

博士論文

PCM を用いた電気自動車向けヒートポンプ
サイクルの考案及び熱管理シミュレーション
による冬期の有効性分析

金 洪碩

目次

第 1 章 序論	4
1.1 研究背景	4
1.2 研究動向及び先行研究	10
1.3 研究目的	15
1.4 本論文の概要	17
第 2 章 電気自動車における熱負荷の予測	18
2.1 電気自動車における熱管理の対象及び目的	18
2.2 熱負荷モデルの構築	20
2.2.1 客室(Cabin)における熱負荷モデル構築と計算法	20
2.2.2 蓄電池(Battery)における熱負荷モデル構築と計算法	26
2.3 考察	33
2.3.1 気候環境による熱負荷の傾向	34
2.3.2 走行パターンによる熱負荷の傾向	40
2.4 まとめ	48
第 3 章 PCM を用いたヒートポンプサイクルの考案	49
3.1 従来と PCM 組み込み(熱電池)ヒートポンプサイクルとの比較	49
3.2 PCM 組み込み熱交換器の熱挙動実験	53
3.2.1 実験装置及び装置検証	53
3.2.2 テストセクション詳細	57
3.2.3 PCM の選定と物性	61
3.2.4 放熱時の実験結果	64
3.2.5 蓄熱時の実験結果	70
3.3 放熱時のモデル化と計算法	74
3.3.1 潜熱区間	75
3.3.2 顕熱区間	77
3.3.3 実験結果との比較	79
3.4 考察	85
3.4.1 放熱時において風速による影響	85
3.4.2 放熱時において空気入り口温度による影響	85
3.4.3 蓄熱時において流量による影響	86
3.4.4 蓄熱時において水入り口温度による影響	87
3.5 PCM モジュールの最適設計	88
3.5.1 PCM 熱伝導の改善	88
3.5.2 放熱性能の設計	92

第 4 章 熱電池組み込みヒートポンプの熱管理シミュレーション	99
4.1 ヒートポンプ計算モデルの構築	101
4.1.1 圧縮機	102
4.1.2 凝縮器	103
4.1.3 蒸発器	107
4.1.4 着霜及び除霜	117
4.1.5 ヒートポンプモデルの検証	120
4.2 熱管理シミュレーションの結果	123
4.2.1 従来 of 霜取り運転によるエネルギー消費量	123
4.2.2 PCM モジュールを用いることによるエネルギー消費量の減少効果	128
4.3 まとめ	135
第 5 章 結論	136
第 6 章 参考文献	139

謝辞

号表

記号	説明	単位
T	温度	°C or K
Q	熱量	W or kW
L	負荷	W or kW
I	電流	A
S	表面、面積	m ²
F	力、駆動力	N
M	質量、重量	g or kg
V	速度	m/s or km/h
E	エネルギー	J or kJ
U	総括熱伝達率	W/m ² K
C	定数	-
P	圧力	kPa or MPa
t	時間	sec
l	長さ	m or km
g	重力加速度	m/s ²
h	対流熱伝達係数	W/m ² K
i	エンタルピー	kJ/kg
ρ	密度	kg/m ³
θ	角度	°
τ	表面要素透過率	-

Sub script

l	liquid
s	Solid
g	gas
pcm	phase change material
AC	Air-condition
bat	battery
cab	cabin
sat	saturation
in	inlet
out	outlet
cal	calculation
exp	experiment
$1,2,3...$	識別字

第1章 序論

1.1 研究背景

地球温暖化防止のための温室ガスの低減はもはや選択できる課題ではなく、グローバルのあらゆる全ての産業において必ず対応すべき使命である。益々成長するグローバル化に伴う貿易及び移動の増加より温室ガス排出元として運送手段が占める割合は図 1-1 のように年々大きく増大している。そのため、あらゆる自動車メーカーは自動車の排出する温室ガスを規制する燃費規制に対応することが要求されており、温室ガスの排出を低減させるための技術開発を進めている。

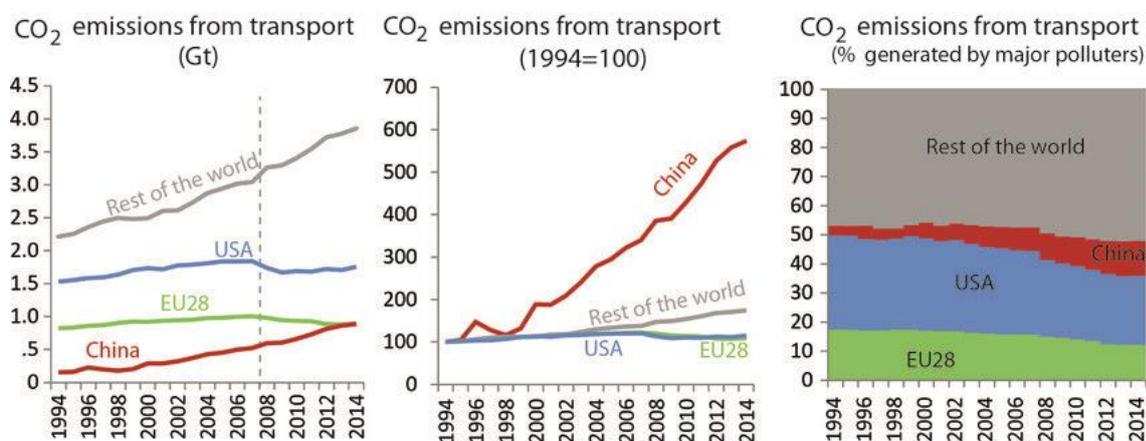


Fig.1-1 Trend in CO₂ emission from transport in EU28,US and China (Data source : World Bank database)

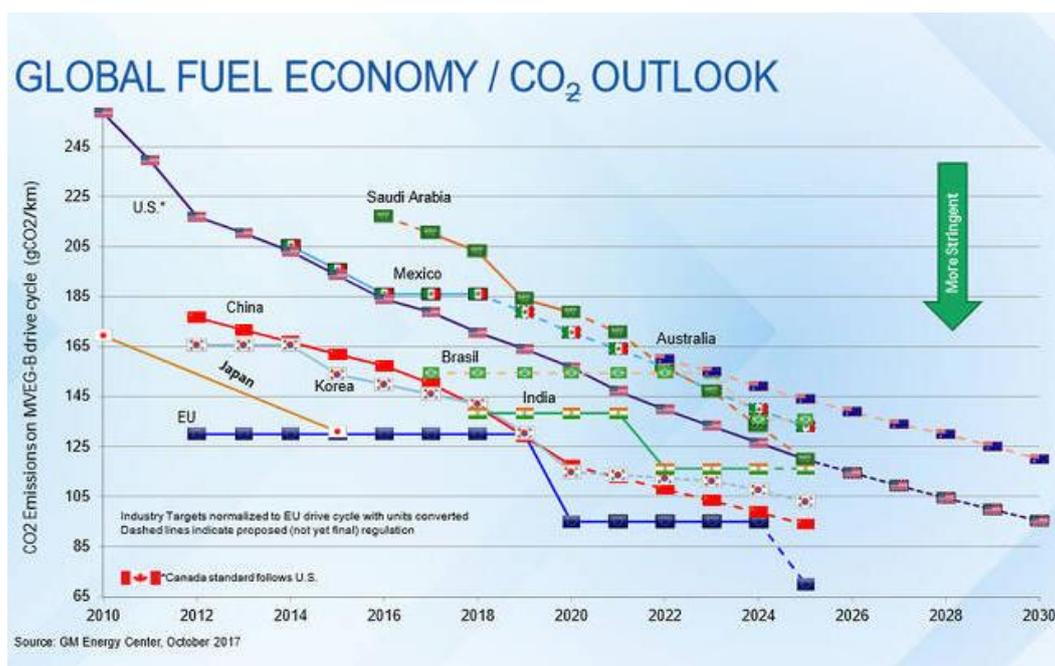


Fig.1-2 Global Fuel Economy of CO₂ regulation (Source : GM Energy Center)

自動車の排出する CO₂ 排出における世界各国の規制状況を図 1-2 に示す。欧米を中心にする EU の CO₂ 排出規制の場合、2015 年には 120g/km であったのだが、2020 年には 95g/km、更に 2025 年には 70g/km まで排出量を低減しなければいけない厳しい規制になっている。規制を満足できない場合、自動車メーカーは一台当たり 95 ユーロの罰金を払わなくてはいけなくなる。こういう規制に対して世界の自動車総販売量のトップ 3 の一つであり、EU を体表するフォルクスワーゲン社(VW)はエンジンのダウンサイジングや過給機、HCCI エンジンなどエンジン改良で 85g/km の規制までは対応していくと決めてディーゼルエンジンの技術開発と拡大に力を入れていた。その反面、85g/km 以下の規制に対してはもはや PHEV, EV もしくは FCEV でなければ達成できないと判断し、その技術についても少しずつ開発を進めてきた。しかし、2015 年に発覚した VW の排ガス問題は自動車メーカーの立場から各種の規制を満足させるための努力と難しさを感じさせることがわかる事例である。また、ディーゼルを含む内燃機関車 (Internal Combustion Engine Vehicle, ICEV)ではどんどん厳しくなる CO₂ 規制を満足できないことを明かにしたことである。この事件をきっかけに EU の各自動車メーカーにおいても電気自動車 (Electric Vehicle, EV)のような環境にやさしい技術に関心が急速に高まり、EV に関する技術開発に様々なアプローチをするようになった。

アメリカでは一番環境に厳しい規制を持つカリフォルニア州では EV と FCEV の投入を強制する新 ZEV (Zero Emission Vehicle, ZEV) 規制を初めている。従来の ZEV 規制ではカリフォルニア州で年間 6 万台以上の車を販売する自動車メーカーが対象であったが、新 ZEV 規制では年間 4500 台以上を販売する自動車メーカーまで拡大し、実はほぼすべての自動車メーカーを対象にするようになった。また、規制の対象になる自動車メーカーにおいては従来 ZEV の義務販売台数を 2018 年 4.5%から 2024 年 19.5%まで拡大するように求めている。ここで注目されるのはもはや HEV (Hybrid Electric Vehicle, HEV) は ZEV の対象から除外されていることである。実際に 2013 年には ZEV の義務を満足するため、HONDA 社, GM 社, Chrysler 社は電気自動車メーカーである Tesla 社から CO₂ の排出権を 280 億円で購入していた。このように益々厳しくなる温室ガス排出規制において各メーカーは電気自動車の開発を進めている。その結果、図 1-3 に示すように EV (PHEV も含み) は 2012 年 0.2%から 2020 年には 3.8%までグローバル的に電気自動車の普及が広がっている。

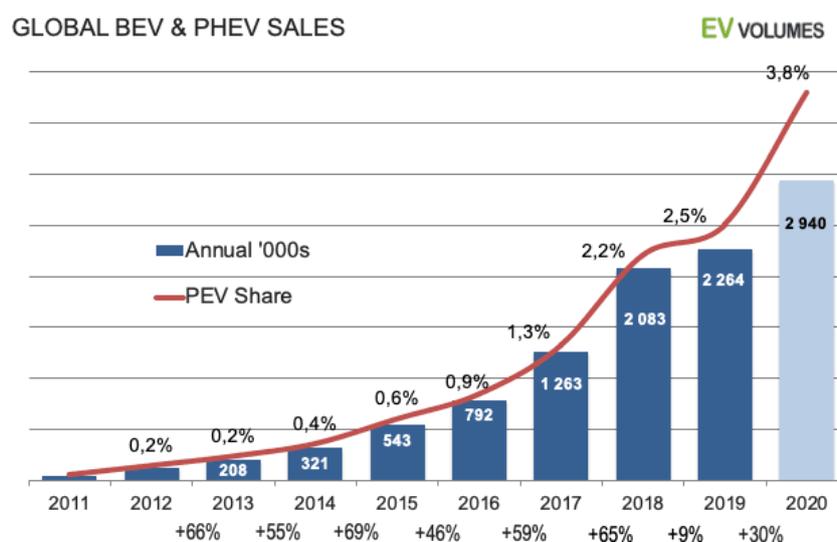


Fig.1-3 Global BEV & PHEV sales
[\(https://wattEV2buy.com/global-ev-sales/\)](https://wattEV2buy.com/global-ev-sales/)

しかし、このように益々広がる電気自動車においてその拡大に必ず先決できなければいけないことが走行距離である。電気自動車は化石燃料を用いる従来の内燃機関車に比べて名前通りに電気エネルギーを用いて走行する。また、その電気エネルギーの貯蓄にはバッテリーを用いる。バッテリーに貯蓄できるエネルギー密度は化石燃料に比べて極めて低く、車において化石燃料の燃料タンクと同じ体積のバッテリーを用いて電気自動車を走らせるとその走行可能な距離は大分低くなる。そのため、電気自動車は車両の底面をほぼ全部用いてバッテリーを積むようにしている。それでやっと走行において普通の化石燃料を用いる内燃機関車並みの凡そ 160km(100 マイル)～480km(300 マイル)程度が走行できるようにまで対応したお陰で、現在のような電気自動車の販売台数拡大に寄与している。

ところで、電気自動車と内燃機関車の大きい違いはエネルギー源の違いだけではなく、そのエネルギー源を用いて実際に車の走行できる回転力に変換する仕組みも挙げられる。内燃機関車は化石燃料をエンジンで燃やしてそのエネルギーを回転力に変換させて車両を走行させる。その反面、電気自動車はバッテリーに蓄えた電気エネルギーを用いてインバータを介して電気エネルギーをモータで直接に回転力に変換させるようになっている。この差は走行距離においても大きく影響を及ぼす。エンジンのエネルギー変換率は凡そ 24～39%程度である。また、客室の空調のため冷房時には、エンジンの回転を用いて冷媒圧縮機を回すことで客室の冷房空調ができるようになっている。更に、暖房時にはエンジンでたくさん発生した熱を回収した冷却水を循環させて客室の暖房に用いる。しかし、電気自動車の場合は電気エネルギーの変換率は極めて高く、エンジンで発生していたような廃熱を回収して他に利用することができないため、様々な電気ヒータを設けて暖房を行うようにしている。また、冷房時には冷媒圧縮機を従来には駆動エンジンの回転より作動させていたのが、エンジン回転の代わりにバッテリーの電気エネルギーを用いて冷媒圧縮機を駆動させなければならない。つまり、走行に使うべきの電気エネルギーを客室の空調のために使うようになり、暖房もしくは冷房の必要な季節になると電気自動車の走行可能な距離には空調のあまり必要のない季節に比べて大きなバラつきが生じてしまうような短所を持つ。図 1-4 に外気温における電気自動車の走行距離の低減の一例を示す。

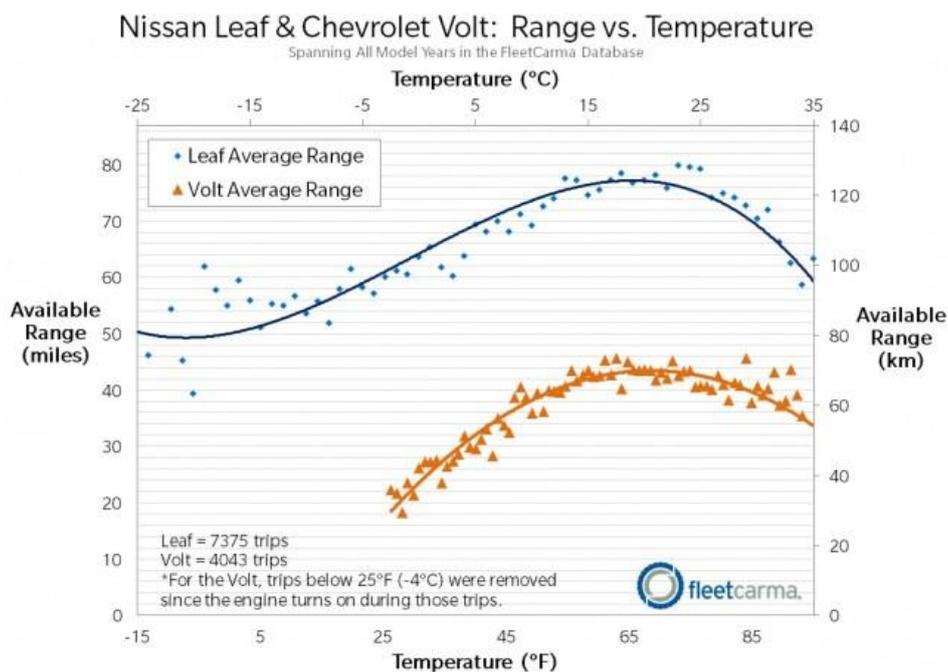


Fig.1-4 EV mileage by ambient temperature

(Source : FleetCarma on Nissan Leaf and Chevrolet Volt battery range variation with temperature)

また、内燃機関車の燃料タンクとは異なり、電気自動車のバッテリーでは化学エネルギーと電気エネルギーの変換が行われており、その電気エネルギーの充・放電時には発熱を伴う特徴を持つ。それに加えて、化学的な安定性や性能を確保しながら寿命を維持するためには利用時に定温度領域で利用することが求められる。バッテリーにおける温度管理を行い安全な使用に必要な温度範囲の一例を図 1-5 に示す。バッテリーの温度をある範囲で維持するということは例えば、冬のようにバッテリーの温度の低い場合においてはバッテリー加熱を、バッテリーの充電もしくは夏場での高出力の走行、いわゆる放電のようにバッテリーの発熱の発生した場合においてはバッテリー冷却が必要になること意味する。内燃機関車にはないバッテリーを積んだ電気自動車においてこのようにバッテリーの温調が必要なことは季節により電気自動車の走行可能な距離の低減する一つの原因である。

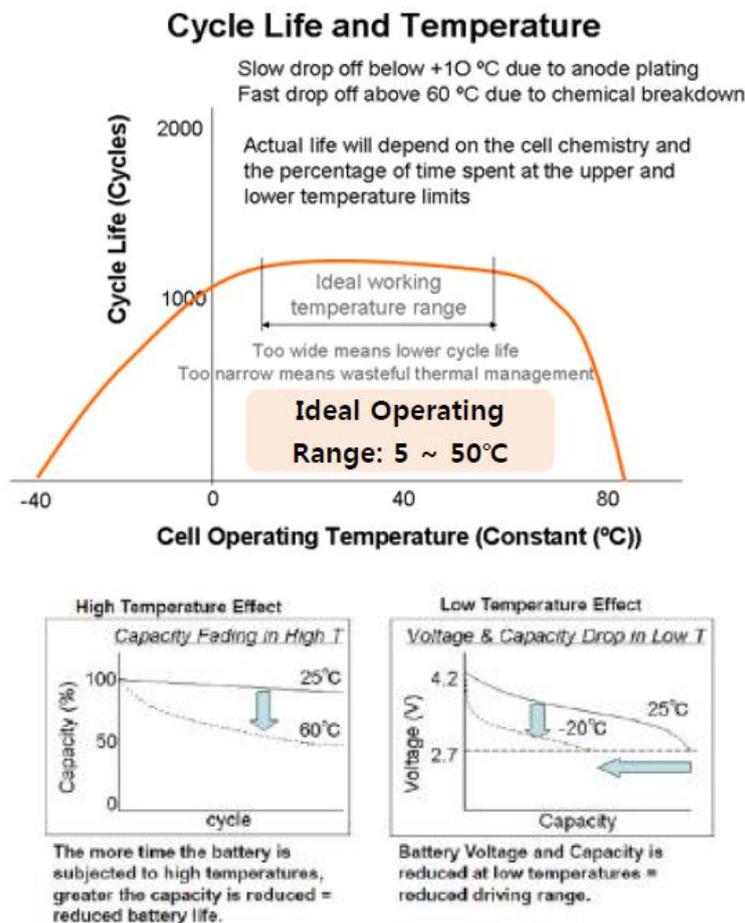


Fig.1-5 Characteristic on Cell operating Temperature and Cycle life of battery[1]

基本的な熱管理の目的は内燃機関車と電気自動車両方とも燃費向上であるが、内燃機関車において熱管理により期待できる燃費向上の効果が凡そ数%程度であったことに比べ、電気自動車には数十%までに影響を及ぼす程重要になっている。そのため、内燃機関車において熱管理技術とはエンジンの駆動エネルギー変換率の向上と捨てられる熱を効率的に回収し、必要な客室の暖房に空間的に分配したり、もしくは外部に放熱して捨てることであった。しかし、電気自動車の場合、モータとインバータからの廃熱が少ないため、客室とバッテリーの暖房・加熱において効果的に熱源を創出することが大事である。現在、世の中に走っている電気自動車において暖房・加熱手段において表 1-1 に簡単にその内容を紹介します。暖房及び加熱の手段は加熱に用いる素子

や構造はともかく電気エネルギーを何かの抵抗に流して発熱させるような電気ヒータ方式と従来冷房手段として用いられていた冷媒圧縮サイクルに新たに4方弁を用いて冷房の流れを逆に回すことにより効率よく熱を創出できるヒートポンプ方式に大きく分けられる。

Table.1-1 Thermal management example of current EV

モデル	Mitsubishi i-MiEV	Subaru Plug-in Stella	Nissan Leaf	BMW Mini-E	
イメージ					
空調システム	仕様	<ul style="list-style-type: none"> Manual type A/Con. 冷房: e-Comp. 暖房: 高電圧 PTCHヒータ 	<ul style="list-style-type: none"> Manual type A/Con. 冷房: e-Comp. 暖房: 高電圧 PTCHヒータ 	<ul style="list-style-type: none"> Auto type A/C 冷房: e-Comp. 暖房: 高電圧 PTCHヒータ 	<ul style="list-style-type: none"> Manual type A/Con. 冷房: e-Comp. 暖房: 高電圧 PTCHヒータ
	形状				

Table.1-2 Explanation for each defrost method

除霜方式	技術内容	メリット	短所
逆サイクル運転方式	4Wayバルブを用いて運転中の着霜時に冷媒流路を逆に転換して着霜した熱交換器を凝縮器として運転して除霜	システム構成が簡単でそのため低コスト	霜取り運転後、室内暖房を起動するのにシステムを切り替えるため時間がかかる
Hotガスバイパス方式	圧縮機吐出ガスの一部を蒸発器にバイパスして除霜	霜取り運転時に暖房運転が可能 霜取り運転時に暖房能力が十分出せないため、サイクルの制御が必要	霜取り性能が足りない 着霜防止・遅れのためバイパスの構成が必要
電気ヒータ方式	電気ヒータを室外熱交換の間に挿入して電気ヒータを用いて除霜		冷凍機のポンプダウンが必要

電気ヒータ方式は装着や取扱が簡単であるメリットはあるものの、いくら頑張っても入力した電気エネルギーより大きな暖房・加熱源を得ることはできないため、客室とバッテリーの暖房・加熱には大きな電気エネルギーを用いなければいけない短所を持つ。しかし、ヒートポンプ方式はヒートポンプ技術そのものが実際に圧縮機の駆動のために入力した電気エネルギーよりも大きな暖房・加熱エネルギーが得られる(Coefficient of performance, COP 1以上)技術のため、実際に入力する電気エネルギーが電気ヒータ方式よりも極めて少ないため、その分の走行距離増大に寄与できるメリットを持つ。しかし、冬のように外気温の低い時期にヒートポンプを暖房・加熱のために用いる場合、客室暖房のためには、外部の蒸発器は外気温の冷たい空気と熱交換されることになるため、蒸発器の冷媒と熱交換器表面温度は外気温よりも低温で運転される。その際、外部空気に含まれている湿度は蒸発器の表面で凝縮されてしまい、その凝縮水が熱交換の表面でどンドン霜として成長してしまう。霜の成長に伴い、霜の厚さ分の熱抵抗が増大することで冷媒と外部空気との熱交換はどンドン悪化してしまう。また、成

長した霜は蒸発器を通る空気の断面を減少させてしまい空気において通路抵抗になり、流れる空気の量が減ってしまうことで空気と冷媒の熱交換は更に悪化することになる。冷媒と空気間の熱交換の悪化は結局必要とされる客室からの暖房要求に十分対応できないことを意味し、暖房時において走行距離の増大のためせっかく高い COP を持つヒートポンプを用いたことに対して暖房能力が全然出せないという熱の需要と供給という観点からアンマッチングな状態になってしまう。この霜による影響を防止するために、ヒートポンプには周期的に霜取り運転が必要になる。一般的な霜取りの方法を表 1-2 に示す。ここで、内燃機関車において熱管理の基本的な部品構成やその技術は過去数十年間の努力でどの車においてもほぼ同じに標準化したことに比べて、電気自動車においては各メーカーが車両の大きさや販売地域などにおいて未だにこれといった標準的な方式までは提案されていない現状であることが分かる。

1.2 研究動向及び先行研究

ここでは従来の電気自動車の熱管理における研究動向及び先行研究について述べる。まず、自動車メーカーから量産されていて実際に電気自動車に適用されている様々な熱管理システムに関して予めいくつか代表的なシステムを図 1-6~図 1-8 に示す。図 1-6 に示したのは日産の初代 Leaf の熱管理システムである。日産の Leaf の熱管理システムの特徴は HVAC モジュール内に熱交換器が 3 つ設けられていることであり、基本的にはヒートポンプを採用しており、低温領域での不十分である暖房能力を PTC 電気ヒータで賄うような構成である。また、バッテリーパックにおいては冷却及び加熱機構が設けられていないことが大きな特徴である。それによって設計はより簡単になるのだが、その分搭載されるバッテリー容量の制限や使用上の細かな制約などが考えられる。初代 Leaf のバッテリー容量が 24kWh であり、現在の一般的なバッテリー容量より少なかったため、このような自然対流による冷却が可能であったと考えられる。

