battery thermal management. An increase in the pressure negatively affected battery thermal management because the enthalpy vaporization of R134a decreased and the latent cooling capacity decreased. Accordingly, the direct contact refrigerant cooling method using R134a has sufficient cooling performance for battery thermal management and battery temperature distribution uniformity even under high heat generation conditions and has good cooling potential for the battery cooling system even with more number of batteries.

Keyword : Battery thermal management system(BTMS), C-rate, Direct contact cooling, Indirect contact cooling, Refrigerant cooling

# 제 1 장 서 론

## 제 1 절 연구 배경

화석 연료의 소비율은 18세기에 시작된 산업혁명 이후로 수십 수백 년 동안 크게 증가해왔으며, 화석 연료는 자동차 및 오토바이 등과 같은 내연기관과 산업 혁명의 단초로 인간 문명 발전에 기여한 중요한 에너지 자원이 되었다. 하지만 화석 에너지의 사용은 지구온난화 및 환경오염의 주요 원인으로 알려져 있는 이산화탄소 및 질소산화물 (NOx) 같은 다양한 오염물질들이 배출시킨다. 이러한 이유로 일부 국가는 지속 가능한 지구 환경을 유지하기 위해서 전통적인 내연기관 차량의 판매를 금지할 계획을 세웠으며, 친환경에너지로 분류되고 있는 전기자동차의 빠른 개발을 촉진하고 있다 [1]. 우리나라는 탄소 중립 달성을 위해 2030년까지 온실가스 배출량을 2018년 대비 40% 수준으로 줄인다는 계획이다. 이를 달성하기 위해 전기차, 수소전기차 등의 친환경차를 450만 대 보급할 계획이며, 2020년 전체 전기차 판매의 12%(23만대)에 해당하던 판매량을 2025년까지 전기차 판매의 51%인 91만대, 2030년까지 전기차 판매의 83%인 150만대로 확대할 예정이다 [2]. 또한, 글로벌 전기자동차 판매량은 EV Volumes에서 2010년부터 2020년에 이르기까지 연평균 약 40%의 성장률로 2020년도에는 약 324만대로 증가하고 있으며, 블룸버그는 2025년까지 전기차 판매량이 약 850만대까지 증가할 것으로 전망하고 있다 [3]. 이처럼 전기자동차의 국내·외 보급율과 시장 규모는 꾸준히 증가하고 있으며, 전기자동차가 꾸준히 증가함에 따라 다양한 안전문제를 예방하기 위한 관련 법령 및 규제, 기초 연구가 필요할 것으로 사료 된다.

전기자동차에는 다양한 종류의 배터리 중에서 높은 작동 전압 및 에너지 밀도, 낮은 메모리 효과 및 높은 사이클 수명 등으로 인해 리튬이온 배터리가 전기자동차의 주요 동력원으로 활용되고 있다. 이러한 리튬이온 배터리 시장은 2020년도 글로벌 배터리 출하량이 221 GWh에서 연평균 32% 성장하여 2030년도에는 3,670 GWh에 이를 것으로 전망되며, IT기기 및 에너지 저장장치를 포함한 전기차량용 리튬이온 배터리의 비중은 2020년도에 약 65%에서 2030년도에는 약 89%로 확대되어 전기차용 배터리 수요가 시장 성장을 주도하는 시장이 전망된다 [4]. Fig.



1.1은 대표적인 리튬이온전지 시스템인 탄소계 음극과 리튬금속산화물 양극으로 구성된 리튬이온전지가 방전되는 동안의 리튬이온 및 전지의 흐름을 나타내었다. 리튬이온 배터리는 충전을 통해 저장된 리튬이온이 전해액을 따라 양극으로 이동하고, 동시에 전기화학적 평형을 이루기 위해 전자가 외부 도선을 통해 이동함으로써 에너지를 저장하였다가 사용할 수 있게 된다 [5]. 하지만 기존에 연구에 의하면 리튬이온 배터리의 성능 및 용량을 유지하기 위한 적절한 작동 온도 범위가 매우 좁다 [6]. 기존의 연구에서는 리튬이온 배터리의 성능 및 안정성 유지를 위한 배터리의 작동 온도 범위는 25-40°C, 배터리 간 온도 차이는 5°C이하로 제안하고 있다 [7,8].

리튬이온 배터리에서 발생하는 열 폭주 현상을 방지하고 배터리의 정상적인 작동과 안정적인 성능을 위해서는 배터리의 발열 제어를 통해 배터리의 온도를 적절한 작동 온도 범위 이내로 유지하는 것이 매우 중요하다. 이러한 문제를 해결하기 위해 배터리의 열을 효과적으로 방열하기 위한 배터리 열관리 시스템이 필수적이다. 따라서 2 절에서는 배터리 열관리를 위한 다양한 배터리 열관리 시스템에 대한 연구들을 소개하고자 한다.

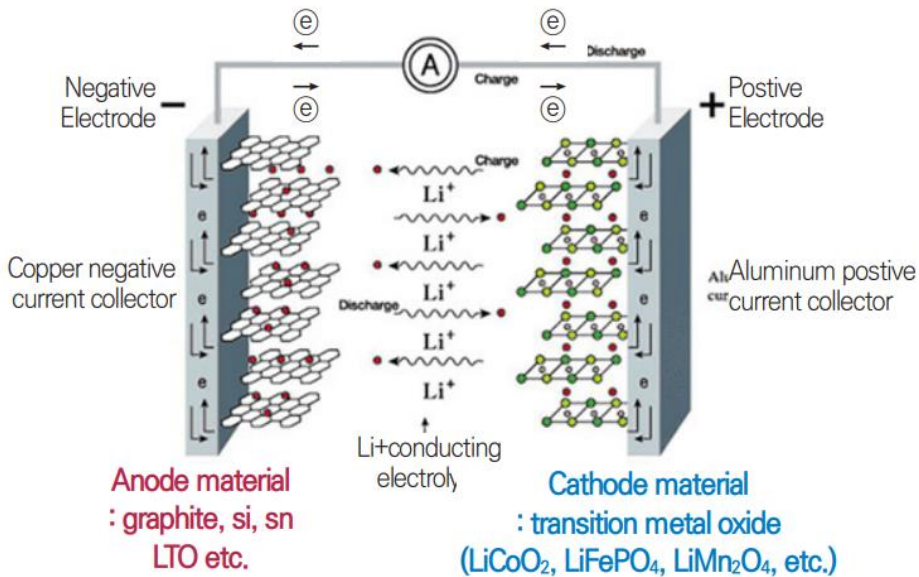


Figure 1.1 Lithium-ion batteries charging-discharging mechanism [5]

## 제 2 절 배터리 열관리 시스템 기존 연구

먼저 리튬이온 배터리의 작동온도 범위에 따른 기존의 연구를 살펴보면, Wang et al. [9] 은 특정 C-rate 충전 조건에서 주위온도 변화에 따른 충전시간에 대한 결과를 분석하였으며, 1 C-rate 조건에서 주위온도가  $-20^{\circ}\text{C}$ ,  $20^{\circ}\text{C}$  및  $40^{\circ}\text{C}$  조건에서 배터리의 충전시간은 각각 8077초, 3895초 and 3822초로 리튬이온 배터리가 최적의 작동온도 이하로 유지되는 경우 충전시간이 크게 길어진다고 보고하였다. 또한, 리튬이온 배터리가 최적의 작동온도 이상으로 유지되는 경우 전지의 내부 단락을 유발하여 연소 또는 폭발과 같은 안정성 문제를 초래할 수 있다 [10]. 그리고 Wang et al. [11] 은 주변의 온도가  $25^{\circ}\text{C}$ 와  $45^{\circ}\text{C}$  일 때의 총방전 사이클에 따른 배터리의 성능 실험을 수행하였으며, 사이클이 길어질수록 리튬이온 배터리의 충전 용량이 감소하고 200 사이클 이후에는 주변의 외기 온도가  $25^{\circ}\text{C}$ 와  $45^{\circ}\text{C}$  조건에서 배터리의 용량이 각각 21.3%와 22.6%로 감소함을 확인하였다. 이에 대한 결과로 배터리가 더 높은 온도로 유지될 경우 배터리의 용량 감소율은 더 빠르게 진행된다고 보고 하였다. 또한, Huang et al. [12] 은 2019년도에 발생한 전기자동차 발화 사고 등에 대한 사고를 예로 들며, 리튬이온 배터리의 열 폭주는 고온, 화재 펄크, 찌그러짐, 과충전 등과 같은 극적인 열 발생으로 인해 화재 및 접촉 열전달을 통해 주변 배터리 셀을 발화시켜 폭발로 일으키는 사고를 방지하고자 배터리의 열 폭주 온도를 예측하였고 100% 충전된 셀에 대해  $183^{\circ}\text{C}$ 에 도달할 때에 열 폭주 현상이 발생한다고 보고하였다.

리튬이온 배터리의 작동온도 범위에 따른 기존의 연구를 바탕으로 배터리의 안정적인 작동 및 성능 유지를 위해 배터리 열관리 시스템의 필요하다. 이에 본 절에서는 기존 연구에 활용된 배터리 열관리 시스템에 대한 다양한 논문에 대해서 설명하고자 한다. 배터리 열관리 시스템으로 흔히 알려진 냉각 방법은 공랭식, 수냉식, 상변화 물질, 히트파이프, 냉매냉각을 이용한 방식 등으로 사용되고 있다. 공랭식 냉각 방식은 다른 냉각시스템과 비교하여 낮은 비용, 시스템의 단순성, 높은 신뢰성 및 안정성이라는 장점을 가지고 초기 상용 시스템에 가장 일반적으로 사용되었던 냉각 방법이다 [13,14]. 하지만 공랭식 냉각은 낮은 열전도도와 비열으로 인해 배터리 간의 방열 성능 저하로 인한 배터리 온도 불일치로 배터리의 정상적인 작동을 제한할 수 있는 단점이 있다 [15]. 이러한 문제를 해결하고자 Fan et

al. [16] 은 최고 2 C-rate 조건에서 배터리 팩의 배열과 공기의 흡입 속도 및 온도 등의 변수 변화 등을 통해 공랭식 냉각시스템의 에너지 효율에 대해 분석하였고 그중에서 배터리 모듈의 정렬된 배열은 교차된 배열에 비해 최대 23%까지 낮은 전력을 가지며, 에너지 효율은 공기 흡입 속도가 증가함에 따라 감소하는 결과를 얻었다고 보고하였다. Yu et al. [17] 은 18650 배터리에 최고 1 C-rate 조건에서 공기 흡입 속도 변화에 따른 배터리 팩의 열적 특성에 대해 분석하였고, 1 C-rate 조건에서 0.8 m/s의 흡입 속도를 적용한 공랭식 냉각이 배터리 모듈의 온도를 30.5°C로 안정적인 냉각방식임을 보고하였다. Zhou et al. [18] 는 공랭식 냉각시스템에서 Air distribution pipe 모델을 이용한 연구를 수행하였다. Air distribution pipe 모델은 3 C-rate에서 배터리 모듈의 최대온도를 52.8°C에서 32.6°C로 감소시키는 효과적인 냉각시스템이지만, C-rate가 증가할수록 배터리의 온도 제어를 위해 펌프 동력이 급격하게 증가함으로 적절한 공기의 속도를 선택해야 한다고 보고하였다. 기존의 연구자들은 공랭식 냉각 구조 개선 및 시스템 최적화 등의 연구를 수행하였지만, 3 C-rate 이상에서 공랭식 냉각은 배터리 최적의 작동온도 범위를 유지하기에는 시스템 설계 비용 및 유지 비용에 큰 단점을 가지고 있어 더 효율적인 냉각방식이 필요하다 [16-18].

공랭식 냉각에 비해 수냉식 냉각은 구조의 복잡성, 높은 무게와 시스템 구축 비용, 유체 이동에 따른 전기절연 등의 단점을 지니고 있지만, 콤팩트한 구조, 높은 열용량과 열전도도로 우수한 냉각 능력을 지니고 있다 [19]. 기존의 수냉식 냉각시스템에 대한 연구를 살펴보면, Chen et al. [20] 은 2.5 C-rate의 급속 충전에서 각형 배터리에 병렬형 수냉식 냉각시스템을 적용한 설계 매개 변수의 최적화에 대한 분석을 수행하였다. 결과적으로 병렬형 수냉식 냉각의 미니 채널 깊이가 타 설계 변수에 비해 냉각 효과(70.8%), 온도분포 균일성(75.7%), 에너지 비용(86.1%)로 가장 영향을 미치는 설계 매개 변수임을 확인하고 실험의 검증 결과로 배터리 모듈의 최대온도와 배터리 간 온도 차이를 33.1°C와 0.9°C로 안정적인 냉각시스템임을 보고하였다. Lyu et al. [21] 은 배터리 모듈에 Serpentine channels cold plate를 적용한 연구를 수행하였다. 2 C-rate 조건에서 Serpentine channels cold plate의 경계 조건 및 설계 변수 변화에 따른 영향성을 분석하여 해석 결과를 도출하였고, 배터리 모듈의 최대온도 및 온도 차이를 27.9°C 및 2.49°C로 유지하는 배터리 열관리 시스템에 대한 구조 최적화 연구를 수행하였다. Lu et al. [22] 은 배터리 옆면에 One-stage, Tesla valve를 통한 간접 수냉식 냉각방식을 제안하여 3 C-rate에서 밸브

각도, 채널 간 거리, 냉각재 영향을 해석적으로 수행하였다. 경계 조건 및 설계 매개 변수 최적화 해석 결과, 120°의 각도를 가진 테슬라 밸브형 채널 냉각판의 밸브 거리는 23.1 mm, 채널 간의 거리는 28 mm와 냉각판의 입구 속도는 0.83 m/s에서 열교환 성능과 에너지 소비량의 최적화된 균형과 낮은 냉각판의 채널 압력을 유지하며 배터리의 최대온도를 30.5°C 이하로 유지시킬 수 있는 효율적인 냉각방식이라 제안하였다. 이처럼 수냉식 냉각에 대한 기존의 연구는 물과 에틸렌글리콜(Ethylene glycol)의 혼합물 등을 이용한 간접접촉 수냉식 냉각 연구가 수행되며, 배터리 간의 열전달을 위해 열전달 보조장치인 냉각판의 각종 경계 조건 및 설계 매개 변수 변경에 따른 최적화에 대한 연구가 주를 이루고 있다. 이러한 열전달 보조장치들은 배터리와 직접적으로 접촉하지 않기 때문에 열 저항 및 열전도도 저하로 인해 배터리 팩 내부 온도분포의 불균일성과 추가 설계 비용 및 복잡성을 증가시키는 원인이 되며, 배터리와 배터리 간의 불균일한 온도분포로 인해 배터리의 성능과 사이클 수명을 크게 감소시키는 단점들이 존재한다 [23].

상변화 물질 기반 냉각시스템은 상변화 과정이 끝날 때까지 높은 잠열 열전달로 인해 많은 열을 흡수할 수 있으며, 배터리의 온도분포 균일성에 대한 큰 장점을 지니고 있지만, 상변화 물질이 완전히 상변화를 완료하게 되면 배터리 온도를 제어하기 어렵고 상변화 물질의 열적 특성인 낮은 열전도도, 누출에 따른 구조적 불안정성, 상변화 과정에 따른 구조적 변형으로 인해 단일 상변화 물질-배터리 열관리 시스템으로서의 활용은 매우 제한적이다 [24]. 하지만 상변화 물질과 타 공랭식 혹은 수냉식 냉각시스템과의 복합 시스템의 활용으로 배터리 열관리에 적용이 가능한 시스템이다. 상변화 물질을 기반으로 한 연구를 살펴보면, Xin et al. [25]은 40°C의 높은 주변 온도와 5 C-rate의 높은 방전 속도에서 총 25개의 원통형 배터리를 적용하여 상변화 물질과 수냉식 냉각시스템으로 구성된 하이브리드 냉각시스템 연구를 수행하였다. 특히, 상변화 물질의 두께, 냉각수 유동방향, 상변화 물질의 질량분율, 냉각수 속도 및 냉각수 온도 등의 다양한 경계 조건 및 설계 매개 변수 변화에 따른 배터리 모듈의 온도 및 열 분포 특성을 분석하였고 그 결과 냉각수의 온도가 40°C이고 상변화 물질 중 흑연의 질량분율이 12%인 최적값에서 배터리 모듈의 최대온도를 45.3°C와 3.49°C로 제한할 수 있는 냉각성능을 보였기 때문에 하이브리드 냉각시스템은 높은 주변 온도와 5 C-rate 에서도 높은 열적 성능을 나타내는 안정적인 시스템임을 보고하였다. Chen et al. [26]은 배터리 모듈의 온도 균일성 및 냉각성능 향상을 위해 상변화 물질과 수냉식 냉각을 적용한 하이

브리드 수냉식 냉각에 대한 연구를 수행하였다. 4 C-rate와 주변온도는 35°C조건에서 총 24개의 원통형 배터리의 셀 사이사이에 상변화 물질과 미니 수냉식 채널을 적용하고 경계 조건 및 설계 매개 변수의 최적화에 대한 냉각성능 분석을 수행하였다. 그 결과 최적화된 설계모델에서 4 C-rate의 총방전율을 적용하였을 때, 배터리의 최대온도와 배터리 간 온도 차이를 46.4°C와 3°C 미만으로 유지하여 높은 주변 온도환경에서도 배터리의 열관리를 위한 최적화 연구 결과를 보고하였다. Cao et al. [27] 은 상변화 물질과 수냉식 냉각을 적용한 하이브리드 냉각시스템에 대한 연구를 수행하였다. 배터리 하단부에 미니채널 냉각판을 적용한 결과, 단일 수냉식 냉각과 하이브리드 냉각시스템에서 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이는 각각 52°C, 7.9°C와 44°C, 4°C로 하이브리드 냉각시스템이 단일 냉각시스템보다 열관리 측면에서 가장 우수한 성능과 5 C-rate 총방전율에서도 배터리 모듈의 안정적인 방열을 위한 효과적인 시스템임을 보고하였다. 이렇듯 상변화 물질을 적용한 대다수의 연구는 단일 상변화 물질 시스템보다는 수냉식 냉각과 복합된 하이브리드 냉각시스템 연구가 수행되고 있으며, 상변화 물질의 열물리적 특성과 열전달 보조장치인 냉각판의 최적화에 대한 연구 등으로 인해 시스템의 복잡성을 증가시키고 배터리 사이 사이에 들어가는 상변화 물질이 상변화 과정을 끝낸 임계점 이상의 범위에서는 열을 거의 저장하지 못하고 단일 물질로 사용되기 때문에 오히려 배터리의 열폭주를 가속화시킬 수 있는 단점을 지니고 있다 [28].

또 다른 냉각 방식인 히트파이프 냉각시스템은 유연성 및 낮은 유지 보수, 높은 열전도도로 인해 BTMS를 비롯한 각 산업 내에서 빠르게 확대되고 있다 [29]. Gan et al. [30] 은 배터리와 배터리 사이에 히트파이프 냉각을 적용하고 옆면 응축기에 수냉식 냉각을 적용한 연구를 수행하였다. 그 결과, 5 C-rate 에서 히트파이프와 수냉식 냉각이 적용되었을 때 비냉각조건에 비해 배터리의 온도가 14.0°C 감소되어 원통형 배터리 모듈의 열관리를 위한 효과적인 시스템임을 보고하였다. Gan et al. [31] 은 셀과 셀 사이에 히트파이프 냉각을 적용하고 하단부에 냉각판을 이용한 수냉식 냉각을 적용하였다. 배터리 팩의 경계 조건 최적화를 통해서 시스템의 안정성과 배터리 팩의 온도 균일성 확보를 위한 방안을 제시하고 2 C-rate 에서 열관리 시스템이 적용된 전략이 적용되지 않았을 때보다 배터리의 최대온도를 16.62°C 감소시켜 배터리 방열을 위한 효과적인 방안을 제시하였다. 히트파이프 냉각시스템은 히트파이프의 높은 열전도도로 배터리의 열을 효과적으로 방열할 수 있는 장점이 있지만, 배터리 사이 사이에 히트파이프가 직접적으로 접촉해야 하기

때문에 배터리 사이의 간격을 증가시켜 배터리 팩의 에너지 밀도를 감소시키고 히트파이프와 생산기준 및 생산장비 등의 미성숙 (Immaturity)으로 인해 배터리 열관리 분야에 적용되지 못하고 대부분 연구단계에 있다 [32].

그리고 냉매냉각시스템의 경우 기존의 BTMS에서 열전도도가 높아 배터리에서 발생하는 열을 효과적으로 제거할 수 있으며, 전기차의 경우 기존 사용되고 있던 에어컨 시스템의 냉동장치를 확장하는 시스템으로 적용할 수 있어 시스템 설계 및 성능 향상에 따른 비용 절감의 장점이 있다. 단, HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning)시스템에 활용되는 냉매가 수냉식 냉각시스템에 비해 더 높은 압력으로 유지되어야 하기 때문에 시스템 설계나 제어 측면의 어려움으로 적용이 쉽지 않다. 이러한 냉매냉각시스템에 대한 연구로, Shen et al. [33] 은 R134a와 냉각판을 활용한 간접 냉각을 통해 배터리 팩의 냉각성능 향상에 대한 연구를 수행하였다. 냉매의 유량 및 C-rate 변화에 따른 결과로 배터리의 최대온도를 안전작동 관리온도 이하로 제어하며, 해당 냉각 설계 모델을 활용하였을 때 셀의 열폭주 확산을 방지하여 대형 배터리 팩의 열성능 향상을 위한 방법을 제시하였다. Hong et al. [34] 은 실제 차량 조건에서 수냉식과 냉매냉각시스템의 성능 비교를 통한 배터리의 열관리 특성 연구를 수행하였으며, 2상 냉매냉각이 극심한 환경에서도 배터리의 최대온도가 45°C이하로 유지되고 수냉식 냉각에 비해 16.1 % 더 높은 배터리 충전 용량과 15.0% 더 작은 내부 저항을 제공하여 수냉식 냉각보다 효율적인 냉각 방법임을 제안하였다. Yin et al. [35] 는 배터리에 초임계 CO<sub>2</sub> 사이클을 활용한 이상 냉매냉각을 통한 냉각성능 해석을 수행하였다. 해석의 결과로 CO<sub>2</sub>를 적용한 병렬 통합된 시스템이 직렬로 통합된 시스템에 비해 주변온도가 35°C 조건에서 COP가 13.5% 더 높게 나타나 본 연구에서 제안하는 병렬 통합 시스템이 매우 효과적임을 제시하였다. 병렬 통합 시스템을 적용한 배터리는 작동유체의 2상 상태를 확보하고 히트싱크 출구의 과열을 방지할 수 있어 열폭주 문제를 발생할 위험이 적기 때문에 2상 냉각시스템이 보다 안정적이고 우수한 성능을 제공한다고 보고하였다.

마지막으로 배터리 열관리 시스템에 관한 연구로 열전달 보조장치를 활용한 간접접촉 냉각이 아닌 배터리와 작동유체 사이에 직접접촉 냉각을 통한 배터리 열관리 시스템에 대한 연구가 수행되고 있다. 직접접촉 냉각은 작동유체(냉각판 혹은 냉각핀)의 채널 설계 과정이 필요 없고, 높은 열전달 성능으로 간접접촉에 비해 높은 에너지 밀도와 높은 효율을 제공한다 [36]. 직접접촉 냉각은 배터리와의

직접접촉에 의해 발생하는 전기적, 화학적인 반응 등으로 인해 물과 같은 유체의 활용이 제한적이며, 액체의 누수나 누출 등의 문제로 인해 활용이 제한적이다. 그러나 현재 직접접촉 냉각이 배터리 시스템에 적용되기 위한 다양한 연구들이 수행되고 있으며, Tan et al. [37] 는 3 C-rate 조건에서 HFE-6120 유전 냉각제를 적용한 직접접촉 냉각시스템을 설계하고 시스템 최적화를 통한 영향성을 분석하였다. 연구 결과 배터리의 최대온도와 온도 편차를 각각 18.1%와 25.0% 개선하는 결과를 제시하였으며 직접접촉 냉각 설계에 대한 지침을 제공하였다. 또한, Wu et al. [23] 은 실리콘오일을 활용한 직접접촉 냉각시스템을 설계하여, 직접접촉 냉각이 간접접촉 냉각보다 배터리의 최대온도 상승률을 20%~30% 감소시켜, 직접접촉 냉각이 더 효율적인 성능을 나타낸다고 보고하였다. Liu et al. [36] 은 2 C-rate 방전율에서 Transformer oil (TO)를 활용한 직접접촉 유냉식 배터리 냉각시스템을 통한 이론 및 실험적 검증을 수행하였으며, 2 C-rate 방전율에서 작동유체와 직접접촉 된 배터리의 최대온도는 37.4°C, 배터리 간 온도 차이는 2.64°C로 배터리 열관리에 매우 안정적인 시스템임을 보고하였다. 또한, Al-Zareer et al. [38] 은 R134a 냉매를 활용한 직접접촉 냉매 기반 열관리 시스템을 구축하고 5 C-rate 조건에서 해석을 수행한 결과, 작동유체가 배터리를 40% 이상 덮었을 경우 배터리 시스템의 최대온도를 30°C 미만으로 유지하여 안정적인 시스템을 설계할 수 있음을 확인하였다. 기존의 연구에서 제시되었듯이 직접접촉 냉각은 배터리와 작동유체간의 열저항이 최소화된 시스템으로 배터리의 열관리와 배터리의 균일한 온도분포에 우수한 장점을 지니고 있는 효율적인 냉각시스템이다.

### 제 3 절 연구 목적

배터리에서 발생하는 발열을 효과적으로 제거하기 위해서 많은 연구자들은 공랭식, 수냉식, 상변화 물질, 히트파이프, 냉매냉각, 직접접촉 냉각 등의 다양한 연구들을 수행하였다. 이러한 배터리 열관리 시스템들은 배터리 모듈의 충·방전 특성과 외부 환경과 각각의 장·단점 등을 고려해 실제 전기차의 배터리 열관리 시스템으로 적용되고 있다. 이처럼 최근 연구에서 진행되었던 배터리 열관리 시스템은 대다수가 작동유체와 배터리 간의 열전달 보조장치를 활용한 간접접촉 냉각이 진행되고 있으며, 이는 시스템 설계의 복잡성 및 비용, 배터리 모듈 혹은 팩의 에너지 밀도 감소, 그리고 높은 유지 비용과 배터리와 열전달 보조장치 사이의 열저항으로 인한 배터리의 열폭주 및 성능 감소 등의 결과로 이루어질 수 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해 가장 적극적인 방법인 직접접촉 냉각은 간접접촉에 비해서 배터리와 작동유체 간의 열저항 최소화로 효율적인 냉각성능을 보이며, 특히, 높은 발열량에서도 배터리의 방열을 위한 가장 효과적인 방법이다. 하지만 실제 배터리에서 직접접촉 냉각을 적용하기 위한 작동유체는 매우 제한적이며, 전기 절연성, 무독성, 내온성, 화학적 안정성이 확보된 유체를 사용해야 하는 단점이 존재한다 [36]. 이러한 단점에도 불구하고 직접접촉 냉각은 충전시간 단축을 위한 고율 충·방전 과정에서도 배터리의 열관리를 위한 충분한 냉각성능을 지니고 있어 활용 가치가 높은 배터리 열관리 시스템이다.

따라서 본 연구에서는 21700 실제 배터리의 실험결과를 바탕으로 21700 더미 배터리의 실험장치와 해석 모델을 개발하였고, 이를 활용한 배터리를 기반으로 간접접촉 수냉식 냉각 실험, 직접접촉 냉각 해석 및 직접접촉 냉매냉각 실험을 수행하였으며, 이를 통해 배터리의 열관리를 위한 효과적인 냉각 방식을 제안하였다. 먼저, 21700 배터리의 이론적인 발열량을 기반으로 더미 배터리의 발열량 조건을 모사하여 배터리의 신뢰성을 확보하였고 이를 24S16P 구조에서 하단부 냉각판을 이용한 간접접촉 수냉식 냉각을 적용하여 배터리의 열관리와 냉각성능에 대한 고찰을 수행하였다. 다음으로 21700 실제 배터리를 적용한 2 C-rate 실험조건을 기반으로 21700 원통형 배터리 해석 모델의 신뢰성을 검증하였고 이에 대한 결과를 바탕으로 21700 원통형 배터리에 직접접촉 냉각을 위한 다양한 작동유체 변경에 따른 영향성을 해석적으로 분석하고, 경계 조건 및 해석 모델의 설계 인자 변경을



통한 최적의 모델을 도출하였다. 또한, 개발된 최적의 모델을 기반으로 초기, 주변 및 입구 조건 변경 또는 작동유체의 유량 변화를 통한 냉각성능에 대한 구체적인 데이터를 확보하고 이를 분석하여 냉각성능 고찰을 수행하였다. 마지막으로, 21700 원통형 배터리의 2 C-rate 실험조건을 기반으로 21700 더미 배터리 실험장치의 신뢰성을 확보한 후, R134a를 적용한 직접접촉 냉매냉각 실험장치를 구축하여 R134a의 포화압력 및 질량유량 변경에 따른 영향성 분석하였다. 특히, R134a의 포화압력 및 C-rate 변화에 따른 영향성 분석과 R134a의 발열량 조건 변화에 따른 냉각성능 고찰을 통해서 직접접촉 냉매냉각에 대한 성능 고찰을 수행하였다. 본 연구를 통해 수행된 직접접촉 단상냉각 및 직접접촉 냉매냉각에 대한 해석 및 실험의 결과를 바탕으로 원통형 배터리에 직접접촉 냉각방식 적용 가능성을 확대시키고 분석하고 실제 전기차 배터리 냉각방식으로 채택될 수 있는 기회를 제공할 것으로 기대된다.

## 제 2 장 해석방법 및 실험장치

### 제 1 절 해석방법

본 절에서는 제 4장에서 직접접촉 냉각 해석 성능 고찰을 위한 다양한 냉각 해석 모델의 설계 인자 변경, 해석의 정확성을 위한 격자의 독립성 검정과 해석 모델에 적용된 다양한 지배방정식 및 경계 조건에 대해 제시하였다.

#### 1. 96개 셀 적용 직접접촉 냉각 해석 모델

본 연구에서는 총 96개의 21700 셀을 적용한 배터리 모듈의 직접접촉 냉각을 적용한 해석 모델을 설계하고 ANSYS Fluent를 활용해 해석을 수행하였다 [39]. 이에 대한 모델을 Fig. 1에 제시하였다. Fig. 1에 제시된 모델은 입·출구 포트의 수를 1, 2, 3 개로 변화시켜 성능을 고찰하였다. 해석에 적용된 배터리 모듈은 원통형 21700 배터리로 용량은 4.95 Ah, 직경은 21 mm, 높이는 70 mm를 가지는 모델을 활용하였다. Fig. 1의 배터리 모듈에서 배터리 홀더는 181.6(L)×276.4(W)×14.5 mm (H), 직접접촉 냉각을 위한 배터리 냉각블록 (Battery cooling block)은 183.6(L)×273.4(W)×72 mm(H)으로 설계되었다. 배터리 간의 간격은 1.2 mm로 유지되며, 동일한 유량 조건에서 해석을 수행하기 위해 Fig. 2.1(a)에서는 포트에 흐르는 유량을  $\dot{Q}$ 로, Fig. 2.1(b)에서 각 포트에 들어가는 유량은 Fig. 2.1(a)에 유입되는 유량의  $\dot{Q}/2$ 로, Fig. 2.1(c)에서는  $\dot{Q}/3$ 로 설계하여 해석을 진행하였다. Fig. 2.1(d)는 포트 수 3개인 모델에서 배터리 냉각블록에 흐르는 유체의 체적을 보여주고 있다. 또한, 본 연구에서 적용된 배터리 모듈의 각 부품들의 열물리적 특성은 Table 2.1에 제시하였다.