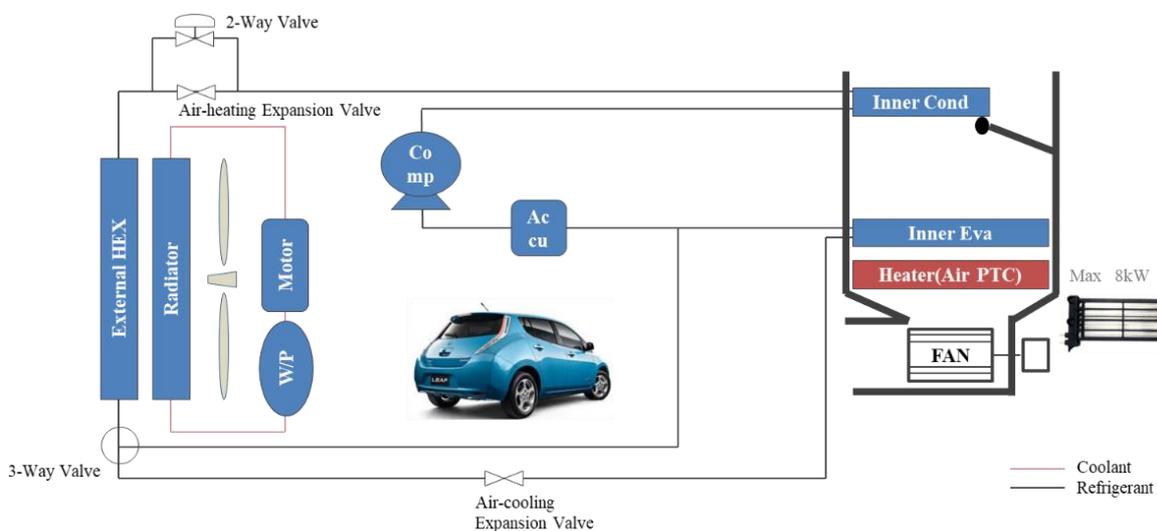


Fig.1-6 Thermal system diagram of Nissan Leaf(2010)

図 1-7 に示すのは tesla の Model S に適用されている熱管理システムである。このシステムの特徴は 4Way Valve を用いて冷却水のラインを Power Train と Battery Pack で別途管理するようにすることである。細かく言うと外部が低温~常温の場合はバッテリーパックと Power Train は同一ラインで構成される。また、外部温度が常温~高温の場合はバッテリーパックと Power Train は別々のラインで熱管理するようになる。それは Power Train の廃熱を Battery Pack の加熱の熱源に再利用するような仕組みである。ただし、廃熱を再利用した場合でも、前述したように十分な加熱熱源ではないため、客室の暖房向けには空気式 PTC ヒータ、Battery Pack 向けには別途電気ヒータを設けている。

最後に図 1-8 に BMW の i3 の熱管理システムを示す。この熱管理システムの特徴は従来の内燃機関車 (ICEV) で使われているエンジンルームの CRFM (Condenser/Radiator/Fan Module) と客室内の HVAC モジュールをそのまま共用化で使用していることである。また、エアコン + 電気ヒータ及びヒートポンプ + 電気ヒータの互換設計であり、バッテリーパックは空気もしくは冷却水ではなく冷媒が通るようにしておいて冷媒が直接バッテリーパックの

温度を下げるようになっている。ヒートポンプにおいても低温において十分ではない加熱能力を補うために、客室向けの電気ヒータとバッテリー向けのワイヤーヒータをそれぞれ設けている。

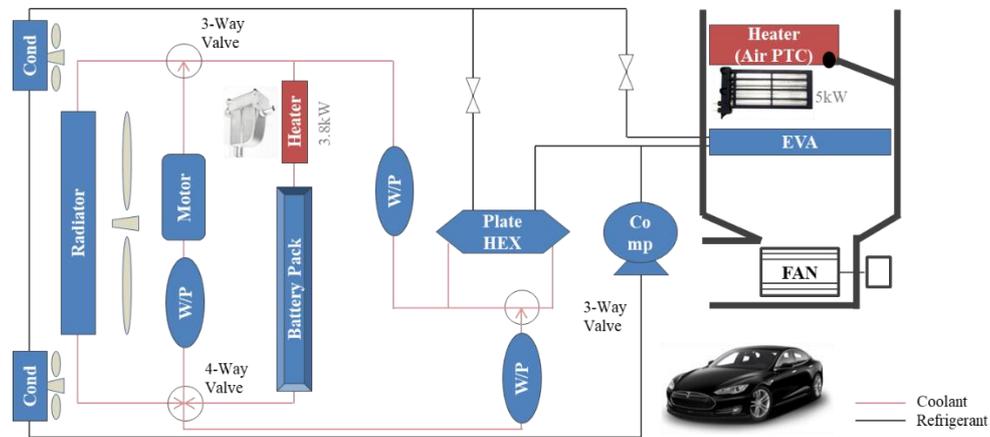


Fig.1-7 Thermal system diagram of Tesla Model S(2015)

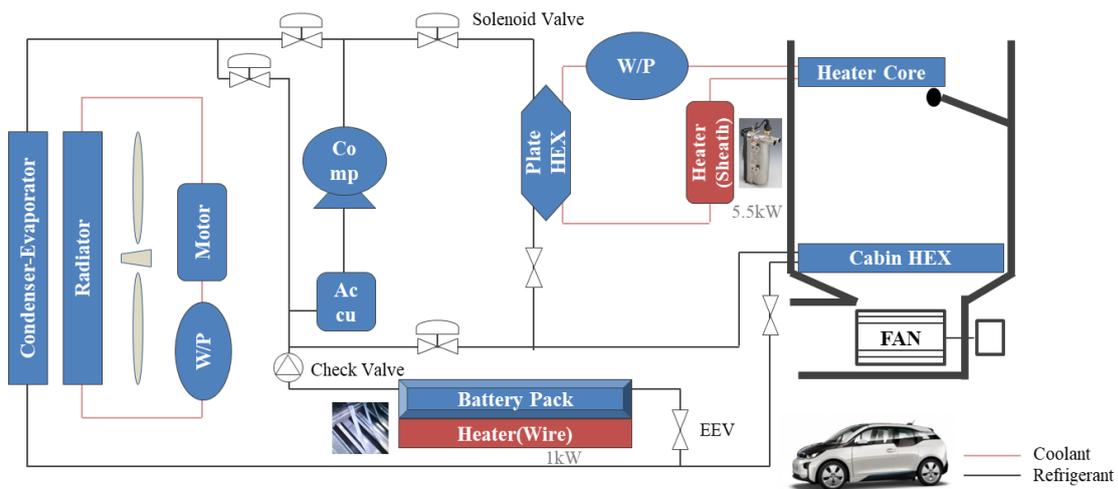


Fig.1-8 Thermal system diagram of BMW i3(2015)

上記の 3 つの熱管理システムを通して分かるように電気自動車において熱管理システムは未だにはっきり定まっていない状況である。それはやはり電気自動車において少ない熱源とその対策として注目を浴びているヒートポンプ技術のもつ低温での不十分である熱性能と着霜による効率低下と除霜運転の必要性などがまだ解決できていないためである。電気自動車の走行距離増大のための冬期における空調及び熱管理の様々な戦略に関して Zhang ら[2]の研究で纏められている。

上記でも紹介したように暖房のためにほとんどの電気自動車が電気ヒータを用いている状況であるが、その暖房の手段について表 1-3 で簡単にその特徴を示す。

Table.1-3 heating methods for electric vehicle

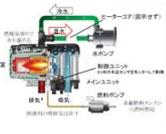
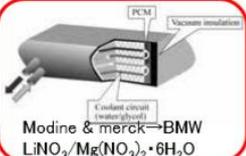
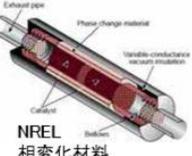
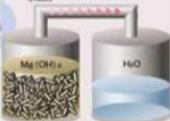
種類	電気ヒータ			燃焼ヒータ	ヒートポンプ
	PTCヒータ	シーヒータ	ワイヤーヒータ		
加熱減	PTC素子	シースタイプ	ワイヤー	燃料	空気
容量	約7.5kW @365Vdc	3~5.5kW @350~360Vdc	1kW @360Vdc	数kW	数kW
媒体	Coolant	Coolant	Direct Contact	Coolant	Refrigerant
特徴	効率が1以下のため、走行距離が落ちる			電気自動車なのに別途の燃料が必要になることに矛盾し、燃焼によりCO2の排出有り	低温では熱源の不足かつ熱交換の着霜による性能低下発生

Table.1-4 Example of PCM material for vehicle
(source : 自動車の熱管理技術と課題、Toyota)

形態	蓄熱材	実施例 は車両で採用実績有り.	材料の蓄熱密度
顕熱蓄熱	水 コンクリート レンガ	 Denso→Toyota 温水蓄熱  Ritter Fahrzeug Technik 温水蓄熱	低
潜熱蓄熱	水和塩 有機塩 パラフィン 無機塩	 Modine & merck→BMW LiNO ₃ /Mg(NO ₃) ₂ ・6H ₂ O  NREL 相変化材料  Shtuz→VW 水酸化バリウム八水和物	中
化学蓄熱	無機塩 金属水素化合物 アンモニア化合物 有機物	 Ergenics,USA 水素吸蔵合金  Mg(OH) ₂ H ₂ O	高

現状の電気自動車の熱管理手段において様々な研究が行われており、特に冬期の暖房においてはヒートポンプを中心に活発に研究が行われている。しかし、外気温が低い場合におけるヒートポンプのもつ着霜現象はヒートポンプの利用において大きな課題である。Pamela ら[3]の研究によるとヒートポンプの霜取り運転を含んだ場合、時間当たりの COP は最大 20%まで減少すると報告されている。除霜方法に関する研究動向をまとめた Amer ら[4]の研究では霜取り技術として Passive 及び Active 方法を含めて報告されており、Passive 手段としては一般的にマイクロ溝、親水性コーティングもしくは霜防止コーティングなどを用いて表面の形状を変更して処理された表面を用いる。マイクロ溝の場合、その表面は解けた霜を効果的に取り除くことに特化されている。一般的に親水性コーティングなどは初期の霜の成長を遅延させるような役割をすると報告されている。Active 手段としては電気ヒータや超音波振動、高温ガスを逆循環させる逆サイクル運転も含んだ制御戦略まで挙げられ

る。特に、逆サイクル運転の場合、COP 及びエネルギーの消費において他の方法より優秀である。しかし、逆循環サイクルにおいては霜取り運転時に暖房ができないため、他の暖房手段が必要になるなど弱点も持つ。そのため、本研究では逆循環サイクルを用いた電気自動車における霜取り運転時に暖房手段として熱電池といった PCM(Phase Change Material、蓄熱材)を用いた新たな機構をヒートポンプサイクルに組み込んだ新しいサイクルを提案するようにした。PCM を活用した従来の蓄熱技術について表 1-4 に示す。PCM は熱管理技術の 1 つとして内燃機関車時代から検討されてきた。蓄熱材としては大きく材料の蓄熱密度の低い顕熱蓄熱と蓄熱密度が顕熱蓄熱より高い潜熱蓄熱で分けられる。その他に蓄熱密度の一番高い化学蓄熱もあるが、取り扱いの難しさなどで現在まで車両には実際に採用の実例はない。

それに対して、Kowsky ら[5]は 図 1-9 に示すように蒸発器に PCM として 2°C~8°Cの相変化温度を持つパラフィンを用いて圧縮機が作動中に PCM に蓄冷しておいて圧縮機が作動しない場合に蓄冷された PCM から冷却空気を作り出すような研究をしている。この先行研究と類似して、HEV 時代に突入してから ISG(Idle Stop & Go)機能を持つ車が横断歩道などで一時停止した場合、エンジンがオフになっても乗客室に空調のできるように HVAC モジュールの中の熱交換器にパラフィン系の PCM を組み込んだ潜熱蓄熱を利用した製品が開発された実績もある。

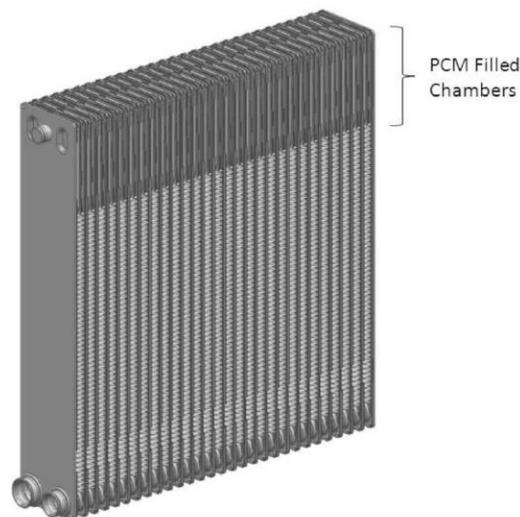


Fig.1-9 PCM Evaporator proposed by Kowsky et al.[5]

その他に電気自動車の時代に入ってからには主にバッテリーの熱管理手段として PCM を用いた研究が行われてきた。Javani ら[6]の研究ではバッテリーパックに対して Passive 熱管理手段として n-octadecane wax を PCM として用いて Li-ion バッテリーセルの間に搭載した熱挙動を報告している。先行研究では PCM を搭載したことにより Cell 全般の温度分布がより均一になることになると報告されている。また、Kim ら[7]の研究では図 1-10 で示したように熱伝導の高い graphite と PCM を用いたバッテリーパックを車両に搭載して実際の評価を行った。その結果、PCM を用いたバッテリー熱管理は短期間に高バッテリー出力を取り出す際にバッテリーの最大温度値を抑えることができたが、逆に対流冷却方法など高温になった PCM を含んだバッテリーパックにおいて効果的な温調手段がさらに必要であると報告されている。また、車両設計時にはバッテリー温調手段として PCM を用いたメリットと PCM の追加による重量増加及び費用などのデメリットを共に考慮すべきだと報告している。

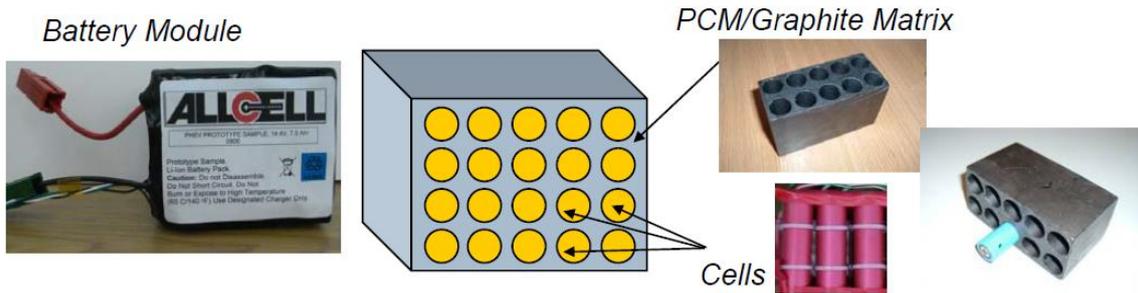


Fig.1-10 Battery module design with graphite and PCM by proposed Kim et al.[7]

その他に、Wang ら[8]は電気自動車向け乗客室暖房のために図 1-11 のように PCM を用いた蓄熱モジュールを提案している。このモジュールは 40 分以上 2.7kW の暖房能力を乗客室に提供することができるが、重量が 33kg でかなり重たく、車両に搭載するには様々な制限がある。このように PCM を用いて蓄熱したとしても蓄熱材をたくさん積んで熱エネルギーを蓄えることとそれに伴う重量とその際の蓄熱材のエネルギー密度とバッテリーのエネルギー密度との比較を行い本当にその有効性を行う必要があると判断される。

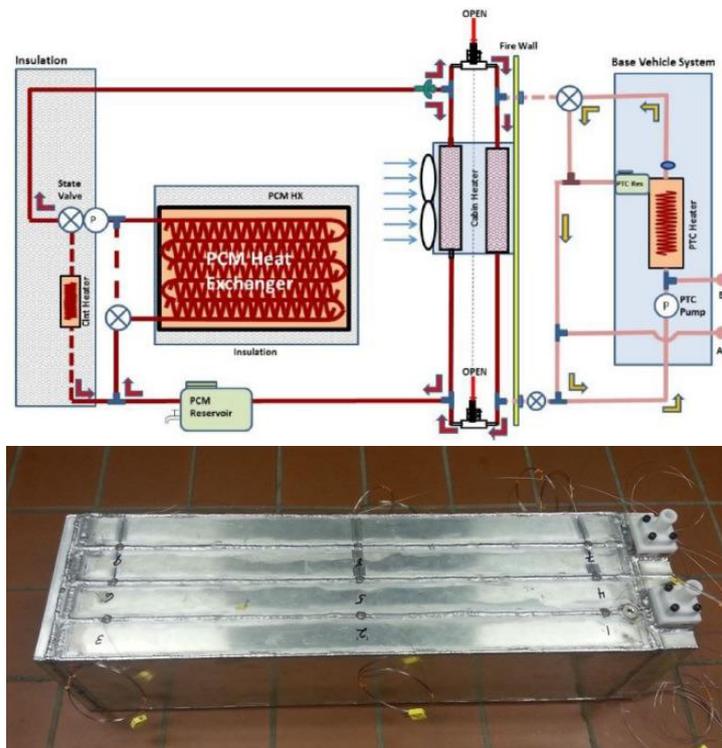


Fig.1-11 PCM heat exchanger proposed by Wang et al.[8]

1.3 研究目的

本研究では前述したように電気自動車における冬期の走行距離増大のための手段として最も期待されるヒートポンプを対象にする。しかし、低温で着霜を伴うことより外気温の低い環境条件でのヒートポンプの運転には必ず霜取り運転が必要とする。ヒートポンプの霜取り運転中にヒートポンプの COP は低下し、また暖房手段として電気ヒータなどが必要になる無駄の多い現状に対して、図 1-12 に示すような構造を考案し、ヒートポンプの起動中にチーラにより温まった冷却水もしくはバッテリーからの廃熱を回収した冷却水などを用いて PCM に蓄熱できるように中心に水の流れるチューブを持ち、その他に、外部には霜取り運転時に PTC 電気ヒータの代わりに蓄熱された PCM から空気へと熱交換ができるようにフィン付きチューブを設けている。また、その間の空間にはパラフィン系の PCM を注入しており蓄熱及び放熱が行われる。PCM を用いる際の短所と言われる低い熱伝導率を改善するために PCM の充填された空間には外側のチューブに接触させた銅フィンを設けるように工夫をした。

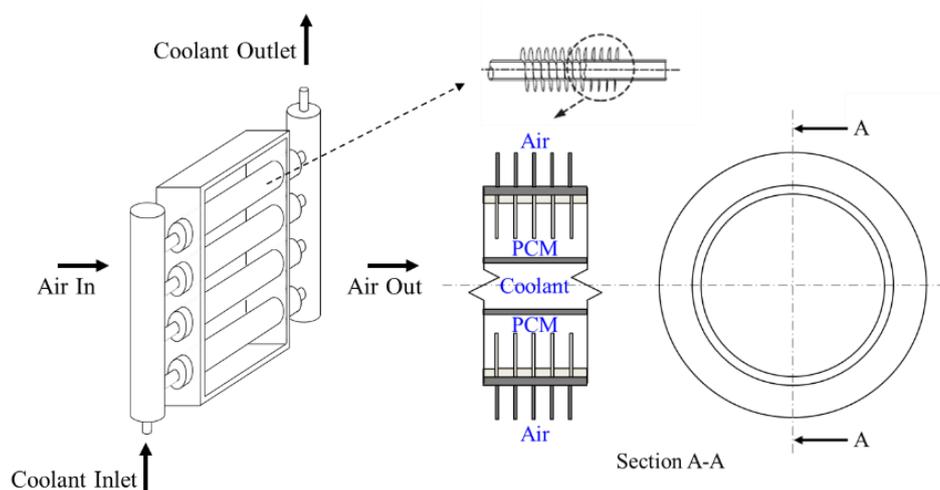


Fig.1-12 Fin Heat exchanger with PCM proposed by this study

このような PCM モジュールは図 1-13 に示すようにヒートポンプ及び車両の熱管理システムと連携できるように位置しており、ヒートポンプの霜取り運転時に乗客室に蓄熱された PCM から熱を取り出し乗客室の暖房に用いることで頻繁な霜取り運転でも乗客室の温度変化や足りない暖房能力を一部もしくは全量 PTC 電気ヒータの代わりに賄えることを期待して、本当に考案した PCM モジュールを謀議したテストセクションを制作して、実験を行い PCM モジュールの特性を定められるように実験結果の獲得とその計算モデルの作成を行うことを目指す。また、その実験結果とそのモデルを拡張させ、実際に車両に搭載できるような PCM モジュールの設計を行い、その PCM モジュールを車両レベルまで拡張して、本当に様々な冬の気候条件と運転条件での有効性を定量及び定性的に分析を行うことを目的とする。

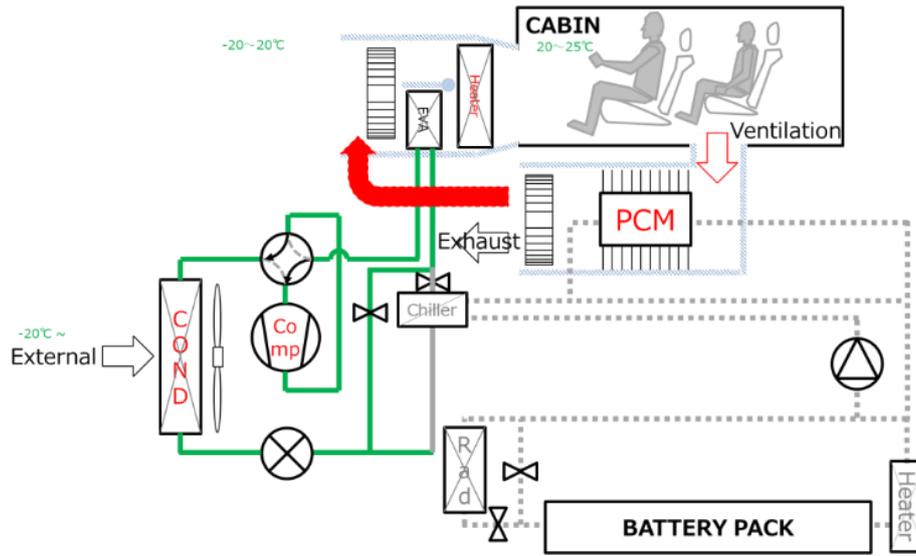


Fig.1-13 Thermal management system with PCM module for this study

1.4 本論文の概要

本論文は「PCMを用いた電気自動車向けヒートポンプサイクルの考案及び熱管理シミュレーションによる冬期の有効性分析」と題し、次の6章で構成される。

第1章 序論

自動車業界におけるCO₂排出規制が益々厳しくなる状況の中、注目を浴び急激に普及されている電気自動車において走行距離に大きく影響を及ぼす熱管理の暖房手段についてヒートポンプ及びその着霜・除霜技術に関する背景及び先行研究に関して説明する。更に、本研究で提案するPCMモジュール込みヒートポンプサイクルを持つ熱管理システムを用いて本研究の目的を明らかにする。

第2章 電気自動車における熱負荷の予測

様々な気候環境条件と走行モードでの電気自動車の熱管理対象である乗客室(CABIN)と蓄電池(BATTERY)における熱負荷を定義し、各熱負荷項目を定量・定性的に計算し、その結果を述べる。各気候環境条件と走行モードの元で行われた時間変動に伴う各熱負荷計算結果から客室の暖房に必要な空調負荷を求めて、3章でPCMモジュールの最適設計のために必要になるPCMモジュールの要求性能を明らかにした。また、4章の熱管理シミュレーションにも本章で纏められた手法を用いて熱負荷を求めることになる。

第3章 PCMを用いたヒートポンプサイクルの考案

本研究で考案したPCMモジュールの詳細な概念とそれを組み込んだサイクルの作動について紹介する。そこで必要とするPCMモジュールの熱挙動を明らかにするため、PCMとしてC₂₀H₄₂を用いてテストセクションを製作し、実際に蓄熱及び放熱に関する実験を行い、その熱挙動に関して定量・定性的に述べる。その結果から更に、熱挙動をモデル化することによって本研究で考案したPCMモジュールの最適な構造を明確にし、その結果を4章で行う熱管理シミュレーションと連携できるようにする。

第4章 熱電池組み込みヒートポンプの熱管理シミュレーション

2章で得られた各気候環境条件及び走行モードにおける熱負荷に対して、ヒートポンプで対応できる能力を計算できるようにMATLABを用いてヒートポンプの静特性の計算を行うように構築する。また、ヒートポンプの動作に伴う着霜現象に関する先行研究を用いてモデル化し、熱管理シミュレーションで用いられるように着霜された霜の厚さ及び密度を求め、霜取り運転の周期と霜取り運転にかかる時間の計算をする。そして3章で得られた本研究で考案したPCMモジュールを組み込んでPCMモジュールを用いることによる熱管理観点からのエネルギー効果を定量・定性的に分析を行って報告する。

第5章 結論

本論文で得られた結論と述べる。更に、今後の課題について明確にする。

第6章 参考文献

本研究で参考にした文献を列挙する。

第2章 電気自動車における熱負荷の予測

2.1 電気自動車における熱管理の対象及び目的

従来エンジンを持つ内燃機関車(Internal Combustion Engine Vehicle,ICEV)において熱管理の基本的な目的は燃費向上及び乗客のための熱快適性(Thermal Comfortable)である。そのため、熱管理対象になるのはエンジンを含んだパワートレイン(Power Train)系統と乗客が居住している空間である乗客室(Cabin)の2ヶ所である。それぞれの熱管理対象における熱管理方法について説明をする。パワートレインとしてはエンジン内部での燃焼の発生が生じた場合でも一定の温度以上には上がらないよう冷却水をエンジン回りに流し、その熱を車両のフロント側についているラジエータにて冷却させる。また、客室暖房のためには先ほどエンジンから回収した熱を客室の前方に設けられている HVAC(空調モジュール)の内部に設けられたヒータコアに流し、客室の暖房に用いるようにする。客室に冷房が必要になる場合は、図 2-1 で示したようにエンジンの駆動力より圧縮機を駆動させ車両外部のフロント側に設けられた凝縮器、膨張バルブと客室の前方に設けられた HVAC(空調モジュール)の中にある蒸発器に冷媒を流すようなエアコン機構を設けて熱管理を行う。そのため、内燃機関車(ICEV)における熱管理技術とは主に燃費向上と直接関係する凡そ 24%~39%程度しかならないエンジン駆動エネルギー変換率をいかに向上させるかもしくは駆動エネルギーとして変換できず捨てられてしまう熱を効率的に回収して空間的に配分することに集中されている。