배터리 냉각블록의 입·출구 포트 수 변화에 따른 냉각성능을 평가하기 전에 단일 포트를 가지는 배터리 모듈에서 냉각에 필요한 적절한 작동유체를 선정하기 위하여 작동유체 변화에 따른 냉각성능 및 배터리 온도분포를 분석하였다. 해석에 적용된 작동유체의 종류는 Silicone oil, Transformer oil, HFE-6120, R134a 이며, 각각의 작동유체는 기존의 연구에서 사용된 작동유체를 기반으로 선정하였다 [23,36

-38]. 그중에서 R1234yf 및 R1234ze는 차세대 냉매로서 R134a의 대체냉매로 사용되고 있다. R1234yf, R1234ze 및 R134a에 대한 GWP는 각각 4, 7, 1430으로 R134a는 R1234yf 및 R1234ze 보다 GWP가 매우 높은 값을 가진다. 그러나 R1234yf와 R1234ze는 가연성 유체임과 동시에 R134a와 같은 타 냉매에 비해 매우 비싼 가격을 가지고 있다. 또한, 직접접촉 냉각 방법은 기존의 간접접촉 냉각 방법에 비해 유체가 유동할 수 있는 공간이 넓기 때문에 작동유체의 가격이 저렴한 유체를 활용하는 것이 중요하다. 따라서 본 연구에서는 직접접촉 냉각 방식의 작동유체로 R1234yf와 R1234ze를 제외하였다. 이에 따라 직접접촉 냉각을 위한 작동유체 후보군으로 R134a를 선정하였다.

Table 2.2는 본 연구에서 적용한 작동유체의 열물리적 특성과 비용을 보여 준다. Silicone-oil [23] 은 작동온도 17°C, Transformer oil [36] 은 작동온도 20°C, HFE-6120 [37] 는 작동온도 21°C에서 일정한 열물리적 특성을 얻었다. 일반적으로 작동유체의 열물리적 특성은 온도에 따라 변화하기 때문에 온도에 따라 변화되는 열물리적 특성을 적용해야 하지만, Silicone oil, Transformer oil, HFE-6120[23,36,37] 를 사용한 기존의 연구에서는 단상 작동유체들의 작동온도가 17°C~40°C 사이에서 열물리적 특성이 크게 변화하지 않기 때문에 작동유체의 열물리적 특성을 일정한 값으로 가정하여 연구를 수행하였다. 하지만 R134a는 다른 유체와 다르게 포화압력(포화온도) 및 작동온도에 따라 열물리적 특성이 큰 변화폭을 가지며, 해석의 더 정밀한 정확성을 위해 작동유체의 온도에 따라 변화하는 열물리적 특성을 사용하였다. 따라서 R134a의 열물리적 특성은 포화압력 1,017 kPa (포화온도 40°C)인 조건에서 작동온도 -10°C~40°C 사이의 과냉각액체를 사용하였으며 이 조건에서의 열물리적 특성은 EES (Engineering Equation Solver)로 계산하여 해당 값으로 연구를 수행하였다. 그리고 Table 2.2에서 제시한 것과 같이 작동유체의 비용은 R134a가 41 \$/kg [40] 로 가장 낮은 비용을 보였으며, Silicone oil은 245 \$/kg [41] 로 가장 높은 비용을 보였음을 확인하였다. 배터리 냉각을 위한 작동유체를 선정하기 위해서 Fig. 2.1(a)에 제시된 모델을 기반으로 배터리 열관리 시스템의 작동유체에 따른 냉각성능을 분석하였다. 선정된 작동유체를 기반으로 다양한 포트 수 및 헤더 폭 변경에 따른 냉각성능을 분석하여 배터리 열관리에 최적화된 모델을 도출하였다. 본 연구에서 적용된 헤더의 폭은 입구와 출구 모두 동일하게 적용하였으며, 헤더 폭은 0, 5, 10 mm로 변화시켜 해석을 수행하였다. Fig 2.2는 헤더 폭 변화에 따른 배터리 냉각성능 고찰을 위한 헤더 폭이 0 mm 및 5 mm 인 모델을 나타내었다.

Table 2.1 Thermo-physical properties of the battery module [42]

Parameters	Battery	Battery	Battery cooling
		holder	block
Density ( $\text{kg m}^{-3}$ )	2525.5	1200	2719
Specific heat ( $\text{J kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ )	$1040.5+2.29\times T$	1250	871
Thermal conductivity ( $\text{W m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ )	23.6	0.2	202.4

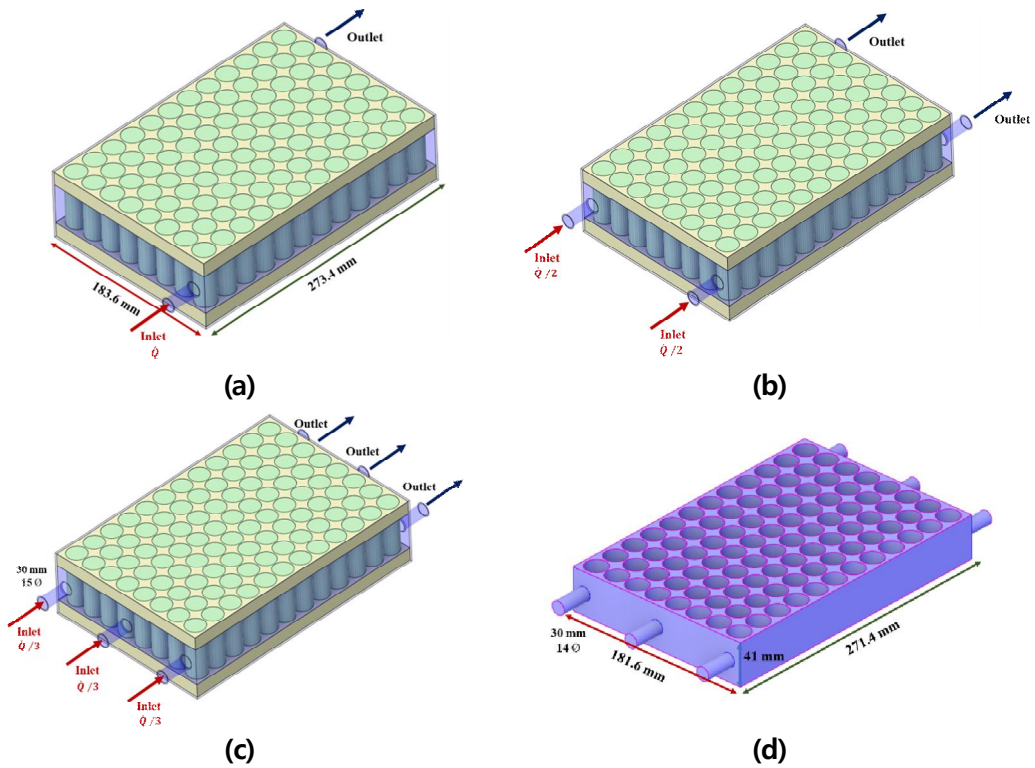


Figure 2.1 Modeling of the battery module according to the port number: (a) Port=1; (b) Port=2; (c) Port=3; (d) Fluid volume at port 3

Table 2.2 Thermo-physical properties and cost of the working fluid [23,36,37,40,41,43, 44]

Parameters	Silicone oil	TO	HFE-6120	R134a
Density ( $\text{kg m}^{-3}$ )	965	820	1600	$(-1.20 \times 10^{-2}) \times T^2 - 3.28 \times T + 1297.94$
Specific heat ( $\text{J kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ )	2490	2530	1170	$(3.62 \times 10^{-2}) \times T^2 + 2.52 \times T + 1336.14$
Thermal conductivity ( $\text{W m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ )	0.16	0.3875	0.23	$(-1.42 \times 10^{-6}) \times T^2 - (4.29 \times 10^{-4}) \times T + 0.10$
Viscosity (Pa s)	50	0.0082	0.0019	$(1.83 \times 10^{-8}) \times T^2 + (-3.40 \times 10^{-6}) \times T + (2.69 \times 10^{-4})$
Cost ( $\text{\$ kg}^{-1}$ )	245	81.68	217	41

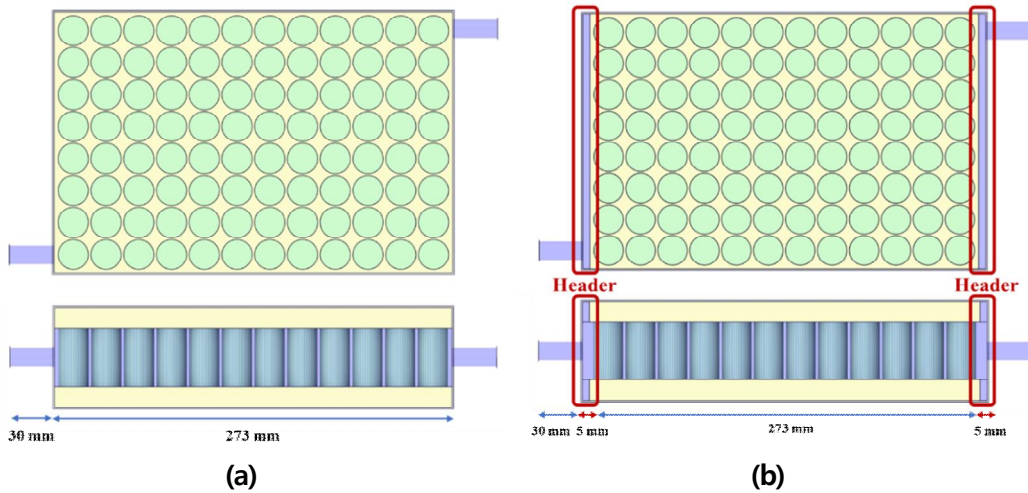


Figure 2.2 Modeling of the battery module according to the changing header width: (a) Header width=0 mm; (b) Header width=5 mm

## 2. 지배방정식 및 경계조건

배터리 냉각시스템에서 배터리와 작동유체 간의 직접적인 열교환으로 배터리의 방열이 이루어지며, 이는 매우 복잡한 구조를 가진다. 따라서 해석의 단순화를 위해 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 본 연구의 해석에서 상변화는 이루어지지 않는다.
- (2) 작동유체는 냉각 모델에 가득 채워진 상태이고 공기는 없다고 가정한다.
- (3) 열저항 및 방사 (radiation)은 고려하지 않는다.
- (4) 작동유체는 비압축성 유체이다.

배터리 셀에서 발생하는 에너지 방정식은 다음과 같다 [45].

$$\rho_{ba} c_{ba} \frac{\partial T_{ba}}{\partial t} = -\lambda_{ba} \nabla^2 T_{ba} + \dot{q} \quad (2.1)$$

여기서  $T$ ,  $\rho$  및  $c$  는 각각 배터리의 온도, 밀도 및 비열을 나타낸다.  $\lambda$  과  $\dot{q}$  는 각각 배터리(첨자  $ba$ )의 열전도도와 체적 발열율을 말한다.

배터리에서 발생하는 열 ( $Q_{gen}$ )은 식은 이론적인 식과 비가역 및 가역 열을 고려한 식으로 다음과 같다 [46,47].

$$Q_{gen} = I^2 R \quad (2.2)$$

$$Q_{gen} = Q_{ir} + Q_{re} = I^2 R - IT \frac{\partial U_{OCV}}{\partial T} \quad (2.3)$$

여기서  $Q_{gen}$ ,  $Q_{ir}$  와  $Q_{re}$  는 각각 배터리 셀의 총 발열량, 비가역 열 및 가역 열을 말한다.  $I$  와  $R$  는 배터리 셀의 총·방전 전류 및 등가 내부 저항을 나타낸다.  $T$  는 배터리의 온도를 말한다.  $\partial U_{OCV}/\partial T$  는 개방 회로 전압의 온도 상관 계수를 나타낸다.

배터리 모듈에서 작동유체의 지배방정식인 질량 보존, 운동량 보존 및 에너지 보존의 법칙은 식 (3.4)~(3.6)과 같다 [38].

$$\frac{\partial \rho_{wf}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{wf} \vec{u}) = 0 \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_{wf}\vec{u}) + \nabla \cdot (\rho_{wf}\vec{u}\vec{u}) + \nabla P = \rho g \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_{wf}c_{wf}T_{wf}) + \nabla(\rho_{wf}c_{wf}\vec{u}T_{wf}) = -\nabla(\lambda_{wf}\nabla T_{wf}) \quad (2.6)$$

여기서  $\vec{u}$ ,  $P$  및  $g$  는 각각 속도, 압력, 중력가속도 (작동유체의 첨자 wf)를 나타낸다.

또한, 배터리의 발열량 제어를 위한 냉각시스템의 냉각용량은 다음과 같은 식으로 계산된다.

$$Q = \dot{m} c_{wf} (T_{out} - T_{in}) \quad (2.7)$$

여기서  $\dot{m}$  은 질량유량이고,  $Q$  는 냉각용량 이다.  $T_{out}$  과  $T_{in}$  은 각각 작동유체의 출구온도 및 입구온도를 나타낸다.

배터리 냉각블록에서 이론적인 펌프 동력은 효율을 100%로 가정하였으며, 이때 소요되는 펌프동력은 다음과 같은 간단한 식으로 표현할 수 있다.

$$W_{pump} = \Delta P \dot{Q} \quad (2.8)$$

여기서  $W_{pump}$  는 펌프 동력,  $\Delta P$  는 냉각판 입·출구의 압력강하를 나타내며,  $\dot{Q}$  는 체적 유량을 나타낸다.

본 연구에 총 96개의 셀을 적용한 배터리 냉각블록에 작동유체로 고려된 유체는 총 4종류이며, 그 중 Silicone-oil, transformer oil, HFE-6120는 Reynolds number < 2300로 나타나 Laminar flow model을 적용하고, Re > 2300인 R134a는 Realizable  $k-\epsilon$  난류 모델을 적용하였다. 또한, 본 연구에서 작동유체의 유량은 1 l/min, 3 l/min, 5 l/min 을 적용하였으며, 표준 조건으로 주변의 외기 온도, 배터리 시스템의 초기 및 작동유체의 입구온도를 25°C로 설정하였다. 이때 주변 공기의 대류열전달 계수는 10 W/m<sup>2</sup>·K를 적용하였다 [48]. 또한, 해석과 검증 실험에 적용한 배터리 충·방전율은 2 C-rate 적용하였다. 그리고 개발된 해석 모델을 기반으로 여름철 초기, 외기 및 입구온도가 35°C인 조건 [49,50] 에서 직접접촉 배터리 냉각블록을 적용하였을 때, 배터리의 온도분포 특성 및 냉각성능에 대한 고찰을 추가적으로 진행하였다.

### 3. 96개 셀 적용 격자 독립성 검증

본 절에서는 96개의 셀을 적용한 해석 모델의 격자 독립성 검증에 대한 평가 결과를 나타내었다. 격자의 독립성 검증은 격자의 수에 따라서 해석의 결과가 달라질 가능성이 있으며, 해석의 정확성과 시간 단축을 위한 최적의 격자 수를 선택할 필요가 있다. 격자 독립성 검증을 위한 해석은 Fig. 2.1(a)의 모델을 기반으로 유량이 1 l/min 일 때, 초기 배터리 온도, 외기 온도 및 냉각수의 입구온도가 25°C에서 냉매 R134a 유체를 적용하여 진행하였다. Fig. 2.3은 격자 독립성 검증의 격자 수 변화에 따른 배터리 냉각블록의 입·출구 압력강하를 보여주고 있다. 초기 격자의 수가 3,885,580개에서 압력강하는 33.68 Pa에서 급격히 감소하여, 4,063,590개에서 33.14 Pa로 격자의 수가 그 이상 증가하여도 압력강하는 증가하지 않고 수렴하는 결과를 보였다. 따라서 본 연구에서는 4,063,590개의 격자 수를 적용하여 배터리 모듈의 배터리 온도 및 냉각성능에 대하여 분석을 수행하였다.

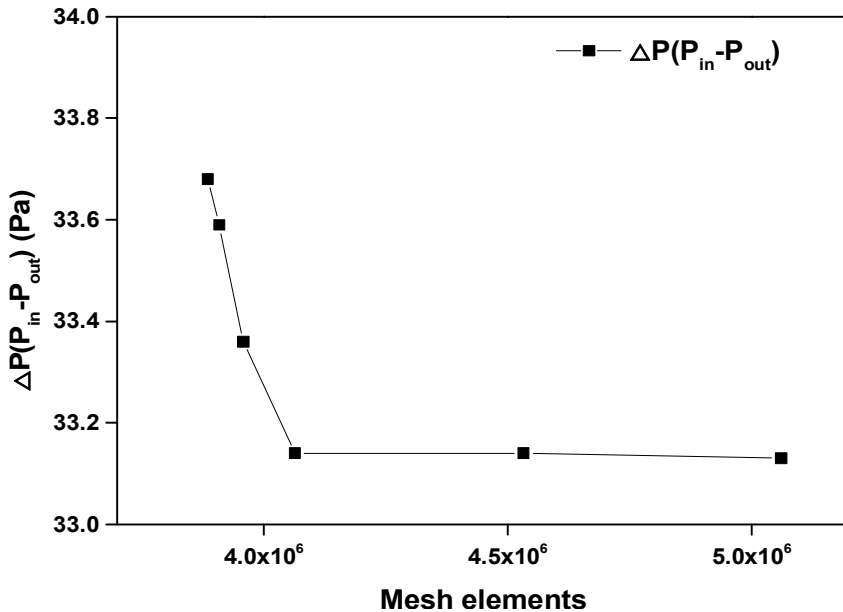


Figure 2.3 Grid independence test according to mesh elements



## 제 2 절 실험장치

### 1. 간접접촉 수냉식 냉각 실험장치 및 방법

본 절에서는 제 3장에서 수행되는 간접접촉 수냉식 냉각 실험 성능 고찰을 하기 위한 다양한 냉각 실험장치 및 방법에 대해 소개한다. 실험은 외부 온도 및 습도가 제어가 가능한 챔버와 더미 배터리 모듈, 그리고 다양한 측정 장치들에 대한 상세정보에 대하여 소개하였다. 또한, 본 단에서 소개되는 열환경 챔버, 압력계, 차압계, 질량유량계 및 온도 센서는 5장에서 수행되는 직접접촉 냉각 실험장치에 대해서도 동일하게 사용하였다.

#### 가. 실험 내부 환경 및 실험장치 개략도

본 연구에서는 조선대학교 침단캠퍼스에 위치해 있는 열환경 챔버를 활용하여 외기 온도와 습도를 일정하게 유지하였다. 열환경 챔버는 8.5(L)×4.5(W)×3.5 m(H) 크기를 가지고 있다. 단일 덕트 에어컨을 열환경 챔버 밖에 설치하여, 내부 온도와 습도를 제어하였다. 내부 온도와 습도의 제어 정확성을 위해, 천장, 벽, 바닥은 기밀성을 증가시키기 위해 절연되어 있다. 열환경 챔버에 대한 정보는 Table 2.3에 제시하였다.

간접접촉 수냉식 냉각은 열환경 챔버를 이용해 배터리와 각 실험 부품 간의 초기온도, 주위온도 및 냉각판의 입구온도 조건을 25°C로 유지시켰으며, 상대 습도를 50%로 설정하였다. 간접접촉 수냉식 냉각의 실험장치를 위해 본 연구에서는 더미 배터리 모듈, 수냉식 냉각을 위한 항온조, 질량유량계, 차압계, 온도계를 활용하였으며, DAQ(Data Acquisition)를 활용하여 각 측정 장치들의 데이터를 수집하였다. 배터리는 3 C-rate 의 발열량을 모사하였다. 또한, 냉각판에 흐르는 작동유체는 부동액(Water:Ethylene glycol=5:5)으로 항온조를 이용하였으며, 입구온도는 25°C 조건의 유량은 3 l/min로 고정하였다. 이에 대한 개략도를 Fig. 2.4 에 제시하였다. 배터리 모듈과 각 측정 장치들의 자세한 재원은 다음 항에서 제시하였다.

Table 2.3 Specification of the climatic chamber

Item	Specification
Temperature	-20~60°C
Humidity	5~95% RH
Air flow rate	400 CMM
Accuracy	±1.5%

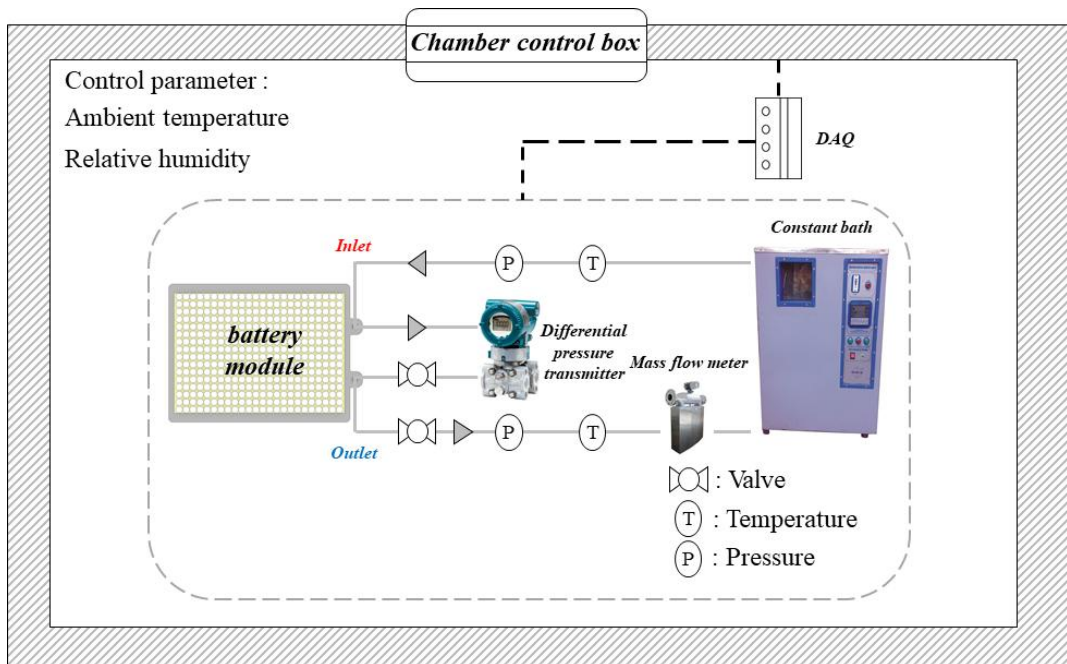


Figure 2.4 Schematics of experimental setup for the indirect battery cooling

## 나. 더미 배터리 모듈 (Dummy battery module)

더미 배터리 모듈은 더미 배터리, 배터리 고정을 위한 배터리 홀더, 써멀 패드, 열전달 보조장치인 냉각판을 활용하여 제작하였고, 이를 Fig. 2.5와 Fig. 2.6에 제시하였다. 더미 배터리는 21700 배터리를 모사하기 위한 21(D)×70 mm(H)를 가지는 카트리지 히터를 총 384개 사용하였으며, 셀의 전압은 3.69 V, 무게는 67.5 g, 용량은 4.95 Ah를 가지는 21700 원통형 배터리의 이론적인 발열량인 식 (2)를 활용하여 3 C-rate 배터리의 발열량 및 온도를 모사하였다. 배터리 홀더는 배터리의 고정을 위해서 상·하부에 위치시켰고 Fig. 2.7과 같다. 써멀 패드 (Thermal pad)는 Nano TIM사의 제품을 사용하였고 냉각판과 배터리 간의 원활한 열전달을 위하여 냉각판과 배터리 사이에 위치시켰으며, 사이즈는 540(L)×356(W)×5 mm(H)를 가진다. 냉각판은 총 5개의 채널을 가지는 U-type 형태로 구성이 되어있으며, 냉각판의 총 사이즈는 580(L)×440(W)×6 mm(H)로 Fig. 2.8에 제시하였으며, 냉각판 채널 1개의 사이즈는 19.3(W)×3.6 mm(H)로 Fig. 2.9와 같이 구성되었다.



Figure 2.5 Dummy battery module

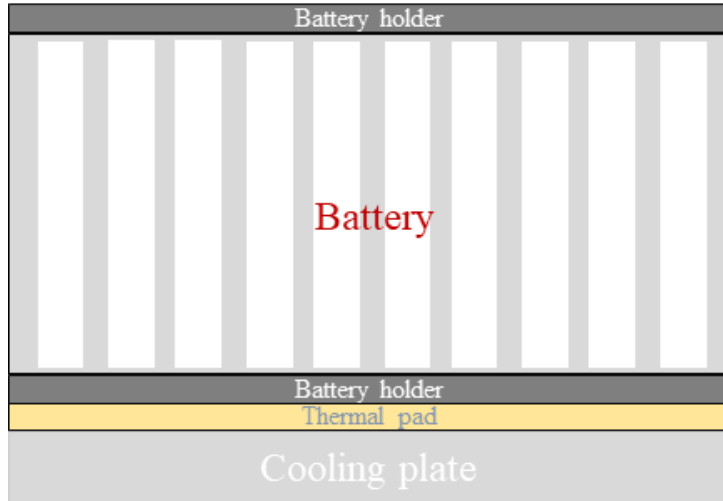


Figure 2.6 Schematics of dummy battery module



Figure 2.7 Battery holder

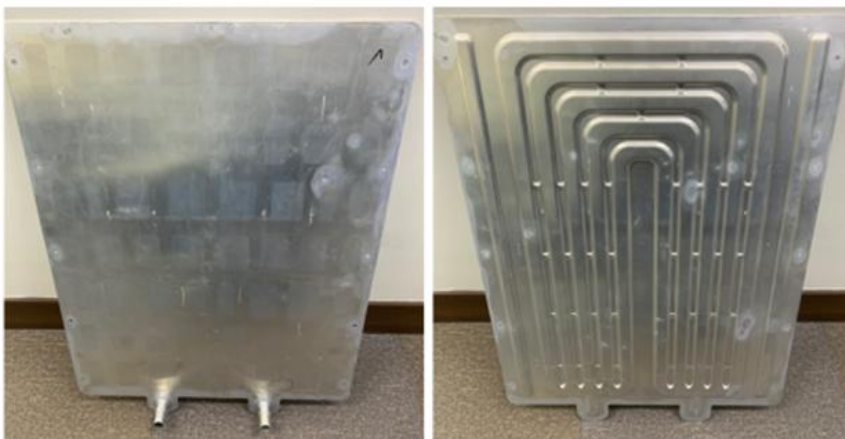


Figure 2.8 Cooling plate

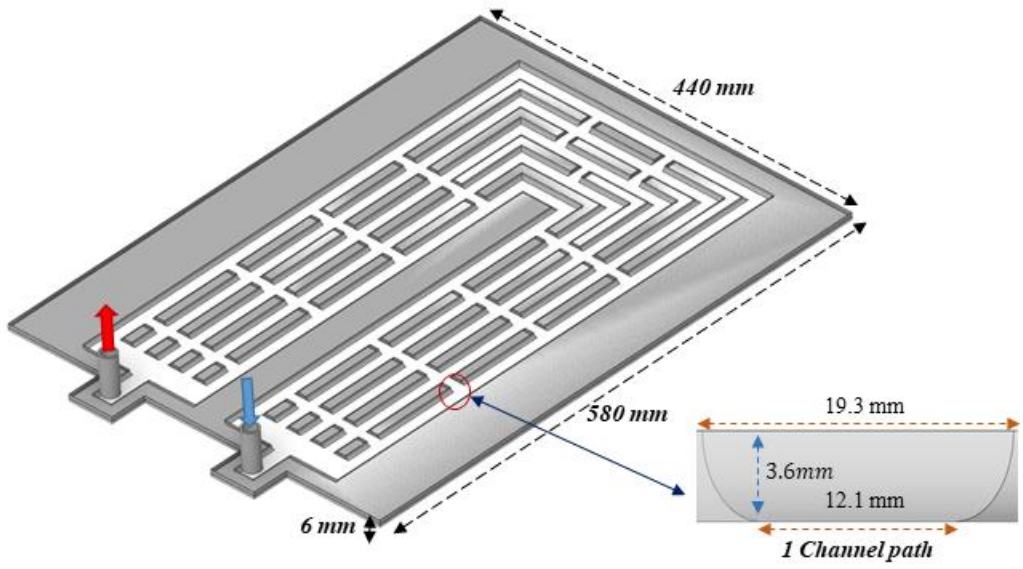


Figure 2.9 Inside structure of the cooling plate

## 다. 압력계 및 질량유량계

간접접촉 수냉식 냉각에서 압력을 측정하는 것은 식 (2.8)과 같이 냉각판의 입·출구에 흐르는 작동유체 (Water:Ethylene glycol=5:5)의 압력강하와 유량 측정을 통해 펌프의 소비동력을 결정하게 되며, 이는 전기차 동력원과 상관관계를 보인다. 냉각판의 압력강하와 질량유량 측정을 통해 전기차 유지비용에 미치는 영향을 확인하고 이를 개선시키기 위한 목적으로 활용된다.

본 연구에서 압력계는 Fig. 2.4에서 제시한 바와 같이 냉각판의 입·출구에 들어가는 작동유체의 압력은 압력계와 차압계를 통해 압력을 측정하였다. 압력계는 SETRA사의 C209 압력계를 사용하였으며, 압력계의 온도 범위는  $-20^{\circ}\text{C}\sim 80^{\circ}\text{C}$ , 압력 범위는  $0\sim 1375\text{ kPa}$ , 정확도는  $\pm 0.25\%$ 이다. 본 연구에서 사용된 압력계의 사진과 사양을 Fig. 2.10과 Table 2.4를 통해 나타내었다. 차압계는 YOKOGAWA사의 EJA110E를 활용하였으며, 차압계의 온도 범위는  $-40^{\circ}\text{C}\sim 120^{\circ}\text{C}$ , 압력 범위는  $0\sim 5\text{ kPa}$ , 정확도는  $\pm 0.055\%$ 이다. 사용된 차압계의 사진과 사양을 Fig. 2.11과 Table 2.5를 통해 나타내었다. 또한, 질량유량계는 RHEONIKI사의 질량유량계를 활용하였으며 냉각판의 출구 쪽에 위치하여 질량유량을 측정하였다. 사용된 질량유량계의 사진과 사양을 Fig. 2.12과 Table 2.6를 통해 나타내었다.



Figure 2.10 Pressure transducer



Figure 2.11 Differential pressure transmitter



Figure 2.12 Mass flow meter

Table 2.4 Specification of the pressure transducer

<b>Item</b>	<b>Specification</b>
Temperature	-20~80°C
Pressure	0~1375 kPa
Accuracy	±0.25%

Table 2.5 Specification of the differential pressure transmitter

<b>Item</b>	<b>Specification</b>
Temperature	-40~120°C
Pressure	0~5 kPa
Accuracy	±0.055%

Table 2.6 Specification of the mass flow meter

<b>Item</b>	<b>Specification</b>
Maximum pressure	25,000 kPa
Maximum temperature	120°C
Nominal measurement range	10 kg/min
Accuracy	±0.1%



## 라. 온도센서 및 간접접촉 수냉식 냉각 센서 부착 위치

냉각판에 흐르는 입·출구의 온도는 식 (2.7)과 같이 배터리에서 발생하는 열을 냉각판에서 제어하는 냉각용량을 계산하기 위한 정보로 활용된다. 더불어, 배터리에서 발생하는 온도를 실시간으로 측정하고 셀의 다양한 위치에 부착시켜, 배터리 모듈의 열적 특성과 온도분포 특성을 분석을 통해 취약점을 확인하였다.

온도센서는 Fig. 2.4에서 제시한 바와 같이 T-type 열전대를 활용하여 냉각판에 흐르는 작동유체의 입구와 출구온도를 측정하였다. T-type 열전대는  $-200^{\circ}\text{C}\sim 300^{\circ}\text{C}$ 의 온도 범위를 지니고 있으며, 오차율은 0.75%이다. 사용된 열전대의 사진과 사양을 Fig. 2.13과 Table 2.7를 통해 나타내었다.

배터리 모듈에서 국부적인 배터리 셀의 온도를 측정하기 위해 배터리 셀 외부 및 내부 측에 총 18개의 T-type 열전대를 가용하였다. 배터리 모듈 내부 셀의 상단, 중단, 하단에 총 9개의 열전대, U-type 형태의 채널과 간접적으로 맞닿는 면인 내부 채널 부분의 셀 상단, 중단, 하단에 총 3개의 열전대, 배터리 셀과 냉각판 하부에 총 4개의 열전대, 배터리 셀 외부에 총 2개의 열전대를 가용하여, 각 위치의 온도를 측정하였다. 열전대 측정 위치를 Fig. 2.14에 나타내었다.



Figure 2.13 T-type thermocouple

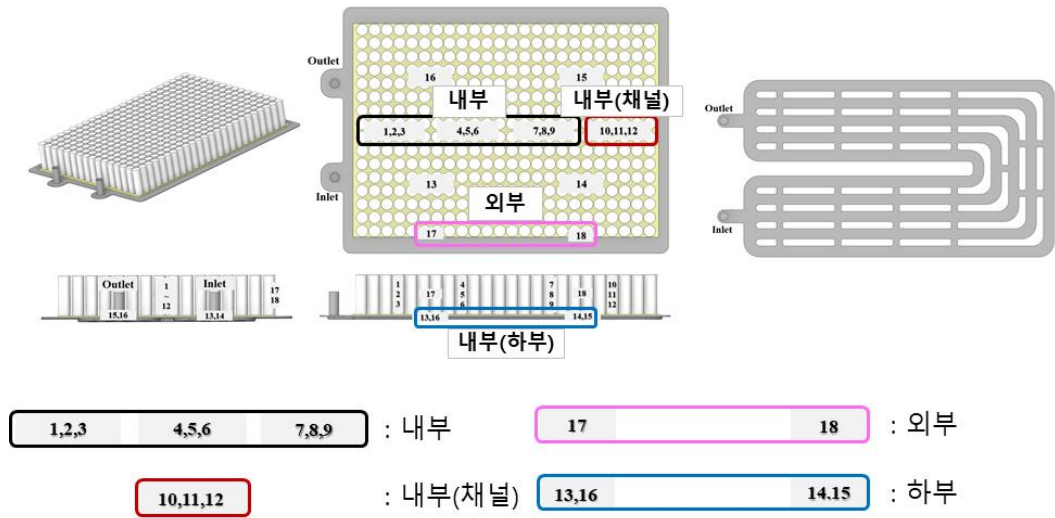


Figure 2.14 Thermocouple attachment position of the battery module

Table 2.7 Specification of T-type thermocouple

Item	Specification
Type	T-type
Range	-200°C~300°C
Special limits of error	±0.5°C or ±0.4%
Standard limits of error	±1.0°C or ±0.75%

### 마. 데이터 수집 장치 (DAQ)

앞선 단에서 제시한, 열환경 챔버를 활용한 외기 온도 및 습도, 압력계, 차압계, 질량유량계, 온도계 등의 작동유체의 열 특성, 배터리 모듈의 열 특성에 대한 모든 측정 장치들은 데이터 수집 장치를 활용하여 기록되었다. 데이터 수집 장치는 YOKOGAWA사의 MX 100 장치를 활용하였으며, YOKOGAWA사의 MX 100 표준 프로그램을 기반으로 PC와 연결하여 실시간으로 데이터를 수집하였다. Fig. 2.15과 Table 2.8는 실험에서 사용한 MX 100 장치와 상세 재원을 나타낸다.



Figure 2.15 MX 100 data acquisition device

Table 2.8 Specification of MX 100 data acquisition device

Item	Specification	
Measurement interval	100 ms (shortest)	
Supplying Voltage	100~220 VAC	
Accuracy	Thermocouple	±0.05% or rdg.
	DC voltage	±0.05% or rdg.

## 2. 원통형 배터리 검증용 총방전 실험장치 및 방법

본 단에서는 제 4장에서 수행되는 직접접촉 냉각 해석 성능 고찰을 수행하기 위하여 해석 모델에 신뢰성 검증을 위한 실험장치 및 방법에 대하여 소개한다. 해석에 사용된 모델은 21700 원통형 배터리를 지닌 모델로 실제 배터리와의 동일한 발열량을 유지하기 위해 실제 1S16P 조건에서 배터리의 온도를 측정하고 동일한 조건의 자연대류 조건에서 온도를 비교하여, 신뢰성을 평가하였다. 이를 위해 열환경 챔버, 온도계, 전류 공급 장치, DAQ 등을 사용하였다.

### 가. 실내 내부 환경

제 4장에서 분석된 직접접촉 냉각 해석 모델에 사용된 발열량 검증 실험은 천안 한국자동차연구원에서 수행되었다. 열환경 챔버는 1(L)×0.8(W)×0.6 m(H) 크기를 가지고 있다. 열환경 챔버 내부에 21700 배터리 셀을 기반으로 한 1S16P 배터리와 배터리 홀더, 그리고 T-type 열전대 센서를 부착시킨 후 외기 및 초기온도는 25°C와 상대습도는 50%로 설정하였다. 이에 관련된 상세 정보는 Table 2.9에 제시하였다.

Table 2.9 Specification of the climatic chamber

Item	Specification
Size	1(L)×0.8(W)×0.6 m(H)
Temperature	-40°C~150°C
Humidity	30~98% RH

## 나. 21700 배터리 및 충·방전 장치

직접접촉 냉각 해석 모델의 검증용 실험장치로 활용된 배터리는 21700 원통형 배터리를 활용하였다. 총 16개의 배터리 셀을 활용한 1S16P (1 serial × 16 parallel) 배터리는 21700 배터리로 총 80 Ah의 용량을 가지며, 배터리 홀더, 충·방전을 위한 버스바로 구성이 되어있다. 이러한 1S16P 배터리는 챔버 내에서 실험이 수행되며, Power supply, Data acquisition, Computer를 통해 데이터를 추출하였다. 1S16P 배터리 방전간의 온도를 측정하기 위해 총 9개의 T-type 열전대를 사용하였으며, 상·중·하단에 각각 3개씩 설치하고 총 5번의 반복실험을 통한 배터리의 온도는 상·중·하단의 평균값을 사용하였다. 이는 Table 2.8에서 제시한 상세 재원과 동일한 열전대를 활용하였다. 이에 대한 개략도와 1S16P 배터리를 Fig. 2.16에 나타내었다.

배터리의 방전 실험을 위한 조건으로는 주변환경을 25°C로 유지한 후, 2 C-rate 조건에서 실험을 수행하였다. 충·방전 실험을 위해 WONIK PNE사의 Power supply를 사용하였으며, 정확도는  $\pm 0.1\%$ 이다. 사용된 Power supply의 사진과 사양을 Fig. 2.17과 Table 2.10에 나타내었다. 또한, 배터리는 4.2V에서 2.7V까지의 2 C-rate 전압 및 전류 측정을 위해 NI-9203 장비를 활용하였으며, 민감도는  $\pm 0.02^\circ\text{C}$  이다. 사용된 전류 측정 장비의 사진과 사양을 Fig. 2.18와 Table 2.11에 나타내었다. 마지막으로 데이터 수집을 위한 DAQ로는 GRAPHTEC사의 장비를 활용하였으며, 민감도는  $\pm 0.02^\circ\text{C}$ 를 가진다. 사용된 DAQ의 사진과 사양을 Fig. 2.19과 Table 2.12에 나타내었다.

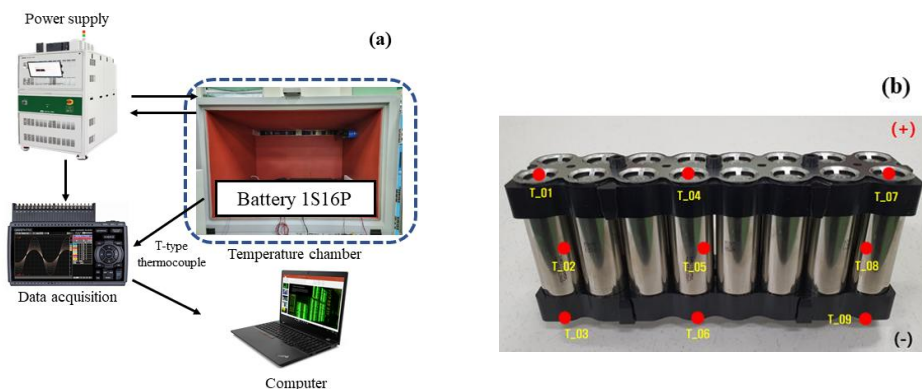


Figure 2.16 Verification experimental setup: (a) Schematic diagram of experimental setup; (b) 1S16P battery module



Figure 2.17 Power supply



Figure 2.18 Current measurement module

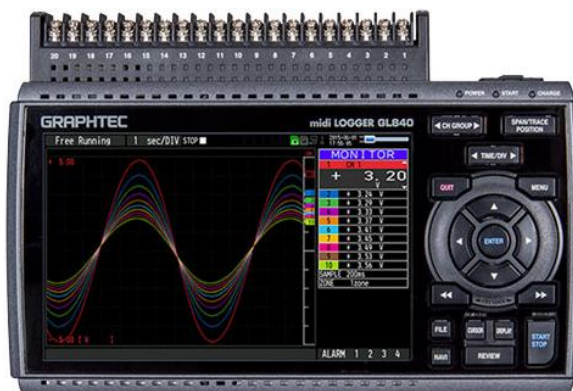


Figure 2.19 DAQ

Table 2.10 Specification of the power supply

Item	Specification
Voltage and current (single mode)	10~450 V/±250 A
Voltage and current (parallel mode)	10~450 V/±500 A
Data storage and control cycle	100 ms
Accuracy	±0.1%

Table 2.11 Specification of the current measurement module

Item	Specification
Current range	-20 mA~20 mA
Sample rate	200 kS/s
Channel number	8 EA
Sensitivity	±0.02°C

Table 2.12 Specification of the DAQ

Item	Specification
Voltage range	20 mV~100 V
Accuracy of voltage	±0.1%
Accuracy of temperature	±1.55°C

### 3. 직접접촉 냉매냉각 실험장치 및 방법

본 절에서는 제 5장에서 수행되는 직접접촉 냉매냉각 실험의 성능 고찰을 수행하기 위해서 총 32개의 셀을 적용한 직접접촉 냉각 설계안과 시스템 개략도에 대한 실험장치 및 방법을 소개한다. 실험에 사용된 배터리는 21700 배터리를 모사한 더미 배터리로 내부에 R134a와의 직접접촉으로 배터리 냉각성능 해석을 수행하였다. 이를 위해 열환경 챔버, 압력계, 차압계, 온도계, 항온조 등을 활용하였다. 기존에 측정 장치들과 열환경 챔버 등의 장치는 2.2절에서 제시하였던 동일한 실험 측정 장치를 활용했으며, 첫 번째로 직접접촉을 위한 배터리 냉각블록의 실험장치 설계를 위해 단일 포트에서 포트 위치에 따른 총 8개의 모델과 메쉬 수에 따른 격자 독립성 검증에 대하여 소개한다. 이 후 직접접촉을 위한 실험 내부 환경, 실험장치 개략도 및 실험조건에 대해서 설명하고 실험에 활용된 더미 배터리와 직접접촉을 위한 배터리 냉각블록에 대해 소개한다. 마지막으로 배터리의 냉각을 위한 데이터 분석 방법에 대해 소개한다. 실험장치 측정의 신뢰성을 위해 모든 실험을 각 5회씩 수행한 결과의 평균값으로 실험결과를 분석하였다.

#### 가. 직접접촉 배터리 냉각블록 모델 및 격자 독립성 검증

본 연구에서 활용된 직접접촉 배터리 냉각블록은 Fig. 2.1에서 소개한 총 96개의 배터리를 활용한 최적의 모델을 기반으로 배터리 냉각블록을 설계하고자 하였으나, 직접접촉 냉각에 대한 안정성과 신뢰성 검증을 위해 초기 모델로 더미 배터리를 활용하고자 하였으며, 더미 배터리는 카트리지 히터를 활용한 구조적인 단점으로 인해 불가피하게 용접을 이용해 배터리 냉각블록을 제작하였다. 이에 따라 총 96개의 배터리가 아닌 총 32개의 배터리를 활용하였으며, 단일 포트의 냉각 구조에서 포트 위치에 따른 냉각 모델을 총 8개를 설계하였고 이에 따른 냉각성능을 분석하여 배터리 냉각을 위한 가장 적합한 유량 모델을 선정하였다. 해석에 적용된 배터리와 배터리 냉각블록은 Table 2.1에서 제시한 열물리적 특성을 활용하였으며, 작동유체는 R134a로 열물리적 특성은 Table 2.2에서 제시한 열물리적 특성을 기반으로 포화압력 1,017 kPa (포화온도 40°C)인 조건에서 작동온도 -10°C~40°C 사이의 과냉각 액체를 사용하였다.



해석을 위한 작동유체의 유량은 3 l/min을 적용하였으며, 배터리 시스템의 초기, 주위 및 작동유체의 입구온도는 표준 조건인 25°C로 설정하였다. 이 때 주변공기에 대한 대류열전달계수는  $10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ 를 적용하였다. 해석에 적용된 배터리 총·방전율은 2 C-rate를 적용하였으며, 이에 대한 모델을 Fig. 2.20에 나타내었다. 배터리 냉각블록은 단일 포트 15.88 mm(D)를 활용하였고 총 사이즈는 254.6(L)×147.8 (W)×106 mm(H), 두께는 18 mm로 구성되었다.

해석의 정확성과 시간 단축을 위한 최적의 격자수를 선택하기 위해 Fig. 2.20(a)의 모델을 기반으로 격자 수에 따른 배터리의 최대온도 및 배터리 냉각블록 입·출구의 압력강하 변화에 대해 분석하였으며, 해석 결과를 Fig. 2.21에 나타내었다. Fig. 2.21에서 초기 격자의 수가 411,470개에서 배터리의 최대온도는 29.92°C에서 429,682에서 29.94°C로 증가한 후 1,283,792개에서 29.94°C로 그 이상 증가하여도 최대온도는 증가하지 않고 수렴하는 결과를 보였다. 그리고 초기 격자의 수가 411,470개에서 배터리 냉각블록의 압력강하는 40.07 Pa에서 429,682에서 39.90 Pa로 감소한 후 격자의 수 증가에 따라 압력강하가 변화한 후 1,283,792개에서 39.90 Pa로 수렴하는 결과를 보였다. 따라서 본 연구에서는 격자 수에 따른 배터리의 최대온도와 배터리 냉각블록 입·출구의 압력강하 분석 결과 두 결과 모두 1,283,792개에서 수렴하는 결과를 보였기 때문에, 1,283,792개의 격자 수를 적용하여 배터리 모듈의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이, 그리고 배터리 냉각블록의 압력강하에 대하여 해석을 수행하였다.

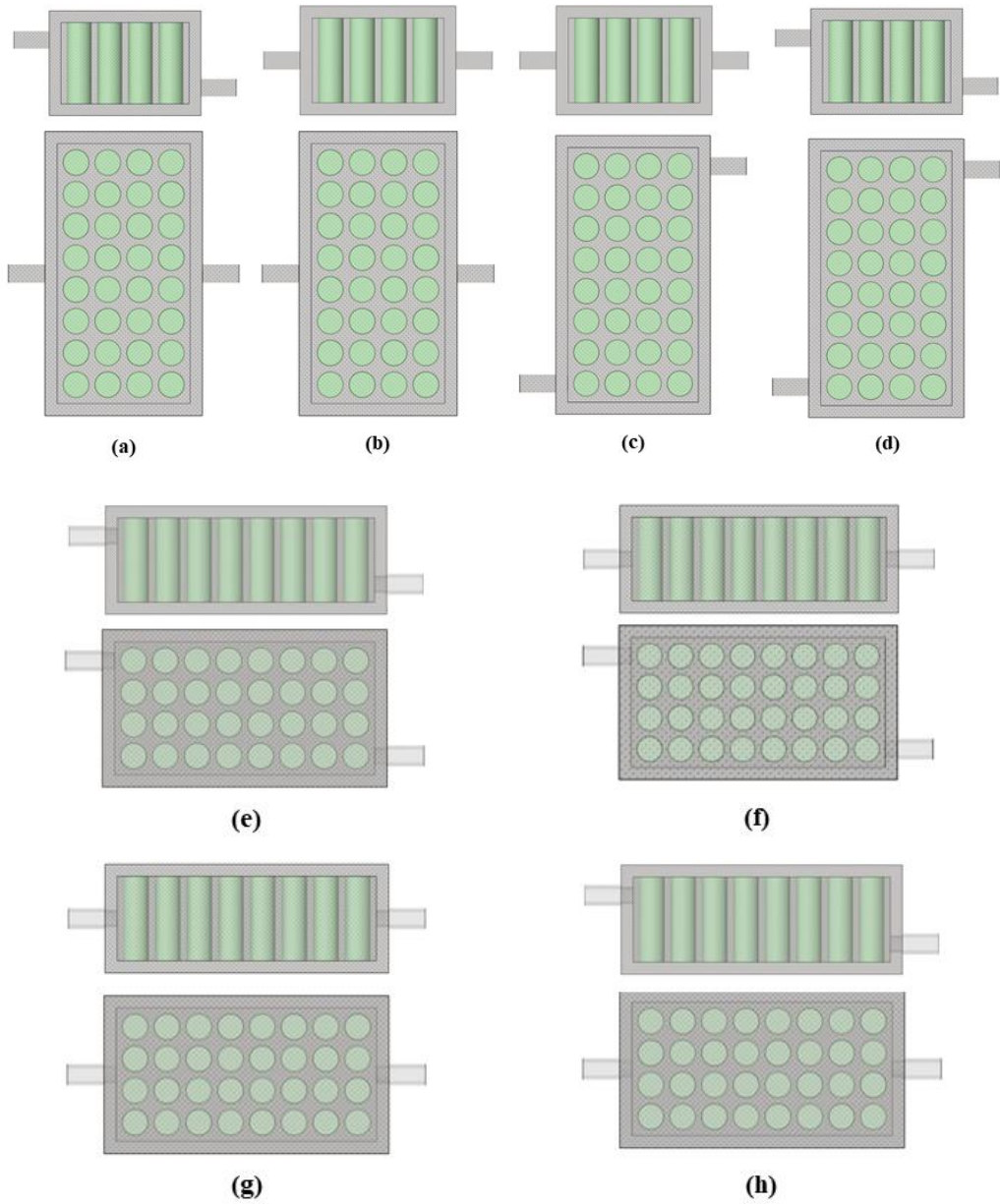


Figure 2.20 Design of the direct contact cooling model: (a) model 1; (b) model 2; (c) model 3; (d) model 4; (e) model 5; (f) model 6; (g) model 7; (h) model 8

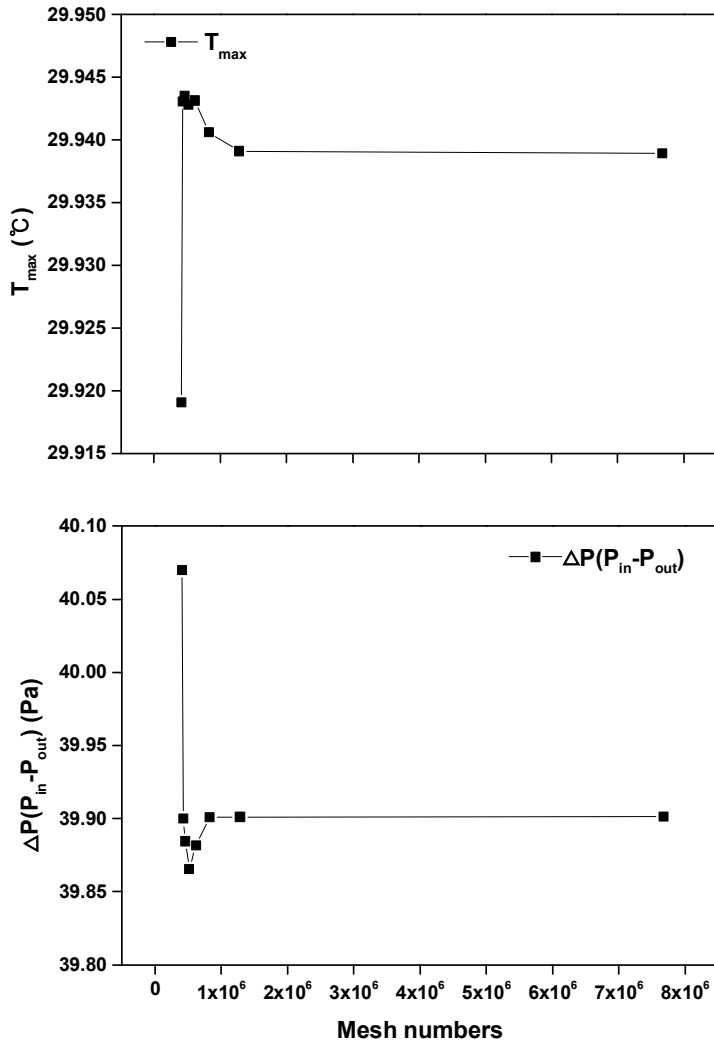


Figure 2.21 Grid independence test according to mesh elements on the battery cooling block

## 나. 실험 내부 환경 및 실험장치 개략도

본 연구에서는 조선대학교 첨단캠퍼스에 위치해 있는 열환경 챔버를 활용하여 외기 온도와 습도를 일정하게 유지하면서 실험을 수행하였다. 열환경 챔버는 Table 2.3에 제시한 챔버와 동일한 사양의 챔버를 활용하였고 실험 주변 환경 조건으로 주위, 초기 및 직접접촉 배터리 냉각블록의 출구온도는 각각 12.5°C, 18.8°C, 25°C로 설정하였으며, 상대 습도는 50%로 일정하게 유지하였다. 직접접촉 냉매냉각은 2.2절에서 제시한 압력계, 온도계, 질량유량계, DAQ를 활용해 데이터를 수집하였으며, 냉매 유체의 압력 및 입구온도 제어를 위해 항온조를 활용하였다. 또한, 직접접촉을 위한 배터리 냉각블록은 현열과 잠열에 의한 냉각을 수행하기 위해 입구 조건으로 과냉각 액체 상태로 실험을 수행하였다.

이에 따른 직접접촉 냉매냉각을 위한 실험장치 개략도를 Fig. 2.22에 나타내었다. 실험을 위한 작동유체로는 R134a를 활용하였으며, 실험 내부를 진공펌프를 활용해 진공 상태로 만든 후, R134a 냉매의 순환을 통해 배터리를 냉각하기 위한 장치를 구성하였다. 배관에 의한 압력계의 손실을 줄이기 위해, 압력계는 배터리 냉각블록 입·출구와 10 mm 떨어진 곳에 설치하여 측정오차를 최소화하였다. 실험조건에 대한 상세한 내용은 Table 2.13과 2.14에 나타내었다. Table 2.13에 제시한 Case 1은 2 C-rate 조건에서 포화압력은 450, 551, 666 kPa로 변화시켰으며, 질량유량은 0.01, 0.02, 0.04 kg/s 변화에 따른 냉각성능 실험을 수행하였다. Table 2.14에 제시한 Case 2에서는 질량유량은 0.04 kg/s 조건에서 포화압력은 450, 551, 666 kPa에서 1, 1.5, 2 C-rate 변화에 따른 냉각성능 실험을 수행하였다.

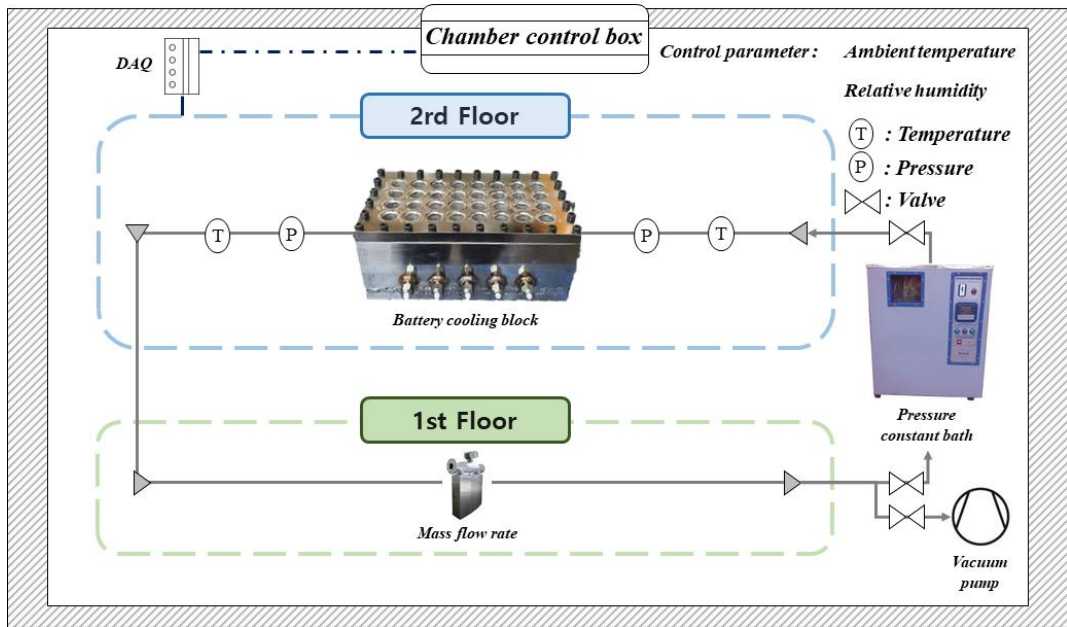


Figure 2.22 Schematics of the direct refrigerant contact cooling system

Table 2.13 Experimental condition-Case 1

ITEM	C-rate	Initial & Ambient temperature [°C]	Mass flow rate [kg/s]	Inlet temperature [°C]	Saturation pressure (temperature) [kPa(°C)]	
Case 1-1	2	12.5	0.01	11.8	450(12.5)	
Case 1-2			0.02	12		
Case 1-3			0.04	12.1		
Case 1-4		18.8	18.8	0.01	18.1	551(18.8)
Case 1-5				0.02	18.3	
Case 1-6				0.04	18.4	
Case 1-7		25	25	0.01	24.3	666(25)
Case 1-8				0.02	24.5	
Case 1-9				0.04	24.6	

Table 2.14 Experimental condition-Case 2

ITEM	Mass flow rate [kg/s]	Initial & Ambient temperature [°C]	C-rate	Inlet temperature [°C]	Saturation pressure (temperature) [kPa(°C)]	
Case 2-1	0.04	12.5	1	12.1	450(12.5)	
Case 2-2			1.5	12.1		
Case 2-3			2	12.1		
Case 2-4		18.8	18.8	1	18.4	551(18.8)
Case 2-5				1.5	18.4	
Case 2-6				2	18.4	
Case 2-7		25	25	1	24.6	666(25)
Case 2-8				1.5	24.6	
Case 2-9				2	24.6	

#### 다. 더미 배터리와 배터리 냉각블록

R134a를 활용한 직접접촉 냉매냉각을 위해 카트리지 히터를 이용한 더미 배터리를 활용하였다. 직접접촉 냉매냉각시스템은 증발잠열을 위해 대기압보다 높은 압력으로 유지되기 때문에 기밀성이 중요하다. 이를 위해 본 연구에서는 스테인리스 스틸 파이프에 카트리지 히터와 산화마그네슘(MGO)을 삽입하는 발열체를 제작하였으며, 스테인리스 스틸 파이프의 길이를 21700 원통형 배터리의 길이인 70 mm보다 길게 제작하여 초과 부분을 스테인리스 스틸 판과 용접을 진행하였다. 스테인리스 스틸 파이프는 21.2(D)×88 mm(H), 카트리지 히터는 10(D)×70 mm(H)로 구성되었다. 산화마그네슘은 높은 열전도성, 고순도, 고절연성 등의 장점으로 인해 더미 배터리를 위한 열전도 물질로 사용하였으며, 이에 대해 Fig. 2.23에 나타내었다.

배터리 냉각블록은 단일 포트 15.88 mm(D)를 활용하였고 총 크기는 254.6(L)×147.8(W)×106 mm(H), 두께는 18 mm로 구성되었다. 배터리 사이의 간격은 실제 배터리 모듈에서는 1.2 mm로 구성되었으나, 더미 배터리를 활용한 모듈 제작과 용접을 위한 제작 과정으로 5 mm로 길이를 증가시켰다. 또한, 더미 배터리 외부 표면의 온도를 측정하기 위해 배터리 냉각블록 하단부에 포트를 제작하여 총 4개의 열전대를 가용하였으며, 더미 배터리 셀의 중단에 부착하였다. 이에 대한 더미 배터리와 냉각블록 간의 구조 및 열전대 부착 위치를 Fig. 2.24과 2.25에 각각 제시하였다.

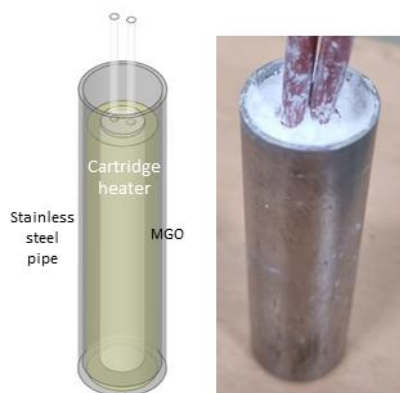
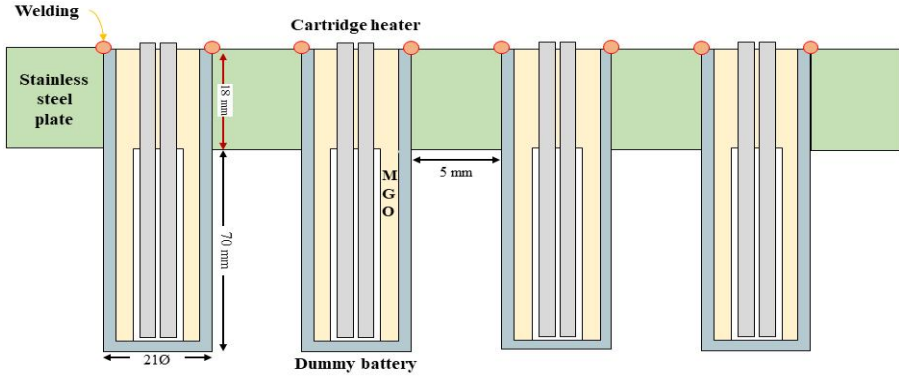


Figure 2.23 Dummy battery for direct contact cooling



(a)



(b)

Figure 2.24 Dummy battery and battery cooling block structure: (a) Schematics of the dummy battery module; (b) photo of the battery cooling block

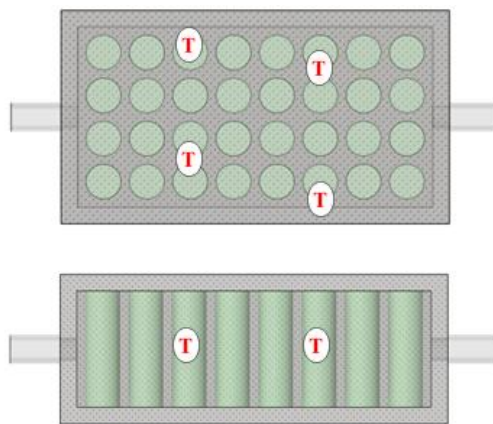


Figure 2.25 Thermocouple attachment positions of the battery module



## 라. 데이터 분석

본 연구에서 수행된 직접접촉 냉매냉각 실험에서는 R134a를 활용하여 더미 배터리와 작동유체 간의 직접적인 열교환에 의해 배터리의 방열이 이루어진다. 배터리에 공급되는 열이 모두 배터리 냉각블록에 의한 냉각이 이루어지도록 Fig. 2.25와 같이 시스템에 구성된 배관과 장비들에 대한 단열을 모두 수행하였으며, 외부 공기로의 열 손실은 없다고 가정하고 실험을 수행하였다. 본 데이터 분석에 사용된 R134a의 데이터는 EES를 통해 값을 도출하였다.

이러한 냉매냉각시스템에서 발생하는 전체 발열량은 아래와 같다.

$$Q_{Total} = Q_{ba} + Q_{Lat} + Q_{Sen} + Q_{Loss} \quad (2.9)$$

여기서  $Q_{Total}$  은 전체 에너지 발생량,  $Q_{ba}$ ,  $Q_{Lat}$ ,  $Q_{Sen}$  및  $Q_{Loss}$  는 각각 배터리의 잔열, 잠열 냉각용량, 현열 냉각용량, 외부로의 열손실을 나타낸다. 여기서 현열 냉각용량은 식 7과 동일한 식을 활용한다.

냉매냉각시스템에서 발생하는 전체 발열량 중 배터리의 잔열은 아래와 같다.

$$Q_{ba} = \rho V c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.10)$$

여기서  $\rho$  는 밀도,  $V$  는 체적,  $c_p$  는 비열,  $T$  와  $t$  는 온도와 시간을 나타낸다.