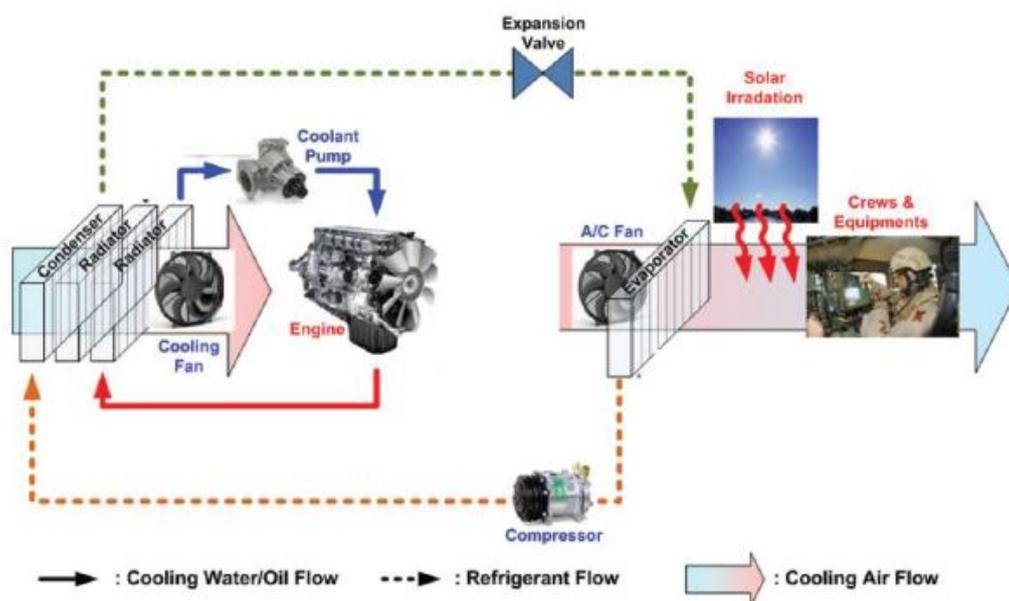


Fig.2-1 Thermal management system for ICEV

本研究の対象になる電気自動車(EV)における基本的な熱管理の目的も前述した内燃機関車(ICEV)と同じようにパワートレインと客室を対象にした電費向上及び乗客の熱快適性である。しかし、内燃機関車(ICEV)には搭載されてなかったバッテリーパックにおいて安全かつ十分な寿命及び性能を出すようにするためにはバッテリーパックの温調も必要であることが内燃機関車(ICEV)との相違点の一つである。バッテリーは電気自動車には最も重

要な部品であり、現在多く使われているリチウムイオンバッテリーは特に、低温では性能低下が激しく冬期の冷間運転ではバッテリー温度が十分温まってなく電気ヒータなどを用いて加熱を行わなければ十分な出力が得られない。また、逆にバッテリー温度が一定の温度より高温に上がりすぎるとバッテリーの電極における熱連鎖が起こる。バッテリーにおいて高温になることは極めて厳しい状況であり、最悪の場合、発煙・発火まで至るため、安全上一定温度以下になるように冷却も必要になる。

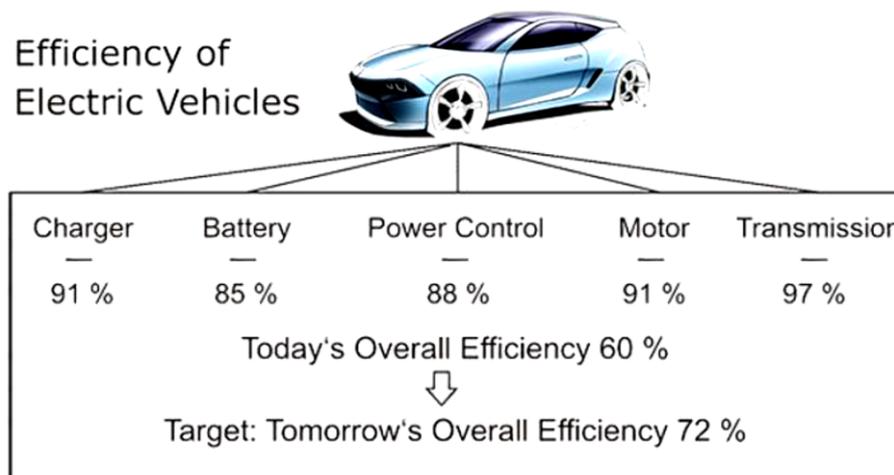


Fig.2-2 Energy Efficiency of Electric Vehicle
(Source : MotorBrain - Technical Annex)

すなわち、電気自動車における熱管理の対象はモータ・インバータ・OBCMなどのパワートレイン系統と乗客の居住する客室に加えてバッテリーパックまで含み大きく3カ所である。それに対して従来内燃機関車(ICEV)の場合は捨てられてしまう熱が過剰に発生したことに比べて図2-2に示したようにモータ効率91%、チャージャ91%、バッテリー効率85%、Power Control 88%、Transmission 97%など蓄えられた電気エネルギーから駆動エネルギーへの変換率が凡そ60%以上になり、内燃機関車(ICEV)の24%~39%よりも遥かに上回る。そのため、従来内燃機関車では捨てられる熱を用いて客室の暖房に用いられたことに対して、電気自動車の場合は燃料である電気エネルギーの駆動変換効率が高いため、バッテリー及び客室の熱管理のためには電気エネルギーを余計に用いるしかないことを意味する。その結果、前章の図1-4でも示したように冷暖房の必要になる季節には電気自動車の走行可能な距離に大きくバラつきが生じてしまう。少しでも熱管理のために用いられる電気エネルギーの消費量を減らすためには、その少ない廃熱上手に回収し空間的な移動はもちろん、場合によっては時間的に配分することも重要になる。

2.2 熱負荷モデルの構築

熱管理のためにはまず熱負荷分析を行う必要があり、先行研究[9]~[11]で様々な研究が行われている。それ前述したように熱管理対象を明確に定めてそれぞれの運転モードにおける目標温度に達するための熱負荷の要因とその数字を定量的に知ることが大事なためである。図 2-3 で車両の客室における一般的な熱負荷の要因を示す。

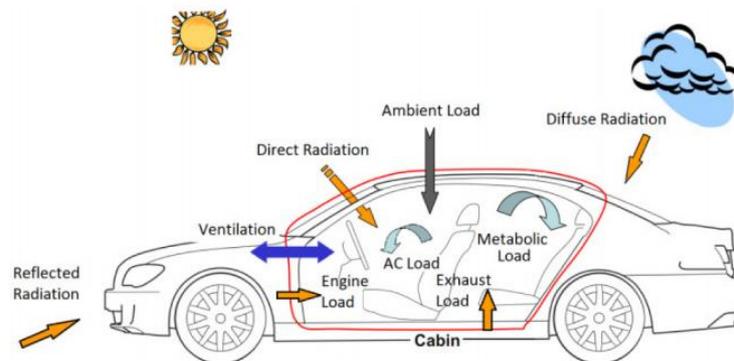


Fig.2-3 Schematic representation of thermal loads in a typical vehicle cabin

2.2.1 客室(Cabin)における熱負荷モデル構築と計算法

先行研究[9]~[11]で報告より一般的に内燃機関車における熱負荷の要素は式(2-1)のように表せる。

$$L_{cab} = Q_{Met} + Q_{Dir} + Q_{Dif} + Q_{Ref} + Q_{Amb} + Q_{Exh} + Q_{Eng} + Q_{Ven} + Q_{AC} \quad \text{式(2-1)}$$

- Q_{Met} : Metabolic Load
- Q_{Dir} : Direct Load
- Q_{Dif} : Diffuse Load
- Q_{Ref} : Reflected Load
- Q_{AC} : A/Con or Heating Load
- Q_{Amb} : Ambient Load
- Q_{Exh} : Exhaust Load
- Q_{Eng} : Engine Load
- Q_{Ven} : Ventilation Load

ただし、電気自動車の場合、式(2-1)からエンジンによる熱負荷(Q_{Eng})とエンジンの排気熱による熱負荷(Q_{Exh})が存在しないため、式(2-2)のように変更される。この式に含まれている各熱負荷を定めることにより乗客室(CABIN)の冷房及び暖房に必要な熱量(Q_{AC})を求めることができる。

$$L_{cab} = Q_{Met} + Q_{Dir} + Q_{Dif} + Q_{Ref} + Q_{Amb} + Q_{Ven} + Q_{AC} \quad \text{式(2-2)}$$

• Metabolic Load(Q_{Met})について

代謝負荷(Metabolic Load)とは客室の中に搭乗している人によって発生する負荷のことを意味する。人は人体

代謝の作用に伴い、息を吸ったり吐き出したりするような呼吸及び体温や動きによるエネルギーの発散などで熱を出す。人の代謝による熱は体重、背及びその行動により異なるが熱負荷の分析に当たっては ISO8986 に定まっております式(2-3)～式(2-4)に示した推算式に基づいて算出する。

$$Q_{Met} = \sum_{i=1}^{Passenger} (M \times A_{Du}) \quad \text{式(2-3)}$$

$$A_{Du} = 0.202 \times W^{0.425} \times H^{0.725} \quad \text{式(2-4)}$$

- M : 代謝発熱量-転手 85W/m²、乗客(Sitting)55W/m²
- A_{Du} : Dubois Area-H 背、W 体重

• **Direct Load(Q_{Dir})について**

図 2-4 のように直接負荷(Direct Load)は日射による負荷の一つとして車両の窓などを通して直接日射照射されることによりキャビンに熱負荷として作用する。その細かな内容を式(2-5)に示す。この負荷は太陽が現れてない夜中には考慮する必要のない負荷でもある。

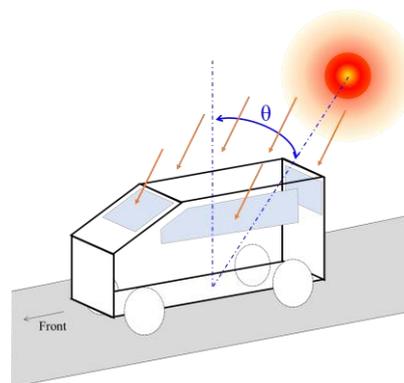


Fig.2-4 Schematic of direct load for cabin

$$Q_{Dir} = \sum_{surface} (S \times \tau \times I_{Dir} \times \cos \theta) \quad \text{式(2-5)}$$

- S : 窓の面積(m²)
 - Apparent solar irradiation: ASHRAE Handbook* 1069W/m²
 - Atmospheric extinction Coefficient: ASHRAE Handbook* 0.205
 - τ : Surface element transmissivity (表面要素透過率): ASHRAE Handbook* 0.5
- *ASHRAE Handbook of Fundamental, “American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning”, Atlanta, GA,1988.

ここで、 $I_{Dir} \times \cos \theta (E_D)$ は式(2-6)のように計算できる。

$$E_D = I_{Dir} \times \cos \theta = E_{DN} \times \cos \theta \quad \text{式(2-6)}$$

- E_{DN} : 法線面直達日射量(W/m²)

- E_D : 表面直達日射量(W/m²)
- θ : 太陽入射角度(Radian)

太陽入射角度(θ)とは季節と 24 時間ごとに異なるため式(2-7)～式(2-11)のように計算より求められる。

$$\theta = \cos^{-1}((\cos h \times \cos \gamma \times \sin 90^\circ) + (\sin h \times \cos 90^\circ)) \times 180 \div \pi \quad \text{式(2-7)}$$

- h : 太陽高度角度,Solar Altitude (Radian)
- γ : 太陽—表面方位角度(Radian)

$$h = \sin^{-1}((\cos \Phi \times \cos \delta \times \cos H) + (\sin \Phi \times \sin \delta)) \times 180 \div \pi \quad \text{式(2-8)}$$

- Φ : 緯度
- δ : 赤緯, Declination(°)
- H : 時間角

$$H = 15 \times (AST - 12) \quad \text{式(2-9)}$$

- AST : 太陽時刻

$$AST = \text{time} + (ET/60) + (X_{ST} - X)/15 \quad \text{式(2-10)}$$

- time : 24 時間基準の時間
- ET : Equation of Time、均時差
- X_{ST} : 標準経度
- X : 経度

$$E_{DN} = C_A \times C_N / \exp(C_B / \sin h) \quad \text{式(2-11)}$$

- C_A : 太陽定数
- C_B : 太陽定数
- C_N : 天気定数、晴れの場合 1

Table.2-1 Solar Position Data

Month	Equation of Time,ET[Min]	Declination [°]	C_A [W/m ²]	C_B [-]	C_C [-]
Jan	-11.2	-20	1230	0.142	0.058
Feb	-13.9	-10.8	1215	0.144	0.060
Mar	-7.5	0.0	1186	0.156	0.071
Apr	1.1	11.6	1136	0.180	0.097
May	3.3	20.0	1104	0.196	0.121
Jun	-1.4	23.45	1088	0.205	0.134
Jul	-6.2	20.6	1094	0.186	0.138
Aug	-2.4	12.3	1107	0.201	0.122
Sep	7.5	0.0	1151	0.177	0.092
Oct	15.4	-10.5	1192	0.160	0.073
Nov	13.8	-19.8	1221	0.149	0.063
Dec	1.6	-23.45	1233	0.142	0.057

ここで、用いた月ごとの均時差と赤緯及び太陽定数の値を表 2-1 に示す。この計算にあたり、24 時間基準の地域時刻が 12 より小さい場合、太陽方位角は負数の値を用いる。法線直達日射量(E_{DN})は太陽高度角度の値が 0 より小さい場合には 0 を用いる。また、太陽—表面方位角度(γ)の値は太陽入射角度の $\cos\theta$ の値が -0.2 と同じもしくは小さい場合は 0.45 を用いるようにする。直達日射量(E_D)は $\cos\theta$ が 0 より小さい場合、0 を用いた。

• **Diffuse Load(Q_{Dif})について**

図 2-5 に示したように拡散負荷(Diffuse Load)とは日射による負荷の一つで直接負荷以外に日射が空間に拡散したことから起因する日射負荷のことを意味して、車体などが日射により受け取る負荷を表す。その細かい内容は式(2-12)～(2-13)で表す。

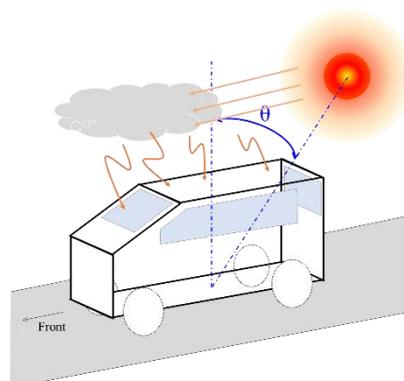


Fig.2-5 Schematic of diffuse load for cabin

$$Q_{Dif} = \sum_{surface} (S \times \tau \times I_{Dif}) \quad \text{式(2-12)}$$

- S : 面積(m²)
- Diffuse radiation factor: ASHRAE Handbook* 0.228
- τ : Surface element transmissivity (表面要素透過率): ASHRAE Handbook* 0.5

$$E_d = I_{Dif} = C_C \times E_{DN} \times \gamma \quad \text{式(2-13)}$$

- I_{Dif} : Diffuse radiation heat gain per unit area

• **Reflected Load(Q_{Ref})について**

図 2-6 に示したように反射負荷(Reflected Load)は日射による負荷の一つで直達日射と拡散日射以外に日射はまず地面に到達し、地面で反射されてから車両の底面に受け取る負荷を意味する。その細かい内容は式(2-14)～式(2-15)のように表される。

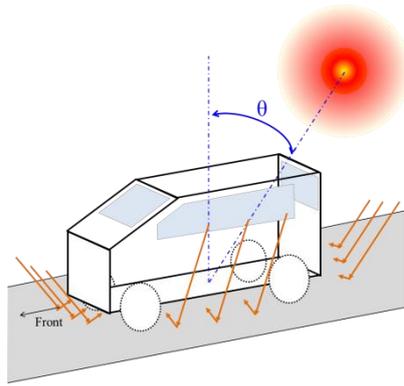


Fig.2-6 Schematic of reflected load for cabin

$$Q_{Ref} = \sum_{surface} (S \times \tau \times I_{Ref}) \quad \text{式(2-14)}$$

$$E_r = I_{Ref} = E_{DN} \times (C_c + \sin h \times \rho_g \times (1 - \cos 90^\circ)) / 2 \quad \text{式(2-15)}$$

- S : 底面積(m²)
- I_{Ref} : reflected radiation heat gain per unit area
- ρ_g : the ground reflectivity coefficient.

ここで、地面または日射が反射される場所から特定の表面への水平面の反射率は 0.02 で計算を行う。

• Ambient Load(Q_{Amb})について

図 2-7 に示すように大気負荷(Ambient Load)とは大気気温と客室の温度差に伴って移動する熱負荷を意味する。その細かな内容は式(2-16)～式(2-18)で表せる。

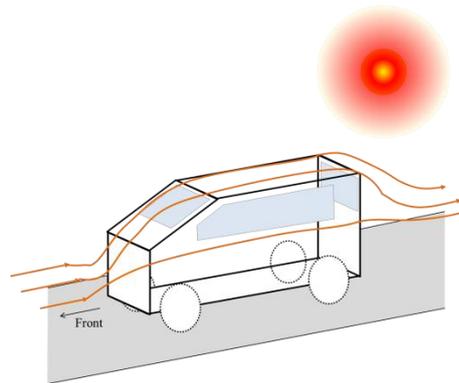


Fig.2-7 Schematic of ambient load for cabin

$$Q_{Amb} = \sum_{surface} (S \times U \times (T_s - T_i)) \quad \text{式(2-16)}$$

ここで、車速に伴い車体側との対流熱伝達係数は変化するようにするため、先行研究で従来知られている式

(2-18)を用いて、式(2-17)から総括熱伝達係数を求めることができる。

$$U = 1/R \text{ where } R = 1/h_o + \lambda/k + 1/h_i \quad \text{式(2-17)}$$

- U : 表面においての総括熱伝達係数
- T_i : 乗客室の平均温度
- R : 単位表面における熱抵抗
- h_o and h_i : 室外及び室内の対流熱伝達係数
- k : 表面熱伝導率
- λ : 表面厚み

$$h = 0.6 + 6.64\sqrt{V} \quad \text{式(2-18)}$$

- h: the convection heat transfer coefficient in w/m^2k
- V: the vehicle speed in m/s.

• **Ventilation Load(Q_{Ven})について**

図 2-8 のように換気負荷(Ventilation Load)とは車両の客室と外気の間で空気の移動に伴って発生する負荷を意味する。その詳細な内容は式(2-19)に示す。本研究で換気量(m_{Ven})は $0.1m^3/s$ にして求めた。

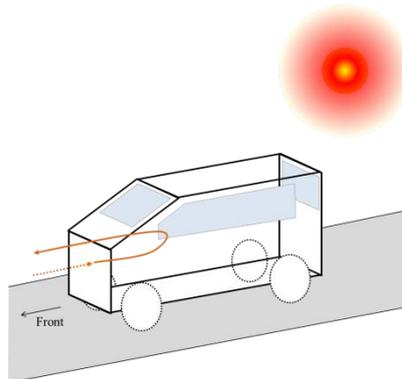


Fig.2-8 Schematic of ventilation load for cabin

$$Q_{Ven} = \dot{m}_{Ven} \times (e_o - e_i) \quad \text{式(2-19)}$$

- \dot{m}_{Ven} : Ventilation mass flow

$$e = 1006 \times T + (2.501 \times 10^6 + 1770 \times T) \times X \quad \text{式(2-20)}$$

- e_i, e_o : the ambient and cabin enthalpies

• **Air Conditioning Load(Q_{AC})について**

この空調負荷(AC Load)とは前述した各負荷のもとで客室で乗客の設定した温度に設定した時間で到達するために空調に要求される熱量のことを意味する。その細かな内容は下記のように式(2-21)~式(2-22)で表せる。

その際、Pull-Down 時間とは、客室温度が 1°C以内に快適温度に達するまでの時間を意味する。

$$Q_{AC} = -(Q_{Met} + Q_{Dir} + Q_{Dif} + Q_{Ref} + Q_{Amb} + Q_{Ven}) - \frac{(m_a C_a + DTM) \times (T_i - T_{comf})}{t_c} \quad \text{式(2-21)}$$

- T_{comf} : The Targe comfort temperature

$$t_c = \frac{t_p}{\ln T_0 - T_{comf}} \quad \text{式(2-22)}$$

- t_c : Pull-down constant which determines the overall pull-down time
- T_0 : initial cabin temperature

2.2.2 蓄電池(Battery)における熱負荷モデル構築と計算法

前章で述べた乗客室(CABIN)における熱負荷の定義を参考にして蓄電池(BATTERY)側の熱負荷の構成は式(2-23)のように表すことができる。

$$L_{Bat} = Q_{Gen} + Q_{Ref} + Q_{Amb} + Q_{Cond} + Q_{AC,bat} \quad \text{式(2-23)}$$

• バッテリー出力時の発熱 Load(Q_{Gen})について

蓄電池における熱負荷モデルに最も重要なことは車両の走行に伴いバッテリーの充放電時に発生する発熱量である。このバッテリーの発熱量を計算するには最初に車両の走行モードを決めその際に車両を駆動させるために実際にバッテリーに要求される出力を求めなければならない。その出力は自動車の運動を剛体の平面運動と単純化して考えると、図 2-9 に示したようにその運動方程式はニュートンの運動法則に従って、車両における質量×加速度 = 外力及びホイールにおける慣性モーメント×角加速度 = 外力である。車両の前後方向における運動方程式は式(2-24)のようになる。

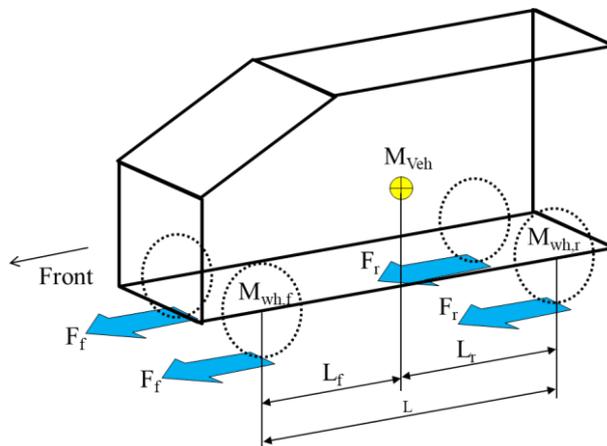


Fig.2-9 Scheme of the power train model

慣性力：式(2-24)

$$M_{veh} \cdot \frac{dV}{dt} = F_f + F_r - F_B - F_D$$

慣性モーメント：式(2-25)

$$J_{veh} \cdot \frac{d\omega_{wh}}{dt} = T_{wh} - R_{wh} \cdot (F_f + F_r)$$

$$J_r = M_{wh,r} \frac{R_{wh}^2}{2} \quad , \quad J_f = M_{wh,f} \frac{R_{wh}^2}{2}$$

ここで、 F_{tr} は推進力(Driving force)、 F_B は制動力(Breaking force)、 F_D は外部抵抗(Disturbance force)を表す。また、 F_D は空気抵抗、転がり抵抗、勾配抵抗で構成される。ただし、速度 V と車輪回転速度 ω_{wh} の関係は $V=R\omega_{wh}$ である。ここで、1 輪の駆動トルク J_r 、 J_f は前後車輪軸換算の全車両総慣性モーメントで車輪が等質の円盤で近似できる場合に式(2-25)のように与えられる。ここで、時間の変化による速度は様々な運転モードを用いる。式(2-26)からホイールにかかる全体のトルクを求めることができる。

$$\left(M_{veh} + \frac{2(J_f + J_r)}{R_{wh}} \right) \frac{dV}{dt} = \frac{2(T_f + T_r)}{R_{wh}} - \mu g(M_{b,f} + M_{b,r}) - \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot C_d \cdot V^2 - M_{veh} g \sin \theta$$

式(2-26)

$$M_{b,r} = \frac{L_f}{L} M_b \quad , \quad M_{b,f} = \frac{L_r}{L} M_b$$

また、そのホイールトルクから駆動系のトルク 損失を考慮した効率 η と減速比 ε を用いてモータから発生したトルクを求めることができる。また、車速からホイールの回転数 ω_{wh} と求められ、この ω_{wh} と減速比 ε を用いてモータの回転数 ω_{motor} を更に求めることができる。ここまでの結果を用いて式(2-28)のようにモータのパワーを定められる。ここにモータの効率とモータを制御するインバータの効率を用いてモータとインバータから発生する熱量を求める。

$$Q_{mot} = 2\pi T_{total} \times RPM_{motor}$$

式(2-27)

$$Q_{PT} = Q_{mot} \times (1 - \eta_{mot}) \times (1 - \eta_{inv})$$

式(2-28)

ここまで述べた計算式は電気自動車だけではなく一般的に車両の基本的な運動を定義する計算式のためここまでの計算式が電気自動車においてはどれほど適合性を持つかについて検討を行った。検討には既に開発された電気自動車の日産 Leaf の諸元である表 2-2 に基づいてモータ RPM による Torque の関係を実際自動車メーカーの発表しているモータの性能と計算値の結果の比較を試みた。その結果を図 2-10 に示す。計算結果は実際の性能グラフと全般的に一致する傾向を見せたが、モータの RPM が 5000 を超え始めてから計算値が実際の性能値よりトルクを大きく見積もる傾向が見られる。しかし、一般的に都心走行と高速走行両方を謀議した NEDC モードを用いて計算を行うと 4500RPM 以下の領域でモータが主に運転していることよりこの計算モデルを本研究で用いることにした。

Tabel.2-2 Dimension of Nissan Leaf

parameter	Description	Value
R _{wh} [m]	Radius of Wheel	0.38
M _d [kg]	Vehicle weight	1521
M _{wh,f,r} [kg]	Wheel weight	15
L[m]	Length(wheel - wheel)	2.7
L _{f,r} [m]	Length from to mass center	1.35
Width[m]	Vehicle width	1.77
Height[m]	Vehicle height	1.55
E[-]	Overall gear ratio	7.94

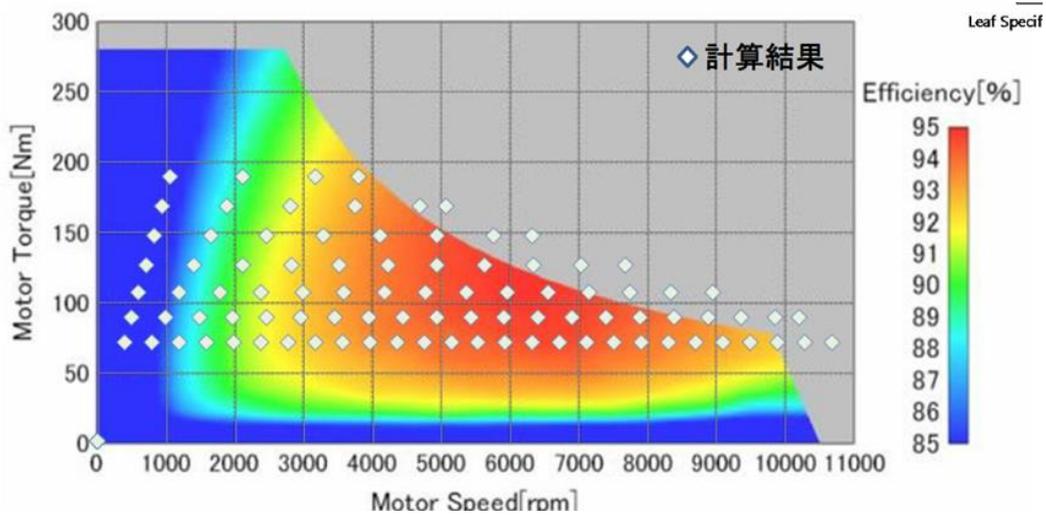


Fig.2-10 Motor speed Vs. Torque between test result and calculation
(Source : Nissan technical report)

ここまでの結果を持って車両の基本諸元を用いて電気自動車における駆動系の必要な出力を計算することができると判断した。この計算方法を応用すると乗車人数による重量増加が反映でき、それによるモータ出力増減まで見積もることができる。また、運転モードによりモータが必要にする出力も計算でき、そのモータが必要にする出力は結局バッテリーから供給しなければならないことを意味するため、バッテリーにおける時間-要求出力の関係がわかるようになる。その際、このように求められた時間-要求出力によりバッテリーは内部に蓄えた化学エネルギーを電気エネルギーへ変換して放出することになる。この際バッテリーは発熱する。実際にバッテリーの発熱は化学-電気エネルギーの変換によるとても複雑なメカニズムに従い発熱をするわけである。しかし、本研究ではバッテリーの発熱過程に対する考察よりバッテリーの発熱による電気自動車の熱管理における影響を分析してこれに対応するための新たな熱管理手段を研究の目的にするため、バッテリーの発熱メカニズムは簡略化して用いることにする。

Li-ion バッテリーの発熱は化学反応の非可逆性のため起こることである。このような非可逆性によるバッテリーの発熱現象を数学的に表すためにはいくつかの仮定を行うにする。①すべての非可逆エネルギーは熱エネルギーに変換される②バッテリー内部の伝導率は一定である③バッテリーの物理的な特性は充電時と放電時で変わらない④電解液の中での対流はないと仮定をおいている。

$$\dot{Q} = Q_p + Q_s - Q_b \quad \text{式(2-29)}$$

$$Q_p = I \times (V - V_0) = I^2 R \quad \text{式(2-30)}$$

$$Q_s = T_{cell} \Delta S \frac{I}{nF} \quad \text{式(2-31)}$$

上の式で表した I は充電もしくは放電時の電流値を表す。ここで電流がバッテリーを通して流れる際、バッテリーの電圧 V は電気化学的分極により開放回路電圧(OCV : Open Circuit Voltage) V_0 との差が発生する。この際、①の仮定により分極によるすべてのエネルギーの損失は熱として発生する。そのため、 Q_p は充放電サイクルでの発熱を表す項である。ここで、 V と V_0 との差は IR として表すことができるので、 Q_p は内部抵抗 R によって決まることがわかる。 Q_s はエントロピー変化による熱量である。式(2-31)で T_{cell} はバッテリーの温度である。 F はファラデー定数、 $9.648670 \pm 0.00016 \times 10^4 \text{C/mol}$ である。ここでは Li-ion バッテリーのため、 $n=1$ を用いている。先行研究[12]より実際にバッテリーの種類によって SOC による ΔS の値は図 2-11 に示したように変化することがわかる。しかし、この研究では、Li-ion バッテリーのエントロピー変化(ΔS)は一般的に放電時には $-30 \text{J/mol} \cdot \text{K}$ として仮定して値を求めている。充放電時に化学的な反応方向は逆のため、 Q_s の値は充電時には吸熱反応であり、放電時には発熱反応を表す。

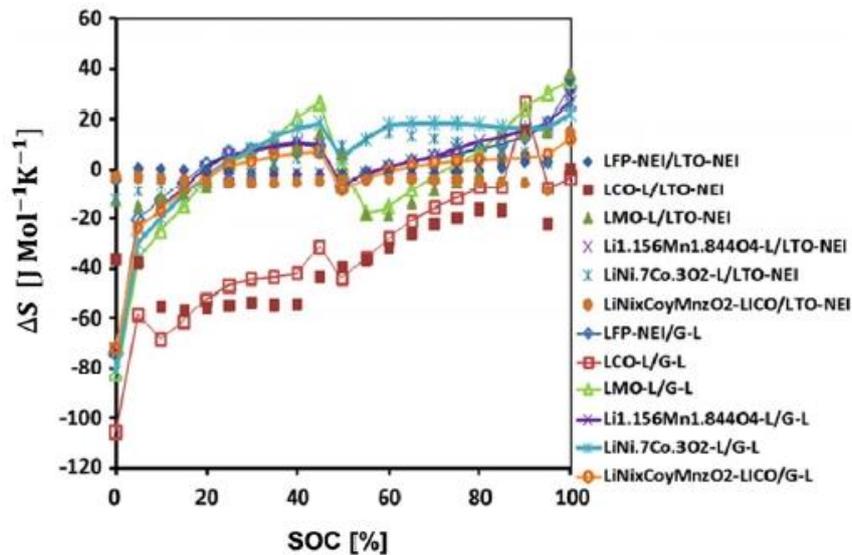


Fig.2-11 Entropy change curve of Li-ion cell[12]

図 2-11 からわかるようにバッテリーにおける内部抵抗 R と ΔS の値は異なり、バッテリー固有の特性である。本研究で計算に用いたバッテリーセルの流れる電流に対する発熱特性を式(2-32)と図 2-12 に示す。

$$\begin{aligned}
 Q_{cell} &= Q_{joule} \pm Q_{reaction} = I \left\{ (V_0 - V) \pm T \frac{dV_0}{dT} \right\} \\
 &= 0.05 \times (0.0169I^2 \times \exp(-0.036T_{cell}) - 3.109237 \times 10^{-4} \times I \times T_{cell})
 \end{aligned} \quad \text{式(2-32)}$$

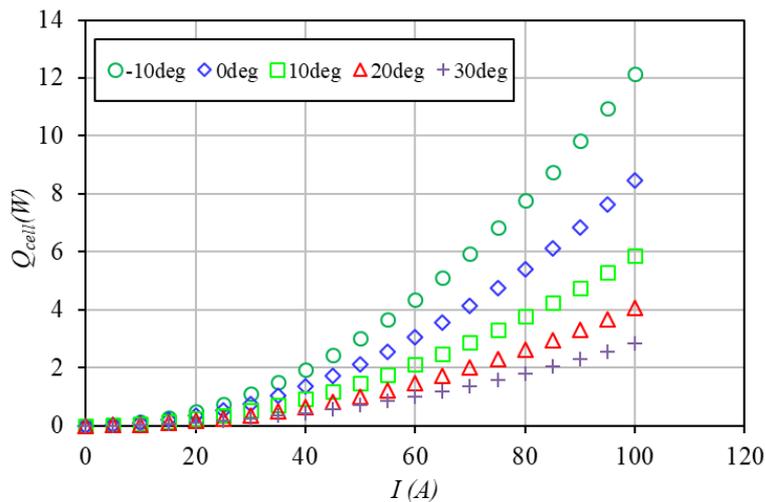


Fig.2-12 Q_{gen} curve of Li-ion cell in this study

セル 1 個の出力電圧は 3.6V 程度で低いため、このバッテリーセルを直列に数十個繋いでバッテリーモジュールが構成される。式(2-32)で求められたセルにおける発熱量をバッテリーモジュール単位として式(2-33)のように表せる。その際、N はモジュール 1 個当たりに搭載されるセルの数を意味する。

$$Q_{module} = N \times Q_{cell} \quad \text{式(2-33)}$$

また、数百電圧まで出力できるように N 個のセルからできたバッテリーモジュールを数個並列に繋ぐことで電気自動車に十分走行できるようなバッテリーパックの容量を確保する。その際の、バッテリーパックとしての発熱量は式(2-34)に表せる。その際、M はバッテリーパック 1 個当たりに搭載されるモジュールの数を意味する。このようにパックの中にはセルを直列に繋いでモジュールをそのモジュールを並列で繋いでいる。この関係を用いて車両の走行時にセル 1 個が吐き出す出力電流が計算できるようになる。

$$Q_{pack} = M \times Q_{module} \quad \text{式(2-34)}$$

• **Reflected Load(Q_{ref})について**

乗客室(CABIN)における熱負荷の計算の際にも説明のあった日射による負荷の内、バッテリーパックは車両の底面に位置するため、直達日射と拡散日射はバッテリーパックに熱負荷として影響は無視できると考えられる。しかし、反射日射の場合は、図 2-13 で示したように地面に反射した日射が車両底面のバッテリーパックに熱負荷として働く。そのため、前章の乗客室における反射日射を求めた太陽における情報を用いて式(2-35)のようにバッテリーパックにおける反射日射を求めることができる。

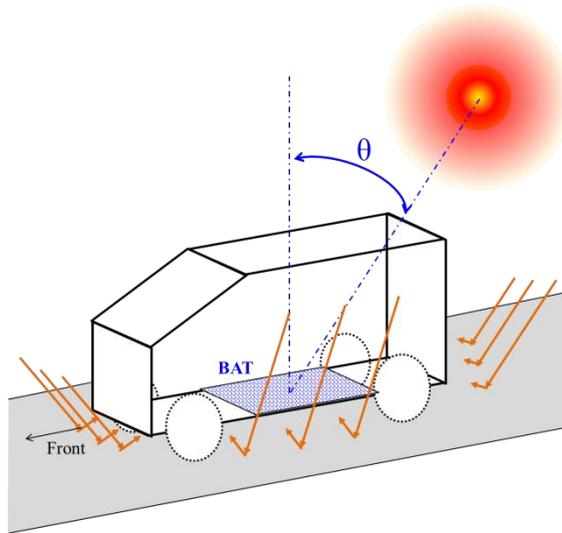


Fig.2-13 Schematic of reflected load for battery pack

$$Q_{Ref} = \sum_{surface} (S_{bat} \times \tau \times I_{Ref}) \quad \text{式(2-35)}$$

- S : バッテリ底面面積(m²)

- **Ambient Load(Q_{Amb})について**

バッテリーパックにおける大気負荷(Ambient Load)とは図 2-14 のように大気的气温とバッテリーパックの温度差と対流に伴って移動する熱負荷を意味する。その細かな内容は式(2-36)に表せる。

$$Q_{Amb} = \sum_{surface} (S_{bat} \times U \times (T_s - T_{bat})) \quad \text{式(2-36)}$$

ここで、車両速度による対流熱伝達係数(h)とそれに基づく総合熱伝達係数(U)は式(2-17)～式(2-18)より求めた値を用いる。

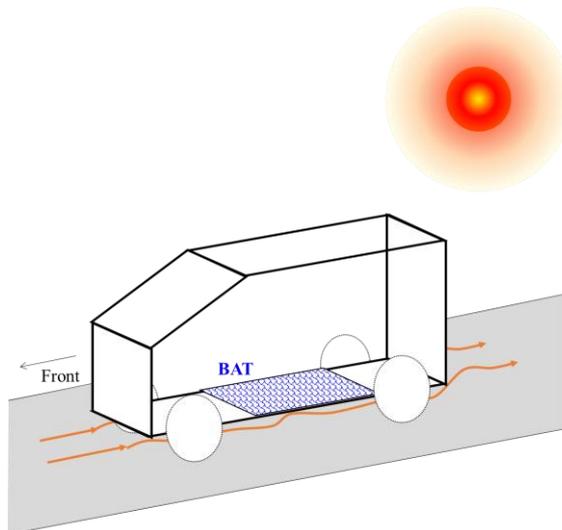


Fig.2-14 Schematic of ambient load for battery pack

- **Conductive Load(Q_{Amb})について**

バッテリーパックは車両の底面に位置しているその大きさは車両にもよるが一般的に車両底面全体の半分以上を占めている。また、バッテリーパックは重たく車両に固定するために金属などで車両と直接締結されており、バッテリーパックの熱負荷としては微弱ではあるが、車両の方から熱伝導で伝わるのが考えられる。しかし、この値は車両ごとに異なるし、複雑な材料や大きさをもつ車両における熱伝導に重要な熱伝導率を定めることが難しくそのため、本研究では式(2-37)のように日射負荷($Q_{Dir}, Q_{Dif}, Q_{Ref}$)と大気負荷(Q_{Amb})の計算で求めた車両における各表面温度 T_s の平均値とその際のバッテリーセルの温度を用いた。本研究で用いたバッテリーパック-車両間の熱伝導率は 2.37W/mK を用いた。

$$Q_{Cond} = S_{bat-veh} \times \lambda/k \times (\sum_{surface}(T_s)/n - T_{bat}) \quad \text{式(2-37)}$$

- **Battery heating Load($Q_{AC,bat}$)について**

バッテリーパックの加熱及び冷却においては乗客室(CABIN)の空調熱負荷を求めた方法を応用して式(2-38)~式(2-39)で表せる。

$$Q_{AC,bat} = -(Q_{Gen} + Q_{Ref} + Q_{Amb} + Q_{Cond}) - \frac{(m_{a,bat} C_{a,bat} + DTM_{bat}) \times (T_{i,bat} - T_{target,bat})}{t_{c,bat}} \quad \text{式(2-38)}$$

- $T_{target,bat}$: The Target battery temperature

$$t_{c,bat} = t_p / \ln T_0 - T_{target,bat} \quad \text{式(2-39)}$$

- t_c : Pull-down constant which determines the overall pull-down time
- T_0 : initial battery temperature

2.3 考察

ここまで述べたように電気自動車の場合、従来の内燃機関車における熱負荷計算より複雑であり、電気エネルギーから熱エネルギーの変換を取り扱うようになる。熱負荷の計算において車両各面におけるガラス窓の占める割合の値が必要になる。本研究で用いた車両の外寸法及び窓の比率を図 2-15 に示す。

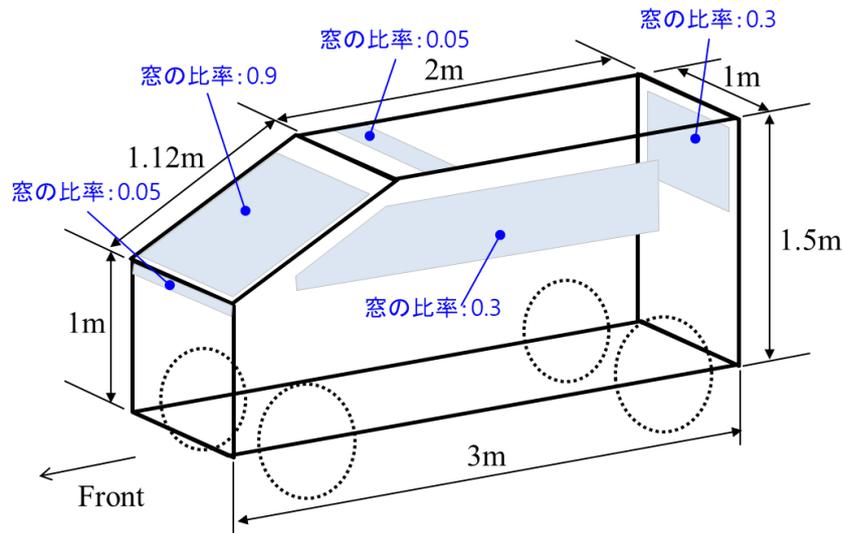


Fig.2-15 Schematic of vehicle dimension for cabin thermal load calculation

本研究の計算で用いた車両における諸元及び熱物性を表 2-3～表 2-6 に示す。

Table.2-3 Metabolic thermal load condition

	W[kg]	H[m]
Driver	70	1.75
Passenger1	70	1.75

Table.2-4 Cabin heating target and thermal load condition

Target Temperature[°C]	27
T_p [s]	300
DTM[J/K]	5600

Table.2-5 Vehicle property and thermal condition

Property	Glass	Vehicle Body
Conductivity	1.05	0.2
Density	2500	1500
Transmissivity	0.5	0
Absorption	0.3	0.4
Specific heat	840	1000
Thickness[mm]	3	10

Table.2-6 Sun position condition and thermal condition for each calculation area

	Japan, Tokyo	USA, Phoenix	USA, Miami	Canada, Kapuskasing
Standard Longitude(GST)	E135	W105	W75	W75
Latitude	N35	N33	N25	N49
Longitude	E139	W112	W80	W82
Vehicle Direction	South	South	South	South
CN	1	1	1	1
ρg	0.2	0.2	0.2	0.2

2.3.1 気候環境による熱負荷の傾向

熱負荷を求める際、最も重要な項目の一つが地域による温度と太陽による日射量の見積もりである。実際に車両の場合、全世界の各国に販売されるので多様な気候及び日射環境における熱負荷に十分に対応できるように寒冷地及び酷暑地の気候での検討もしながら車両の設計と開発を行うようにしている。しかし、本研究で対象にしている電気自動車の場合、従来の内燃機関車とは異なり現在北半球の中間緯度の地域を中心に優先的に普及されている。それは電気をエネルギーにしているため、例えば熱帯雨林や砂漠のような地域までは現在普及が難しく、比較的短い走行距離でも目的地に接近できながら電気充電インフラが備えた都心地から主に普及が始められている。図 2-16 のように電気自動車の普及されている地域の中で寒冷地としては Canada の Kapuskasing が挙げられる。また、砂漠のように 酷暑地としては USA の Phoenix を、高温多湿の気候としては USA Miami のような地域が気候検討対象に挙げられる。



Fig.2-16 spread region of electric vehicle

Table.2-7 Climate data for Kapuskasing(1980-2010)

Climate data for Kapuskasing (1981-2010)													[hide]
Month	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Year
Record high °C (°F)	8.3 (46.9)	12.2 (54)	22.0 (71.6)	29.7 (85.5)	34.6 (94.3)	38.3 (100.9)	37.8 (100)	35.0 (95)	33.3 (91.9)	27.8 (82)	20.0 (68)	15.6 (60.1)	38.3 (100.9)
Average high °C (°F)	-11.8 (10.8)	-8.1 (17.4)	-1.1 (30)	7.6 (45.7)	16.1 (61)	21.5 (70.7)	24.0 (75.2)	22.5 (72.5)	16.7 (62.1)	8.4 (47.1)	-0.1 (31.8)	-8.1 (17.4)	7.3 (45.1)
Daily mean °C (°F)	-17.9 (-0.2)	-15.0 (5)	-8.1 (17.4)	1.2 (34.2)	9.1 (48.4)	14.6 (58.3)	17.4 (63.3)	16.0 (60.8)	11.1 (52)	4.0 (39.2)	-4.1 (24.6)	-13.1 (8.4)	1.3 (34.3)
Average low °C (°F)	-23.9 (-11)	-21.8 (-7.2)	-15.1 (4.8)	-5.3 (22.5)	2.1 (35.8)	7.7 (45.9)	10.8 (51.4)	9.6 (49.3)	5.4 (41.7)	-0.4 (31.3)	-8.0 (17.6)	-18.0 (-0.4)	-4.8 (23.4)
Record low °C (°F)	-47.2 (-53)	-46.7 (-52.1)	-42.8 (-45)	-30.6 (-23.1)	-13.0 (8.6)	-6.7 (19.9)	-1.0 (30.2)	-3.9 (25)	-7.0 (19.4)	-15.6 (3.9)	-36.1 (-33)	-47.2 (-53)	-47.2 (-53)
Average precipitation mm (inches)	48.1 (1.89)	36.1 (1.42)	47.7 (1.88)	54.6 (2.15)	69.0 (2.72)	80.3 (3.16)	102.0 (4.02)	77.2 (3.04)	100.9 (3.97)	86.3 (3.4)	70.9 (2.79)	56.5 (2.22)	829.5 (32.66)
Average rainfall mm (inches)	0.6 (0.02)	2.5 (0.1)	10.1 (0.4)	29.2 (1.15)	61.1 (2.41)	80.1 (3.15)	101.9 (4.01)	77.2 (3.04)	99.5 (3.92)	64.9 (2.56)	23.5 (0.93)	5.2 (0.2)	555.7 (21.88)
Average snowfall cm (inches)	55.5 (21.9)	39.3 (15.5)	42.1 (16.6)	26.9 (10.6)	7.8 (3.1)	0.2 (0.1)	0.1 (0)	0.0 (0)	1.3 (0.5)	21.5 (8.5)	52.9 (20.8)	60.0 (23.6)	307.6 (121.1)
Average precipitation days (≥ 0.2 mm)	17.8	14.3	14.4	11.2	12.7	15.3	15.6	14.9	17.4	17.4	19.8	20.4	191.3
Average rainy days (≥ 0.2 mm)	0.77	0.87	3.1	6.8	11.6	15.2	15.6	14.9	17.3	13.6	6.6	2.3	108.5
Average snowy days (≥ 0.2 cm)	18.1	14.7	13.2	6.9	2.8	0.17	0.03	0.0	0.63	7.4	16.9	20.2	101.1
Mean monthly sunshine hours	75.3	109.5	146.7	185.9	220.8	226.2	252.5	224.6	127.5	88.0	48.3	55.4	1,763.7
Percent possible sunshine	29.1	38.4	39.9	45.2	46.5	46.6	51.5	50.3	33.6	26.3	17.6	21.6	37.2

Source: Environment Canada (normals recorded at airport, sun at Kapuskasing CDA (1981-2000), extremes from both stations)^{[2][4]}

Table.2-8 Climate data for Phoenix(1981-2010)

월	Phoenix Int'l, Arizona (1981-2010 normals, ^[a] extremes 1895-present) ^[b] 의 기후												년
	1월	2월	3월	4월	5월	6월	7월	8월	9월	10월	11월	12월	
최고기온기록 °F (°C)	88 (31)	92 (33)	100 (38)	105 (41)	114 (46)	122 (50)	121 (49)	117 (47)	116 (47)	107 (42)	86 (30)	87 (31)	122 (50)
평균최대기온 °F (°C)	78.7 (25.9)	82.8 (28.2)	90.0 (32.2)	98.6 (37)	105.9 (41.1)	112.5 (44.7)	114.4 (45.8)	112.5 (44.7)	108.6 (42.6)	100.1 (37.8)	88.1 (31.2)	77.1 (25.1)	115.2 (46.2)
평균최고기온 °F (°C)	67.2 (19.6)	70.7 (21.5)	76.9 (24.9)	85.2 (29.6)	94.8 (34.9)	103.9 (39.9)	106.1 (41.2)	104.4 (40.2)	99.8 (37.7)	88.5 (31.4)	75.5 (24.2)	66.0 (18.9)	86.6 (30.3)
일평균기온 °F (°C)	56.4 (13.6)	59.7 (15.4)	65.2 (18.4)	72.7 (22.6)	82.1 (27.8)	90.8 (32.7)	94.8 (34.9)	93.6 (34.2)	88.4 (31.3)	76.7 (24.8)	64.1 (17.8)	55.4 (13)	75.1 (23.9)
평균최저기온 °F (°C)	45.6 (7.6)	48.7 (9.3)	53.5 (11.9)	60.2 (15.7)	69.4 (20.8)	77.7 (25.4)	83.5 (28.6)	82.7 (28.2)	76.9 (24.9)	64.8 (18.2)	52.7 (11.5)	44.8 (7.1)	63.4 (17.4)
평균최소기온 °F (°C)	36.2 (2.3)	39.4 (4.1)	43.2 (6.2)	49.5 (9.7)	58.0 (14.4)	68.4 (20.2)	73.7 (23.2)	73.7 (23.2)	67.1 (19.5)	53.6 (12)	40.8 (4.9)	34.6 (1.4)	33.5 (0.8)
최저기온기록 °F (°C)	16 (-9)	24 (-4)	25 (-4)	35 (2)	39 (4)	49 (9)	63 (17)	58 (14)	47 (8)	34 (1)	27 (-3)	22 (-6)	16 (-9)
평균 강수량 인치 (mm)	0.91 (23)	0.92 (23)	0.99 (25)	0.28 (7)	0.11 (3)	0.02 (1)	1.05 (27)	1.00 (25)	0.64 (16)	0.58 (15)	0.65 (17)	0.88 (22)	8.33 (204)
평균 강설량 인치 (cm)	trace	trace	(0)	(0)	(0)	(0)	(0)	(0)	(0)	(0)	(0)	trace	trace
평균강수일수 (≥ 0.01 in)	4.1	4.4	3.9	1.7	1.0	0.5	4.2	5.0	2.8	2.5	2.6	3.9	36.6
평균 상대 습도 (%)	50.9	44.4	39.3	27.8	21.9	19.4	31.6	36.2	35.6	36.9	43.8	51.8	36.6
평균 월간 일조시간	256.0	257.2	318.4	353.6	401.0	407.8	378.5	360.8	328.6	308.9	256.0	244.8	3,871.6
가능 일조율	81	84	86	90	93	95	86	87	89	88	82	79	87