전체 에너지 발생량은 더미 배터리에 열발생량을 DAQ로 측정하였으며, 배터리의 잔열과 현열 냉각용량을 계산식을 통해 값을 도출하였다. 따라서 계산된 잠열 냉각용량은 아래와 같다.

$$Q_{Lat} = Q_{Total} - Q_{ba} - Q_{Sen} \quad (2.11)$$

계산된 잠열 냉각용량을 기반으로 출구 건도를 계산하였으며, 출구의 건도는 아래와 같다.

$$x_{out} = \frac{Q_{Lat}}{\dot{m} \cdot i_{lg}} \quad (2.12)$$

여기서  $x_{out}$ 은 출구 건도,  $i_{lg}$ 는 증발엔탈피 나타낸다.

## 제 3 장 간접접촉 수냉식 냉각성능 고찰

본 장에서는 일반적으로 배터리 열관리 시스템에 흔히 적용되는 간접접촉 수냉식 냉각을 이용한 24S16P 원통형 배터리 모듈에서 하단부 수냉식 냉각판을 적용한 실험을 통해 간접접촉 수냉식 냉각에 대한 냉각성능을 분석하고 배터리 열관리 시스템에 적합한 시스템임을 확인하고자 하였다. 이를 위해 첫 번째로는 옴의 법칙에 기반한 21700 원통형 배터리의 이론적인 발열량을 기반으로 더미 배터리의 신뢰성을 검증한 후 24S16P 모듈에 대한 실험장치를 구축하였다. 또한, 24S16P 구조에 간접접촉 수냉식 냉각을 적용한 배터리의 온도분포 특성에 대해 고찰을 수행하였다.

### 제 1 절 더미 배터리 검증 실험

본 절에서는 간접접촉 수냉식 냉각 실험에 대한 성능 고찰을 수행하기 전에 더미 배터리를 활용하여 실제 21700 원통형 배터리의 발열 온도를 모사하고자 하였다. 이를 검증하기 위해 사용된 실제 배터리 모델의 전압은 3.69 V, 용량은 4.95 Ah, 무게는 67.5 g을 가지는 21700 원통형 배터리 모델을 기반으로 배터리의 이론적인 발열량 식 (2-2)를 활용하여 3 C-rate에서 배터리의 발열량 및 온도를 모사하였다. 단일 배터리의 3 C-rate에서 발생하는 발열량은 3.65 W로 이를 ANSYS Fluent를 통해 배터리의 발열량을 적용하여 시간에 따른 배터리의 온도를 해석하였다. 실험과 해석을 위한 조건은 주위 및 초기온도는 25°C, 대류열전달계수는 10 W/m<sup>2</sup>·K를 적용하였고 실험과 해석을 통하여 얻어진 결과를 Fig 3.1에 나타내었다.

Fig. 3.1에 제시하였듯이 20분에 도달하였을 때, 해석과 실험의 비교 결과는 각각 66.4°C과 68.3°C에 도달하였다. 해석과 실험을 통해 얻어진 배터리 온도의 평균 오차율은 4.99%로 신뢰성 있는 결과를 얻었다. 이를 기반으로 21700 더미 배터리를 모사한 총 384개의 배터리를 적용한 24S16P 모듈에서 간접접촉 수냉식 냉각을 적용한 실험을 수행하였다.

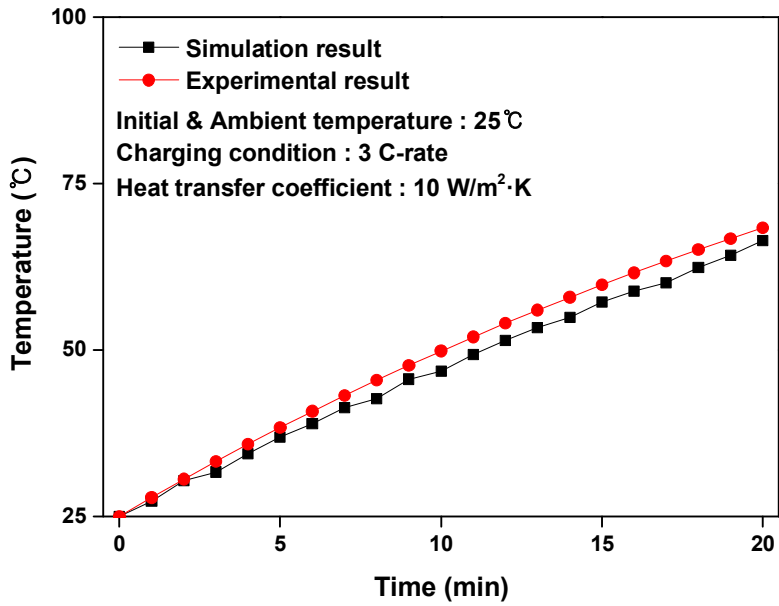


Figure 3.1 Comparison of the simulation and experimental result with time

## 제 2 절 간접접촉 수냉식 냉각 실험 결과

### 1. 간접접촉 수냉식 냉각성능 분석

제 2장 2절에서 간접접촉 수냉식 냉각 실험장치에 대한 자세한 설명을 토대로 본 절에서는 간접접촉 수냉식 냉각 실험을 위하여 21700 배터리를 모사한 총 384 개의 24S16P 원통형 배터리 모듈을 구성하였고 이를 하단부 냉각판을 통한 배터리 냉각성능 실험을 수행하였다. 또한, 얻어진 결과를 바탕으로 배터리의 온도분포 특성 결과를 도출하였다. 먼저 배터리의 온도분포 특성을 확인하기 위해서 배터리 모듈에 총 18개의 열전대를 적용하였다. Fig. 2.14와 같이 배터리 셀의 상·하부와 내부 측에 총 9개, U-type 형태의 냉각판과 맞닿아 있는 내부(채널)측에 3개의 열전대, 그리고 내부(하부)와 외부에 각각 4개와 2개의 열전대를 설치하였다. 실험을 통해 얻어진 내부 9개, 내부(채널) 3개, 내부(하부) 4개, 외부(표면) 2개에 대한 평균온도로 나타내었으며, 배터리의 온도를 비냉각조건과 냉각판을 적용한 냉각조건에서 얻어진 배터리 평균온도를 Fig. 3.2와 3.3에 제시하였다.

Fig. 3.2는 3 C-rate에서 비냉각조건인 24S16P 배터리 모듈에서 시간에 따른 배터리 온도의 변화를 보여주고 있다. 시간이 지남에 따라 배터리의 온도는 상승하였으며, 20분에 도달하였을 때, 내부, 내부(채널), 내부(하부), 외부(표면)의 평균온도는 각각 86.6°C, 62.9°C, 63.7°C, 68.1°C에 도달하였다. 특히 내부의 평균온도는 초기온도에 비해 61.6°C로 크게 상승하였으며, 이는 U-type 형태의 냉각판과 맞닿는 부분이 아니며 동시에 배터리가 중심부에 밀집되어 있어 자연대류에 대한 냉각 영향도 매우 미미하였기 때문에 다른 부분에 비해서도 높은 온도 상승 폭을 보였다. 또한, 외부(표면)의 평균온도는 68.1°C로 초기온도 대비 43.1°C 상승하였으며, 이는 Fig. 3.1의 단일 셀의 결과와 매우 유사한 평균온도 및 온도 상승폭을 보였기 때문에 더미 배터리 모듈의 온도분포 특성이 잘 모사 되고 있음을 확인하였다. 비냉각 조건에서 배터리 모듈의 온도분포 특성을 확인하였으며, 이를 기반으로 부동액(물:에틸렌글리콜=5:5)의 작동유체를 3 l/min 조건에서 적용한 경우, 냉각조건에 따른 실험을 수행하여 이에 대한 냉각성능을 분석하였다.

Fig. 3.3은 3 C-rate 냉각조건에서 24S16P 배터리 모듈에 대한 시간에 따른 배

터리 온도의 변화를 보여주고 있다. 시간이 지남에 따라 배터리의 온도는 상승하였으  
 며, 20분에 도달하였을 때, 내부, 내부(채널), 내부(하부), 외부(표면)의 평균온  
 도는 각각 81.8°C, 58.9°C, 39.8°C, 63.8°C에 도달하였다. 초기온도 대비 내부, 내부  
 (채널), 내부(하부), 외부(표면) 온도 상승폭은 각각 56.8°C, 33.9°C, 14.9°C, 38.8°C로  
 나타났다. 내부, 내부(채널), 내부(하부), 외부(표면)의 평균온도 감소는 냉각이 적용  
 됨에 따라 냉각이 적용되지 않았을 때보다 각각 4.83°C, 4°C, 23.9°C, 4.35°C 감소하  
 였으며, 냉각판과 배터리가 접촉한 내부(하부의) 온도 상승폭은 14.9°C로 수냉식  
 냉각이 적용됨에 따라 3 C-rate 조건에서도 배터리 안정적인 온도 범위를 나타났  
 다. 하지만, 내부, 내부(채널), 외부(표면)의 평균온도 감소는 대략 4°C 로 상대적으  
 로 낮은 냉각성능을 보였다. 이는 배터리 모듈과 냉각판 사이에 열전달 물질로  
 Thermal pad와 배터리 홀더 사이의 구조적인 특성으로 인한 공극이 발생하여 완전  
 접촉에 의한 열전달이 구현되지 않았기 때문에 일어난 현상으로 확인되었다. 이를  
 개선하기 위해 배터리 홀더의 구조를 개선한 후 배터리 모듈과 하단부 냉각판을  
 통한 배터리 냉각성능 실험을 재수행하였다.

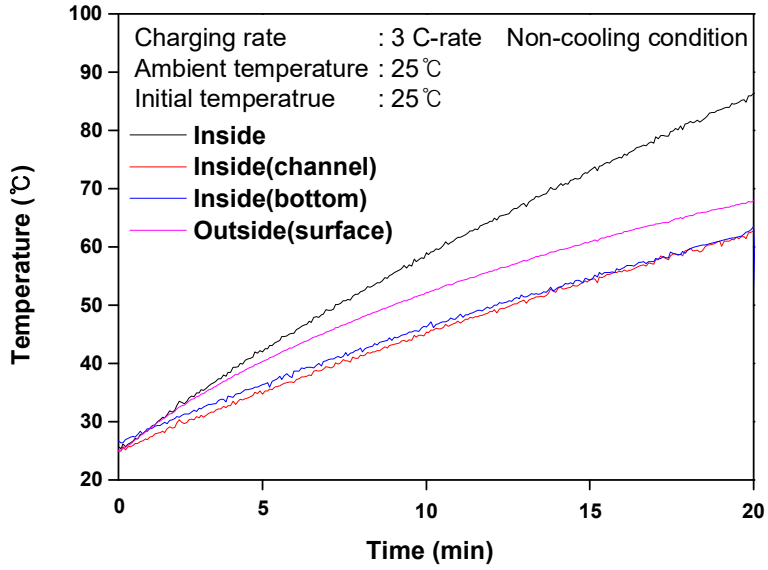


Figure 3.2 Temperature variation of the battery module under the non-cooling condition

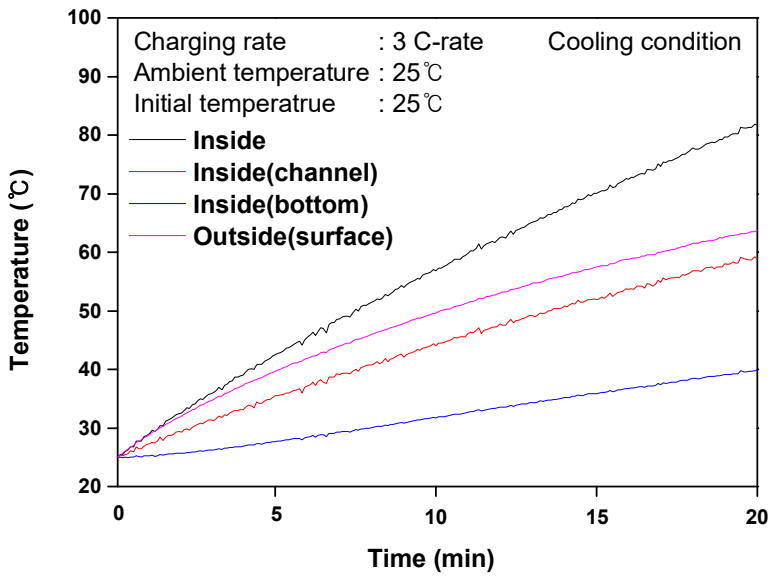


Figure 3.3 Temperature variation of the battery module under the cooling condition

## 2. 개선된 간접접촉 수냉식 냉각성능 분석

간접접촉 수냉식 냉각 실험장치와 실험조건은 앞선 장에서 소개했던 내용과 동일한 조건에서 실험을 수행하였으며, 배터리 모듈과 냉각판의 열전달 향상을 위해 배터리 모듈에서 배터리 홀더를 수정하였으며, 이를 Fig. 3.4에 나타내었다. 배터리 홀더는 배터리의 고정을 위한 장치로 홀더의 구조적인 결함을 제거하기 위해 내부와 하단 부의 공극을 제거하는 작업을 수행하였다.

배터리 홀더의 구조적인 결함을 개선한 후 실험을 수행하였다. Fig. 3.5에서는 3 C-rate에서 비냉각조건인 24S16P 배터리 모듈에 대한 시간에 따른 온도 변화를 보여주고 있다. 시간이 지남에 따라 배터리의 온도는 상승하였으며, 20분에 도달하였을 때, 내부, 내부(채널), 내부(하부), 외부(표면)의 평균온도는 각각 83.6°C, 62.1°C, 59.3°C, 68.1°C에 도달하였다. 초기온도 대비 내부, 내부(채널), 내부(하부), 외부(표면) 온도 상승폭은 각각 58.6°C, 37.1°C, 34.3°C, 43.1°C로 나타났다. 배터리의 내부에서는 자연대류의 영향이 미미하여 앞에서 설명하였던 결과와 유사하게 다른 부분에 비해 가장 높은 온도 상승폭을 보였으며, 내부의 평균온도는 또한, 외부(표면)의 평균온도는 68.1°C로 초기온도 대비 43.1°C 상승하였다. 이는 Fig. 3.1의 단일 셀의 결과와 매우 유사한 평균온도 및 온도 상승폭을 보였기 때문에 더미 배터리 모듈의 온도분포 특성이 잘 모사 되고 있음을 확인하였다. 이에 대한 결과를 바탕으로 부동액(물:에틸렌글리콜=5:5)의 작동유체를 적용한 3 l/min 조건에서 냉각 조건에 따른 실험을 수행하여 간접접촉 냉각시스템의 냉각성능을 분석하였다.

Fig. 3.6에서는 3 C-rate에서 냉각조건인 24S16P 배터리 모듈의 온도변화를 나타내었다. 시간이 지남에 따라 배터리의 온도는 상승하였으며, 20분에 도달하였을 때, 내부, 내부(채널), 내부(하부), 외부(표면)의 평균온도는 각각 71.7°C, 46.6°C, 36.8°C, 59.8°C에 도달하였다. 초기온도 대비 내부, 내부(채널), 내부(하부), 외부(표면) 온도 상승폭은 각각 46.7°C, 21.6°C, 11.8°C, 34.8°C로 나타났다. 내부, 내부(채널), 내부(하부), 외부(표면)의 평균온도 감소는 냉각이 적용됨에 따라 비냉각이 적용되지 않았을 때보다 11.9°C, 15.5°C, 22.5°C, 8.3°C 감소하였다. 실험결과, 내부 채널과 맞닿아 있는 배터리 내부(채널)과 내부(하부)의 다른 부분에 비해 높은 평균 온도 감소 폭을 나타내었지만, 맞닿아 있지 않은 내부와 외부(표면)은 상대적으로 작은 온도 감소 폭을 나타내었다. 이러한 특성은 열전달 보조장치인 냉각판의 구

조의 문제로, 원통형 배터리 모듈에 적용한 간접접촉 수냉식 냉각이 배터리 열관리를 위한 시스템으로 적합하지 않음을 나타낸다. 이러한 문제를 개선하기 위해 써머그리스 (Thermal grease) 적용 및 작동유체의 유량 증가에 대한 다양한 실험을 수행하였지만 본 단에서 제시한 결과와 거의 동일한 결과를 나타내었다. 따라서 수냉식 냉각이 적용되었음에도 불구하고 배터리의 안전작동온도인 40°C를 초과하는 결과를 나타내었기 때문에, 원통형 배터리 모듈의 원활한 작동을 위한 배터리 열관리 시스템에 본 연구의 간접 수냉식 냉각 장치가 부적합함을 확인하였다. 따라서 이에 대한 문제를 해결하기 위해 본 연구에서는 먼저 직접접촉 냉각을 적용한 다양한 경계조건 및 해석 모델의 설계 인자 변경에 따른 해석을 수행하여 직접접촉 냉각 방법의 적용 가능성에 대해 검토한 후, 실제 직접접촉 냉매냉각 실험을 통한 직접접촉 냉각 방법의 배터리 열관리에 대한 우수성을 고찰하고자 한다.

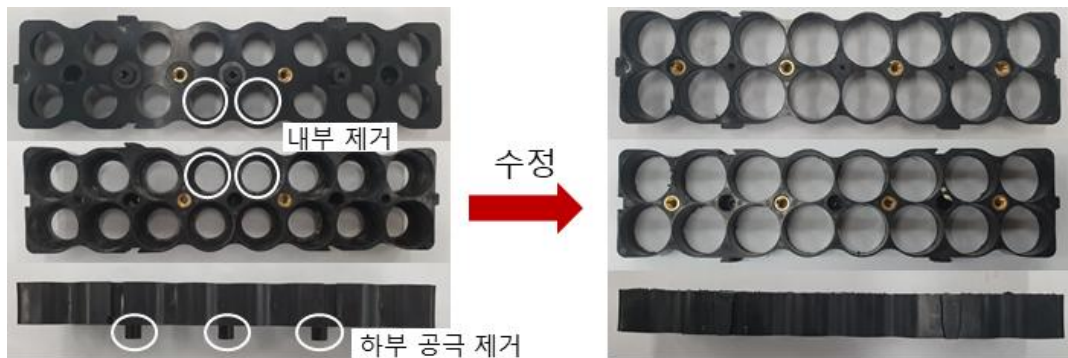


Figure 3.4 Modification of the battery holder for a indirect cooling system



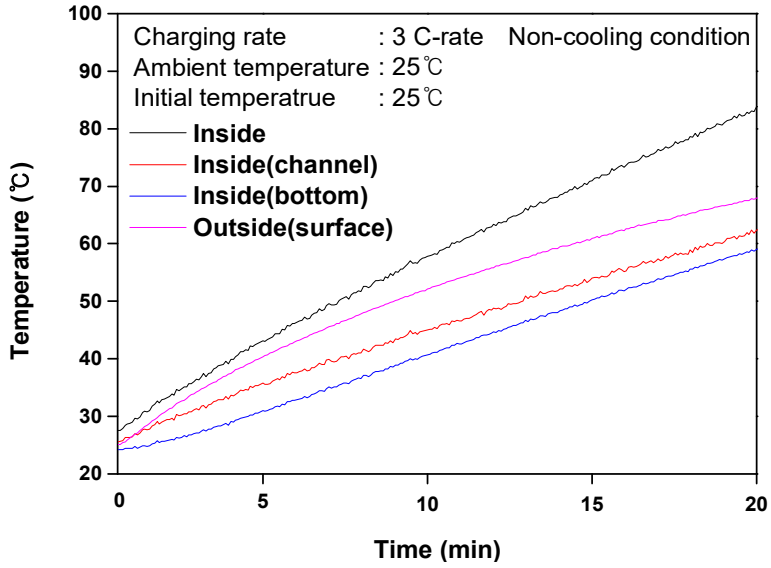


Figure 3.5 Temperature increase of the battery module under the non-cooling condition

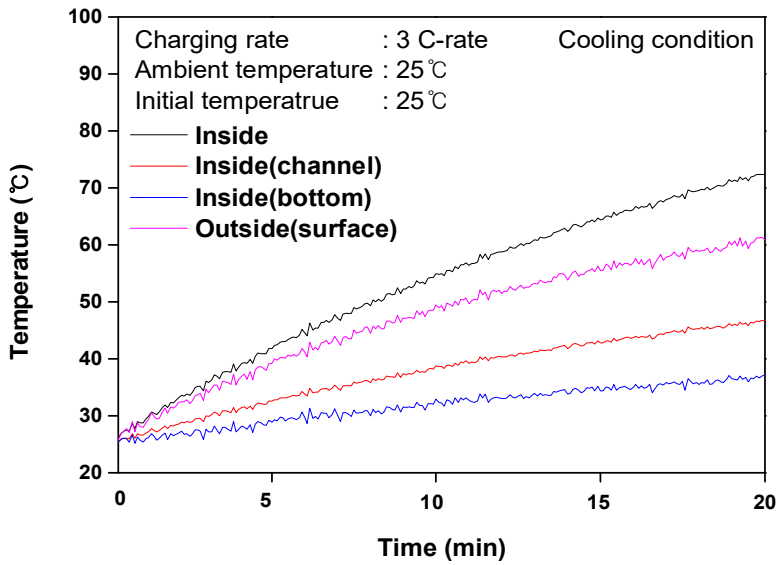


Figure 3.6 Temperature increase of the battery module under the cooling condition

## 제 4 장 직접접촉 냉각 해석 및 성능 고찰

제 3장에서 수행된 간접접촉 수냉식 냉각의 문제점으로 24S16P 더미 배터리 모듈에서 간접 수냉식 냉각 적용에도 불구하고 배터리의 안전작동온도인 40°C를 초과하는 결과를 보였기 때문에 배터리의 성능 및 안정성에 문제가 발생하였다. 이를 해결하기 위해 배터리 냉각에 더 효율적인 배터리 열관리 시스템이 필요하다. 따라서 제 4장에서는 총 96개의 원통형 배터리 셀에 직접접촉 냉각을 적용하여 냉각성능을 고찰하였다. 이를 위해 1S16P 모듈의 실제 21700 원통형 배터리 모듈의 2 C-rate 방전 조건에서 온도 조건을 바탕으로 해석 모델의 신뢰성을 검증하였다. 그 후 해석 모델의 설계 인자 변경 및 다양한 경계 조건 변화를 통해 직접접촉 냉각 해석의 성능 고찰을 수행하였다. 또한, 실험을 통하여 개발된 해석 모델의 우수성을 검증하고 다양한 조건에서 배터리 직접접촉 냉각시스템의 성능을 고찰하였다.

### 제 1 절 직접접촉 냉각 모델 검증 결과

2 C-rate 방전 조건에서 시간에 따른 배터리의 온도 변화를 Fig 4.1과 4.2에 나타내었다. 실제 21700 원통형 배터리를 적용한 실험장치와 1S16P 배터리 모듈의 열전대 부착 위치는 Fig 2.17에 제시하였다. Fig. 4.1는 자연대류 조건에서 배터리의 상단(T\_01, 04, 07)·중단(T\_02, 05, 08)·하단(T\_03, 06, 09)에 위치한 각 3개의 열전대의 평균온도의 변화를 보여주고 있다. 2 C-rate 조건으로 1800초간 방전을 수행했을 때 시간이 지남에 따라 배터리의 온도는 상승함을 보였으며 배터리 상·중·하단의 평균온도는 각각 52.3°C, 60.2°C, 54.2°C로 나타났다. 방전시 배터리 중단의 온도가 가장 높게 나타났으며 상단과 하단은 거의 비슷한 온도변화를 보였다. 동일한 조건에서 자연 대류 냉각 방법을 적용하였을 때 1S16P battery module의 실험 및 해석 결과를 비교하기 위하여 배터리 최대온도를 비교하였으며 이를 Fig. 4.2에 제시하였다. 방전 시 1800초에 도달하였을 때 해석과 실험에서 배터리의 최대온도는 각각 58.3°C와 60.5°C로 나타났다. 또한, 시간에 따른 배터리 최대온도의 변화가 유사한 경향을 나타냈으며 시간에 따른 최대온도의 평균오차율은 2.09%로 본 연구에서 사용된 배터리 해석 모델의 신뢰성을 확인하였다.

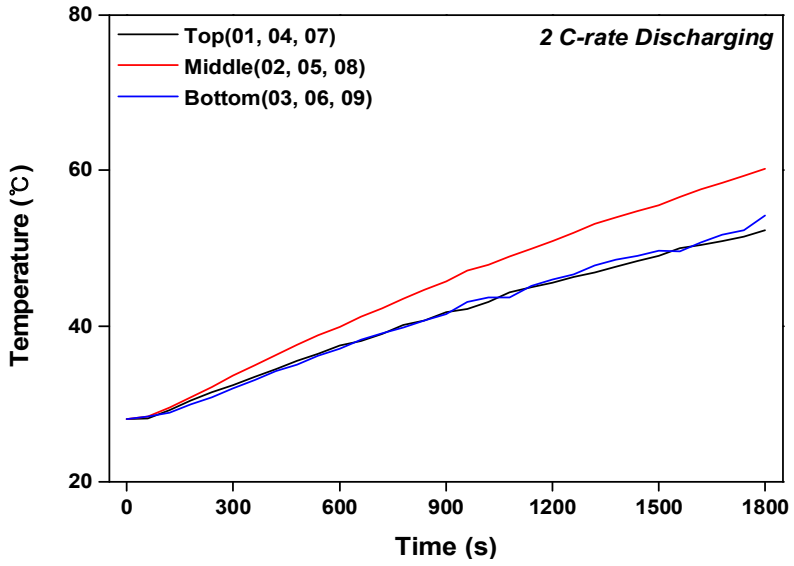


Figure 4.1 Average temperature of battery (top, middle & bottom)

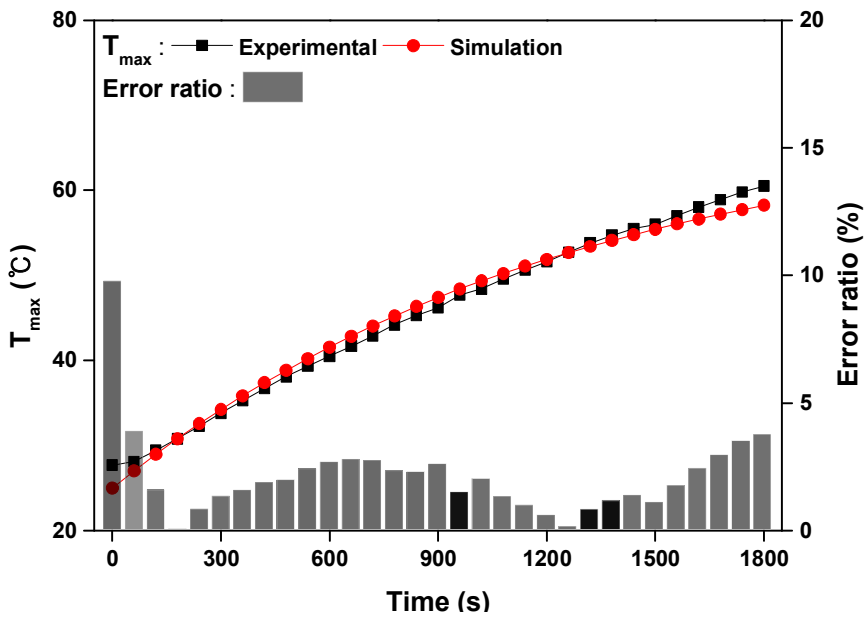


Figure 4.2 Comparison of the experimental and simulation result

## 제 2 절 작동유체 변경에 따른 냉각성능 고찰

제 4.1절에서 21700 원통형 배터리의 신뢰성 결과를 바탕으로 2 C-rate 조건에서 직접접촉 냉각 모델의 작동유체 변경에 따른 냉각성능 분석을 수행하였다. 배터리 모듈에서 냉각에 필요한 적절한 작동유체를 선정하기 위하여 Fig. 2.1의 단일 포트를 가지는 배터리 모듈을 적용하여 작동유체의 변화에 따른 냉각성능 및 온도 분포를 분석하였다. 이때 초기, 주위 및 입구온도는 25°C, 작동유체의 유량은 1 l/min인 조건에서 해석을 수행하였으며 작동유체 변화에 따른 배터리 온도, 배터리 냉각블록의 압력강하 및 냉각성능을 Figs. 4.3~4.6에 나타내었다. Fig. 4.3과 4.4에서 작동유체의 변화에 따른 배터리 최대온도 및 배터리 간 온도 차이를 나타내고 있다. 작동유체를 이용한 냉각이 적용되지 않은 자연대류 조건에서 30분간 방전할 때 배터리의 최대온도는 58.3°C로 나타났으며 배터리 냉각블록에서 작동유체가 Silicone-oil, TO(Transformer oil), HFE-6120, R134a인 경우 배터리의 최대온도는 각각 35.3°C, 35.1°C, 34.9°C, 35.9°C로 나타났다. 또한, Fig. 4.4에 제시하였듯이 배터리 간 온도 차이는 각각 8.56°C, 9.20°C, 9.63°C, 10.30°C를 나타냈으며 배터리 간 온도 차이는 R134a, HFE-6120, TO, Silicone-Oil 순으로 크게 나타났다. 해석결과, 배터리의 최대온도 관리에 가장 적합한 유체는 HFE-6120 로 나타났으며, 배터리 간 온도 차이 관리에 가장 적합한 유체는 Silicone-oil로 확인되었다.

Fig. 4.5에서는 배터리 모듈에서의 작동유체 별 압력강하 및 펌프 동력을 비교하여 보여주고 있다. Silicone-oil, TO(Transformer oil), HFE-6120, R134a적용시 배터리 냉각블록의 압력강하는 각각 564, 0.45, 0.08, 0.03 kPa로 나타났으며, 이때 펌프의 소요동력은 9422, 7.5, 1.3, 0.5 mW로 나타났다. 작동유체 별 압력강하는 Silicone-oil, TO, HFE-6120, R134a 순으로 나타났으며 Oil 계열의 Silicone-oil과 TO는 R134a와 HFE-6120에 비해 큰 점성을 가짐으로, 큰 펌프 소요동력을 보이며 이러한 큰 점성을 가지는 유체의 사용은 전기차나 배터리 시스템의 성능 및 용량 감소로 이어진다. Fig. 4.6는 작동유체 별 배터리 냉각블록의 출구온도 및 냉각용량을 보여주고 있다. Silicone-oil, TO(Transformer oil), HFE-6120, R134a 적용시 배터리 냉각블록의 출구온도는 각각 31.0°C, 32.2°C, 33.2°C, 33.8°C이며 R134a HFE-6120, TO, Silicone-oil 순으로 나타났다. 또한, 배터리 냉각블록의 냉각용량은 각각 207.5, 213.9, 220.6, 216.09 W로 HFE-6120, R134a, TO, Silicone-oil 순으로 나

타났다. 이러한 차이는 각 작동유체의 열물리적 특성 차이 때문에 발생하며, 결과적으로 큰 펌프동력이 소비되는 Silicone-oil과 TO를 제외한 HFE-6120와 R134a가 냉각에 적절한 작동유체로 판단된다. 해석결과, HFE-6120과 R134a의 냉각용량은 4.47 W의 차이로 HFE-6120이 약간 더 큰 냉각성능을 보였지만, 소요 동력은 HFE-6120이 0.8 mW 더 크게 발생되는 것으로 나타났다. 그러나 HFE-6120은 새롭게 개발된 물질로 비슷한 물질인 HFE-7000 [38]의 가격이 217 \$/kg으로 41.0 \$/kg인 R134a [35]에 비하여 5.29배 높은 가격을 가진다. 따라서 본 연구에서는 냉각 성능, 소요 동력 및 경제적 측면을 종합적으로 고려하여 R134a를 배터리 모듈의 직접접촉 단상 냉각을 위한 작동유체로 선정하였으며 이를 적용하여 헤더 및 포트 수 변경에 따른 냉각성능을 해석적으로 고찰하였다.