출처: NOAA (relative humidity and sun 1961-1990)^{[a][b]}, Weather.com^[1]

Table.2-9 Climate data for Miami(1981-2010)

월	Miami (MIA), 1981-2010 normals, ^[a] extremes 1895-present ^[b] 의 기후												년
	1월	2월	3월	4월	5월	6월	7월	8월	9월	10월	11월	12월	
최고기온기록 °F (°C)	88 (31)	89 (32)	93 (34)	96 (36)	98 (37)	98 (37)	100 (38)	98 (37)	97 (36)	95 (35)	91 (33)	89 (32)	100 (38)
평균최대기온 °F (°C)	84.3 (29.1)	85.5 (29.7)	87.9 (31.1)	90.2 (32.3)	92.3 (33.5)	94.0 (34.4)	94.6 (34.8)	95.0 (35)	93.1 (33.9)	90.7 (32.6)	86.9 (30.5)	84.8 (29.3)	96.1 (35.6)
평균최고기온 °F (°C)	76.4 (24.7)	78.1 (25.6)	80.3 (26.8)	83.2 (28.4)	87.0 (30.6)	89.5 (31.9)	90.9 (32.7)	91.0 (32.8)	89.3 (31.8)	86.2 (30.1)	81.7 (27.6)	77.9 (25.5)	84.3 (29.1)
일평균기온 °F (°C)	68.2 (20.1)	70.2 (21.2)	72.6 (22.6)	75.8 (24.3)	79.9 (26.6)	82.7 (28.2)	84.1 (28.9)	84.2 (29)	82.9 (28.3)	79.9 (26.6)	74.9 (23.8)	70.5 (21.4)	77.2 (25.1)
평균최저기온 °F (°C)	59.9 (15.5)	62.3 (16.8)	64.9 (18.3)	68.3 (20.2)	72.9 (22.7)	76.0 (24.4)	77.3 (25.2)	77.4 (25.2)	76.5 (24.7)	73.5 (23.1)	68.1 (20.1)	63.0 (17.2)	70.0 (21.1)
평균최소기온 °F (°C)	43.1 (6.2)	46.6 (8.1)	50.6 (10.3)	57.3 (14.1)	65.3 (18.5)	70.7 (21.5)	72.3 (22.4)	72.3 (22.4)	72.1 (22.3)	63.8 (17.7)	54.9 (12.7)	46.3 (7.9)	40.1 (4.5)
최저기온기록 °F (°C)	28 (-2)	27 (-3)	32 (0)	39 (4)	50 (10)	60 (16)	66 (19)	67 (19)	62 (17)	45 (7)	36 (2)	30 (-1)	27 (-3)
평균 강수량 인치 (mm)	1.62 (41)	2.25 (57)	3.00 (76)	3.14 (80)	5.34 (136)	9.67 (246)	6.50 (165)	8.88 (226)	9.86 (250)	6.33 (161)	3.27 (83)	2.04 (52)	61.90 (1,572)
평균강수일수 (≥ 0.01 in)	6.9	6.5	7.0	6.4	10.0	16.4	16.9	18.9	17.9	12.7	8.4	7.2	135.2
평균 상대 습도 (%)	72.7	70.9	69.5	67.3	71.6	76.2	74.8	76.2	77.8	74.9	73.8	72.5	73.2
평균 월간 일조시간	219.8	216.9	277.2	293.8	301.3	288.7	308.7	288.3	262.2	260.2	220.8	216.1	3,154
가능 일조율	66	69	75	77	72	70	73	71	71	73	68	66	71

출처: NOAA (relative humidity and sun 1961-1990),^{[2][3][4]} The Weather Channel^[5]

このようにいくつかの地域において電気自動車の熱管理という考え方としては Canada の Kapuskasing の寒冷地では年中の気温を見ると 7 月においても日中平均温度が 17.4℃までしか温まらずこの温度では夏においても冷房が必要ではないと考えられる。逆に、Miami では年中の気温を見ると、1 月においても日中平均温度が 20.1℃、Phoenix では 12 月においても日中平均温度が 13℃であり、冬においてもほとんど暖房の必要がないと考えられる。

最大冷房もしくは暖房能力の検討を行うためにはこのように偏った気候を用いて検討を行う必要があると考えられる。しかし、実際に多くのユーザは暖房と冷房を共に必要にする気候条件で過ごしており、新たな熱管理システムを提案する本研究の目的と照らし合わせると冷房もしくは暖房に偏った地域を対象にするより、比較的季節がはっきりしている地域を対象にすることを優先した。そこで、夏の 8 月には日中平均温度が 26.4℃(最高気温記録 39.5℃)まで温まり、冬の 1 月には日中平均気温が 0.9℃(最低気温記録-9.2℃)である東京の気候環境をベースにして熱負荷を定めるようにした。東京の年中の気候環境を表 2-10 で示す。

Table.2-10 Climate data for Tokyo(1981-2010)

Kitanomaru Park, ^[1] Chiyoda ward, Tokyo (1981-2010)の気候													
Month	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	年
最高気温[℃]	22.6 (72.7)	24.9 (76.8)	25.3 (77.5)	29.2 (84.6)	32.2 (90)	36.2 (97.2)	39.5 (103.1)	39.1 (102.4)	38.1 (100.6)	32.6 (90.7)	27.3 (81.1)	24.8 (76.6)	39.5 (103.1)
平均最高気温[℃]	9.6 (49.3)	10.4 (50.7)	13.6 (56.5)	19.0 (66.2)	22.9 (73.2)	25.5 (77.9)	29.2 (84.6)	30.8 (87.4)	26.9 (80.4)	21.5 (70.7)	16.3 (61.3)	11.9 (53.4)	19.8 (67.6)
日平均気温[℃]	5.2 (41.4)	5.7 (42.3)	8.7 (47.7)	13.9 (57)	18.2 (64.8)	21.4 (70.5)	25.0 (77)	26.4 (79.5)	22.8 (73)	17.5 (63.5)	12.1 (53.8)	7.6 (45.7)	15.4 (59.7)
平均最低気温[℃]	0.9 (33.6)	1.7 (35.1)	4.4 (39.9)	9.4 (48.9)	14.0 (57.2)	18.0 (64.4)	21.8 (71.2)	23.0 (73.4)	19.7 (67.5)	14.2 (57.6)	8.3 (46.9)	3.5 (38.3)	11.6 (52.9)
最低気温[℃]	-9.2 (15.4)	-7.9 (17.8)	-5.6 (21.9)	-3.1 (26.4)	2.2 (36)	8.5 (47.3)	13.0 (55.4)	15.4 (59.7)	10.5 (50.9)	-0.5 (31.1)	-3.1 (26.4)	-6.8 (19.8)	-9.2 (15.4)
平均降水量[cm]	52.3 (2.06)	56.1 (2.21)	117.5 (4.63)	124.5 (4.9)	137.8 (5.43)	167.7 (6.6)	153.5 (6.04)	168.2 (6.62)	209.9 (8.26)	197.8 (7.79)	92.5 (3.64)	51.0 (2.01)	1528.8 (60.19)
平均降雪量[cm]	5 (2)	5 (2)	1 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)	11 (4)
平均相対湿度[%]	52	53	56	62	69	75	77	73	75	68	65	56	65
平均月間日射時間	184.5	165.8	163.1	176.9	167.8	125.4	146.4	169.0	120.9	131.0	147.9	178.0	1,876.7

출처: Japan Meteorological Agency (records 1872-present)^{[2][3][4]}

表 2-10 の情報から 1 月の温度が年中最も低い気温を示していることがわかる。そのため、本研究では東京の 1 月気候より最低気温を体表して-10℃相対湿度 50%条件と平均温度を体表して 0.9℃相対湿度 50%条件における熱負荷の分析を行った。電気自動車の利用時間に関する Haaren ら[13]の先行研究で報告された一週間における駐車時刻に関する調査を図 2-17 に示す。車両を利用する時刻情報を定めることで日射条件は決まることになる。図 2-17 より大きく分けて朝 7 時頃のパターンと朝 10 時頃のパターンの 2 つの時刻で最も駐車率が低いことが分かる。駐車率が低いことはたくさんのユーザが車を利用していることを意味する。この結果を参考にして本研究では東京を想定しているため、太陽が上がる直前からを謀議できる午前 7 時 30 分からの 1 時間の走行と太陽がある程度上がり車の使用が本格的に始まる午前 10 時からの 1 時間の運転の 2 条件を設けて検討を行った。朝 10 時での日射条件で求められた熱負荷の計算結果を図 2-18～図 2-25 に示す。

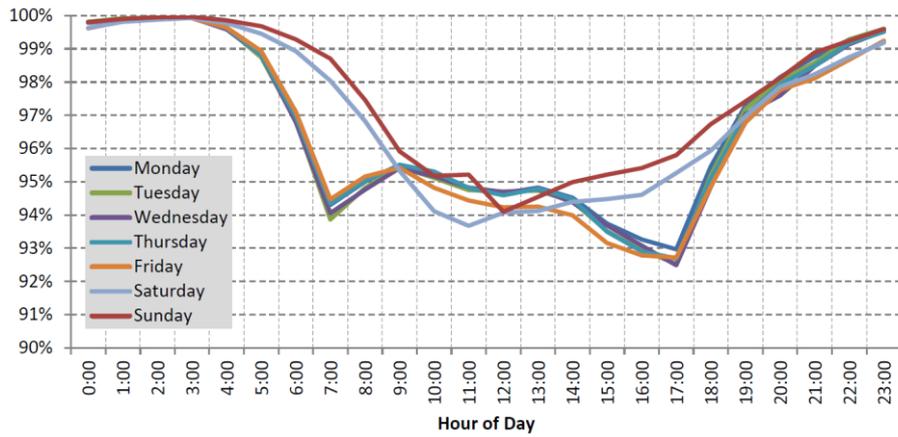


Fig.2-17 Car usage(parking) pattern plotted for each days of the week [13]

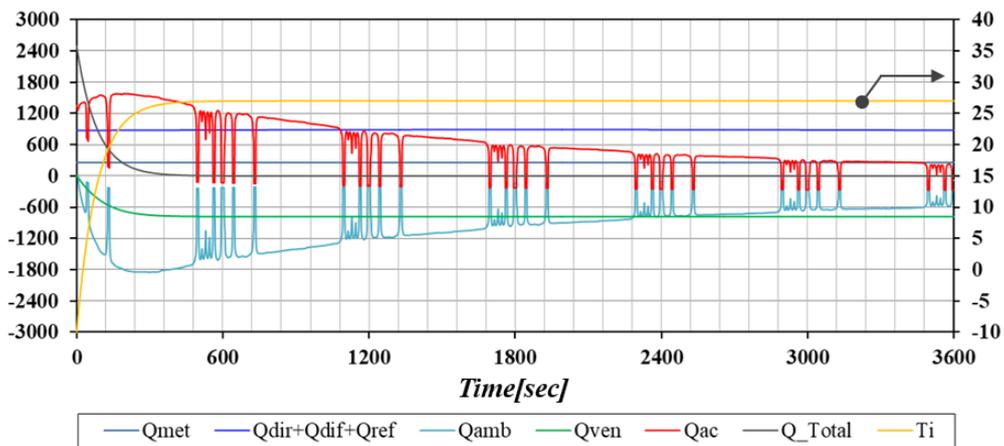


Fig.2-18 Thermal load result on the -10°C/RH50%/am10 for cabin(US06)

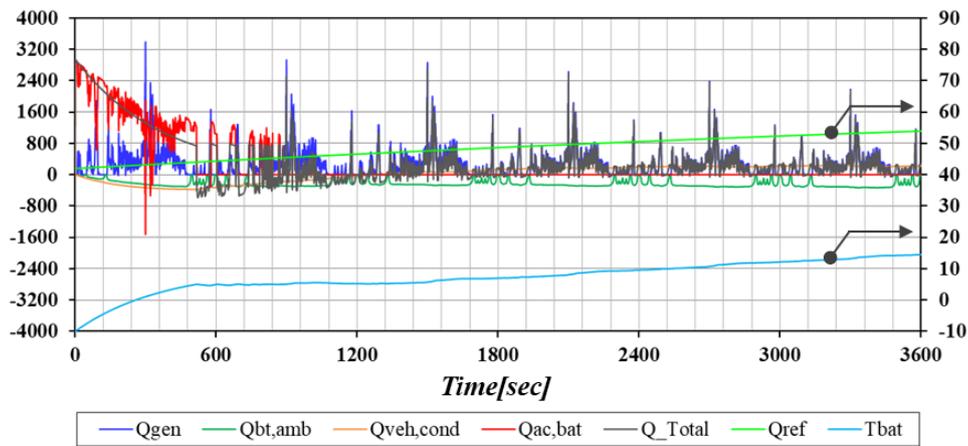


Fig.2-19 Thermal load result on the -10°C/RH50%/am10 for battery(US06)

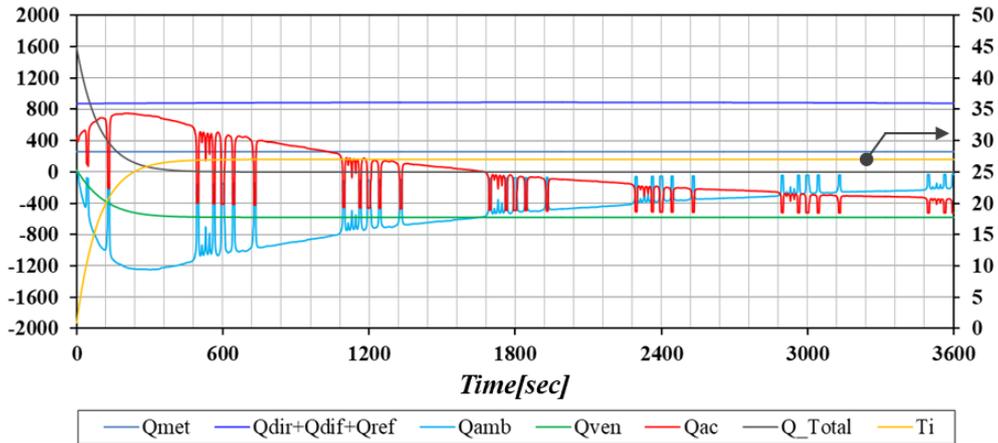


Fig.2-20 Thermal load result on the 0.9°C/RH50%/am10 for cabin(US06)

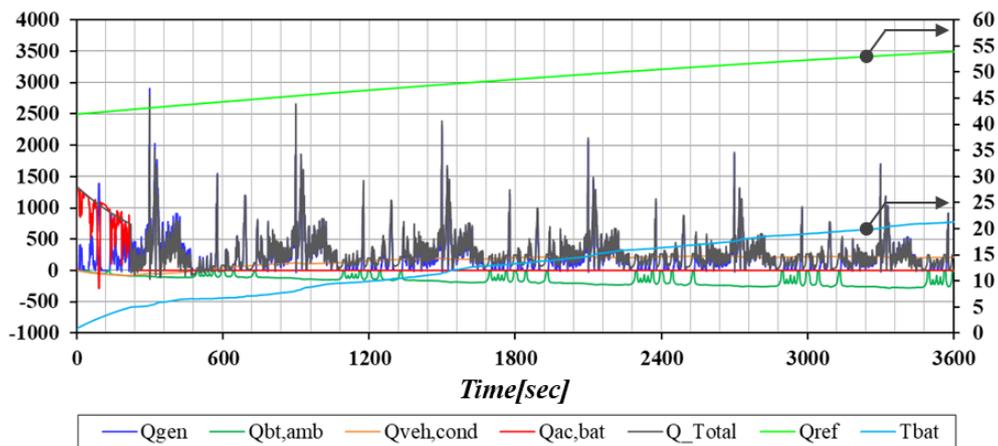


Fig.2-21 Thermal load result on the 0.9°C/RH50%/am10 for battery(US06)

計算結果を表した図からわかるように気候環境の-10°Cと0.9°Cでの熱負荷は-10°Cの場合が大きく、0.9°Cでは乗客室に暖房空調能力が最大 800W に対して-10°Cでは凡そ2倍を超える1700W程度が必要になることがわかる。バッテリーにおいても初期バッテリーを温めるために-10°Cでは最大2.8kW程度の加熱が必要になることがわかる。更に、日射条件の朝7時30分での熱負荷計算を図2-22～2-25に示す。結果から日射のあまりない朝7時30分の熱負荷の方が大きく乗客室及びバッテリーのために暖房と加熱が10時に比べさらに必要になることがわかる。

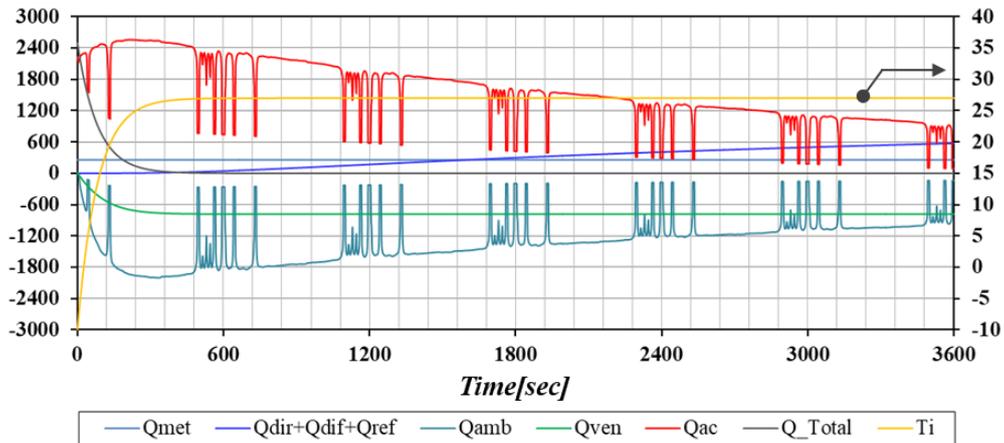


Fig.2-22 Thermal load result on the -10°C/RH50%/am7:30 for cabin(US06)

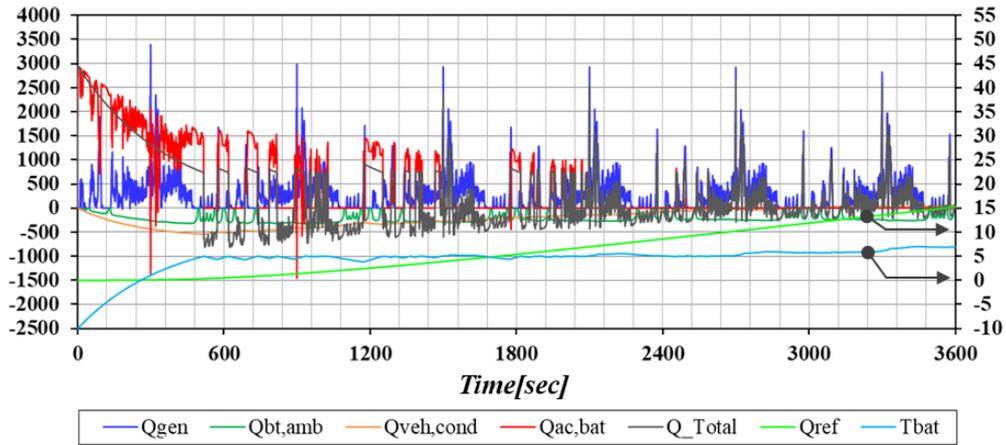


Fig.2-23 Thermal load result on the -10°C/RH50%/am7:30 for battery(US06)

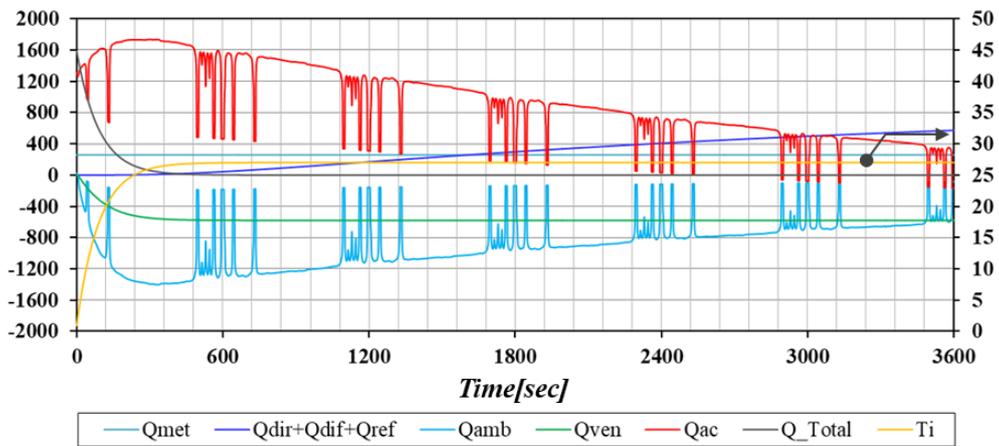


Fig.2-24 Thermal load result on the 0.9°C/RH50%/am7:30 for cabin(US06)

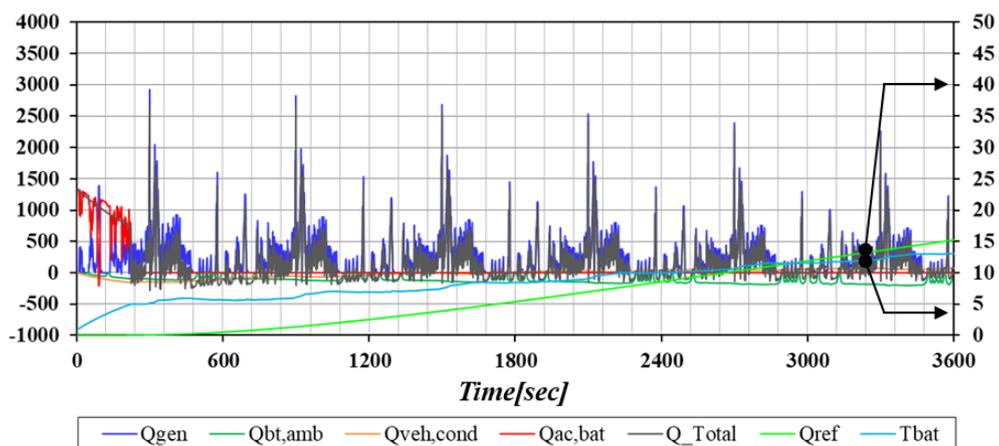


Fig.2-25 Thermal load result on the 0.9°C/RH50%/am7:30 for cabin(US06)

2.3.2 走行パターンによる熱負荷の傾向

前述したように電気自動車においては従来内燃機関車との異なり電気エネルギーの変換と伴うバッテリーパックにおける熱負荷の計算が必要になる。本研究でバッテリーパックにおける熱負荷の計算に用いた諸元と物性値を表 2-11～2-12 に示す。また、その簡略図を図 2-26 に示す。

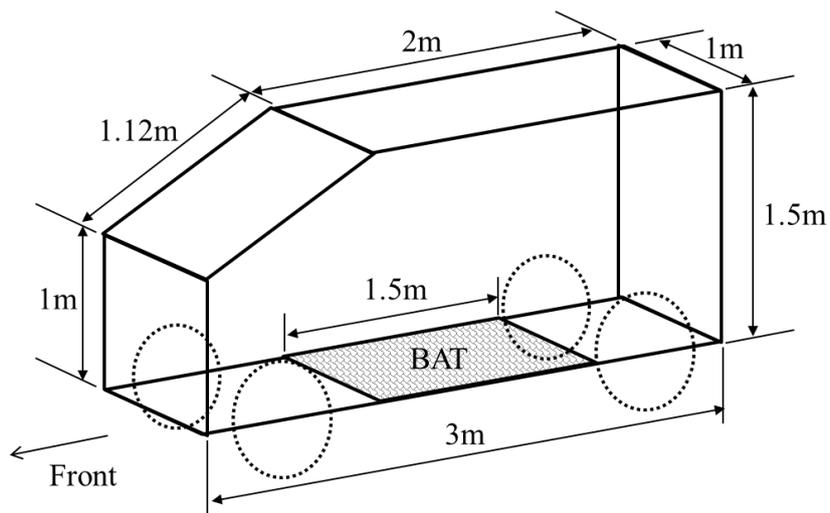


Fig.2-26 Schematic of vehicle dimension for battery thermal load calculation

Table. 2-11 Vehicle information for this study

Wheel R[m]	0.266
Vehicle Weight[kg]	1591
Mass, Wheel(F)[kg]	15
Mass, Wheel(R)[kg]	15
μ [-]	0.01
軸距[m]	2.7
前方距離(f)[m]	1.35
後方距離(Lr)[m]	1.35
前方軸荷重[kg]	795.5
後方軸荷重[kg]	795.5
車両幅[m]	1.77
C_d [-]	0.29
減速比[-]	7.94

Table.2-12 Battery pack information for this study

Cell 構成	
直列セル数(Series)	96
並列セル数(Parallel)	3
全セル数	288
Cells Overall dimensions	
Width[m]	0.11
length[m]	0.16
height[m]	0.15
Plastic case thickness[m]	0.002
Weight[kg]	0.189
Electricity Information	
Norminal Voltage [V]	345
Capacity [kWh]	60
Thermal Information	
Cell to Air Thermal Resistance	0.1
Cell to Coolant Thermal Resistance	0.01
Overall module heat capacity[J/kg K]	1012
Pack Overall dimensions	
Width[m]	0.11
length[m]	0.16
height[m]	0.15
Plastic case thickness[m]	0.002
Weight[kg]	440

バッテリーにおける熱負荷計算に最も重要な要因は気候環境要因だけではなく車両の走行モードを定めることである。すでに内燃機関車における燃費及び性能の測定基準として様々な走行モードが提案され評価されている。その車両の走行モードの目的と特徴を表 2-13 に示す。表 2-13 の走行モードが実際の運転時のすべての走行特性を代表するとは言い切れないこともあるが、それは自動車メーカ及び各自動車研究機関や政府でも認知している状況である。そのため、最も実際の運転モードが良く反映された走行モードの開発及び評価に関する研究が活発に行われている。現在排ガス・燃費の試験サイクル及び試験方法が各国や地域で独自に設定されているため、自動車メーカが各国で自動車の認証を取得するために国と地域毎に異なる方法で試験する必要がある状況である。それに対して国連自動車基準調和世界フォーラム(WP29)において 2008 年より開始した WLTP の議論については日本が議論を主導し、2014 年 3 月に大 162 回 W29 にて WLTP の世界技術基準が採択されているなど様々な研究と活動が行われている。

Table.2-13 Driving mode information

Cycle	Length (Seconds)	Average Speed (Mph)	Average Speed (km/h)	Max Speed (Mph)	Max Speed (km/h)	Max Acceleration (Mph/s)	Max Acceleration (kmh/s)
EPA Highway	766	48.2	77.4	59.9	96.4	3.3	5.3
EPA City	1375	19.5	31.7	56.7	91.3	3.3	5.3
CAFE_	---	32.4_	52.1	59.9	96.4	3.3	5.3
US06_	596	48.4	77.9	80.3	129.2	8.4	13.5
SC03	596	21.6	34.8	54.8	88.2	5.1	8.2
NEDC	1181	20.9	33.6	74.6	120	2.4	3.9
JC08	1204	15.2	24.5	50.7	81.6	3.8	6.1
New York City	598	7.1	11.4	27.7	44.6	6.0	9.7

本研究ではバッテリーの発熱を中心に熱管理の水準と対応方案を考案することを目的とするため、走行モードとしては表 2-13 の中で最大速度 129.2km/h で急加速を代表する US06 モードと平均速度 11.4km/h で都心の渋滞を代表する New York City Cycle モードにおける熱負荷の分析を行うようにした。

気候環境条件が-10°C、相対湿度 RH50%午前 10 時の場合における走行モード US06 を 1 時間繰り返した際のバッテリーの発熱の計算を図 2-27 に示す。1 番目のグラフは走行モード US06 の時間に対する速度 (Velocity,km/h)により実際に車両におけるモータの回転数($RPM_{mot,rpm}$)の関係を示す。また、2 番目のグラフにはそのモータに必要な RPM を出力する際のモータトルク($T_{mot,Nm}$)とモータ出力($Q_{mot,kW}$)の計算結果を示した。3 番目には車両のホイールにおけるトルク($T_{wh,Nm}$)とモータ出力を出すためにバッテリーパックから必要な電流値 ($Current_{pack,A}$)を示している。ここまで計算できると実に一つのバッテリーセルにおける要求電流値($Current_{cell,A}$)が計算でき、最終的にその際にセル($Q_{gen,cell,W}$)が発熱する発熱量の算出ができるのでバッテリーパックとして発熱量($Q_{gen,pack,W}$)まで計算できる。

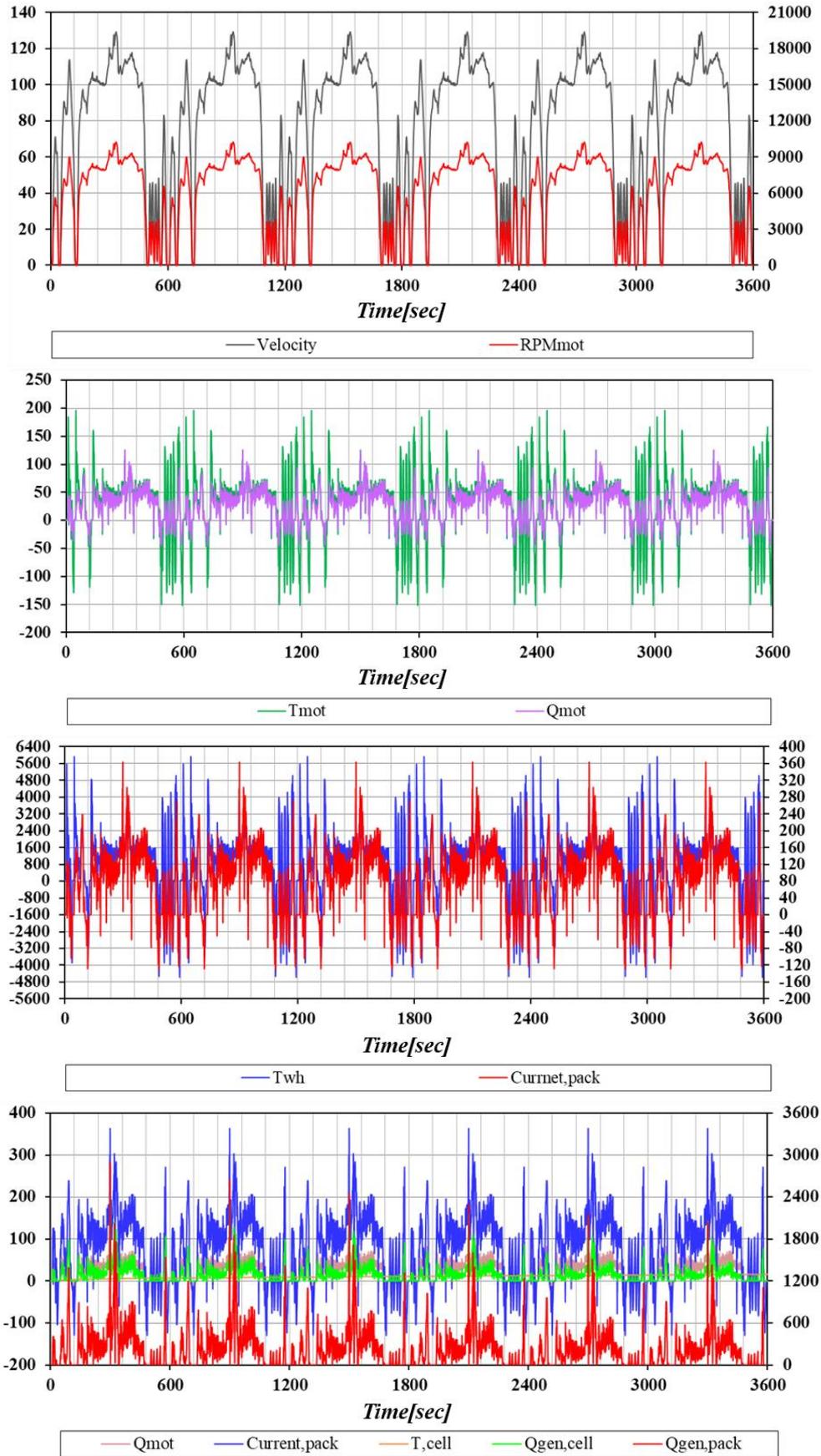


Fig.2-27 Heat generation calculation results on US06 driving mode for battery

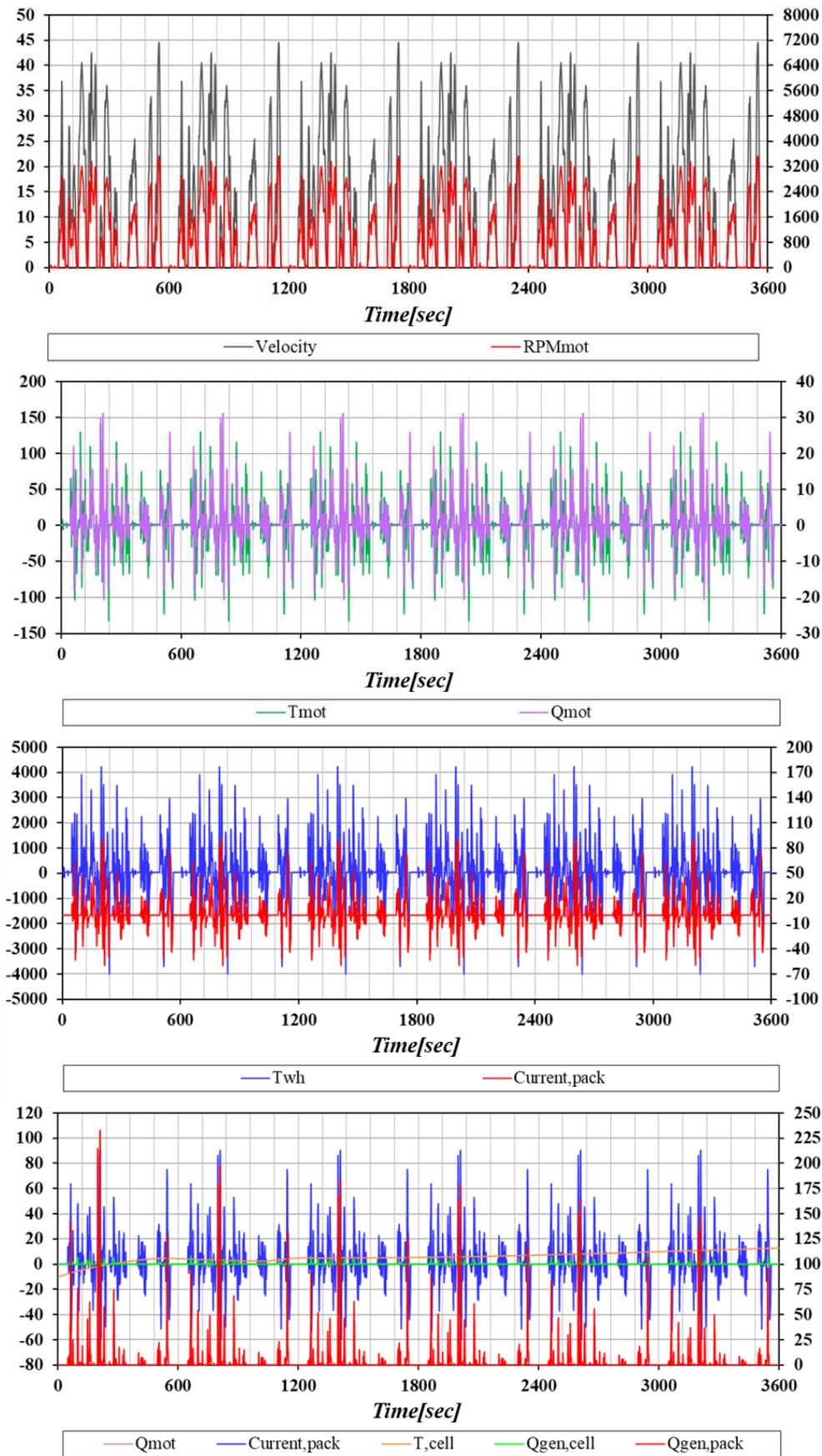


Fig.2-28 Heat generation calculation results on New York city mode for battery

また、走行モード New york city cycle モードにおける結果を図 2-28 に示す。前述と同様に時間における車両の速度よりバッテリーセルの発熱量が求められ、その結果バッテリーパック全体の発熱量まで計算できる。その結果を見ると、急加速かつ最大速度が 129.2km/h の US06 モードに対して平均速度 11.4km/h の都心渋滞のような走行時にはほとんどバッテリーの発熱が著しく減少することが確認できる。また、バッテリーの発熱は化学的にバッテリー自身の温度によりその内部抵抗が変わるようになっているため、セルの発熱量は冷始動の最初が大きく時間が過ぎてどんどんバッテリーの温度が温まってくるとセルの発熱量は温度の影響を受けて少し減少されていることがよく再現できている。

ここまでの計算結果を持って、2.3.2 で計算した US06 モードに加えて New York City Cycle モードにおけるそれぞれ-10°Cと 0.9°C、相対湿度 50%午前 10 時と午前 7 時 30 分条件での熱負荷をそれぞれ図 2-29～図 2-36 に示す。

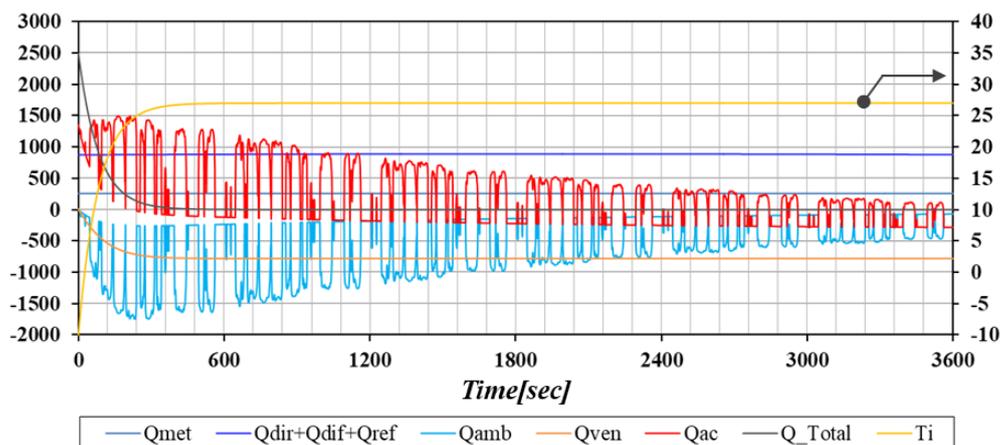


Fig.2-29 Thermal load result on the -10°C/RH50%/am10 for cabin(NY City)

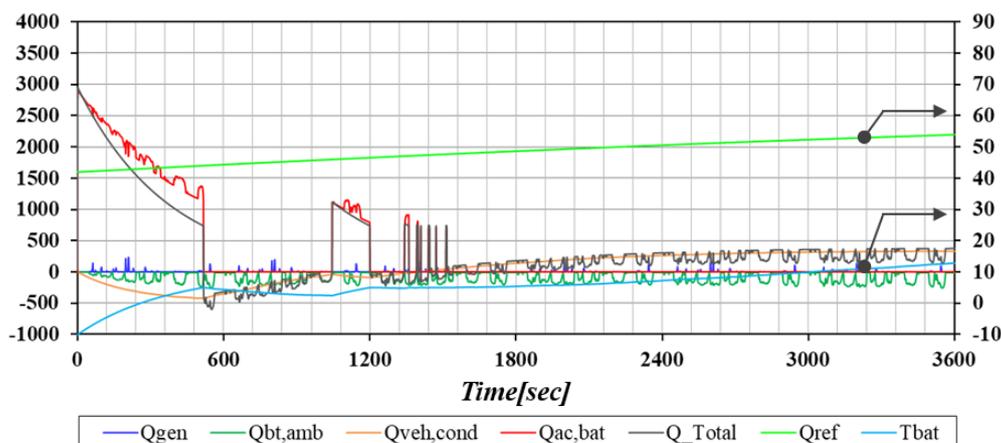


Fig.2-30 Thermal load result on the -10°C/RH50%/am10 for battery(NY City)

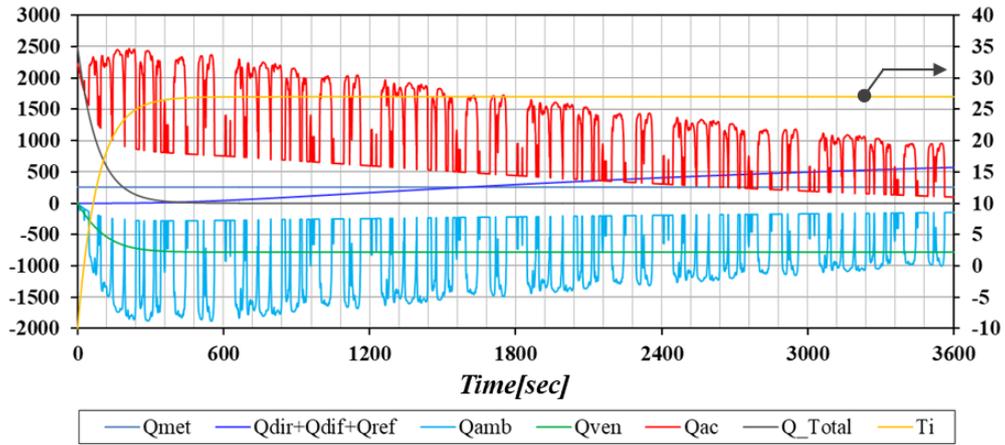


Fig.2-31 Thermal load result on the -10°C/RH50%/am7:30 for cabin(NY City)

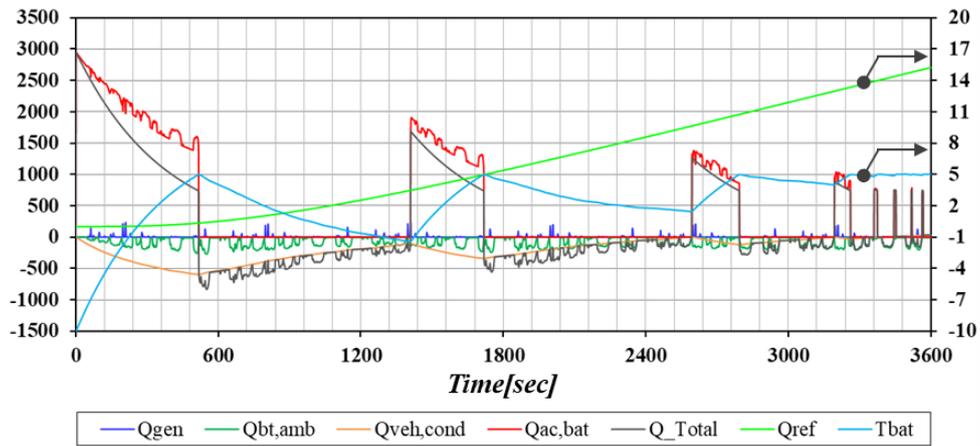


Fig.2-32 Thermal load result on the -10°C/RH50%/am7:30 for battery(NY City)

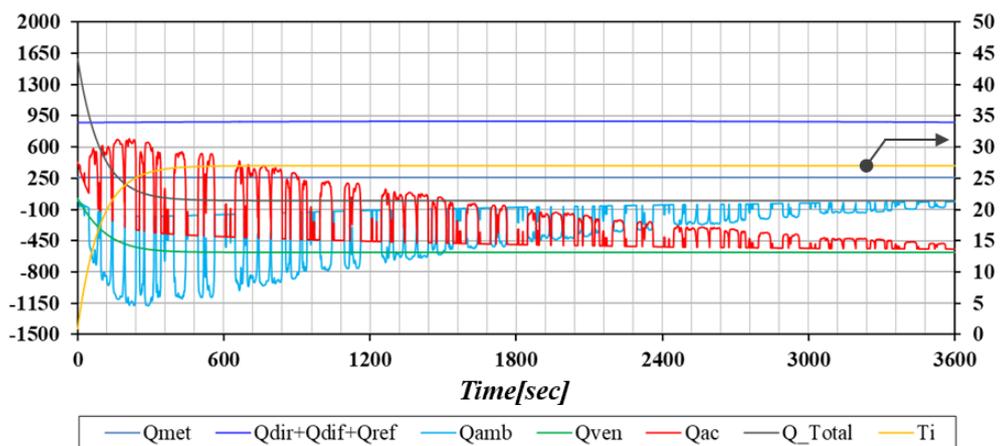


Fig.2-33 Thermal load result on the 0.9°C/RH50%/am10 for cabin(NY City)

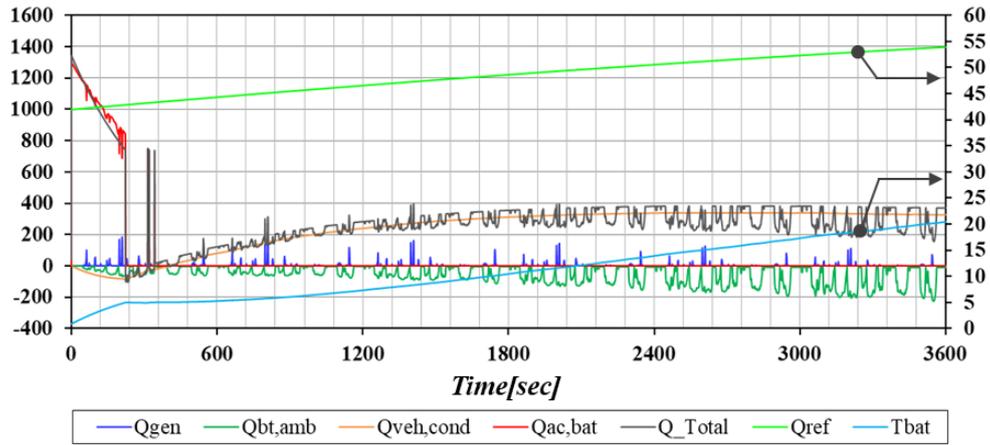


Fig.2-34 Thermal load result on the 0.9°C/RH50%/am10 for battery(NY City)

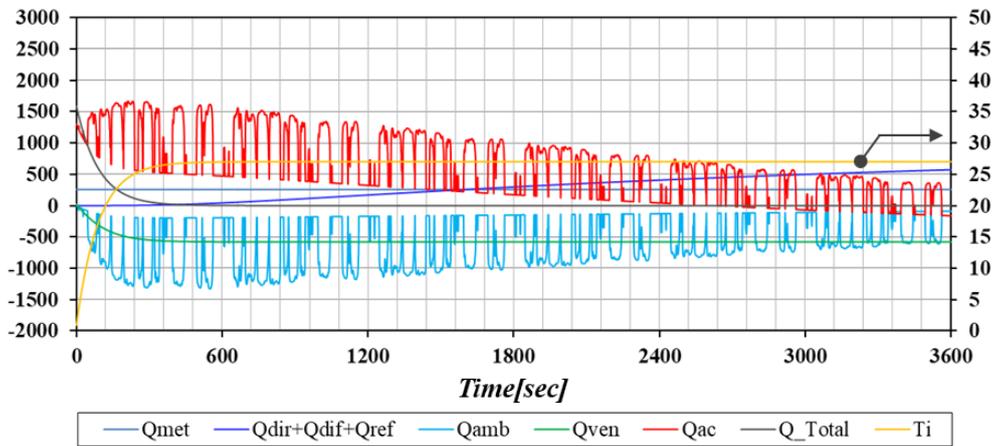


Fig.2-35 Thermal load result on the 0.9°C/RH50%/am for cabin(NY City)

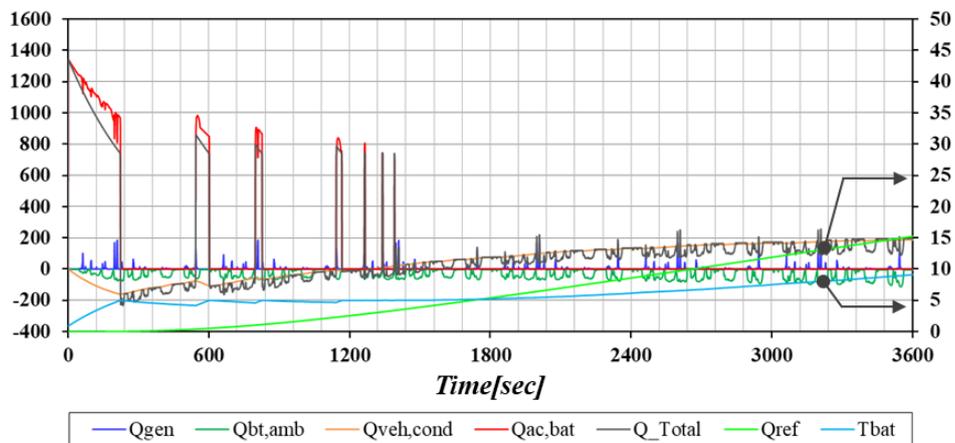


Fig.2-36 Thermal load result on the 0.9°C/RH50%/am for battery(NY City)

2.4 まとめ

2 章では本研究で取り扱う電気自動車の熱管理における熱管理対象の乗客室(CABIN)と蓄電池(BATTERY)におけるそれぞれの熱負荷の考え方とその計算方法についてまとめることができた。特に、電気自動車特有のバッテリーパックからの発熱のメカニズム及びその熱負荷についてまとめ方を提案した。また、その際の計算結果より気候環境による熱負荷への影響及び走行モードによる熱負荷への影響を定量もしくは定性的に分析できるようになった。その結果より従来小型電気自動車における都心地での暖房有無の走行距離への先行研究と比べてみると、暖房により走行距離が30%減少することが報告されているが、本研究での New York City Cycle モードでの外気温度 -10°C 、相対湿度 50%の朝 7 時 30 分からの 1 時間運転を謀議した結果では乗客室(CABIN)の暖房を行わず、暖房に使われるはずの電気エネルギーを走行に使いまわした場合に関して計算を行った結果、乗客室の暖房有無で走行距離が 37.4%減少する結果を示した。車両の情報や走行モードなどの細かい情報は一致しないとしても本研究で熱負荷を見積もるモデルの構築とした考え方としては十分本研究で用いられる結果となった。乗客室(CABIN)と蓄電池(BATTERY)の熱管理のサイクルは図 2-37 に示すように熱負荷における暖房の手段としてヒートポンプ技術を中心にしたサイクルを本研究では対象にして、3 章では PCM モジュールを用いるために必要な PCM モジュールの設計及びその特性を測定し、モデル化を行うようにする。