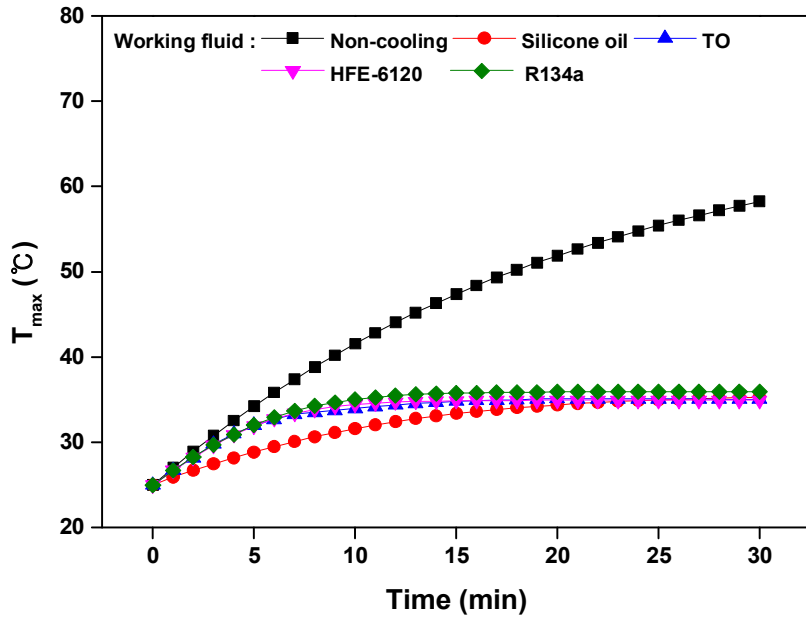


Figure 4.3 Variation of maximum battery temperature according to working fluid

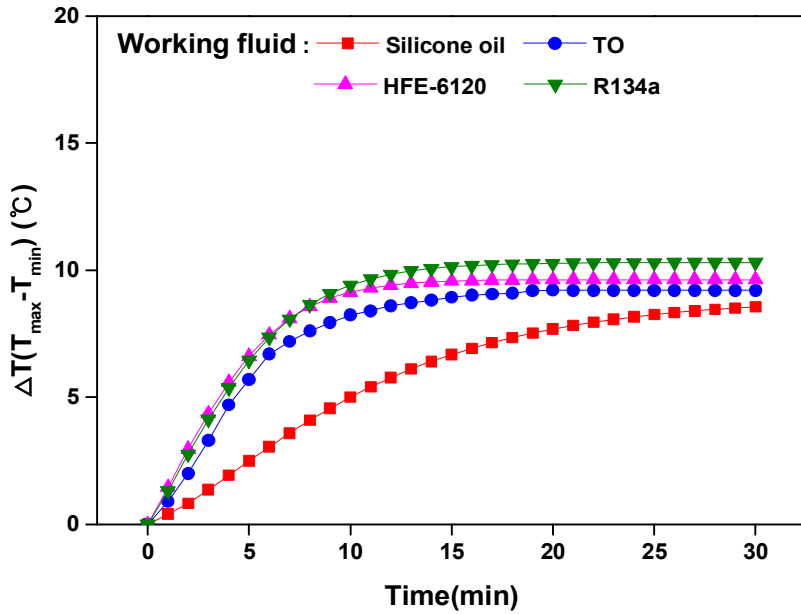


Figure 4.4 Variation of battery temperature difference according to working fluid

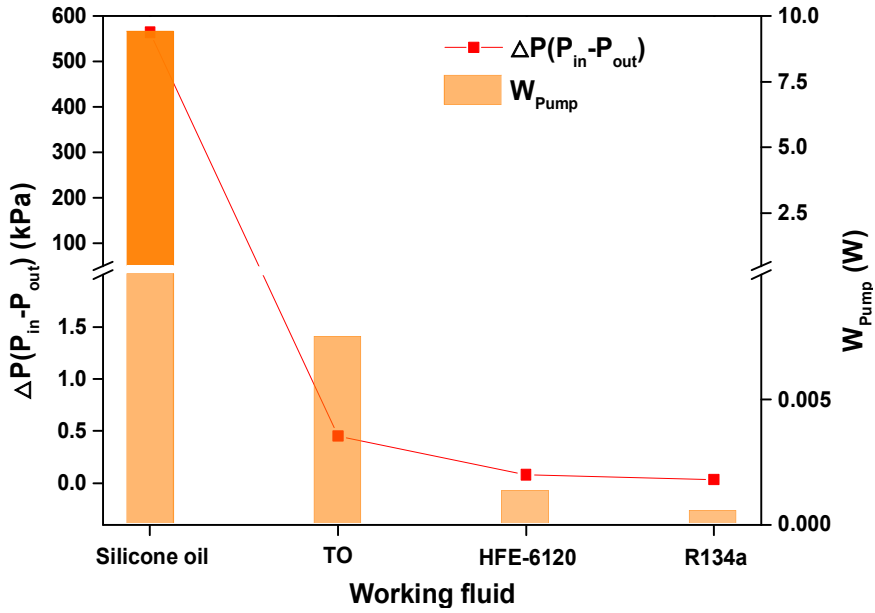


Figure 4.5 Variation of pressure drop and pump power according to working fluid

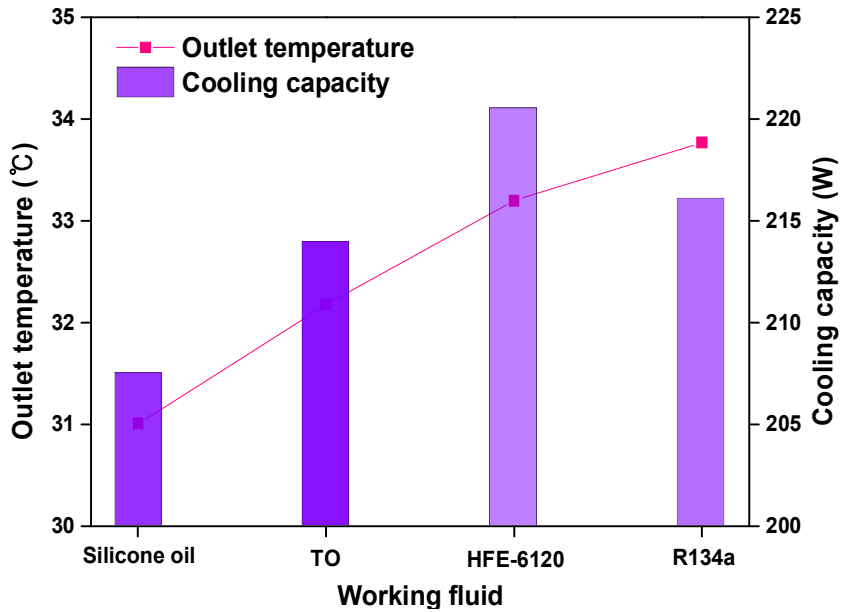


Figure 4.6 Variation of outlet temperature and cooling capacity according to working fluid

### 제 3 절 헤더 및 포트 수 변경에 따른 냉각성능 고찰

제 4.2절의 해석결과를 통하여 선정된 R134a를 작동유체로 하여 배터리 냉각 블록의 입·출구 포트 수와 입·출구 헤더의 폭 변화에 따른 냉각성능을 고찰하였다. 배터리 냉각블록의 포트 수는 1, 2, 3개로 (Fig. 2.1) 변화시켰으며 입·출구 헤더의 폭은 0, 5, 10 mm (Fig. 2.2)로 변화시켜 해석을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 4.7 ~ 4.10에 보여주고 있다. Fig. 4.7과 4.8는 헤더 폭 변화에 따른 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이를 보여주고 있다. 또한, Fig. 4.9와 4.10은 배터리 냉각블록에서 R134a의 압력강하와 냉각용량을 보여주고 있다. 단일 포트에서 헤더 폭이 0에서 10 mm로 증가함에 따라 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이는 헤더 폭 10 mm, 5 mm, 0 mm인 모델순으로 높게 나타났으며, 반면 배터리 냉각블록의 압력강하 및 냉각용량은 헤더 폭 0 mm, 5 mm, 10 mm인 모델순으로 큰 값을 보였다. 단일포트에서 배터리 냉각블록의 압력강하는 헤더 폭이 각각 0, 5, 10 mm인 경우 내부의 R134a의 평균 속도는 각각 10.2, 9.19, 8.43 mm/s로 감소하기 때문에 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이는 증가하는 반면 압력강하는 각각 33.1, 20.1, 18.9 Pa로 감소한다. 따라서 배터리 냉각블록에서 단일 포트를 가지는 경우 입·출구 헤더 폭의 증가는 배터리 열관리에 부정적인 영향을 미치며, 헤더 폭이 0 mm인 경우 가장 우수한 냉각성능을 보였다. 또한, 포트 수가 2개인 경우 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이, 그리고 배터리 냉각블록의 냉각용량은 헤더 폭이 10 mm, 0 mm, 5 mm인 모델 순으로 높게 나타났으며, 반면 압력강하는 헤더 폭이 0 mm, 5 mm, 10 mm인 순으로 크게 나타났다. 단일포트인 경우 헤더 폭이 0 mm에서 가장 좋은 냉각성능을 보인 반면, 포트 수 2개에서는 헤더 폭이 5 mm에서 가장 우수한 냉각성능을 보였다. 이는 포트 수 2개인 경우 헤더 폭이 0 mm일 때 출구의 중앙부분에서 작동유체가 흐르지 못하고 정체되는 dead zone을 보이기 때문이다. 따라서 포트 수 2개인 경우 출구의 중앙부에서 가장 높은 배터리 온도를 보인다. 하지만 헤더 폭이 5 mm인 경우 정체되어 있는 유체가 양쪽 출구로 흐르면서 유로가 형성되어 포트 수 2개인 모델 중 가장 큰 냉각성능을 보였다.

입·출구 포트 수가 2개인 경우, 출구쪽에서의 유동현상은 Fig. 4.11을 통해 확인할 수 있다. Fig. 4.11은 포트 수 2개인 배터리 냉각블록에서 헤더 폭 변화에 따



큰 온도 및 속도 분포를 보여주고 있다. 헤더 폭 0, 5, 10 mm에서 배터리의 최대 온도는 모두 출구의 중앙부분 (red zone) 에서 나타났으며 이때 온도는 각각 39.0°C, 38.7°C, 41.0°C를 보였다. 헤더 폭 0, 5, 10 mm에서 배터리 냉각블록 내 R134a의 최고 속도는 각각 88.2, 76.4, 75.7 mm/s로 나타났으며, 헤더 폭이 0 mm인 경우 입·출구의 공간이 협소하여 작동유체가 내부 배터리와 배터리 사이로 흐르는 유량보다 blue zone의 벽을 따라 흐르는 유량이 많기 때문에 헤더 폭이 5 mm나 10 mm인 경우에 비하여 벽면에서의 유체의 속도가 빠르게 나타났다. 이러한 현상은 배터리의 최대온도를 보인 red zone의 속도 분포를 확대한 Fig. 4.11(d)-(f) 에서 더 자세히 확인할 수 있다. 헤더 폭 0, 5, 10 mm에서 red zone에서의 최고 속도는 각각 15.3, 18.8, 18.9 mm/s로 평균 속도보다 매우 낮게 나타났다. 헤더 폭 0 mm에서 5 mm로 증가함에 따라 배터리 냉각블록 내 R134a의 최고 속도는 11.8 mm/s로 감소하지만, red zone의 최고 속도는 3.50 mm/s로 증가하였기 때문에 배터리 사이에서의 냉각효과가 증가하고 이에 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이가 각각 0.32°C와 0.47°C 감소하는 것으로 나타났다. 하지만 헤더 폭이 5 mm에서 10 mm로 증가하는 경우 배터리 냉각블록 내 R134a의 최고 속도는 0.66 mm/s 감소하고 red zone의 최고 속도는 0.14 mm/s 증가하는 것으로 나타났다. 이는 헤더 폭의 증가로 입·출구 공간이 증가하고 R134a의 낮은 속도로 인하여 배터리 후면에서의 정체구간이 증가하여 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이가 각각 2.36°C와 2.44°C 증가하였기 때문이다. 또한, 배터리 냉각블록의 냉각용량은 3.84 W 감소하였으며 이는 배터리 열관리에 악영향을 미침을 확인하였다. 이러한 결과를 바탕으로 배터리 냉각블록의 포트 수가 2개인 모델에서는 헤더 폭이 5 mm인 모델이 가장 좋은 냉각성능을 보임을 확인하였다. 포트 수 2개인 모델은 단일 포트를 가지는 모델에 비해 작은 압력강하를 보임으로 유지비 면에서 좋은 성능을 보였지만, 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이가 포트 수 2개인 모델은 포트 수 1개와 3개인 모델에 비해 동일한 헤더 폭에서 배터리 냉각블록이 작은 냉각용량을 보이는 것으로 확인되었다.

배터리 냉각블록에서 포트 수가 3개인 경우 헤더 폭이 0에서 10 mm 로 증가함에 따라 배터리의 최대온도는 헤더 폭이 10 mm, 5 mm, 0 mm인 모델순으로 높게, 배터리 간 온도 차이는 10 mm, 0 mm, 5 mm인 모델순으로 높은 온도를 보였고 배터리 냉각블록의 압력강하 및 냉각용량은 0 mm, 5 mm, 10 mm인 모델순으로 큰 값을 보였다. 헤더 폭이 0 mm에서 5 mm로 증가함에 따라 배터리의 최대온

도는  $0.03^{\circ}\text{C}$  증가하는 반면 냉각용량은  $0.12\text{ W}$  감소하여 배터리 성능에 악영향을 주는 것으로 나타났지만 배터리 간 온도 차이 및 압력강하는  $0.11^{\circ}\text{C}$ 와  $0.79\text{ Pa}$  감소하여 이 부분에서는 우수한 냉각성능을 보였다. 이는 Fig. 8에 나타났듯이, 0에서  $5\text{ mm}$ 로의 헤더 폭 증가는 출구 중앙부분에서 정체되던 유체의 흐름을 해소하여 배터리 간 온도 차이 및 압력강하를 감소시켜 배터리 열관리에 긍정적인 영향을 미쳤기 때문이다. 반면, 헤더 폭이  $5\text{ mm}$ 에서  $10\text{ mm}$ 로 증가함에 따라 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이는  $0.33^{\circ}\text{C}$ 와  $0.24^{\circ}\text{C}$ 로 증가하고, 배터리 냉각블록의 냉각용량은  $1.60\text{ W}$  감소하여 냉각성능이 감소하고 이에 배터리 열관리에 악영향을 미치는 것으로 확인되었다. 이 때, 배터리 냉각블록의 압력강하는  $7.57\text{ Pa}$ 에서  $0.2\text{ Pa}$  감소하였지만, 배터리 최대온도 및 배터리 간 온도 차이가 증가하고 냉각용량이 감소함으로 포트 수가 3개인 조건에서 헤더 폭이  $10\text{ mm}$ 인 모델은 상대적으로 비효율적인 모델이며 포트 수 3개에서는 헤더 폭  $5\text{ mm}$ 가 배터리 열관리에 가장 효과적인 모델임을 확인하였다. 설계 인자 변화에 따른 해석결과, 가장 우수한 배터리 냉각성능을 보인 모델은 포트 수 1개의 헤더 폭  $0\text{ mm}$ 와 포트 수 3개의 헤더 폭  $5\text{ mm}$ 로 나타났으며 두 조건에서의 성능을 비교하였을 때, 배터리의 최대온도와 배터리 냉각블록의 압력강하는 각각  $35.9^{\circ}\text{C}$ ,  $33.1\text{ Pa}$ 와  $37.9^{\circ}\text{C}$ ,  $7.57\text{ Pa}$ 로 나타났다. 즉, 포트 수 1개인 조건에서 배터리의 최대온도는 포트 수 3개인 조건보다  $2.08^{\circ}\text{C}$  더 낮았지만, 배터리 냉각블록의 압력강하는 약 4.38배 증가하였다. 두 조건 모두 배터리의 최대온도가 안전작동관리온도인  $40^{\circ}\text{C}$ 이하로 유지되고 있기 때문에 유지비용에 큰 영향을 미치는 압력강하의 영향을 고려하여 포트 수 3개에서 헤더 폭  $5\text{ mm}$ 를 가지는 배터리 냉각블록을 최적의 모델로 선정하였다. 선정된 모델을 바탕으로 표준 조건인  $25^{\circ}\text{C}$ 와 여름철 조건인  $35^{\circ}\text{C}$ 의 외기조건에서 작동유체의 유량 변화에 따른 배터리 온도 및 냉각성능을 비교하였으며 여름철 배터리의 안전작동관리온도를 유지하기 위한 유량조건을 해석적으로 고찰하였다.

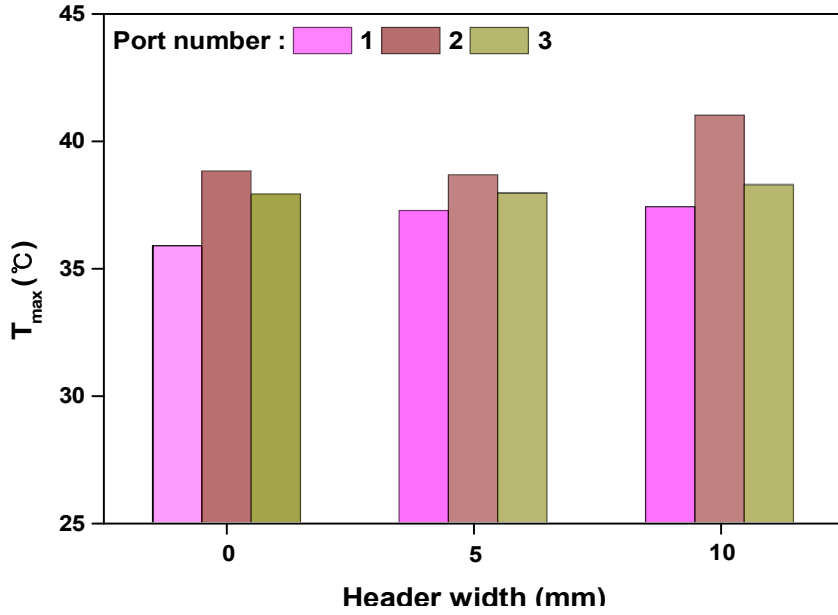


Figure 4.7 Variation of maximum battery temperature according to header width

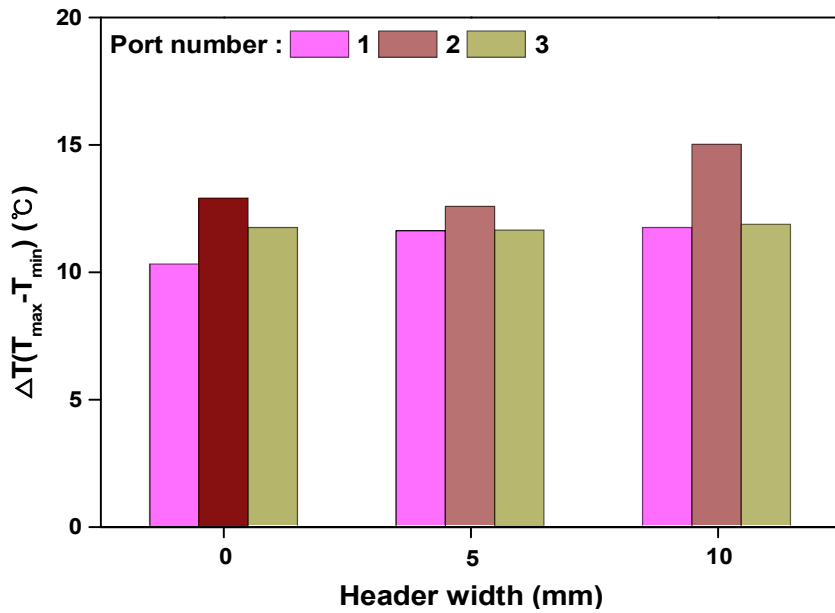


Figure 4.8 Variation of battery temperature difference according to header width

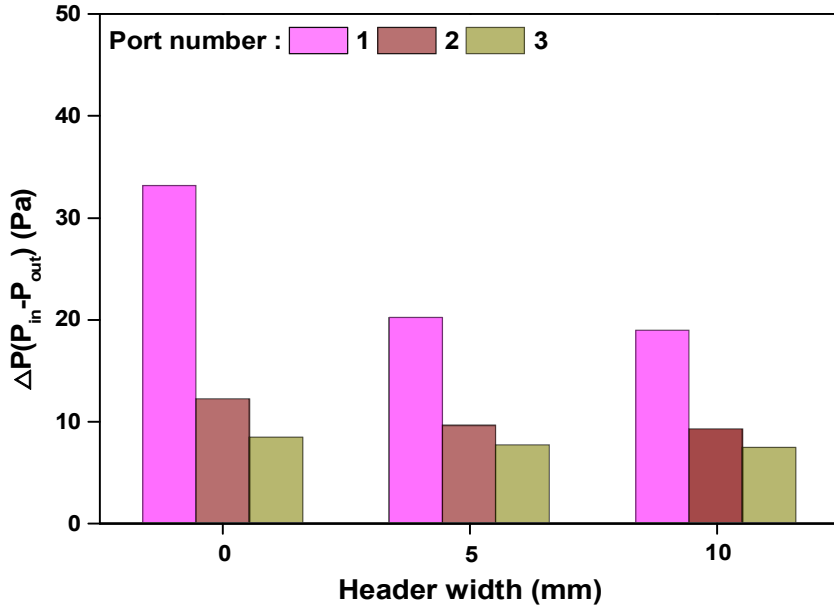


Figure 4.9 Variation of pressure drop according to header width

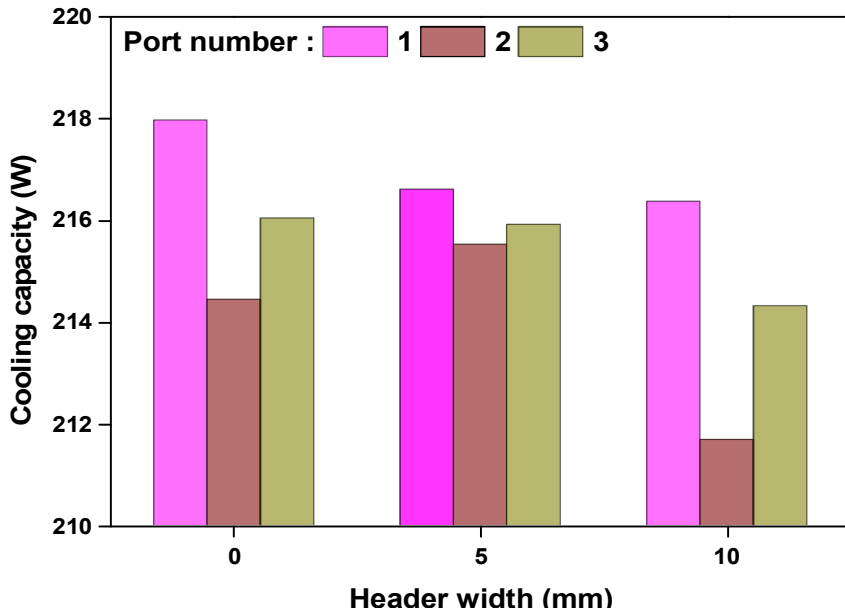


Figure 4.10 Variation of cooling capacity according to header width

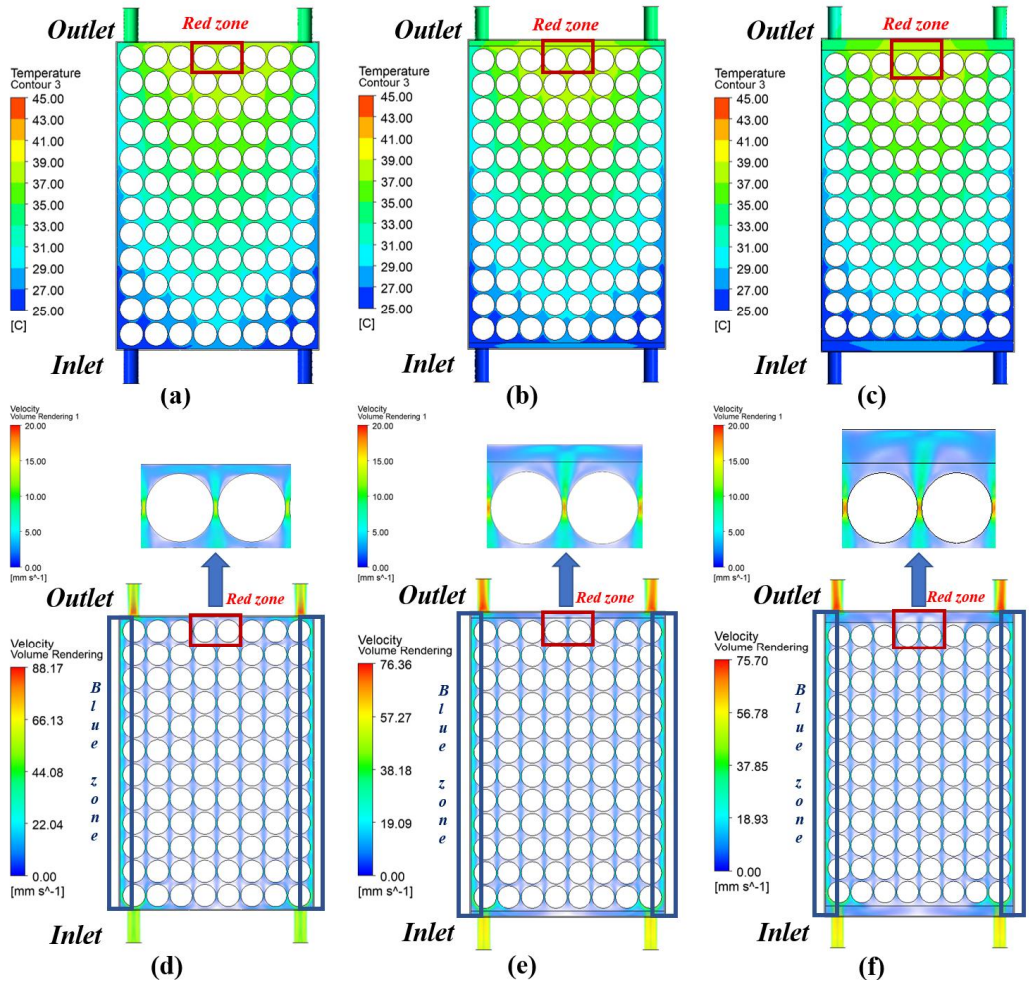


Figure 4.11 Temperature and velocity distribution according to header width at the battery cooling block with port 2: (a) Temperature contour at 0 mm; (b) Temperature contour at 5 mm; (c) Temperature contour at 10 mm; (d) Velocity contour at 0 mm; (e) Velocity contour at 5 mm; (f) Velocity contour at 10 mm

## 제 4 절 외기 및 유량 변경에 따른 냉각성능 고찰

제 4.2절과 4.3절에서 작동유체, 입·출구 포트 수 및 헤더 폭 변화에 따른 해석을 통하여 작동유체로 R134a를 선정하였고 배터리 냉각블록의 포트 수는 3개, 그리고 헤더 폭은 5 mm인 모델이 가장 우수한 냉각성능을 가지는 것으로 확인되었다. 선정된 냉각성능 모델을 기반으로 표준 조건 및 여름철 조건에서의 배터리 냉각성능을 비교하기 위하여 배터리 냉각블록의 초기온도, 작동유체의 입구온도 및 외기 온도를 각각 25°C와 35°C로 가정하여 해석을 수행하였다. 또한, 작동유체인 R134a의 유량을 변화시켜 배터리의 안전작동관리온도인 배터리의 최대온도 40°C, 배터리 간 온도 차이 5°C 이하를 유지하기 위한 작동유체의 유량을 확인하였다. Figs. 4.12~4.15 는 입·출구 포트 수가 3개인 모델에서 R134a의 유량 변화에 따른 냉각성능을 비교하여 보여주고 있다. Fig. 4.12 에서는 표준 및 여름철 조건에서 방전시간에 따른 배터리의 최대온도를 보여주고 있다. 표준 및 여름철 조건에서 R134a의 유량이 1, 3, 5 l/min인 경우, 방전시간 30분에서 배터리의 최대온도는 각각 38.0°C, 30.5°C, 28.7°C and 48.0°C, 40.5°C, 38.8°C로 나타났다. 표준 조건인 경우 모든 유량조건에서 배터리의 최대온도가 안전작동관리온도인 40°C 이하로 나타나 배터리 열관리에 안정적인 성능을 나타냈었지만, 여름철 조건에서는 5 l/min을 제외한 1 l/min과 3 l/min 조건에서 배터리의 최대온도가 40°C 이상으로 나타나 배터리 열관리에 적합하지 않음을 확인하였다.

Fig. 4.13 는 외기 조건에 따른 배터리 간 온도 차이를 보여주고 있다. 방전시간 30분에 도달하였을 때, 표준 및 여름철 조건에서 R134a의 유량이 1, 3, 5 l/min인 경우, 배터리 간 온도 차이는 각각 11.6°C, 4.91°C, 3.28°C and 11.6°C, 4.85°C, 3.27°C로 나타났다. 외기 조건의 변화에 따라 동일한 작동유체의 유량에서 배터리 간 온도 차이의 변동폭은 3 l/min에서 최대 0.06°C로 거의 차이를 보이지 않았다. 그리고, 1 l/min에서는 표준 및 여름철 조건 모두 배터리 간 온도 차이가 5°C보다 확연히 높은 6.63°C와 6.61°C를 보여 배터리 열관리에 적합하지 않음을 확인하였다. 하지만 R134a의 유량이 3 l/min 이상인 조건에서는 배터리 간 온도 차이가 5°C 이하로 유지되어 배터리 열관리에 적합한 유량조건임을 확인하였다.

Fig. 4.14 는 외기 조건 변화에 따른 배터리 냉각블록의 압력강하를 보여주고 있다. 방전시간 30분에 도달하였을 때, 표준 및 여름철 조건에서 R134a의 유량이

1, 3, 5 l/min으로 증가함에 따라 배터리 냉각블록의 압력강하는 각각 7.57, 45.5, 124 Pa과 6.82, 41.7, 103 Pa로 나타났으며, 펌프의 소요 동력은 각각 0.13, 2.27, 10.4 mW과 0.11, 2.09, 8.58 mW로 나타났다. R134a의 유량이 1, 3, 5 l/min 에서 주위온도가 25°C에서 35°C로 변화함에 따라 배터리 냉각블록의 압력강하의 차는 0.75, 3.75, 21.4 Pa로 나타났다. 주위온도 변화에 따라 압력강하가 큰 차이를 보이는 이유는 압력강하와 비례관계인 R134a의 밀도가 작동온도가 증가함에 따라 감소하기 때문이다 [51]. 따라서 작동유체의 유량의 증가는 배터리 냉각블록의 압력강하로 이어지고 이는 펌프의 소요 동력 증가로 비례하기 때문에 냉각을 위한 적절한 냉각수의 유량을 제어해야 한다.

Fig. 4.15 에서는 외기 조건에 따른 배터리 냉각블록의 냉각용량을 R134a의 유량변화에 따라 보여주고 있다. 방전시간 30분에 도달하였을 때, 표준 및 여름철 조건에서 유량이 1, 3, 5 l/min으로 증가함에 따라 배터리 냉각블록의 냉각용량은 215.9, 221.5, 222.8 and 215.9, 221.5, 222.8 W로 나타났다. 표준 및 여름철 조건에서 냉각용량의 차는 0.02-0.03 W로 큰 차이를 보이지 않았으며, 주위온도가 높을 수록 약간씩 증가된 냉각용량을 나타내었다.

Fig. 4.16 은 배터리 냉각블록의 포트 수는 3개, 그리고 헤더 폭은 5 mm인 모델에서 여름철 외기 조건을 적용하였을 때 유량 변화에 따른 배터리 모듈의 온도 분포를 보여주고 있다. 모든 유량대의 red zone 영역에서 배터리는 높은 온도분포를 보이고 blue zone 이 red zone 에 비해 상대적으로 낮은 온도분포를 보였다. 배터리 냉각블록의 blue zone에서 R134a의 최고 속도는 유량 1, 3, 5 l/min일 때 각각 37.8, 121, 220 mm/s로 나타났으며, red zone에서 최고 속도는 각각 25.9, 75.4, 139 mm/s로 나타났다. 배터리 냉각블록의 R134a 유량이 1, 3, 5 l/min 일때 blue zone의 최고 속도가 red zone의 최고 속도보다 11.9, 45.6, 81 mm/s 더 빠르기 때문에 blue zone이 상대적으로 낮은 온도분포 결과를 보였다. 또한, R134a의 유량이 1 l/min에서 3 l/min과 5 l/min으로 증가함에 따라 배터리의 최대온도는 각각 7.5°C 와 9.2°C로 감소하여 R134a 유량의 증가는 배터리 최대온도를 크게 감소시킬 수 있음을 확인하였다. 주위온도 변화에 따른 해석 결과, R134a의 유량이 1 l/min 조건에서는 배터리 간 온도 차이가 5°C 이상으로 나타나 배터리 열관리 조건에 적합하지 않았다. 25°C 표준 조건에서는 유량 3, 5 l/min에서 모두 배터리의 안전작동관리온도인 배터리 최대온도 및 배터리 간 온도 차이가 40°C 및 5°C 이하로 유지되었지만, 3 l/min에서 5 l/min으로 증가함에 따라 압력강하가 약 2.74배 증가하기 때문에 표준

조건에서는 작동유체의 유량 3 l/min 조건이 배터리 열관리에 가장 적합한 조건임을 확인하였다. 하지만, 여름철 조건은 표준 조건과 다르게 3 l/min에서 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이가 40.5°C와 4.91°C로 배터리 간 온도 차는 5°C이하로 유지되었지만 최대온도가 40°C이상으로 나타나 배터리의 안전작동관리온도를 상회하는 결과를 보였다. 따라서 35°C인 여름철 조건에서는 R134a의 유량이 5 l/min인 조건이 배터리의 열관리에 적합한 조건으로 확인되었다 [52].

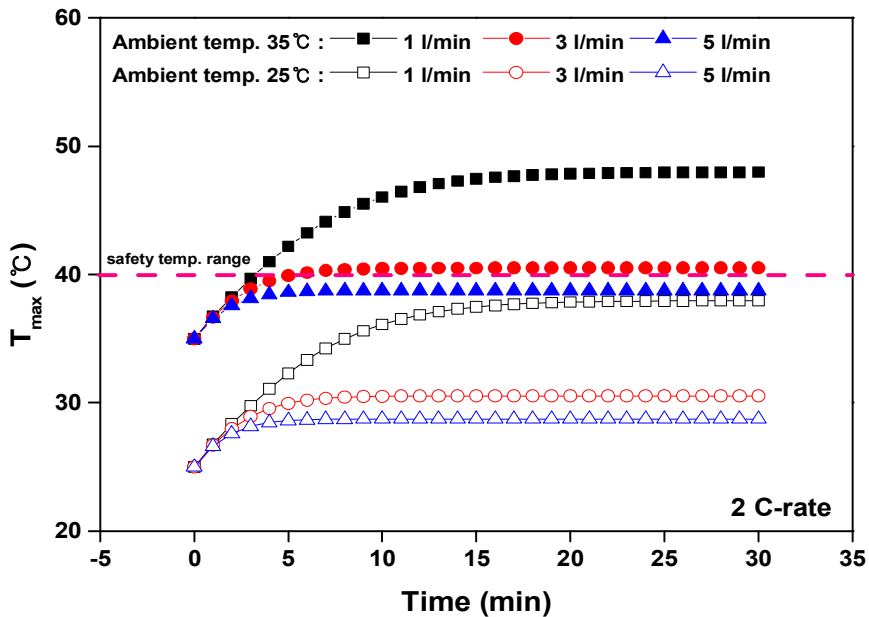


Figure 4.12 Comparison of maximum battery temperature according to flow rate under 25°C and 35°C outdoor air conditions



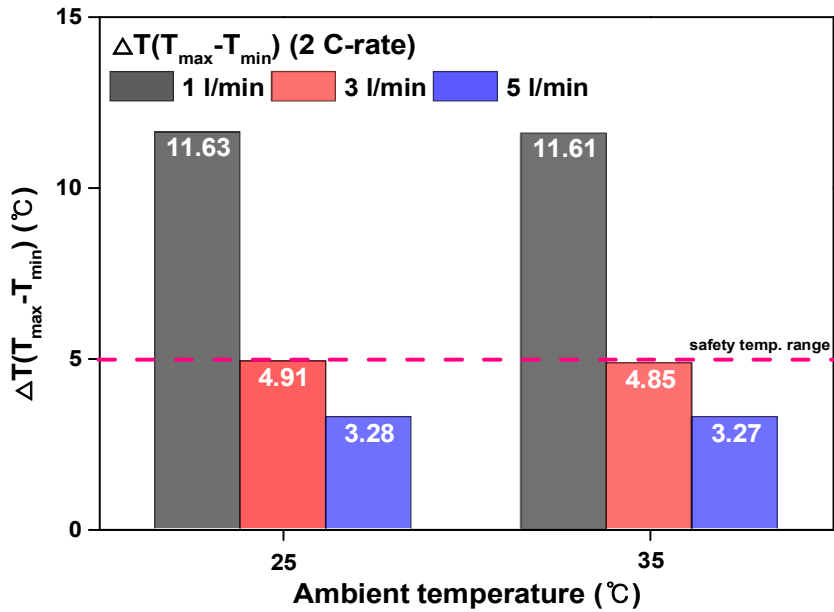


Figure 4.13 Comparison of battery temperature difference according to flow rate under 25°C and 35°C outdoor air conditions

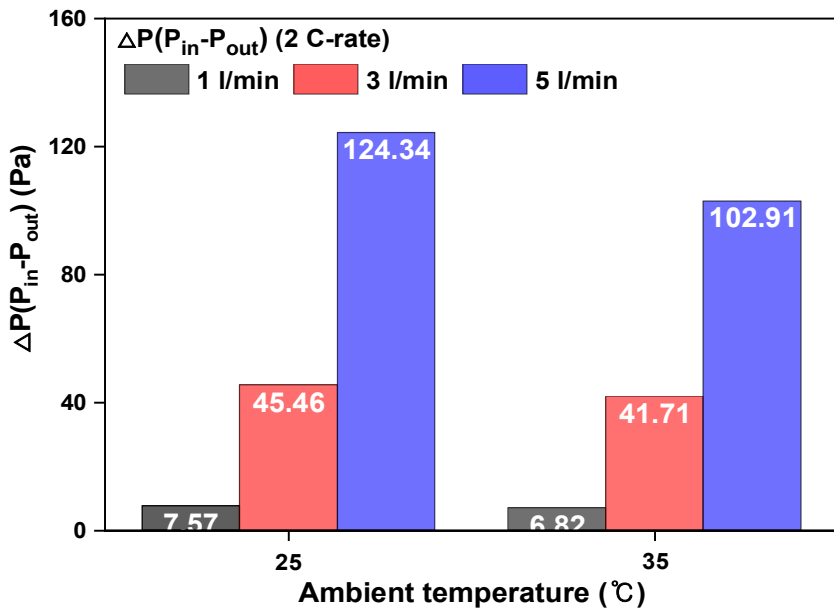


Figure 4.14 Comparison of pressure drop according to flow rate under 25°C and 35°C outdoor air conditions

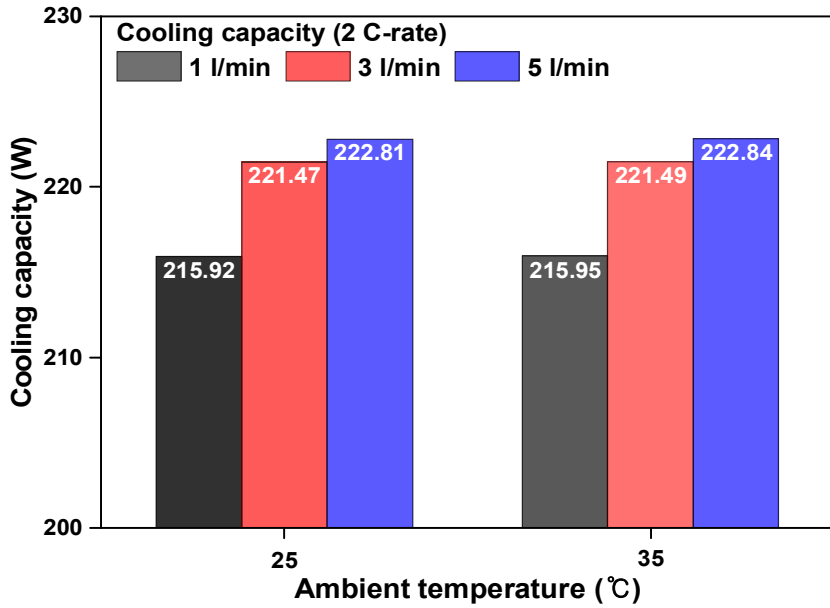


Figure 4.15 Comparison of cooling capacity according to flow rate under 25°C and 35°C outdoor air conditions

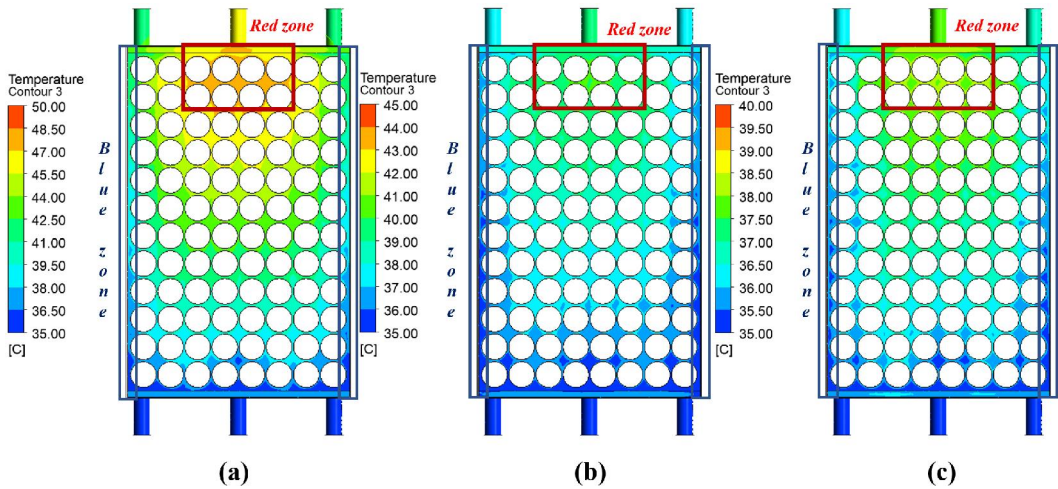


Figure 4.16 Temperature variation of battery module according to the flow rate under 35°C: (a) 1 l/min; (b) 3 l/min; (c) 5 l/min

## 제 5 장 직접접촉 냉매냉각성능 고찰

본 장에서는 제 4장에서 수행된 해석 결과를 바탕으로 동일한 해석 조건과 해석 모델을 기반으로 실험을 수행하고자 하였으나, 더미 배터리를 활용한 실험장치를 구축하기에 앞서 실험장치의 높은 압력 조건과 누설의 방지를 위해 더미 배터리와 배터리 냉각블록 간의 용접이 불가피하였고 96개의 셀을 모두 적용하기에는 어려움이 있었기에 단순화하여 32개의 셀을 적용하고 배터리 간의 간격을 5 mm로 증가시킨 실험장치를 개발하였다. 따라서 기존의 해석 모델과 약간은 다른 구조에서 냉각 모델이 설계되었기 때문에 32개의 셀을 적용한 직접접촉 냉각 해석 모델의 최적화된 모델을 선정하기 위한 재해석을 수행하였다. 제 4장에서 수행된 결과에서 단일 포트를 가지는 배터리 냉각블록 모델은 포트 수 3개인 모델에 비해 높은 압력강하를 가지지만 배터리 열관리에 가장 적합한 모델인 결과를 바탕으로 32개의 셀을 적용한 배터리 냉각블록 모델은 단일 포트에서 포트의 위치에 따른 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이, 그리고 배터리 냉각블록의 압력강하 분석을 통해서 배터리 냉각블록의 최적화된 모델을 도출하였다. 또한, 해당 모델을 기반으로 실제 21700 원통형 배터리의 1 C-rate, 1.5 C-rate, 2 C-rate에서 방전조건을 기반으로 본 장치에서 구성한 더미 배터리와의 온도의 비교 분석을 통해 실험장치의 신뢰성을 검증하였다. 그 다음으로 Table 2.13에서 제시한 바와 같이 Case 1의 실험조건으로 포화압력은 450, 551, 666 kPa의 조건에서 질량유량은 0.01, 0.02, 0.04 kg/s의 변화에 따른 냉각성능 실험을 수행하였다. 그리고 Table 2.14의 Case 2의 실험조건으로는 질량유량은 0.04 kg/s의 조건에서 포화압력과 C-rate 변화에 따른 냉각성능 실험을 수행하였다. 마지막으로 본 연구에서 더미 배터리의 발열량 조건 변화에 따른 냉각성능 실험을 수행하였다. 또한, 본 연구에서 분석한 R134a의 열물리적 특성은 모두 EES를 통해 얻었다.

## 제 1 절 32개 셀 적용 직접접촉 냉각성능 해석 결과

제 4장에서 수행된 해석 조건을 기반으로 32개의 셀을 적용한 직접접촉 냉각 해석 모델은 Fig. 2.21에서 제시한 모델을 기반으로 총 8개의 배터리 냉각블록에 대한 배터리의 최대온도, 배터리 간 온도 차이, 배터리 냉각블록의 압력강하 분석을 통해 최적화된 모델을 선정하고자 하였다. 해석에 사용되는 작동유체는 R134a로 포화압력은 1,017 kPa인 조건에서 과냉각 액체의 단상 상태에서 해석을 수행하였으며, 유량은 3 l/min, 초기, 주위 및 작동유체의 입구온도는 표준 조건인 25°C로 설정하였다. 외부 공기의 대류열전달계수는  $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 이며, 총·방전율은 2 C-rate를 적용하였다. 이에 대한 결과를 Fig. 5.1과 Table 5.1에 나타내었다.

Fig. 5.1과 Table 5.1은 방전시간이 30분에 도달하였을 때, Fig. 2.21의 모델 총 8개의 배터리의 최대온도, 배터리 간 온도 차이, 배터리 냉각블록의 압력강하를 보여주고 있다. 먼저 Fig. 2.21에서 제시한 모델 1과 2의 경우, 타 모델에 비해 가장 낮은 압력강하로 각각 39.9, 39.2 Pa로 나타났지만, 배터리 냉각블록의 포트와 포트 사이가 가장 짧은 구조로 되어 있어 타 모델에 비해 최대온도가 각각 29.9°C와 30.0°C로 약 2.5°C 높은 온도를 보였으며, 배터리 간 온도 차이는 각각 4.65°C와 4.73°C로 타 모델에 비해 약 2.6°C 높은 온도 차이를 보였다. 모델 3~5, 7~8은 배터리의 최대온도가 약 27.3°C로 거의 동일한 결과를 보였으며, 모델 6에서 배터리의 최대온도가 약 27.2°C로 가장 낮은 결과를 보였다. 그리고 배터리 간 온도 차이는 모델 3~8까지 약 1.97°C에서 2.05°C 까지 약 0.08°C의 매우 근소한 차이를 보였다. 그 중 모델 6에서 가장 낮은 온도 차이인 1.97°C로 나타났다. 압력강하의 경우, 모델 3~8의 결과로부터 모델 4가 가장 높은 압력인 45.0 Pa, 모델 7에서 가장 낮은 압력인 40.5 Pa로 나타났다. 따라서 32개의 셀을 적용한 직접접촉 냉각해석 모델로 가장 적합한 모델을 선정하기 위해 가장 낮은 배터리 냉각블록의 압력강하를 보인 모델 2, 가장 낮은 배터리의 최대온도 및 온도 차이를 보인 모델 6, 모델 3~8에서 최대온도와 온도 차이가 매우 근소한 차이를 보이기 때문에 그중 가장 낮은 압력강하를 보인 모델 7을 가장 적합한 모델로 선정하였다.

모델 2, 6, 7에 대한 온도 및 속도 분포에 대해 Fig. 5.2에 나타내었다. Fig. 5.2 (a)의 모델 2의 경우, 포트 일직선 상에서 유체가 흐르기 때문에 외각의 유체의 냉각 효과가 매우 적어지고 이에 따라 모델 6, 7에 비해 배터리에서 가장 높은 온

도 및 높은 온도 차이를 보였다. Fig. 5.2(b)의 경우, 포트가 일직선이 아닌 대각선 상에 있기 때문에 배터리 속도 및 온도분포에서 모델 7에 비해 더 균일한 모습을 보였지만 이 차이는 최대온도는  $0.1^{\circ}\text{C}$ , 온도 차이는  $0.2^{\circ}\text{C}$ 로 매우 작았다. Fig. 5.2(c)의 경우 포트와 포트가 일직선 상으로 되어 있는 모델로, 포트가 대각선이 아닌 일직선 상으로 되어있기 때문에 모델 6에 비해  $3.2\text{ Pa}$  낮은 결과를 보였다. 따라서 가장 높은 온도분포를 보이는 모델 2를 제외하고 모델 6과 7은 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이가 매우 근소한 차이를 보이기 때문에 배터리 냉각블록의 압력강하가 더 낮은 결과를 보이는 모델 7을 본 연구의 직접접촉 냉각 설계 모델로 선정하였다.

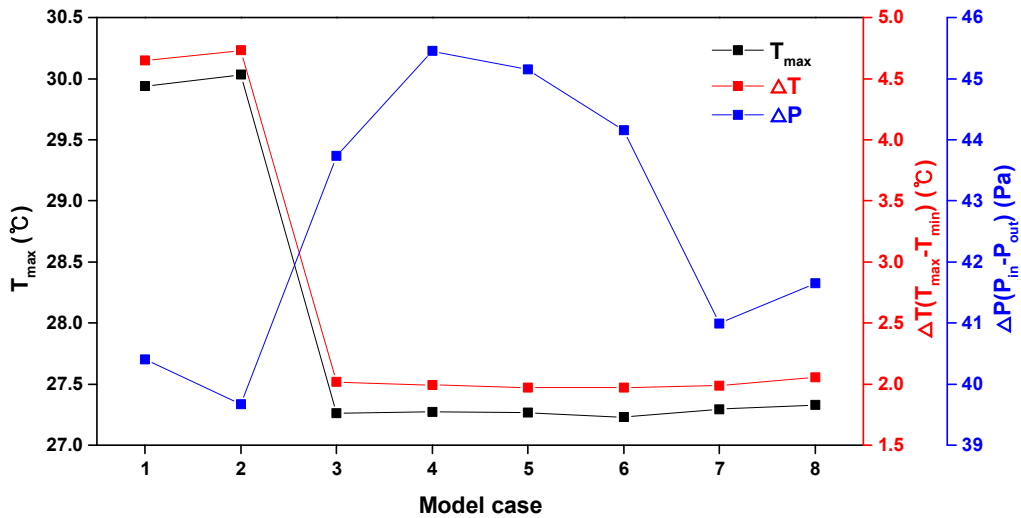


Figure 5.1 Variations of maximum temperature, temperature difference and pressure drop according to battery cooling block model

Table 5.1 Simulation results of the battery cooling block model case

Model \ Item	1	2	3	4	5	6	7	8
$T_{\max}$ (°C)	29.9	30.0	27.3	27.3	27.3	27.2	27.3	27.3
$\Delta T$ (°C)	4.65	4.73	2.02	1.99	1.97	1.97	1.99	2.05
$\Delta P$ (Pa)	39.9	39.2	43.2	45.0	44.7	43.7	40.5	41.1

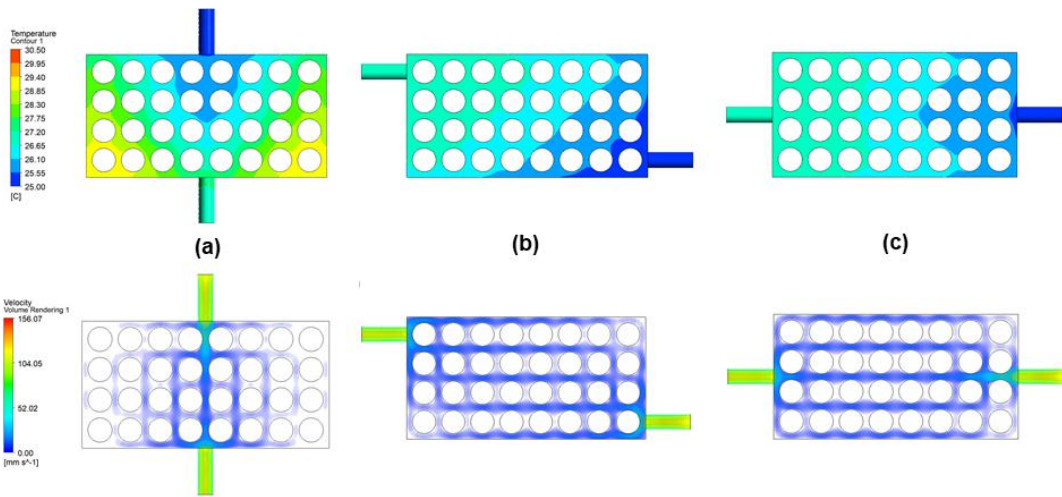


Figure 5.2 Temperature distribution of battery cooling block: (a) model 2; (b) model 6; (c) model 7

## 제 2 절 C-rate에 따른 실제 및 더미 배터리 실험 결과 고찰

본 절에서는 Fig. 2.17에서 제시한 배터리 총·방전 실험개략도를 바탕으로 21700 원통형 배터리의 1S16P 구조의 주위 및 초기온도는 25°C 조건에서 1, 1.5, 2 C-rate 방전 조건에서 배터리의 온도 결과를 도출하였다. 동일한 실험조건에서 Fig. 2.24와 같이 더미 배터리의 온도 변화를 도출하였다. 21700 실제 배터리와 더미 배터리 간의 온도 결과를 비교 분석하였다. 이에 대한 결과를 Fig. 5.3에 나타내었다. Fig. 5.3은 C-rate 변화에 따른 실제 배터리와 더미 배터리 간의 온도 결과를 비교하여 제시하고 있다. 모든 C-rate 조건에서 시간이 지남에 따라 배터리의 온도는 일정하게 상승하였다. 1 C-rate 조건에서 59분에 도달함에 따라 실제 배터리와 더미 배터리의 최대온도는 각각 44.4°C 와 43.4°C에 도달하였으며, 평균 오차율은 4.99%의 결과를 얻었다. 1.5 C-rate 조건에서 43분에 도달함에 따라 실제 배터리와 더미 배터리의 최대온도는 각각 51.3°C 와 49°C에 도달하였으며, 평균 오차율은 4.76%로 나타났다. 2 C-rate 조건에서 30분에 도달함에 따라 실제 배터리와 더미 배터리의 최대온도는 각각 60.5°C 와 58.2°C에 도달하였으며, 평균 오차율은 3.73%를 나타냈다. 비교 결과, 1, 1.5, 2 C-rate에서 평균 오차율은 각각 4.99%, 4.76%, 3.73%로 나타났으며, 모두 평균 오차율은 5% 미만으로 본 연구에서 실험에 적용한 더미 배터리의 온도가 신뢰성 있는 결과임을 확인하였다.

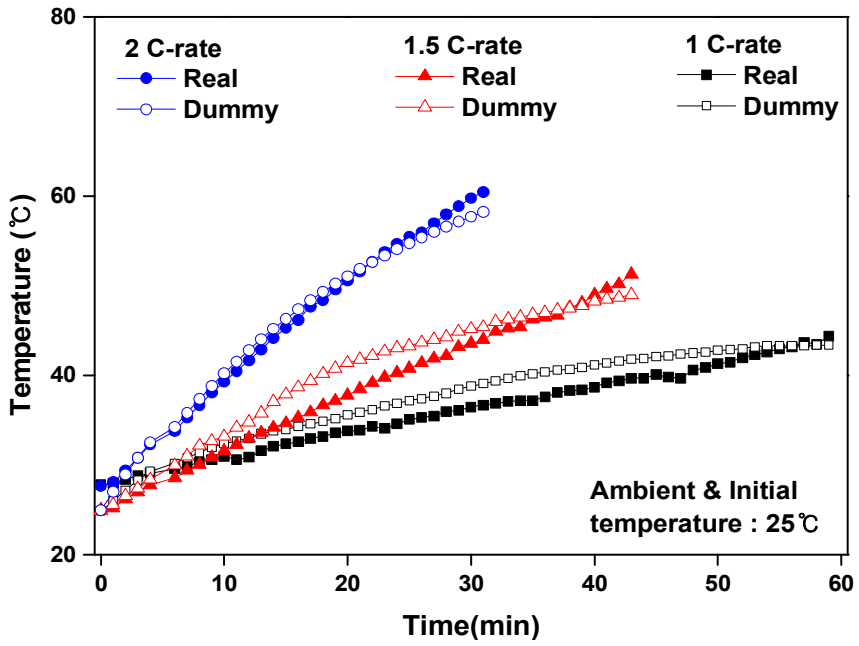


Figure 5.3 Comparison of maximum temperature according to C-rate



### 제 3 절 포화압력 및 질량유량 변화에 따른 직접접촉 냉매냉각성능 고찰

본 절에서는 제 2절의 더미 배터리의 신뢰성 있는 결과를 바탕으로 Table 2.1 3에서 제시한 Case 1과 같이 포화압력은 450, 551, 666 kPa의 조건에서 질량유량은 0.01, 0.02, 0.04 kg/s 변화에 따른 실험을 수행하였다. R134a의 작동유체의 입구 조건은 항온조를 활용해 과냉각 액체상태로 들어가 현열로 냉각한 후 포화온도에 도달하여 증발잠열에 의한 냉각이 연속적으로 수행되었다. 본 절에서는 Fig. 5.3의 2 C-rate 실험 결과를 바탕으로 직접접촉 냉각 실험을 수행하였다.

Fig. 5.4에서 포화압력 및 질량유량 변경에 따른 배터리의 최대온도 및 최소온도를 나타내었다. Case 1-1~1-3 은 포화압력이 450 kPa, 초기, 주위온도는 12.5°C, 출구온도는 배터리로부터 열을 흡수하여 12.5°C에서 실험이 수행되었다. Case 1-4~1-6 은 포화압력이 551 kPa, 초기, 주위 및 출구온도는 18.8°C에서 실험이 수행되었다. Case 1-7~1-9 은 포화압력이 666 kPa, 초기, 주위 및 출구온도는 25°C에서 실험이 수행되었다. Fig. 5.4에 제시하였듯이 포화압력이 450 kPa 조건인 Case 1-1, 1-2, 1-3 에서 배터리의 최대온도는 각각 23.4, 15.6, 13.2°C로 나타났으며, Case 1-1, 1-2, 1-3 에서 배터리의 최소온도는 각각 21.7, 14.7, 12.6°C로 나타났다. 배터리의 최대온도 및 최소온도는 동일한 압력 조건에서 질량유량이 증가함에 따라 감소하는 결과를 보였으며, Case 1-2와 1-3은 Case 1-1에 비해 각각 7.8°C와 10.2°C 더 낮은 최대온도를 보였다. 포화압력이 551 kPa 조건인 Case 1-4, 1-5, 1-6 에서 배터리의 최대온도는 각각 31.6, 22.2, 19.7°C로 나타났으며, Case 1-4, 1-5, 1-6 에서 배터리의 최소온도는 각각 29.5, 20.3, 18.9°C로 나타났다. 450 kPa 조건과 동일하게 질량유량이 증가함에 따라 배터리의 최대온도와 최소온도는 감소하는 결과를 보였으며, Case 1-5와 1-6은 Case 1-4에 비해 각각 9.4°C와 11.9 더 낮은 최대온도를 보였다. 이러한 결과는 Case 1-1~1-3과 비교하였을 때, 동일한 유량임에도 불구하고 포화압력이 증가함에 따라 질량유량이 0.02, 0.04 kg/s 조건이 0.01 kg/s 일 때보다 최대온도 감소폭이 더 증가하는 것으로 나타났다. 포화압력이 666 kPa 조건인 Case 1-7, 1-8, 1-9 에서 배터리의 최대온도는 각각 39.0, 28.7, 26.3°C로 나타났으며, Case 1-7, 1-8, 1-9 에서 배터리의 최소온도는 각각 36.1, 26.4, 25.4°C로 나타났다. Case 1.8과 1-9는 Case 1-7에 비해 각각 10.3°C와 12.7°C 더 낮은 최대온도를 보였다.

Fig. 5.5는 Case 1의 포화압력 및 질량유량 변경에 따른 배터리 간 온도 차이 (최대온도-최소온도) 및 배터리의 상승온도(최대온도-초기온도)를 나타내었다. Fig. 5.5에 제시하였듯이 포화압력이 450 kPa 조건인 Case 1-1, 1-2, 1-3 에서 배터리 간 온도 차이는 각각 1.7, 0.9, 0.6°C로 나타났으며, Case 1-1, 1-2, 1-3 에서 배터리의 상승온도는 각각 10.9, 3.1, 0.7°C로 나타났다. 포화압력이 550 kPa 조건인 Case 1-4, 1-5, 1-6 에서 배터리 간 온도 차이는 각각 2.1, 1.9, 0.8°C로 나타났으며, Case 1-4, 1-5, 1-6 에서 배터리의 상승온도는 각각 12.8, 3.4, 0.9°C로 나타났다. 또한, 포화압력이 666 kPa 조건인 Case 1-7, 1-8, 1-9 에서 배터리 간 온도 차이는 각각 3, 2, 3, 0.9°C로 나타났으며, Case 1-7, 1-8, 1-9 에서 배터리의 상승온도는 각각 14, 3.7, 1.3°C로 나타났다. 작동유체인 R134a의 질량유량이 0.01 kg/s 조건인 Case 1-1, 1-4, 1-7의 배터리 간 온도 차이와 배터리의 상승온도는 각각 1.7, 2.1, 3°C와 10.9, 12.8, 14°C로 나타났으며, 동일한 질량유량에서 시스템의 압력이 증가할수록 배터리의 온도 차이와 배터리의 상승온도가 더 증가함을 확인할 수 있다. 이러한 경향은 질량유량이 0.02, 0.04 kg/s인 조건도 동일하게 나타났는데 배터리 냉각블록에서 흡수하는 현열은 포화압력이 증가함에 따라 비열 또한 증가하여 냉각용량은 증가하였지만, 배터리 냉각에 더 높은 비율을 차지하는 잠열에 의한 냉각용량은 포화압력이 증가함에 따라 더 높은 R134a의 온도로 인하여 배터리의 열을 충분히 흡수하지 못하고 배터리에서 많은 열이 발생하였기 때문이다. 또한, 각 포화압력에서 0.01 kg/s인 조건인 Case 1-1, 1-4, 1-7은 배터리의 안전작동온도인 배터리 간 온도 차이를 모두 5°C 이하로 유지시켰지만, 배터리의 초기온도대비 상승온도는 모두 10°C 이상으로 나타났다. 이는 Fig. 4.12의 결과와 유사하게 R134a의 높은 잠열용량으로 충분한 냉각용량을 가지고 있지만, 작은 질량유량 영역으로 인해 배터리의 충분한 열을 흡수하지 못하는 부적절한 운전조건임을 확인하였다. 따라서 R134a가 배터리의 열을 충분히 흡수하기 위해서는 최소 0.02 kg/s 질량유량 조건으로 배터리 시스템을 작동시켜야 한다. 이에 대한 결과는 Fig. 5.6에서 설명하였다.