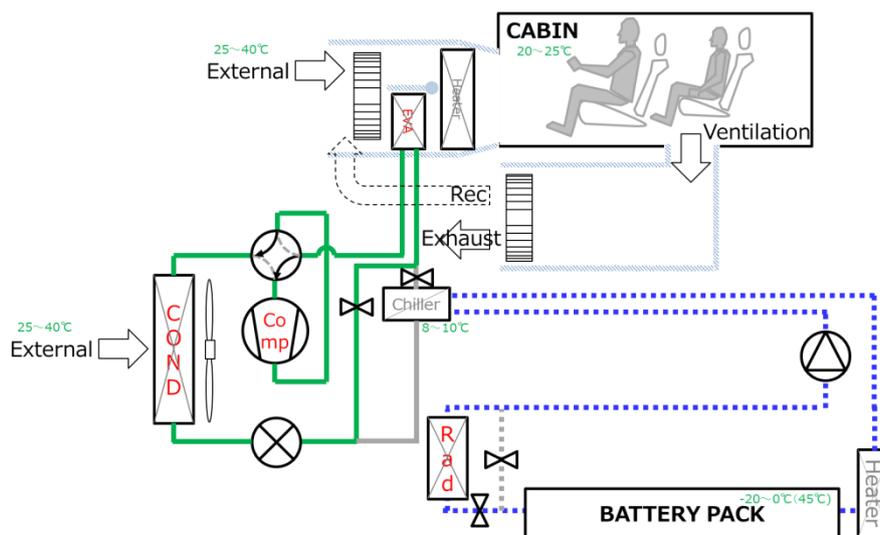


Fig.2-37 Basic current heat pump cycle for electric vehicle(this study)

第3章 PCM を用いたヒートポンプサイクルの考案

3.1 従来と PCM 組み込み(熱電池)ヒートポンプサイクルとの比較

ここでは本研究で提案する PCM 組み込みのヒートポンプサイクルについて説明する。提案のヒートポンプサイクルの説明のためにはまず従来に一般的に使われているヒートポンプサイクルの説明が要る。従来のヒートポンプを中心にした車両のサイクル運転モードについて図 3-1～図 3-4 に示す。図 3-1 のように従来のヒートポンプサイクルは室内の冷房に必要な蒸発器(Evaporator)と室外には凝縮器(Condenser)を設けており、圧縮機を用いて冷媒を流している。また、その際、バッテリー側の冷却には冷却水を介して外部の空気と熱交換で冷却ができるように熱交換器(Radiator)が設けられている。必要に応じて水ポンプを回しバッテリーパックを冷却するようになる。

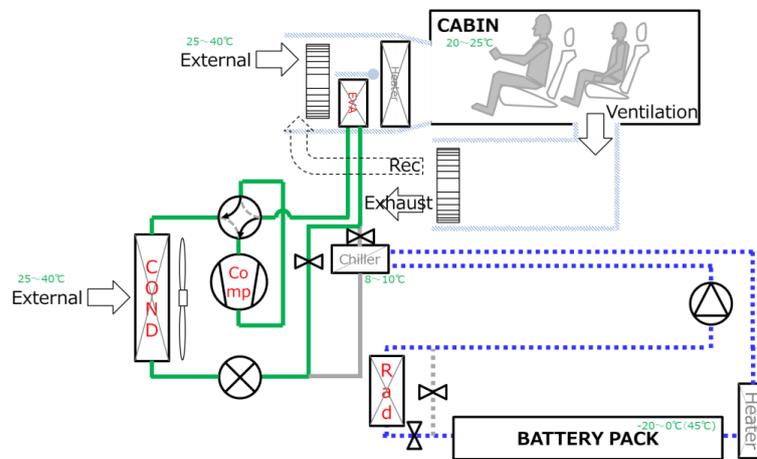


Fig.3-1 Schematic of heat pump cycle for cabin cooling

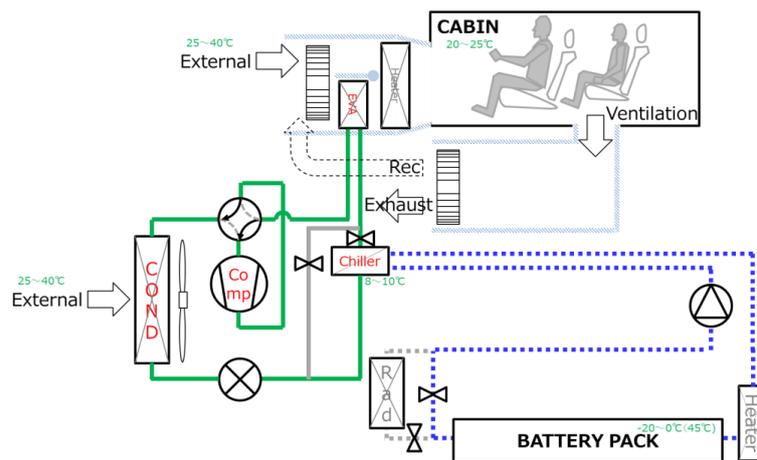


Fig.3-2 Schematic of heat pump cycle for battery cooling

ところで、バッテリーの発熱が増加するもしくは外気の温度がバッテリーの発熱を冷却するのに十分ではない場合においては図 3-2 に示しているように水-冷媒熱交換器(Chiller)に冷媒を通してバッテリーからの熱を冷やすこととする。

また、暖房のためのヒートポンプサイクルを図 3-3 に示す。暖房においては 4-Way Valve を用いて図 3-1 から図 3-3 のように冷媒の流れる方向を逆に変えることが必要になる。その際、熱交換器は室内には凝縮器が室外には蒸発器としてそれぞれ役割をすることになる。また、バッテリーの加熱においては水-冷媒熱交換を優先的に使用することとなるべくバッテリーのために必要な加熱に効率の低い電気ヒータを使わないようにすることで走行距離が稼げられることになる。

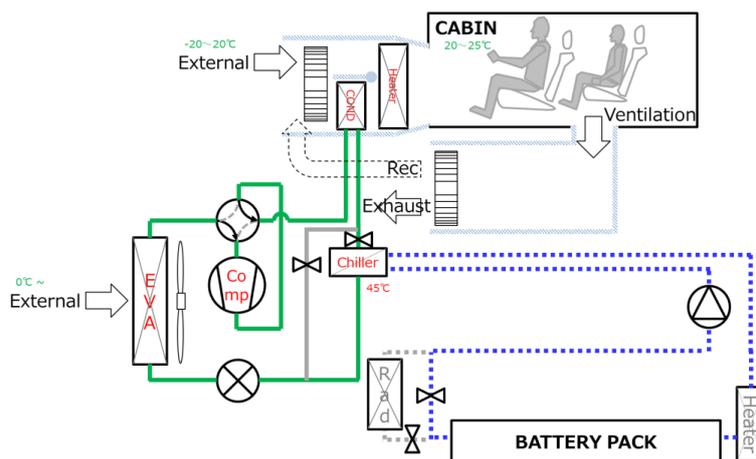


Fig.3-3 Schematic of heat pump cycle for cabin and battery heating

しかし、外気温度がもっと低い場合や低い外気に車両を放置してから車両を動かそうとする場合、大量の熱源が必要になる。足りない暖房能力を補うためにバッテリーはバッテリーヒータを用いて加熱し、客室は PTC 電気ヒータを用いて図 3-4 に示すように乗客室の暖房に使うことにする。

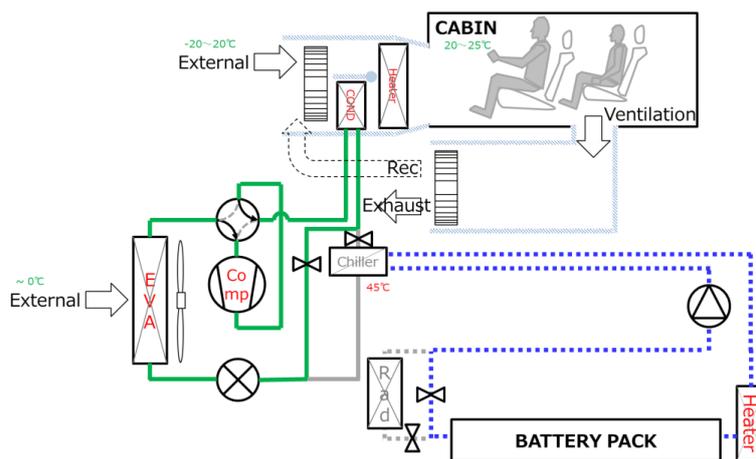


Fig.3-4 Schematic of heater for cabin and battery heating

このように従来のヒートポンプサイクルでは不足する暖房能力を補うために電気ヒータをたくさん使わなければならないことでバッテリーの持つ全体の電気エネルギーの中で温調に使われる電気エネルギーが増えてしまう。それを防ぐためにヒートポンプの暖房能力を上げることが望ましいが、室外にある蒸発器での着霜が起こることなどで熱交

換効率が低下し、全体のシステムとして暖房能力の低下及び成績係数(COP)の低下が生じてしまう。霜取り運転時にはサイクルを図 3-1 のように外気側の熱交換を凝縮器として回し、室外の熱交換器にできてしまった霜をとるような運転を行うため、客室とバッテリーの温調のためにまた効率の悪い電気ヒータの使用が必要になる悪循環が繰り返される。

そこで、本研究で提案する冬期におけるヒートポンプサイクルを図 3-5 で示す。その特徴としては PCM を用いた熱電池をヒートポンプと結合させていることである。PCM への蓄熱の仕組みは図 3-6 のようにヒートポンプ起動時には水-冷媒熱交換器より PCM モジュールの内側に暖かい水を流し PCM を溶かすことで蓄熱される。または、PCM の相変化温度の選択にもよるが、走行モードや気候条件によってはバッテリーの温度が十分 PCM へ蓄熱できる温度に達した場合には図 3-7 のように水-冷媒熱交換器の代わりにバッテリーの発熱から捨てられる廃熱を用いて PCM へ蓄熱できるようになるとも考えられる。このように本研究で考案した PCM を用いたヒートポンプサイクルは熱電池に蓄熱されたエネルギーを図 3-8 で示したように霜取り運転のため逆サイクル運転を行うヒートポンプの代わりに乗客室の暖房のために乗客室から取り出して循環させる空気を PCM モジュールに通すことで PCM に蓄えられたエネルギーは空気へと放熱されるようなサイクルである。このような PCM 機構を用いた熱電池の新たな考案及び設計とその有効性を分析するために、この 3 章では予め実験装置とテストセクションを制作し、その結果に基づいて熱管理手段としての PCM モジュールの構造及び設計について検討を行い、その効果を 4 章の熱管理シミュレーションを通して定性かつ定量的に分析を行うことにする。

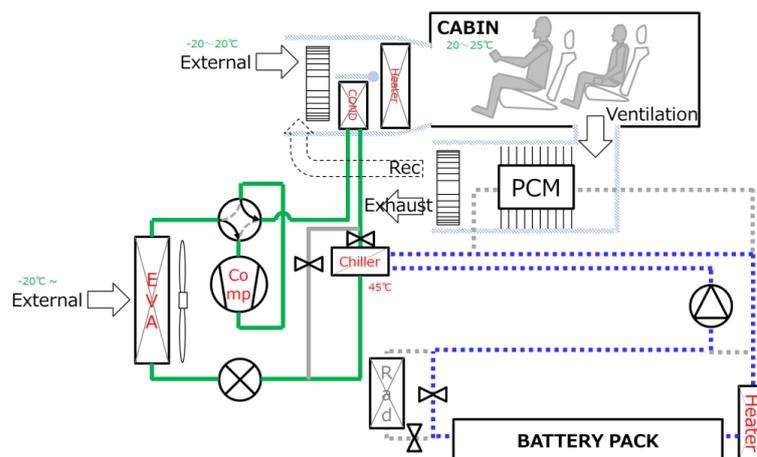


Fig.3-5 Schematic of New heat pump cycle for cabin and battery heating

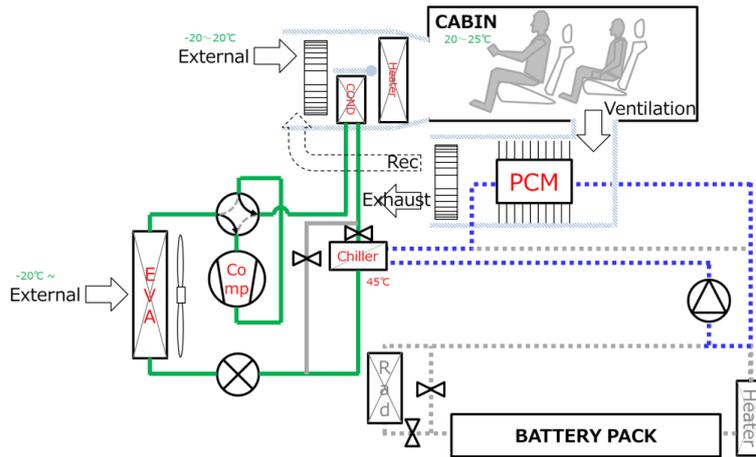


Fig.3-6 Schematic of heat charging by heat pump

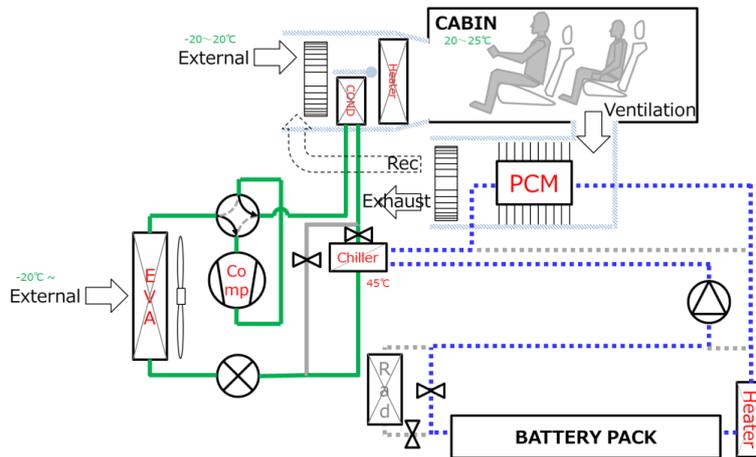


Fig.3-7 Schematic of heat charging by waste heat from battery

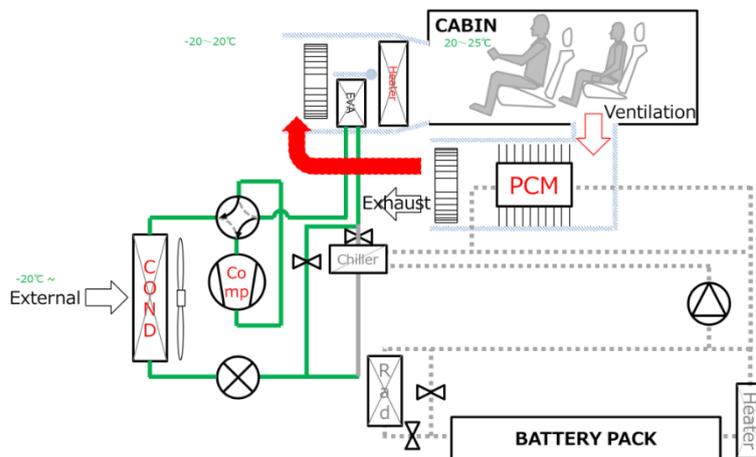


Fig.3-8 Schematic of heat discharging for defrost cycle

3.2 PCM 組み込み熱交換器の熱挙動実験

3.2.1 実験装置及び装置検証

本実験で用いた実験装置の概略を図 3-9 に示す。放熱実験の際に用いる空気側は、風洞装置（チャンバー）で、温度、風速（風量）が制御された後、2 つの亚克力製の流路部の間に設置されたテストセクションで PCM モジュールを通り、ノズル室を経て、再度風洞措置に戻るサイクルになっている。風速は、ノズル前後の差圧から導出される。風洞装置での設定温度に対し、風洞整流部で白金測温抵抗体、鏡面冷却露点計で温度、露点温度を測定しており、熱交換後にもノズル室で再度、温度、露点温度を測定している。更に、蓄熱実験の際に用いる水系統に関してはテストセクションの PCM モジュールに水供給装置によって温度と流量が制御されたラインが循環できるようになっている。水系統においても PCM モジュールの入口と出口にそれぞれ熱電対を設けており温度測定している。テストセクションの熱漏れ防止のために、図 3-10 のように断熱材を使用し断熱を行った。実験時の実験室の温度に関しても、なるべく一定の温度で実験できるように心かけた。各実験器具に関して表 3.1 ~ 表 3.6 に使用した実験器具の一覧を示す。

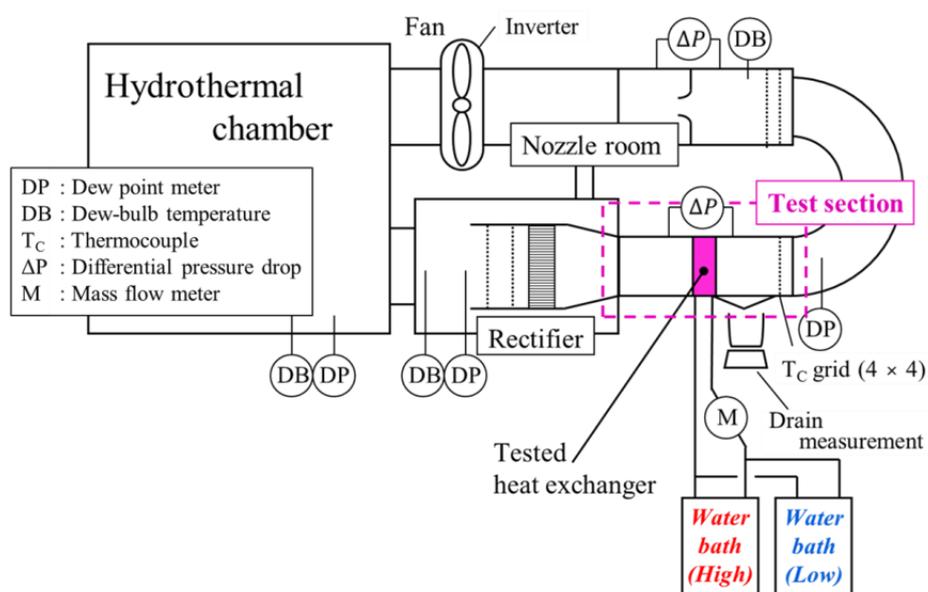


Fig. 3-9 Schematic diagram of the experimental equipment set up

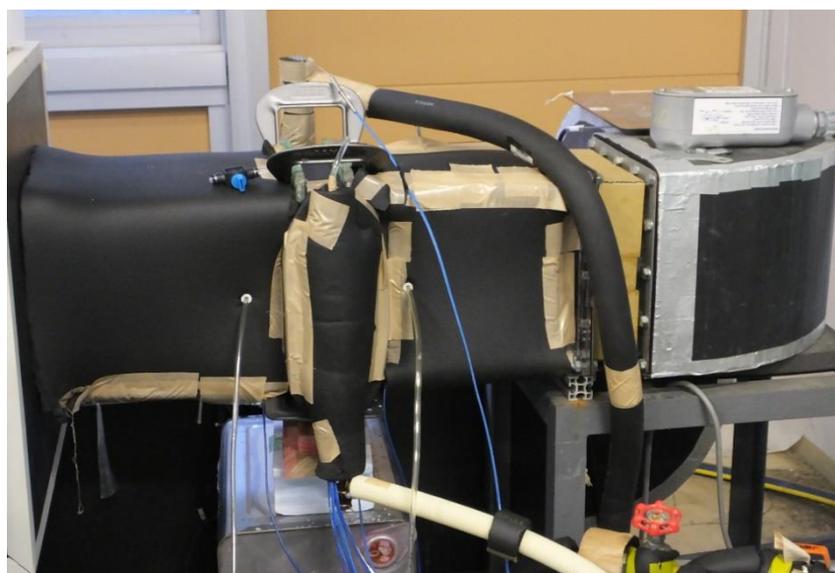


Fig. 3-10 Test Section Picture

Table. 3-1 コリオリ式流量計

製作会社	OVAL Corporation
型式	CA010L11SA12BA1100
最高圧力	15 MPa
最高温度	130 °C
測定範囲	1 ~ 10 kg/min
測定精度	±0.1 %

Table. 3-2 恒温槽（高温、低温）

製作会社	東京理化器械株式会社
型式	CTP-6000
対応温度	-20 ~ 80°C
冷凍能力	900W @10°C

Table. 3-3 恒温槽（低温補助）

製作会社	東京理化器械株式会社
型式	CA-1110
対応温度	-20 ~ 30°C
冷凍能力	850W @10°C

Table. 3-4 デジタル微差圧計

製作会社	長野計器 株式会社
型式	GC62
測定範囲	-0.5 ~ 0.5 kPa
測定精度	±1.0 % FS + 1 digit

Table. 3-5 熱電対

製作会社	株式会社チノー
型式	K 型
校正精度	±0.1 °C
校正範囲	5 ~ 70°C

Table. 3-6 白金測温抵抗体

製作会社	株式会社チノー
型式	Pt100 R005-31
対応温度	-50 ~ 350°C
測定精度	±0.01 °C

本研究で用いる PCM モジュールは蓄熱と放熱で大きく機能が分けられており、実験も蓄熱と放熱で分けて行う。蓄熱時はテストセクションの内部チューブに相変化温度よりも高温のプロピレングリコール水溶液を流して

PCM 側にどンドン熱を与えるようにして蓄熱を行うようにするが、まず、空気側と水側の温度を常温である 25℃ に設定し十分空気とプロピレングリコール水溶液を回し、テストセクションが 25℃で飽和するようにする。それから、空気側の空気循環を止め、蓄熱水側温度条件に予め合わせておいたプロピレングリコール水溶液のみを実験条件の質量流量になるようにバルブで調整し水ポンプで回しプロピレングリコール水溶液を回し続ける。その際、テストセクション内部に設けられた PCM 各部の温度を記録し、その温度が相変化温度より遥かに高温になるまで蓄熱させる。

放熱時は先ほど、蓄熱実験で既に蓄熱されている PCM においてプロピレングリコール水溶液の循環を止め、放熱空気側温度に予め合わせておいた空気のみを実験条件の空気流速になるようにノズルを設定して空気を流し続ける。その際、テストセクション内部に設けられた PCM 各部の温度を記録し、PCM 温度が空気側温度に十分近づいたことを確認して放熱完了を確認する。このように放熱実験が終わると先ほどの蓄熱時に再び戻り、空気側と水側の温度を常温にしてテストセクションが十分 25℃に安定したことを確認してから蓄熱実験を行い、このことを繰り返しながら実験を行う。本研究で行う実験条件を表 3-7 に示す。

Table.3-7 Test condition of heat charging and discharging for PCM

蓄熱			
水側入口温度	45/50/55℃	流量	0.6/1.2/1.8kg/min
放熱			
空気側入口温度	19/22/25/28℃	流速	1.2/2.4/3.6CMM

熱実験を行うことに当たり、実験装置の健全性確認は必須であり、一般的に実験装置を用いて加えた熱エネルギーに対して実験結果側で得られた熱エネルギーのバランスを持って健全性を確認する。今回は空気入口側では流速 2.4m/s、温度 25.5℃で空気を流し、水入口側では質量流量 1.193kg/min、温度 40.1℃でプロピレングリコール水溶液を流し実験装置が十分安定するようにした際の空気側と水側の熱バランスを計算した。その結果、熱バランスは 96.8%になり、本実験装置を用いて PCM モジュールのテストセクションのテストの健全性は確認できた。今回、用いたプロピレングリコールの濃度は 35.8%であり、プロピレングリコールの濃度における熱物性は表 3-8 に示す。この物性情報より濃度と温度による密度と比熱の近似式で本研究では水側の熱量を求めるようにする。

Table. 3-8 Property of propylene glyco/water mixture

Freezing point temp. °C	Percent by weight %	Temp. °C	Density ρ kg/m ³	Specific heat c _p J/kg,K	Thermal conduct. k W/m,K	Dynamic viscosity μ mPa·s	Kinematic viscosity ν mm ² /s	Prandtl number Pr -
-5	15.2	40	1003	4070	0,538	1,03	1,03	7,8
		30	1007	4070	0,526	1,32	1,31	10,2
		20	1010	4070	0,516	1,71	1,69	13,5
		10	1013	4075	0,504	2,37	2,34	19,2
		0	1015	4090	0,492	3,42	3,37	28,4
-5			1015	4100	0,486	4,25	4,19	35,9
-10	25	40	1010	3990	0,486	1,37	1,36	11,2
		30	1015	3980	0,477	1,83	1,80	15,3
		20	1019	3975	0,468	2,51	2,46	21,3
		10	1023	3970	0,459	3,56	3,48	30,8
		0	1025	3975	0,451	5,45	5,32	48,0
-10			1027	3980	0,442	9,2	9,0	82,8
-15	33	40	1015	3900	0,446	1,75	1,72	15,3
		30	1021	3880	0,438	2,35	2,30	20,8
		20	1026	3870	0,431	3,41	3,32	30,6
		10	1031	3860	0,423	5,12	4,97	46,7
		0	1035	3855	0,416	8,05	7,78	74,6
-10			1038	3860	0,408	14,9	14,4	141
-15			1039	3860	0,404	21	20	201
-20	39	40	1019	3815	0,416	2,11	2,07	19,4
		30	1025	3790	0,410	2,91	2,84	26,9
		20	1031	3770	0,404	4,27	4,14	39,8
		10	1036	3755	0,398	6,4	6,2	60,4
		0	1041	3745	0,392	10,8	10,4	103
-10			1045	3735	0,385	21,1	20,2	205
-20			1048	3730	0,379	46	44	453

3.2.2 テストセクション詳細

本実験で制作した PCM モジュールのテストセクションを図 3-11～図 3-14 に示す。テストセクションは大きく 3 つの空間で分けられる。一番内側の細い円管の内部には PCM に蓄熱をさせるための高温の冷却水が流れるようになっている。また一番外側のフィン付き管の外部には PCM に蓄えた熱エネルギーを霜取り運転時に電気ヒータの代わりに空気で客室を暖めるように空気が流れるようになる。その内側と外側のチューブの間の空間に PCM の存在空間を設けており、所定の PCM で充填されている。また、PCM の低い熱伝度率を補強するため、空気側フィン付きチューブの内側には細いフィンを配置しており、蓄えた熱エネルギーが PCM からより空気側に効率よく短時間で伝わるような工夫がされている。