Fig. 5.6에서는 식 (2.9)~(2.11) 까지를 활용해 전체 발열량에서 배터리의 잔열, 배터리 냉각블록의 현열과 잠열 용량에 대해 Case 1-1~1-9 까지의 분석을 수행하였다. 2 C-rate에서 전체 발열량은 110 W 이며, Fig. 5.6에 제시하였듯이 450 kPa 조건인 Case 1-1, 1-2, 1-3 에서 잠열 냉각용량은 각각 26.3, 75.2, 83.9 W로 나타났으며, 현열 냉각용량은 각각 9.63, 13.8, 22 W, 배터리의 잔열은 74.1, 21.1, 4.08 W로 나타났다. 포화압력이 551 kPa 조건인 Case 1-4, 1-5, 1-6 에서 잠열 냉각용량은

각각 13.3, 72.9, 81.5 W로 나타났으며, 현열 냉각용량은 각각 9.79, 14.0, 22.4 W, 배터리의 잔열은 86.9, 23.1, 6.11 W로 나타났다. 또한, 포화압력이 666 kPa 조건인 Case 1-7, 1-8, 1-9 에서 잠열 냉각용량은 각각 4.93, 70.6, 78.4 W로 나타났으며, 현열 냉각용량은 각각 9.95, 14.2, 22.8 W, 배터리의 잔열은 95.11, 25.14, 8.83 W로 나타났다. 모든 포화압력 조건에서 질량유량이 증가함에 따라 잠열 냉각용량과 현열 냉각용량은 증가하게 되고 동시에 배터리의 잔열은 감소하였다. 이는 잔열과 현열 냉각용량은 질량유량과 정비례 관계이기 때문이다. 즉, 질량유량이 증가할수록 냉각용량도 동시에 증가하였다. 또한, 각 포화압력에서 0.01 kg/s인 조건인 Case 1-1, 1-4, 1-7에서는 잠열 냉각용량은 각각 26.3, 13.3, 4.93 W로 감소하였고, 현열 냉각용량은 9.63, 9.79, 9.95 W로 증가하였으며, 배터리의 잔열은 74.1, 86.9, 95.1 W로 증가하였다. 먼저, 잔열 냉각용량이 포화압력이 450, 551, 666 kPa로 증가함에 따라 감소하는 이유는 포화압력이 450, 551, 666 kPa에서 증발엔탈피는 각각 188,590, 183,140, 177,700 J/kg으로 동일한 질량유량에서 증발엔탈피가 감소하기 때문이다. 그리고 현열 냉각용량은 포화압력이 450, 551, 666 kPa에서 R134a 액체의 비열은 각각 1376, 1398, 1422 J/kg·K로 증가하였고 현열 냉각용량은 비열과 정비례 관계에 있기 때문에 현열 냉각용량은 증가하게 되었다. 배터리의 잔열은 포화압력이 증가함에 따라 배터리 방열에 큰 부분을 차지하는 잠열 냉각용량은 감소하고 현열 냉각용량은 거의 유사한 값을 가지기 때문에 포화압력이 증가함에 따라 배터리의 잔열 또한 증가하게 되었다.

다음으로 압력강하에 대한 분석을 수행하였으며 이에 대한 결과를 Fig. 5.7에 나타내었다. Fig. 5.7에서 배터리 냉각블록의 압력강하는 포화압력이 450 kPa 조건인 Case 1-1, 1-2, 1-3 에서 각각 28.2, 28.7, 29.9 kPa로 나타났으며, 포화압력이 551 kPa 조건인 Case 1-4, 1-5, 1-6 에서 각각 35.5, 36, 37.1 kPa, 포화압력이 666 kPa 조건인 Case 1-7, 1-8, 1-9 에서 각각 42.6, 43.4, 45.1 kPa로 나타났다. 각 포화압력 조건에서 질량유량이 증가함에 따라 압력강하는 증가하는 결과를 보였지만, 이 증가의 폭은 크게 나타나지 않았다. 이러한 경향은 Fig. 4.14의 단상 직접접촉 냉각에 의한 R134a의 유량 증가에 따른 경향과 유사하게 나타났다. 하지만 포화압력이 증가함에 따라 각 포화압력에서 0.04 kg/s인 조건인 Case 1-3, 1-6, 1-9의 압력강하는 각각 29.9, 37.1, 45.1 kPa로 압력강하가 질량유량 변경에 따른 경향에 비해 큰 증가폭을 보였는데 이는 Fig. 4.14의 결과와 상이한 결과를 보였다. 이러한 이유는 제 4장에서 수행된 R134a를 이용한 단상에서 직접접촉 냉각은 동일한 압력 조건

과 과냉각조건에서 R134a의 열물리적 특성만을 변화시켰기 때문에 초기, 주위 및 입구 조건 변화에 따라 Fig. 4.14의 결과에서는 압력강하가 감소하였지만, 제 5장에서 수행된 잠열 냉각에 의한 R134a의 직접접촉 냉각은 Case 1-1~1-9 까지 R134a는 배터리 냉각블록에 과냉각조건으로 들어가 현열 및 잠열 냉각용량에 의해 냉각이 수행되며, 이는 시스템의 압력 조건이 다르기 때문에 포화압력이 증가함에 따라 압력강하는 큰 증가폭을 보이게 되었다.

마지막으로 식 (2.12) 를 활용해 계산된 잠열 냉각용량으로부터 건도를 얻을 수 있었지만, R134a의 매우 높은 잠열 냉각용량에 비해 시스템에 전체 발열량은 매우 작은 결과 값을 보였고 이에 따른 결과로 출구의 건도는 약 1~2%밖에 얻을 수 없었다. 이에 따라 직접접촉 냉각의 장점을 더 상세하게 나타내고자 시스템의 발열량을 110 W에서 330, 660, 990 W로 임의로 증가시켰을 때의 건도와 배터리 열관리에 대한 분석을 제 5절에서 수행하고자 한다.

본 절에 대한 결론으로 포화압력 및 질량유량 변경에 따른 냉각성능 고찰로, 동일한 포화압력 하에서 질량유량의 증가는 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도차이에 큰 감소 폭을 보이고, 압력강하가 질량유량 증가에 따라 큰 변화를 보이지 않기 때문에 배터리 열관리에 매우 긍정적인 결과를 보였다. 하지만, 0.01 kg/s의 작은 질량유량에서는 배터리의 온도가 급격하게 상승하기 때문에 배터리의 열관리를 위해 최소 0.02 kg/s 이상의 질량유량 조건으로 냉각을 수행하여야 한다. 동일한 질량유량 조건에서 포화압력이 증가함에 따라 배터리의 상승온도가 더 증가하는 결과를 보였으며, 이러한 결과는 포화압력이 증가함에 따라 배터리의 증발엔탈피가 감소하고 배터리 냉각에 가장 큰 비율을 차지하는 잠열 냉각용량이 감소하였기 때문이다. 따라서 2 C-rate 조건에서 포화압력 및 질량유량 변경에 따라 배터리의 온도분포 균일성과 온도 감소에 매우 큰 변화가 있었으며 R134a를 이용한 직접접촉 냉매냉각이 배터리 열관리에 매우 효율적인 방법임을 확인하였다.

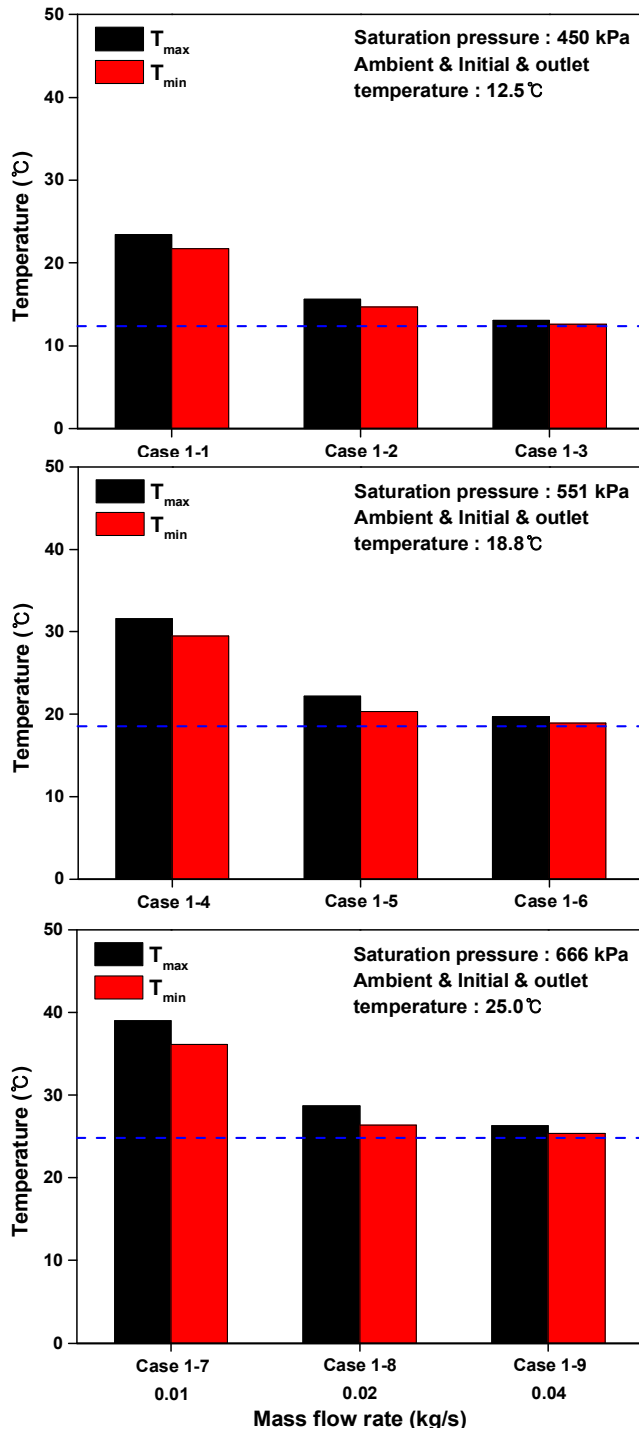


Figure 5.4 Comparison of maximum and minimum temperature according to saturation pressure and mass flow rate

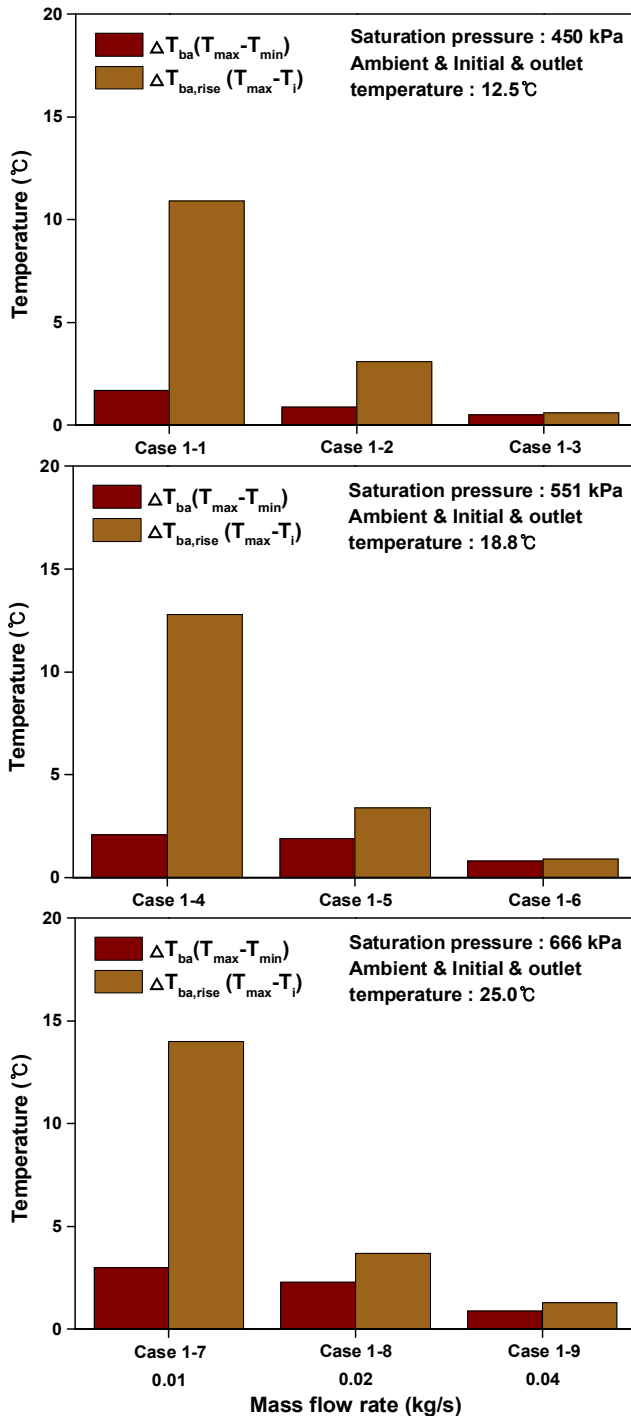


Figure 5.5 Comparison of temperature difference and temperature rise according to saturation pressure and mass flow rate

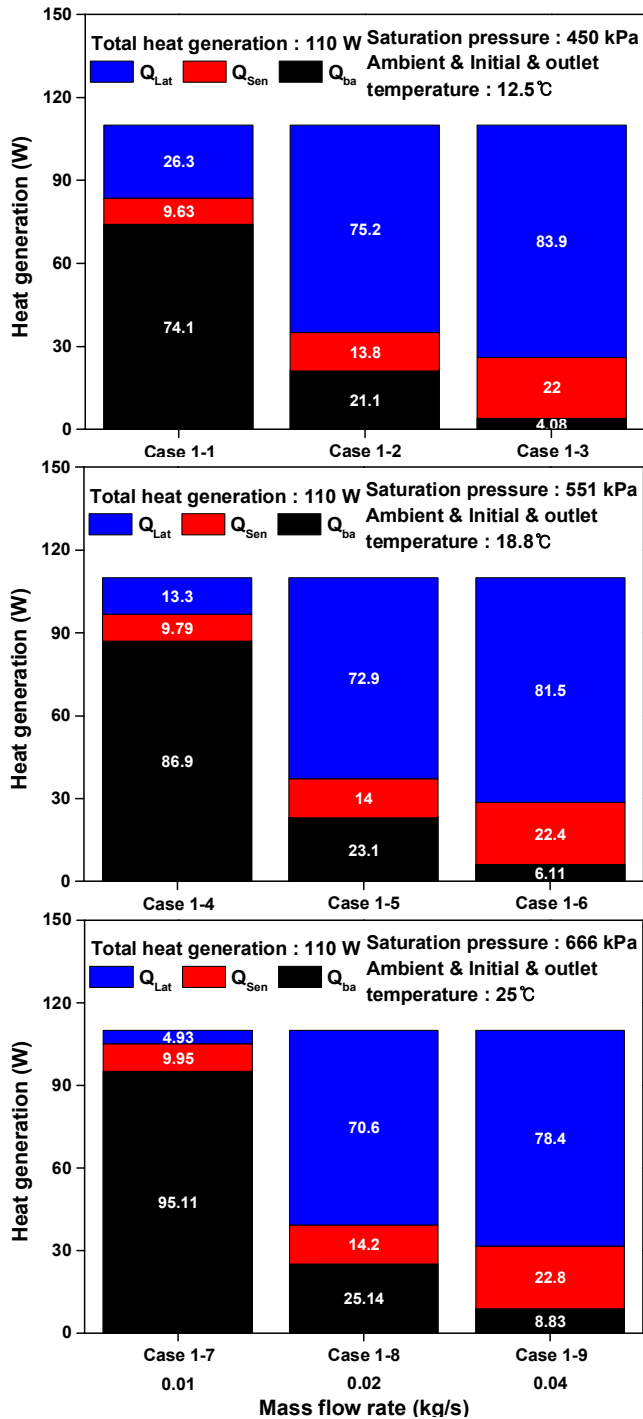


Figure 5.6 Comparison of latent and sensible cooling capacity, heat generation of batteries according to saturation pressure and mass flow rate

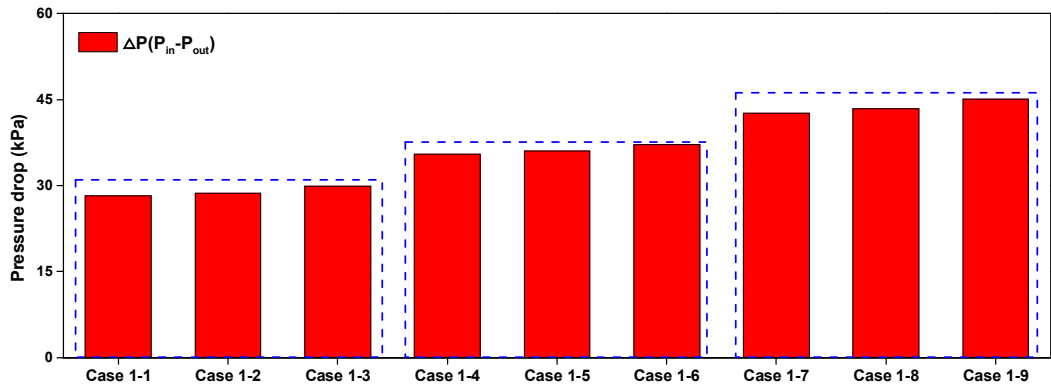


Figure 5.7 Comparison of pressure drop according to saturation pressure and mass flow rate



## 제 4 절 포화압력 및 C-rate 변화에 따른 직접접촉 냉매냉각 성능 고찰

본 절에서는 Table 2.14에서 제시한 Case 2와 같은 조건인 포화압력은 450, 551, 666 kPa, 질량유량은 0.04 kg/s 의 조건에서 C-rate는 1, 1.5, 2 C-rate에 따른 냉각 실험을 수행하였다. R134a의 작동유체의 입구 조건은 항온조를 활용해 과냉각 액체상태로 들어가 현열로 냉각한 후 포화 온도에 도달하여 증발잠열에 의한 냉각이 수행되었다. 질량유량을 0.04 kg/s로 고정한 이유는 제 3절의 결과에서 질량유량이 증가함에 따라 압력강하의 증가 폭은 크지 않았지만, 배터리의 최대온도 및 상승온도 제어에 가장 효과적이었기 때문에 얻어진 결과를 바탕으로 질량유량 조건을 선정하여 실험을 수행하였다. C-rate 별 전체 발열량은 1, 1.5, 2 C-rate에서 각각 60, 80, 110 W로 나타났으며, 이에 대한 결과로 배터리의 최대온도 및 최소온도, 배터리 간 온도 차이 및 배터리의 상승온도, 배터리의 잔열 및 배터리 냉각블록의 현열 및 잠열 용량에 대한 분석을 수행하였다.

Fig. 5.8은 포화압력 및 C-rate 변경에 따른 배터리의 최대온도 및 최소온도를 나타내었다. Case 2-1~2-3 은 포화압력이 450 kPa, 초기, 주위온도는 12.5°C, 출구온도는 배터리로부터 열을 흡수하여 12.5°C에서, Case 2-4~2-6 은 포화압력이 551 kPa, 초기, 주위 및 출구온도는 18.8°C에서, Case 2-7~2-9 은 포화압력이 666 kPa, 초기, 주위 및 출구온도는 25°C에서 실험이 수행되었다. 포화압력이 450 kPa 조건인 Case 2-1, 2-2, 2-3 에서 배터리의 최대온도는 각각 12.8, 13, 13.2°C로 나타났으며, Case 2-1, 2-2, 2-3 에서 배터리의 최소온도는 모두 12.6°C로 나타났다. 배터리의 최대온도는 C-rate가 증가함에 따라 증가하는 결과를 보였다. 포화압력이 551 kPa 조건인 Case 2-4, 2-5, 2-6 에서 배터리의 최대온도는 각각 19.3, 19.5, 19.7°C로 나타났으며, Case 2-4, 2-5, 2-6 에서 배터리의 최소온도는 각각 19, 18.9, 18.9°C로 나타났다. 또한, 포화압력이 666 kPa 조건인 Case 1-7, 1-8, 1-9 에서 배터리의 최대온도는 각각 25.6, 25.8, 26.3°C로 나타났으며, Case 1-7, 1-8, 1-9 에서 배터리의 최소온도는 각각 25.2, 25.2, 25.4°C로 나타났다. 모든 조건에서 C-rate가 증가함에 따라 배터리의 최대온도는 증가하는 것을 보였으며, 최소온도는 초기온도와 거의 동일하게 유지되었다.

Fig. 5.9에는 Case 2의 포화압력 및 C-rate 변경에 따른 배터리 간 온도 차이

및 배터리의 상승온도를 나타내었다. Fig. 5.9에 제시하였듯이 포화압력이 450 kPa 조건인 Case 2-1, 2-2, 2-3 에서 배터리 간 온도 차이는 각각 0.2, 0.4, 0.6°C로 나타났으며, Case 1-1, 1-2, 1-3 에서 배터리의 상승온도는 각각 0.3, 0.5, 0.7°C로 나타났다. 포화압력이 550 kPa 조건인 Case 2-4, 2-5, 2-6 에서 배터리 간 온도 차이는 각각 0.3, 0.6, 0.8°C로 나타났으며, Case 2-4, 2-5, 2-6 에서 배터리의 상승온도는 각각 0.5, 0.7, 0.9°C로 나타났다. 또한, 포화압력이 666 kPa 조건인 Case 2-7, 2-8, 2-9 에서 배터리 간 온도 차이는 각각 0.4, 0.6, 0.9°C로 나타났으며, Case 2-7, 2-8, 2-9 에서 배터리의 상승온도는 각각 0.6, 0.8, 1.3°C로 나타났다. Case 2의 모든 조건에서 질량유량을 0.04 kg/s로 고정하였을 때, 배터리 간 온도 차이는 약 1°C 이하로 유지해 직접접촉 냉각의 우수한 냉각성능을 지니고 있음을 확인하였으며, 배터리의 온도 상승 폭은 약 1.5°C 이하로 유지하여 배터리 열관리 측면에서도 매우 우수함을 확인하였다. 그 중 가장 많은 발열량을 가진 2 C-rate 조건에서 Case 2-3, 2-6, 2-9의 포화압력은 각각 450, 551, 666 kPa 조건에서 배터리 간 온도 차이와 배터리의 상승온도는 각각 0.6, 0.8, 0.9°C와 0.7, 0.9, 1.3°C로 나타났으며, 포화압력이 증가할수록 배터리 간 온도 차이와 배터리의 상승온도는 증가하는 결과를 보였다. 이는 제 3절에서 분석한 바와 같이 배터리 냉각에 가장 큰 비율을 차지하는 잠열의 증발엔탈피가 포화압력이 증가함에 따라 감소하기 때문이다.

Fig. 5.10는 식 (2.9)~(2.11) 까지를 활용해 전체 발열량에서 배터리의 잔열, 배터리 냉각블록의 현열과 잠열 용량을 Case 2-1~2-9에 대하여 분석한 결과를 제시하고 있다. C-rate 별 전체 발열량은 1, 1.5, 2 C-rate에서 각각 60, 80, 110 W로 나타났으며, Fig. 5.10의 결과로 포화압력이 450 kPa 조건인 Case 2-1, 2-2, 2-3 에서 잠열 냉각용량은 각각 35.9, 54.6, 83.9 W로 나타났으며, 현열 냉각용량은 모두 22.0 W, 배터리의 잔열은 2.04, 3.40, 4.08 W로 나타났다. 포화압력이 551 kPa 조건인 Case 2-4, 2-5, 2-6 에서 잠열 냉각용량은 각각 34.2, 52.9, 81.5 W로 나타났으며, 현열 냉각용량은 모두 22.4 W, 배터리의 잔열은 86.9, 23.1, 6.11 W로 나타났다. 또한, 포화압력이 666 kPa 조건인 Case 2-7, 2-8, 2-9 에서 잠열 냉각용량은 각각 33.2, 51.8, 78.4 W로 나타났으며, 현열 냉각용량은 모두 22.8 W, 배터리의 잔열은 4.08, 5.44, 8.83 W로 나타났다. 각 포화압력 조건에서 C-rate가 증가함에 따라 잠열 냉각용량과 배터리의 잔열은 증가하는 결과를 보였다. 이는 C-rate가 증가함에 따라 배터리의 전체 에너지 발생량이 증가하기 때문이다. 또한, 전체 발열량이 가장 높은 2 C-rate 조건인 Case 2-3, 2-6, 2-9 조건에서 잠열이 차지하는 비율(1-(전체발

열량-잠열냉각용량)/(전체발열량))은 각각 76.2%, 74.1%, 71.3%, 현열이 차지하는 비율은 각각 20.0%, 20.3%, 20.6%, 배터리의 잔열이 차지하는 비율은 각각 3.71%, 5.56%, 8.03%로 나타났다. 이는 포화압력이 증가할수록 잠열의 냉각용량비율이 감소하여 현열과 배터리의 잔열이 차지하는 비율은 증가하는 결과로 나타났으며, 1 C-rate 및 1.5 C-rate 조건에서 동일한 경향을 보였다. 압력강하는 C-rate가 증가함에 Fig. 5.7의 결과와 유사하게 포화압력이 증가함에 따라서는 큰 증가폭을 보였지만, 동일한 포화압력 하에서 C-rate가 변화함에 따라 압력강하 차는 약 1 kPa 이내로 유지되었으며, 큰 차이를 보이지 않아 추가 분석을 수행하지 않았다. 3절에서 분석한 바와 같이 건도의 경우, C-rate가 변화함에 따라 출구의 건도는 약 1~2%의 변화만 있었다. 이는 R134a가 충분한 냉각용량을 지니고 있지만, 배터리에서 가해지는 발열량이 매우 적기 때문에 건도의 변화 폭이 크지 않았다. 이에 제 5절에서 발열량 증가에 따른 냉각성능 고찰을 수행하였다. 결과적으로 질량유량이 0.04 kg/s인 포화압력 및 C-rate 변화에 따른 직접접촉 냉매냉각 실험 결과, 배터리의 최대 온도와 배터리 간 온도 차이를 모든 결과에서 배터리의 안전작동관리온도인 최대 온도는 40°C 이하 및 배터리 간 온도는 5°C 이하로 유지시키기 때문에 매우 효율적인 냉각 방법임을 확인하였다.

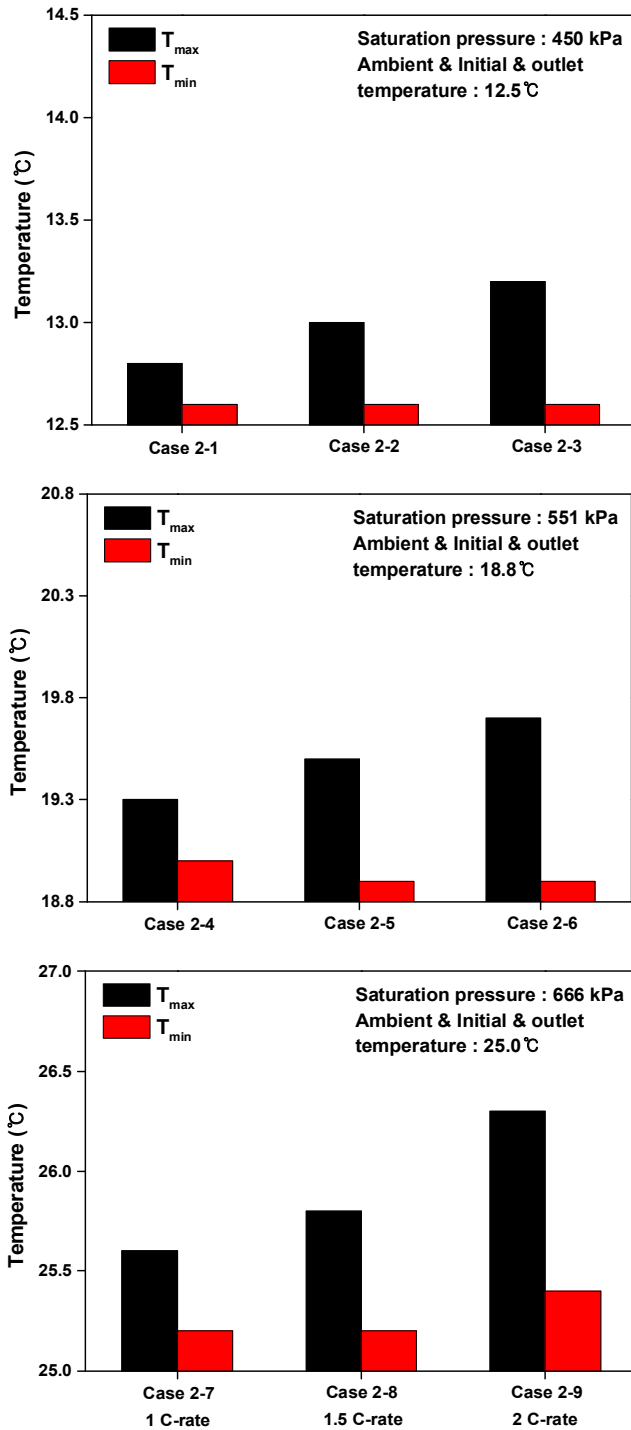


Figure 5.8 Comparison of maximum and minimum temperature according to saturation pressure and C-rate

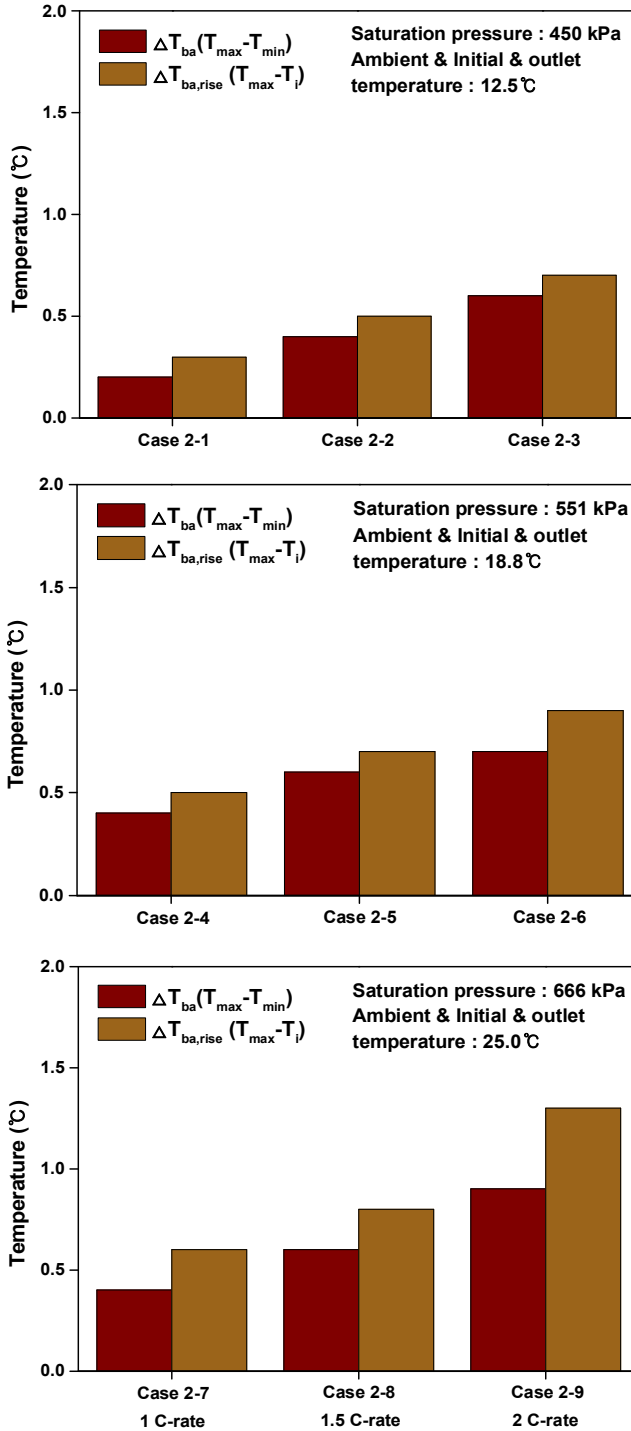


Figure 5.9 Comparison of temperature difference and temperature rise according to saturation pressure and C-rate

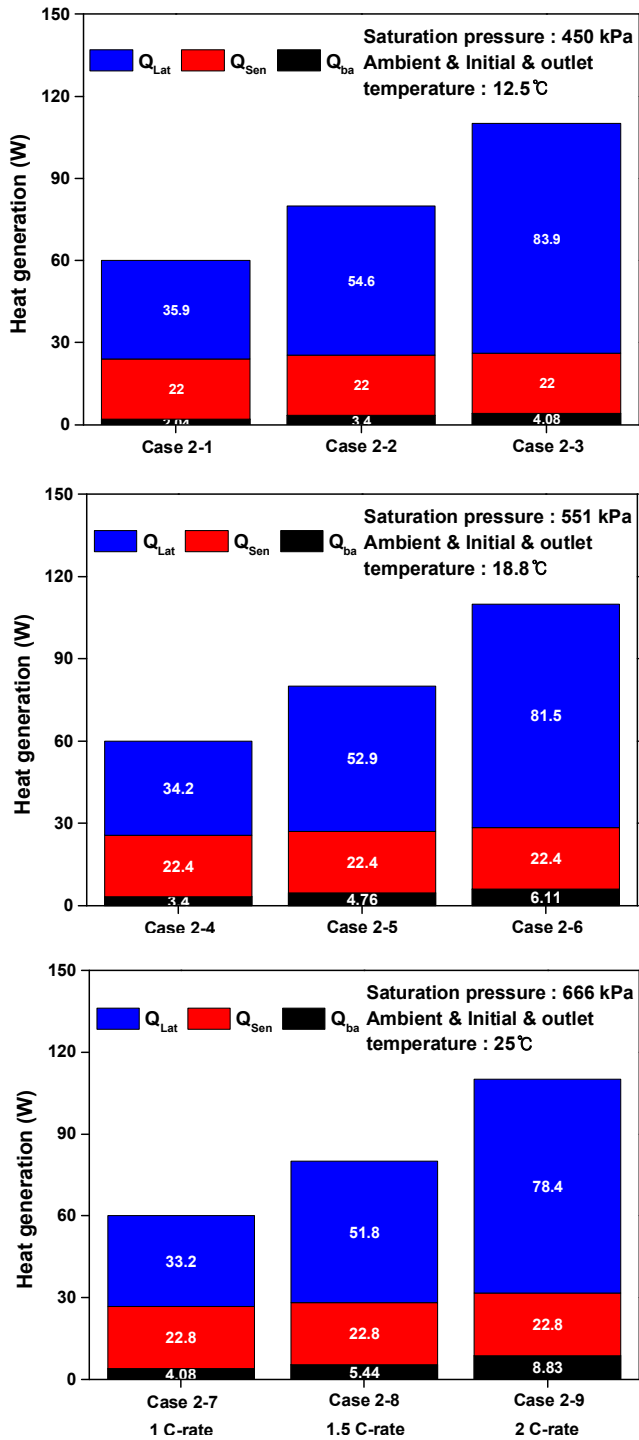


Figure 5.10 Comparison of latent and sensible cooling capacity, heat generation of batteries according to saturation pressure and C-rate

## 제 5 절 배터리 발열량 변화에 따른 직접접촉 냉각성능 고찰

본 절에서는 제 3절과 제 4절에서 수행된 포화압력 및 질량유량 변경, 포화압력 및 C-rate 변경에 따른 직접접촉 냉각성능 분석을 수행하였다. 분석결과, R134a의 잠재적인 잠열 냉각용량 대비 매우 낮은 열 발생량으로 인해 출구의 건도가 약 1~2%의 작은 변화밖에 얻을 수 없었다. 이에 대한 분석을 수행하고자 실험조건은 비냉각조건 및 냉각조건 모두 초기와 주위온도는 표준조건인 25°C로 유지하였으며, 직접접촉을 위한 실험조건으로 포화압력은 666 kPa 조건에서 입구온도는 24.6°C인 과냉각, 질량유량은 0.04 kg/s에서 발열량은 330, 660, 990 W로 변경시켜 실험을 수행하였다. 실험 결과 비교를 위해 비냉각조건(자연대류)에서 더미 배터리의 시간에 따른 온도 변화와 직접접촉을 적용한 냉각에 대한 분석을 수행하였다. 분석 결과를 기반으로 식 (2.9)~(2.12)를 통해 배터리의 잔열, 배터리 냉각블록의 현열 및 잠열 냉각용량, 그리고 건도를 분석하였다.

주위 및 초기온도는 25°C인 비냉각조건과 냉각조건에서 배터리의 발열량에 따른 온도 변화 그래프를 Fig. 5.11에 나타내었다. 비냉각조건의 모든 발열량은 시간이 지남에 따라 배터리의 온도가 급격하게 상승하였다. 발열량이 330 W 인 조건은 시간이 12분에 도달하였을 때, 비냉각조건과 냉각조건에서 배터리의 최대온도가 각각 99.6°C 와 28.1°C 에 도달하였다. 발열량이 660 W 인 조건은 시간이 9분에 도달하였을 때, 비냉각조건과 냉각조건에서 배터리의 최대온도가 각각 139°C, 30.0°C 에 도달하였다. 발열량이 990 W인 조건은 시간이 6분에 도달하였을 때, 비냉각조건과 냉각조건에서 배터리의 최대온도가 각각 149°C 와 33.7°C 에 도달하였다. 냉각이 적용됨에 따라 배터리의 최대온도는 비냉각조건 대비 330, 660, 990 W 조건에서 각각 71.5°C, 109°C, 115°C 감소하였다. 배터리의 발열량이 증가할수록 동일한 시간에서 배터리의 온도는 급격하게 상승하였다. 발열량이 증가할수록 배터리의 총·방전이 끝나는 지점에서 냉각이 적용 되었을 때, 배터리의 최대온도는 매우 급격하게 감소하였으며, 모든 발열량 조건에서 배터리의 안전작동온도인 최대온도는 40°C이하로 유지됨을 확인하였다. 또한, 배터리의 총·방전이 끝나는 지점에서 냉각이 적용된 발열량 330, 660, 990 W 조건에서 배터리 간 온도 차이는 각각 1.4°C, 2.2°C, 3.6°C로 나타났으며, 990 W 조건에서도 배터리의 안전작동관리온도인

배터리 간 온도 차이를 5°C이하로 유지시킬 수 있음을 확인하여 직접접촉 냉매냉각이 매우 효과적인 냉각 방식임을 확인하였다.

Fig. 5.12에서는 배터리의 발열량 조건에 따른 동일한 질량유량 0.04 kg/s에서 배터리의 잔열, 배터리 냉각블록의 현열 및 잠열 냉각용량을 나타내었다. 배터리의 총·방전이 끝나는 지점에서 냉각이 적용된 발열량 330, 660, 990 W 조건에서 배터리의 잔열은 각각 52.7, 113, 294 W로 나타났으며, 이는 Fig. 5.11의 냉각조건 실험 결과를 기반으로 배터리가 높은 발열량을 가질수록 동일한 시간에서 더 높은 온도 상승률을 보이기 때문에 배터리의 잔열은 증가하였다. 배터리의 총·방전이 끝나는 지점에서 냉각이 적용된 발열량 330, 660, 990 W 조건에서 현열 냉각용량은 모두 동일한 포화압력 조건에서 입구 조건을 24.6°C로 설정하였기 때문에 22.8 W로 나타났다. 배터리의 총·방전이 끝나는 지점에서 냉각이 적용된 발열량 330, 660, 990 W 조건에서 잠열 냉각용량은 각각 255, 524, 673 W로 나타났으며, 배터리의 발열량 조건이 증가할수록 잠열 냉각용량도 증가하였다. 이는 R134a가 높은 발열량 조건에서도 배터리의 열을 충분히 흡수할 냉각용량을 지니고 있음을 확인하였다. 이에 대한 잠열 냉각용량과 식 (2.12)를 기반으로 출구의 건도를 계산하였을 때, 발열량 330, 660, 990 W 조건에서 출구의 건도는 각각 3.91%, 7.71%, 9.82%로 나타났으며, 발열량 조건이 증가할수록 출구의 건도는 증가하였고 R134a가 높은 발열량 조건에서도 배터리의 열을 충분히 흡수할 냉각용량을 지니고 있음을 보였다. 따라서 본 연구에서 적용한 R134a를 활용한 직접접촉 냉각 방식은 배터리의 매우 높은 발열량 조건에서도 배터리의 안전작동관리온도인 최대온도는 40°C 이하 및 배터리 간 온도 차이는 5°C이하로 유지시킬 수 있는 냉각성능을 지니고 있으며, 본 연구에서 적용한 32개의 배터리가 아닌 더 높은 많은 수의 배터리를 충분히 냉각할 수 있는 잠재력을 지니고 있음을 확인하였다.



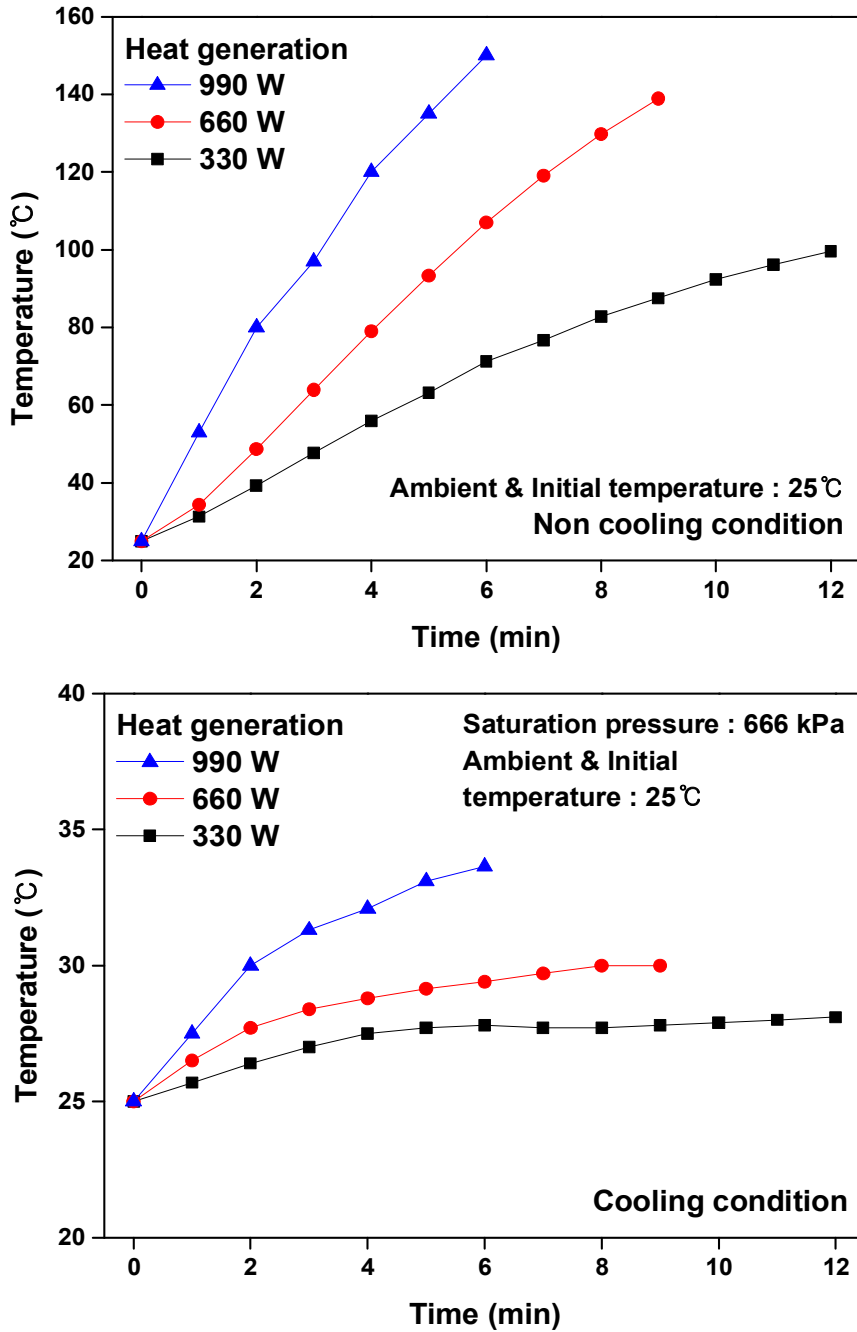


Figure 5.11 Temperature variation of the battery module on the non cooling and cooling condition

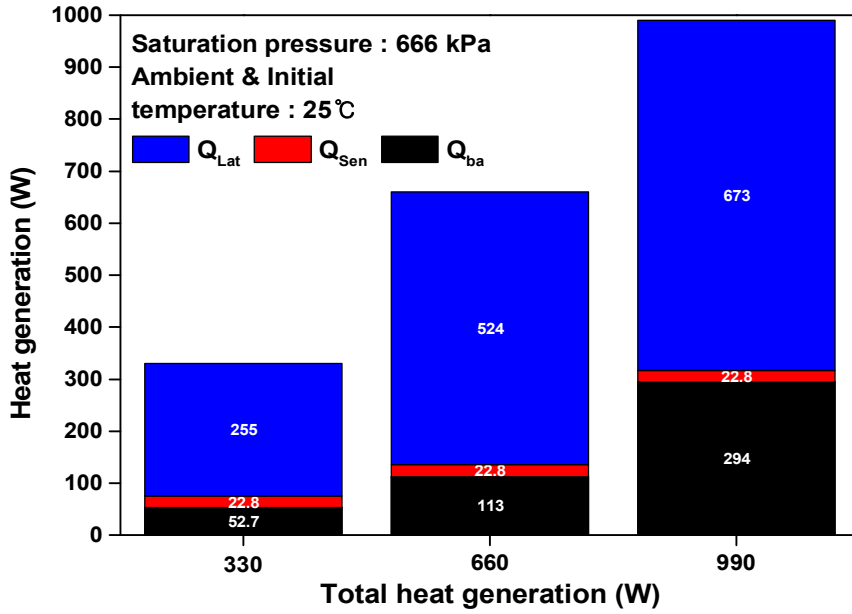


Figure 5.12 Comparison of latent and sensible cooling capacity, heat generation of batteries according to total heat generation

## 제 6 장 결론

본 연구에서는 21700 실제 배터리의 실험결과를 바탕으로 21700 더미 배터리의 실험장치와 해석 모델을 개발하였고, 이를 활용한 배터리를 기반으로 간접접촉 수냉식 냉각 실험, 직접접촉 냉매냉각 해석 및 직접접촉 냉각 실험을 통해 배터리의 열관리를 위한 효과적인 냉각 방식을 제안하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

21700 더미 배터리를 적용한 24S16P 구조에서 배터리 모듈의 간접접촉 수냉식 냉각을 적용한 실험을 통해 얻어진 결론은 다음과 같다. 자연대류 조건에서 21700 원통형 더미 배터리의 이론적인 발열량에 의한 더미 배터리와의 비교 분석을 통해 3 C-rate에서 평균 오차율은 4.99%로 더미 배터리의 신뢰성을 확보하였다. 이를 기반으로 24S16P 구조에 21700 더미 배터리 모듈의 개선을 진행하였으며, 하단부 수냉식 냉각판의 간접접촉 수냉식 냉각이 적용되었음에도 불구하고 배터리의 평균온도는 배터리가 밀집되어있는 내부에서 71.7°C, 배터리와 냉각판이 접촉해있는 면의 평균온도는 36.8°C, 냉각판의 영향이 적은 외부측의 평균온도는 59.8°C에 도달하였다. 이러한 결과는 배터리의 안전작동관리온도인 40°C를 상회하는 결과를 보였으며, 배터리 온도분포의 불균일성으로 간접접촉 수냉식 냉각은 배터리 열관리에 적합하지 않음을 확인하였다.

21700 원통형 배터리 모듈에 직접접촉 냉각을 적용한 해석을 통해 얻은 결과는 다음과 같다. 21700 배터리 해석 모델의 신뢰성 검증을 위해 21700 실제 배터리 결과를 분석하여 평균 오차율은 2.09%로 해석 모델의 신뢰성을 확보하였다. 먼저, 직접접촉 냉각에 사용할 작동유체 선정을 위해 기존의 참고 문헌을 기반으로 Silicone-oil, TO, HFE-6120, R134a의 냉각성능 고찰을 통해 R134a가 소요 동력 및 가격 측면에서 장점을 가지고 있어 R134a를 직접접촉 냉각 유체로 선정하였다. 직접접촉 냉매냉각을 위한 배터리 냉각블록의 포트 수 및 헤더 수 변화 분석을 통해 배터리의 열관리와 압력강하에 가장 적합한 포트 수는 3개이며 헤더 폭이 5 mm 인 모델을 최적의 모델로 선정하였다. 도출된 최적의 모델을 기반으로 표준 조건 및 여름철 조건에서 유량 조건 변화에 따른 해석 결과, 표준 조건인 외기 25°C에서 1 l/min을 제외한 3과 5 l/min 에서 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이

는 각각 30.5°C, 4.91°C와 28.7°C, 3.28°C로 나타나 배터리 안전을 위한 적절한 냉매의 유량 조건임을 확인하였으나 배터리 압력강하가 3 l/min 에서 5 l/min으로 증가할 때 2.47 배 증가하기 때문에 3 l/min가 유지비 측면에서 더 효과적임을 확인하였다. 그리고 여름철 조건인 외기 35°C에서는 5 l/min을 제외한 1과 3 l/min에서 배터리 최대온도가 각각 48.0°C와 40.5°C로 배터리 열관리에 적합하지 않는 것으로 나타났으며 배터리 최대온도가 38.8°C로 나타난 R134a의 유량이 5 l/min 이상일 때 배터리 열관리에 적합한 유량 조건으로 나타났다. 결과적으로 직접접촉 냉각을 적용한 배터리 해석 결과 여름철 조건에서도 배터리의 최대온도를 안전작동관리온도 이하로 유지하고 배터리 간 온도분포의 균일성을 위한 충분한 냉각성능을 지닌 시스템으로 확인되었다.

21700 원통형 더미 배터리 모듈에 직접접촉 냉매냉각을 적용한 실험을 통해 얻은 결과는 다음과 같다. 실험장치 구축을 위해 직접접촉 냉각 해석 모델에서 수행된 R134a의 단상 냉각조건에서 포트의 위치에 따른 8개의 모델을 설계하였고 이에 대한 냉각성능 고찰을 통해서 배터리의 열관리와 압력강하에 이점을 보이는 Fig. 5.2의 모델 7을 기반으로 본 연구의 직접접촉 냉매냉각 실험장치로 제작하였다. 21700 실제 원통형 배터리에서 1, 1.5, 2 C-rate 실험 결과를 기반으로 더미 배터리의 신뢰성을 검증하였으며, 각각의 평균 오차율은 4.99%, 4.76%, 3.73%로 본 연구에서 실험에 적용한 더미 배터리의 신뢰성을 확보하였다. 총 32개의 셀을 적용한 직접접촉 냉매냉각 실험은 포화압력 및 질량유량 변화에 따른 실험을 통해서, 동일한 포화압력 하에서 질량유량이 증가할수록 배터리의 최대온도 및 배터리 간 온도 차이는 감소하여 배터리 열관리에 긍정적인 영향을 미쳤다. 동일한 질량유량에서 시스템의 포화압력이 증가할수록 배터리 간 온도 차이와 배터리의 상승온도는 더 증가하였는데, 이는 배터리 냉각블록에서 흡수하는 현열은 포화압력이 증가함에 따라 R134a 액체의 비열 또한 증가하여 냉각용량은 증가하였지만, 배터리 냉각에 더 높은 비율을 차지하는 잠열에 의한 냉각용량은 포화압력이 증가함에 따라 증발엔탈피가 감소하고 이에 따라 배터리의 열을 충분히 흡수하지 못했기 때문이다. 압력강하는 동일한 포화압력 하에서 질량유량이 증가함에 따라 증가하는 결과를 보였지만, 이 증가의 폭은 미미하였고 포화압력이 증가함에 따라 압력강하는 큰 증가폭을 보임을 확인하였다. 또한, 포화압력과 C-rate의 분석을 통해서 낮은 C-rate에서 배터리 간 온도 차이 및 배터리의 최대온도를 배터리의 안전작동관리온도 이하로 유지시켜 직접접촉 냉매냉각이 우수한 냉각성능을 지니고 있음을 확인

하였다. 그리고 배터리의 발열량 조건 변화에 따른 냉각성능 분석을 통해서 R134a를 활용한 직접접촉 냉각 방식은 배터리의 높은 발열량 조건에서도 배터리의 열관리와 배터리의 온도분포 균일성을 위한 충분한 냉각성능을 지니고 있으며, 더 많은 수의 배터리에서도 배터리를 충분히 냉각할 수 있는 잠재력을 지닌 시스템으로 확인되었다.

## Reference

- [1] Y. Li, Z. Zhou, W.T. Wu, Three-dimensional thermal modeling of Li-ion battery cell and 50 V Li-ion battery pack cooled by mini-channel cold plate, *Appl. Therm. Eng.* 147 (2019) 829–840. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.009>.
- [2] HMG 저널 운영팀, 전기차 시대 어디까지 왔나, HMG 저널, (2021), <https://www.hyundai.co.kr/story/CONT0000000000009307>
- [3] 김도담, 전기차 정보업체 EV 볼륨즈 분석, THE GURU, (2021), <https://www.theguru.co.kr/news/article.html?no=18225>
- [4] 신유리, 전기자용 이차전지의 시장 트렌드 및 기술 개발 동향, KDB산업은행 미래전략연구소 산은조사월보, (2021) 790
- [5] 김주선, 융합연구리뷰, 융합연구정책센터, (2018) 4
- [6] C. Akkaldevi, S.D. Chitta, J. Jaidi, S. Panchal, M. Fowler, R. Fraser, Coupled Electrochemical-Thermal Simulations and Validation of Minichannel Cold-Plate Water-Cooled Prismatic 20 Ah LiFePO<sub>4</sub> Battery, *Electrochem.* 2 (2021) 643–663. <https://doi.org/10.3390/electrochem2040040>.
- [7] Y. Ye, L.H. Saw, Y. Shi, A.A.O. Tay, Numerical analyses on optimizing a heat pipe thermal management system for lithium-ion batteries during fast charging, *Appl. Therm. Eng.* 86 (2015) 281–291. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.04.066>.
- [8] J. Xie, Y. Wang, S. He, G. Zhang, X. Liu, X. Yang, A simple cooling structure with precisely-tailored liquid cooling plate for thermal management of large battery module, *Appl. Therm. Eng.* 212 (2022) 118575. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118575>.
- [9] Z. Wang, C. Du, R. Qi, Y. Wang, Experimental study on thermal management of lithium-ion battery with graphite powder based composite phase change materials covering the whole climatic range, *Appl. Therm. Eng.* 216 (2022) 119072. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119072>.
- [10] H. Zhou, F. Zhou, L. Xu, J. Kong, QingxinYang, Thermal performance of cylindrical Lithium-ion battery thermal management system based on air distribution

- pipe, *Int. J. Heat Mass Transf.* 131 (2019) 984–998. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.116>.
- [11] S. Wang, P. Takyi-Aninakwa, S. Jin, C. Yu, C. Fernandez, D.I. Stroe, An improved feedforward-long short-term memory modeling method for the whole-life-cycle state of charge prediction of lithium-ion batteries considering current-voltage-temperature variation, *Energy*. 254 (2022) 124224. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124224>.
- [12] P. Huang, C. Yao, B. Mao, Q. Wang, J. Sun, Z. Bai, The critical characteristics and transition process of lithium-ion battery thermal runaway, *Energy*. 213 (2020) 119082. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119082>.
- [13] R. Ma, Y. Ren, Z. Wu, S. Xie, K. Chen, W. Wu, Optimization of an air-cooled battery module with novel cooling channels based on silica cooling plates, *Appl. Therm. Eng.* 213 (2022) 118650. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118650>.
- [14] S.K. Pramanik, F.B. Suja, S. Zain, B.K. Pramanik, Journal Paper, *Bioresour. Technol. Reports*. (2019) 100310. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102382>.
- [15] C. Wang, H. Xi, M. Wang, Investigation on forced air-cooling strategy of battery thermal management system considering the inconsistency of battery cells, *Appl. Therm. Eng.* 214 (2022) 118841. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118841>.
- [16] Y. Fan, Y. Bao, C. Ling, Y. Chu, X. Tan, S. Yang, Experimental study on the thermal management performance of air cooling for high energy density cylindrical lithium-ion batteries, *Appl. Therm. Eng.* 155 (2019) 96–109. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.157>.
- [17] X. Yu, Z. Lu, L. Zhang, L. Wei, X. Cui, L. Jin, Experimental study on transient thermal characteristics of stagger-arranged lithium-ion battery pack with air cooling strategy, *Int. J. Heat Mass Transf.* 143 (2019) 118576. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118576>.
- [18] H. Zhou, F. Zhou, L. Xu, J. Kong, QingxinYang, Thermal performance of cylindrical Lithium-ion battery thermal management system based on air distribution pipe, *Int. J. Heat Mass Transf.* 131 (2019) 984–998. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.116>.

- [19] M. Akbarzadeh, T. Kalogiannis, J. Jagemont, L. Jin, H. Behi, D. Karimi, H. Beheshti, J. Van Mierlo, M. Bercibar, A comparative study between air cooling and liquid cooling thermal management systems for a high-energy lithium-ion battery module, *Appl. Therm. Eng.* 198 (2021) 117503. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117503>.
- [20] S. Chen, G. Zhang, J. Zhu, X. Feng, X. Wei, M. Ouyang, H. Dai, Multi-objective optimization design and experimental investigation for a parallel liquid cooling-based Lithium-ion battery module under fast charging, *Appl. Therm. Eng.* 211 (2022) 118503. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118503>.
- [21] C. Lyu, Y. Song, D. Yang, W. Wang, S. Zhu, Y. Ge, L. Wang, Surrogate model of liquid cooling system for lithium-ion battery using extreme gradient boosting, *Appl. Therm. Eng.* 213 (2022) 118675. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118675>.
- [22] Y. Lu, J. Wang, F. Liu, Y. Liu, F. Wang, N. Yang, D. Lu, Y. Jia, Performance optimisation of Tesla valve-type channel for cooling lithium-ion batteries, *Appl. Therm. Eng.* 212 (2022) 118583. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118583>.
- [23] S. Wu, L. Lao, L. Wu, L. Liu, C. Lin, Q. Zhang, Effect analysis on integration efficiency and safety performance of a battery thermal management system based on direct contact liquid cooling, *Appl. Therm. Eng.* 201 (2022) 117788. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117788>.
- [24] J. Zhang, D. Shao, L. Jiang, G. Zhang, H. Wu, R. Day, W. Jiang, Advanced thermal management system driven by phase change materials for power lithium-ion batteries: A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 159 (2022) 112207. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112207>.
- [25] Q. Xin, J. Xiao, T. Yang, H. Zhang, X. Long, Thermal management of lithium-ion batteries under high ambient temperature and rapid discharging using composite PCM and liquid cooling, *Appl. Therm. Eng.* 210 (2022) 118230. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118230>.
- [26] X. Chen, F. Zhou, W. Yang, Y. Gui, Y. Zhang, A hybrid thermal management system with liquid cooling and composite phase change materials containing various expanded graphite contents for cylindrical lithium-ion batteries, *Appl. Therm. Eng.* 200 (2022) 117702. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117702>.



- [27] J. Cao, Y. Wu, Z. Ling, X. Fang, Z. Zhang, Upgrade strategy of commercial liquid-cooled battery thermal management system using electric insulating flexible composite phase change materials, *Appl. Therm. Eng.* 199 (2021). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117562>.
- [28] J. Weng, D. Ouyang, X. Yang, M. Chen, G. Zhang, J. Wang, Experimental study on thermal behavior of PCM-module coupled with various cooling strategies under different temperatures and protocols, *Appl. Therm. Eng.* 197 (2021) 117376. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117376>.
- [29] H. Jouhara, B. Delpech, R. Bennett, A. Chauhan, N. Khordehgah, N. Serey, S. P. Lester, Heat pipe based battery thermal management: Evaluating the potential of two novel battery pack integrations, *Int. J. Thermofluids*. 12 (2021) 100115. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100115>.
- [30] Y. Gan, J. Wang, J. Liang, Z. Huang, M. Hu, Development of thermal equivalent circuit model of heat pipe-based thermal management system for a battery module with cylindrical cells, *Appl. Therm. Eng.* 164 (2020) 114523. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114523>.
- [31] Y. Gan, L. He, J. Liang, M. Tan, T. Xiong, Y. Li, A numerical study on the performance of a thermal management system for a battery pack with cylindrical cells based on heat pipes, *Appl. Therm. Eng.* 179 (2020) 115740. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115740>.
- [32] X. Wang, S. Liu, Y. Zhang, S. Lv, H. Ni, Y. Deng, Y. Yuan, A Review of the Power Battery Thermal Management System with Different Cooling, Heating and Coupling System, *Energies*. 15 (2022). <https://doi.org/10.3390/en15061963>.
- [33] M. Shen, Q. Gao, Structure design and effect analysis on refrigerant cooling enhancement of battery thermal management system for electric vehicles, *J. Energy Storage*. 32 (2020) 101940. <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101940>.
- [34] S.H. Hong, D.S. Jang, S. Park, S. Yun, Y. Kim, Thermal performance of direct two-phase refrigerant cooling for lithium-ion batteries in electric vehicles, *Appl. Therm. Eng.* 173 (2020) 115213. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115213>.
- [35] X. Yin, J. Fang, A. Wang, Y. Song, F. Cao, X. Wang, A novel CO<sub>2</sub> thermal management system with battery two-phase (evaporative) cooling for electric vehicles, *Results in Engineering*. (2022) 100735. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2022.100735>.

100735

- [36] J. Liu, Y. Fan, Q. Xie, Feasibility study of a novel oil-immersed battery cooling system: Experiments and theoretical analysis, *Appl. Therm. Eng.* 208 (2022) 118251. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118251>.
- [37] X. Tan, P. Lyu, Y. Fan, J. Rao, K. Ouyang, Numerical investigation of the direct liquid cooling of a fast-charging lithium-ion battery pack in hydrofluoroether, *Appl. Therm. Eng.* 196 (2021) 117279. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117279>.
- [38] M. Al-Zareer, I. Dincer, M.A. Rosen, Heat and mass transfer modeling and assessment of a new battery cooling system, *Int. J. Heat Mass Transf.* 126 (2018) 765–778. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.157>.
- [39] I. Fluent, *Fluent 2021 user's guide*, Fluent Solut. (2021).
- [40] A/C Pro Certified Auto Air Conditioner R-134a Refrigerant, 12 oz, 301CA - Walmart.com, (n.d.). <https://www.walmart.com/ip/A-C-Pro-Certified-Auto-Air-Conditioner-R-134a-Refrigerant-12-oz-301CA/16888798> (accessed August 17, 2022).
- [41] Silicone oil Dow Corning Corporation 200 fluid, 60,000cSt 25°C 63148-62-9, (n.d.). <https://www.sigmaaldrich.com/US/en/product/sial/181838> (accessed September 20, 2022).
- [42] L. Sheng, Z. Zhang, L. Su, H. Zhang, H. Zhang, K. Li, Y. Fang, W. Ye, A calibration calorimetry method to investigate the thermal characteristics of a cylindrical lithium-ion battery, *Int. J. Therm. Sci.* 165 (2021) 106891. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.106891>.
- [43] Sigma Aldrich Fine Chemicals Biosciences Novec 7000 Engineered Fluid, 375-03-1, | Fisher Scientific, (n.d.). <https://www.fishersci.com/shop/products/novec-7000-engineered-fluid/NC1104858> (accessed August 17, 2022).
- [44] HD TO4 NO.10 18L | Transmission Oil | NSW, Australia | Sinopec, (n.d.). <https://sinopeconline.com.au/nsw/trans-oil-hd-to-4-no-10-18l.html> (accessed September 20, 2022).
- [45] L. Sheng, H. Zhang, H. Zhang, L. Su, Z. Zhang, Lightweight liquid cooling based thermal management to a prismatic hard-cased lithium-ion battery, *Int. J. Heat Mass Transf.* 170 (2021) 120998. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.120998>.

021.120998.

- [46] Y. Lai, W. Wu, K. Chen, S. Wang, C. Xin, A compact and lightweight liquid-cooled thermal management solution for cylindrical lithium-ion power battery pack, *Int. J. Heat Mass Transf.* 144 (2019) 118581. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118581>.
- [47] P. Reviewed, L. Berkeley, B. Cancer, Lawrence Berkeley National Laboratory Lawrence Berkeley National Laboratory, (2010) 35–43.
- [48] P.S. Ghahfarokhi, A. Kallaste, T. Vaimann, A. Rassolkin, A. Belahcen, Determination of natural convection heat transfer coefficient over the fin side of a coil system, *Int. J. Heat Mass Transf.* 126 (2018) 677–682. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.071>.
- [49] Y. Shin, G. Im, K. Yu, H. Cho, Experimental study on the change in driver's physiological signals in automobile HVAC system under Full load condition, *Appl. Therm. Eng.* 112 (2017) 1213–1222. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.193>.
- [50] J. Dong, H. Lan, Y. Liu, X. Wang, C. Yu, Indoor environment of nearly zero energy residential buildings with conventional air conditioning in hot-summer and cold-winter zone, *Energy Built Environ.* 3 (2022) 129–138. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2020.12.001>.
- [51] Z. Huang, G. Li, S. Tian, X. Song, M. Sheng, S. Shah, Operation Parameters Calculation, *Abras. Water Jet Perforation Multi-Stage Fract.* (2018) 191–203, <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-812807-7.00006-6>.
- [52] M. Kim, J. Ham, D. Shin, H. Cho, Comparison of Cooling Performance in a Cylindrical Battery with Single-Phase Direct Contact Cooling under Various Operating Conditions, *Batteries.* 8 (2022) 195, <https://doi.org/10.3390/batteries8100195>