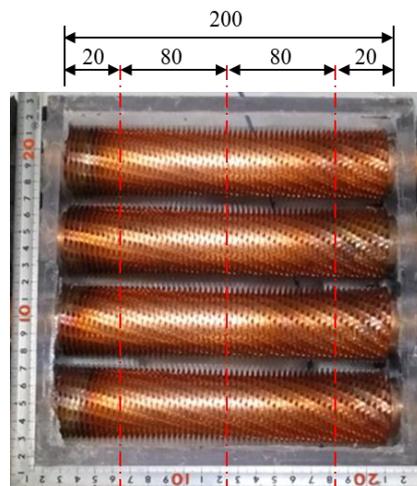


Fig. 3-11 A fin heat exchanger with phase change material



Fig. 3-12 A fin tube of outer side



Fig. 3-13 A Inner fin for improvement of PCM heat conduction

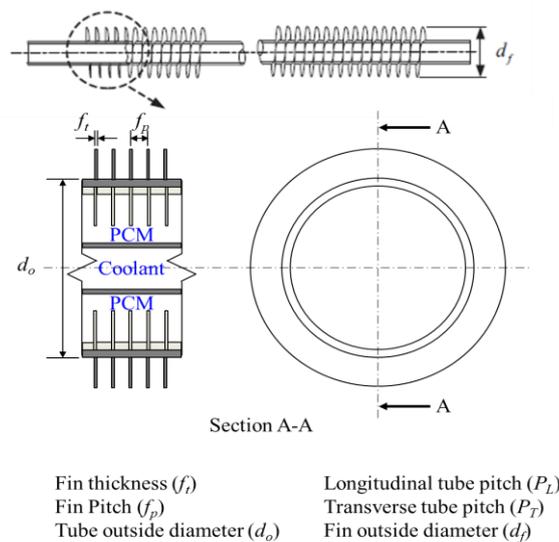


Fig. 3-14 Structure of PCM module

また、テストセクションには PCM の温度を凡そ 50°C~60°Cまで加熱して液体状態で各チューブごとに合わせて 4 本のチューブにそれぞれ 110cc の PCM を充填している。そして、PCM の相変化温度の測定及び熱交換する水と空気側の温度の測定のために、K 型シーブ熱伝対(Φ 1 X200mm)を用いている。この K 型シーブ熱伝対はその精度のため、高精度温度計(F200)を用いて 2 次近似式で校正を行ったものである。その各熱伝対の校正結果を図 3-15~図 3-16 に示す。こういうふうに高精度温度計と校正することで 5~70°Cの範囲で誤差 0.1°C 以内である。

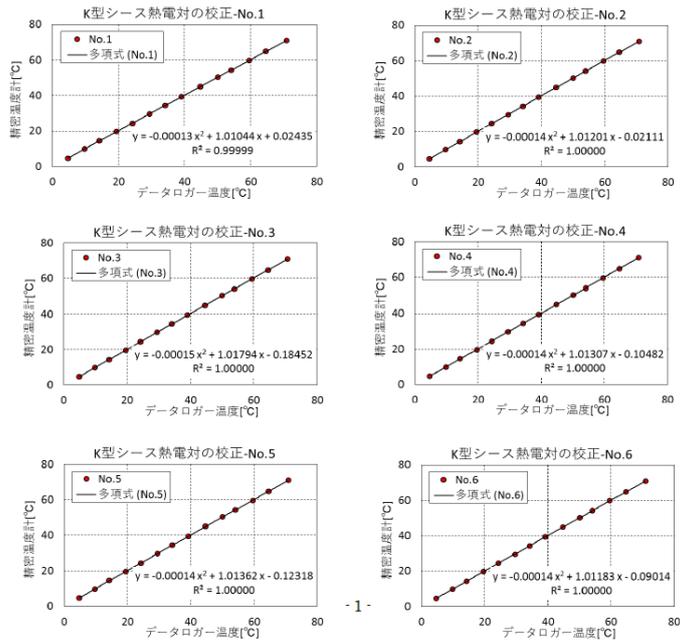


Fig.3-15 Correlation results of thermocouple

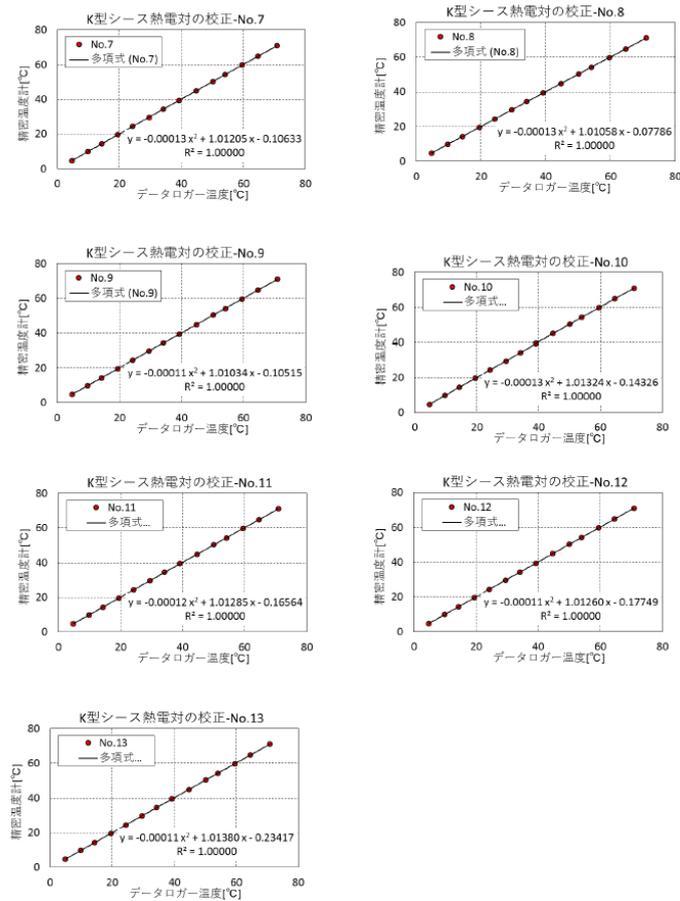


Fig.3-16 Correlation results of thermocouple

テストセクションに付けた熱伝対の位置を図 3-17 に示す。また、このテストセクションは実験装置の透明なアクリル空気の流路に設置される。その位置関係を図 3-18 に示す。空気側のテストセクション後方部には熱電対の位置により空気温度の偏差が大きくなるように網状の板を設けることで良く攪拌される。その結果、200mmX200mm の空気流路の中で最大 0.2°Cの温度差に収まることが確認できた。

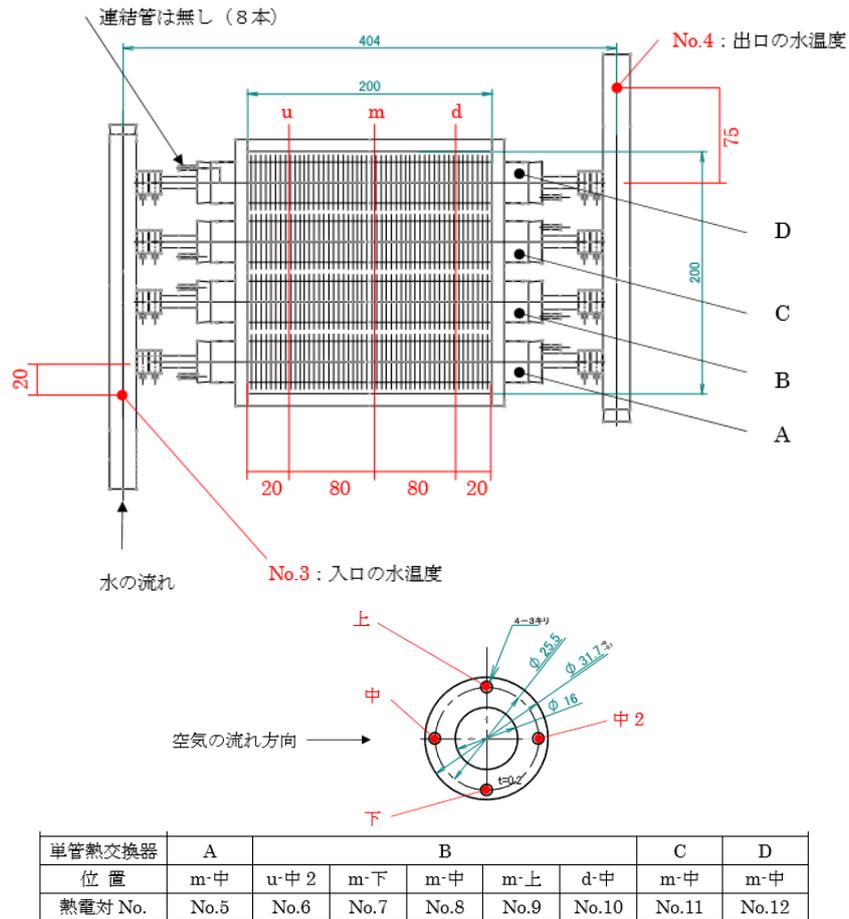


Fig. 3-17 Termocouple location on the Test section

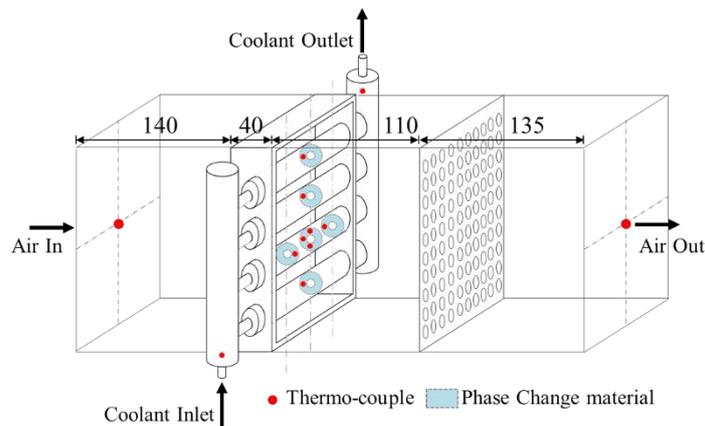


Fig. 3-18 Schematic of test section

3.2.3 PCM の選定と物性

本研究で選定した PCM について述べる。PCM は図 3-19 で示すようにその蓄熱に伴う相変化形状より Gas-Liquid, Solid-Gas、Solid-Liquid, Solid-Solid で分けることができる[14]。Gas は取り扱いにくいことが、Solid-Solid は重たいなど大量に車両に用いるのに適切ではないため、本研究では Solid-Liquid の相変化形状を持つような PCM の種類から PCM を選定するようにしている。

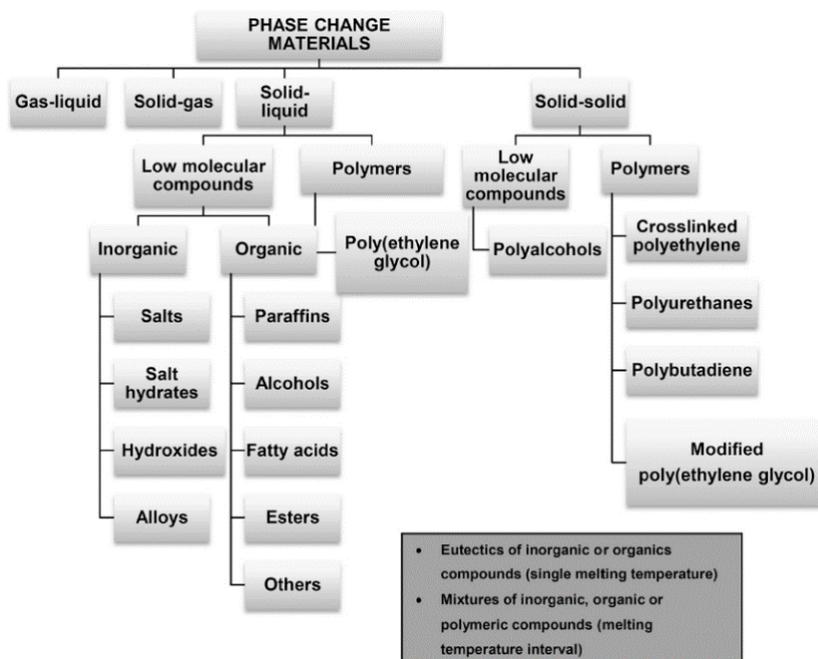


Fig. 3-19 Kind of PCM materials[14]

理想的な PCM とは下記のように纏められる。

Thermal properties

- ・ a melting temperature in the desired operating range
- ・ a high phase transition latent heat per unit volume
- ・ a high specific heat, to provide significant additional SHS
- ・ high thermal conductivity of both phases

Physical properties

- ・ a small volume change on phase transformation
- ・ a low vapour pressure at the operating temperature
- ・ favourable phase equilibrium
- ・ congruent melting of the PCM
- ・ a high density

Kinetic properties

- ・ no supercooling
- ・ a high nucleation rate
- ・ an adequate rate of crystallization

Solid-Liquid タイプの PCM の中でも PCM 物質として最も一般的に知られている Organic 系の Paraffin を用いて PCM モジュールを製作している。それは自動車に用いるためには安全かつ取り扱い上、燃えない、錆び・腐食しない、もれない・沈殿・分離しないなどが確認でき既に ISG タイプの車両の HVAC モジュールに PCM として使われてきた実績を持っているからである。PCM の種類を決めてからは相変化温度を決めなければならない。PCM の相変化温度に対する蓄熱できる質量当たり潜熱量を図 3-20 に示す。今回は暖房時に使われるため、放熱時を考慮すると高温ほど良いのであるが、蓄熱の際に車両のヒートポンプの運転条件からは PCM 相変化温度よりも更に高温を作り出して蓄熱しなければならないことにも考慮しなければいけない。一般的に圧縮機の出口から凝縮器までの温度が凡そ 45°C~55°C が考えられるため、選択可能な PCM の相変化温度は凡そ 30°C から多くても 40°C であると考えられる。本研究では PCM の相変化温度のヒステリシスや人が感じる熱快適性を考慮し、Paraffin 系列の C₂₀H₄₂ の材料を選定した。今回選定した C₂₀H₄₂ の詳細な物性[15]を表 3-9 に示す。

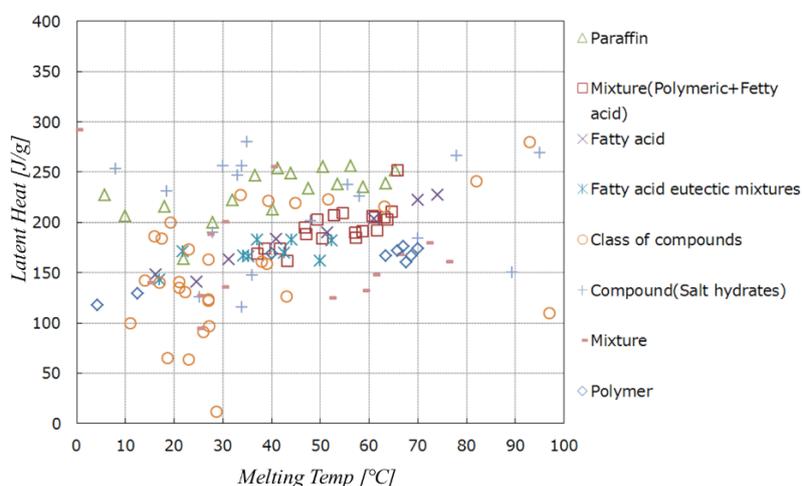


Fig.3-20 The characteristic of melting temperature vs. latent heat on PCM

Table. 3-9 Properties of C₂₀H₄₂

C ₂₀ H ₄₀	ρ (kg/m ³)	C _p (J/kg·K)	ΔH (kJ/kg)	T _m (K)	k (W/mK)	α (mm ² /s)
Solid (25°C)	830	1.9	247.05	308.84	0.34	0.68
Liquid (40°C)	780	2.3			0.15	0.06

• PCM の相変化挙動

本研究で用いた C₂₀H₄₂ の(エイコサン 99%,CAS No. : 112-95-8)PCM はシグマルドリッチ(Sigma-Aldrich)社製のものであり、本研究で用いる熱伝対と実験装置を持って C₂₀H₄₂ の蓄熱と放熱における相変化の様子とその温度を明らかにした。蓄熱時には恒温槽に水を貯めてその中に C₂₀H₄₂ を入れた試験管を入れて実験を行っ

た。その際、実験管内部の PCM の温度を測定するために 2 次近似式で校正された K 型シース熱伝対を仕掛けている。蓄熱に必要な温度は PCM の温度と恒温槽の水の温度差が凡そ 0.2°C 以内になるように徐々に温度を上げて行く。その際の PCM の温度と解けて行く様子を図 3-21 に示す。この実験は 4 回繰り返して行っている。その結果本実験の測定誤差や精度上、蓄熱の始めと終わりを判断するための熱伝対からの読み取り値は 35.9°C であり、先行研究[15]で測定された 35.69°C に比べて約 0.2°C の精度をもっていることが分かる。

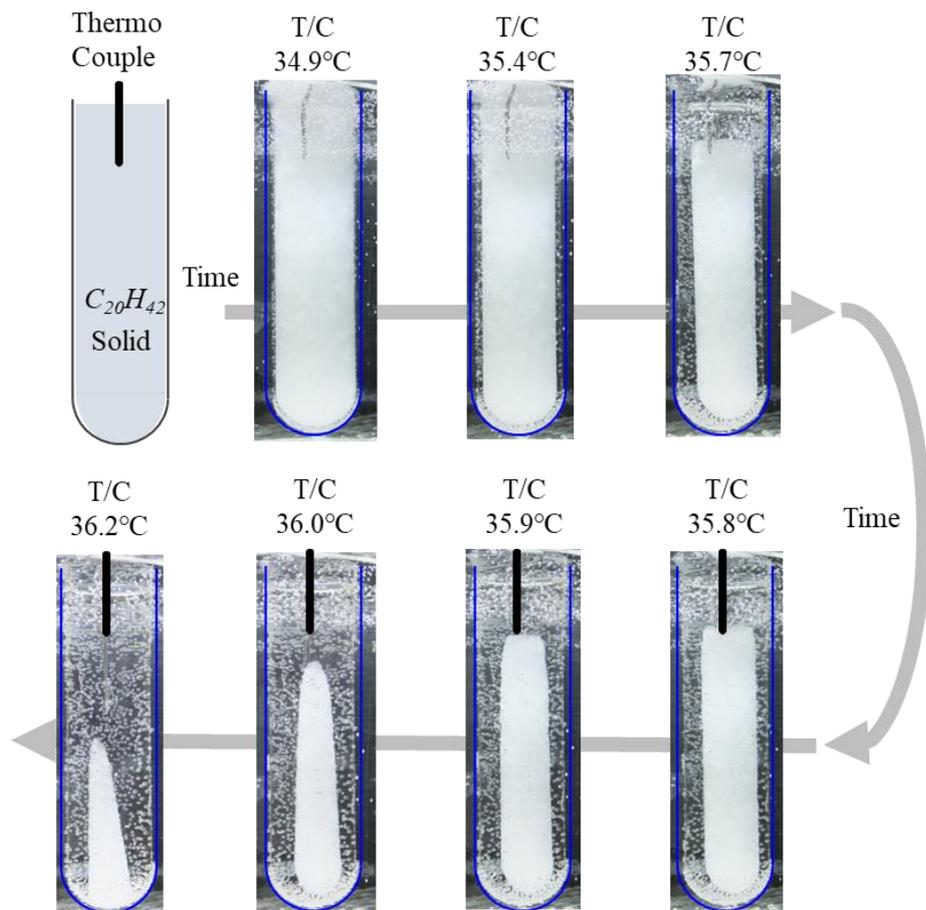


Fig.3-21 melting process of $\text{C}_{20}\text{H}_{42}$

同じような実験を放熱時にも実施している。蓄熱と同様に恒温槽に水を貯めてその中に $\text{C}_{20}\text{H}_{42}$ を入れた試験管を入れて実験を行った。その際、実験管内部の PCM の温度を測定するために 2 次近似式で校正された K 型シース熱伝対を仕掛けている。蓄熱に必要な温度は PCM の温度と恒温槽の水の温度差が凡そ 0.2°C 以内になるように徐々に温度を冷えて行く。その際の PCM の温度と解けて行く様子を図 3-22 に示す。この実験は 2 回繰り返して行っている。その結果本実験の測定誤差や精度上、放熱の始めと終わりを判断するための熱伝対からの読み取り値は 36.1°C であり、先行研究[15]で測定された 36.12°C に比べて約 0.02°C の差をもつような高い精度を持っていることが分かる。

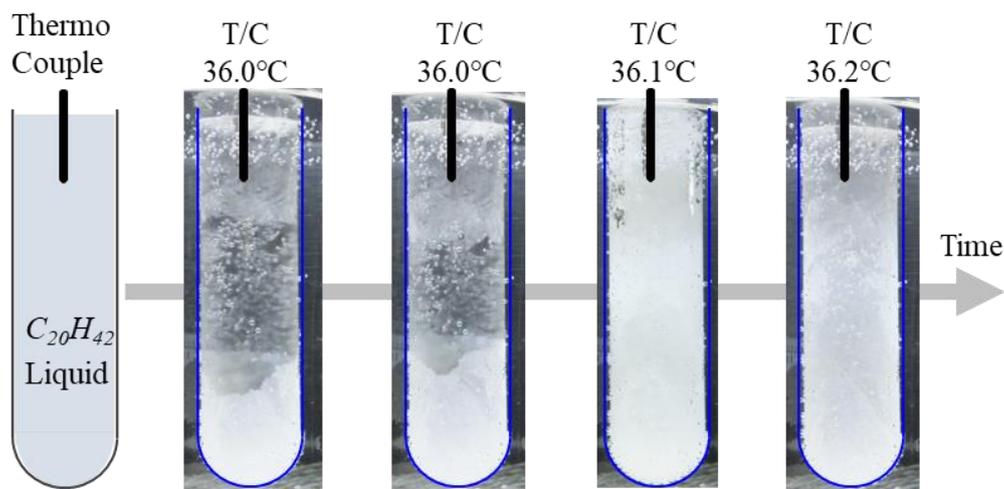


Fig.3-22 Solidification process of $C_{20}H_{42}$

3.2.4 放熱時の実験結果

熱負荷シミュレーションにPCMモジュールを搭載させるにはPCMを用いた際に、空気側の入り口温度と風量に対して実際にPCMモジュールから空気側へ放熱できる熱量のモデル化が必要になる。そのために、主に空気側に熱を与える領域であるPCMの潜熱区間つまり、放熱時における潜熱区間の持続時間とその際の熱量を実験で求めるようにした。本研究で行った放熱時における時間経過に伴うPCM温度の変化とその際の放熱量の結果を図3-23～図3-34に示す。

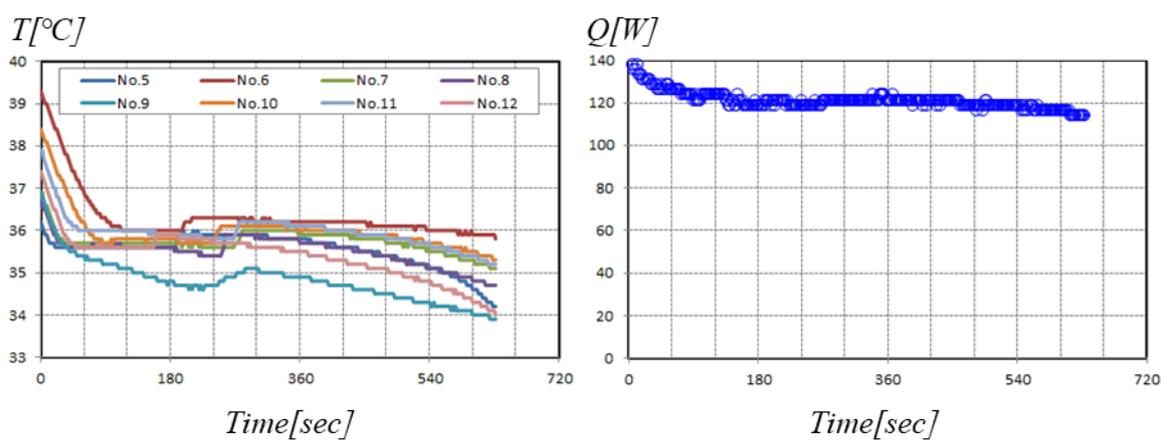


Fig.3-23 Test result of discharging on air 19°C & 1.2CMM

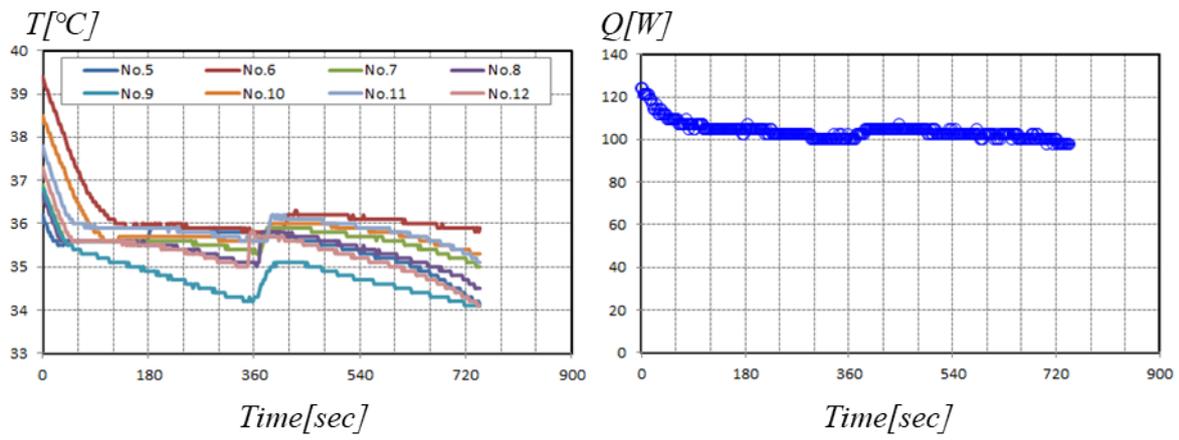


Fig.3-24 Test result of discharging on air22°C & 1.2CMM

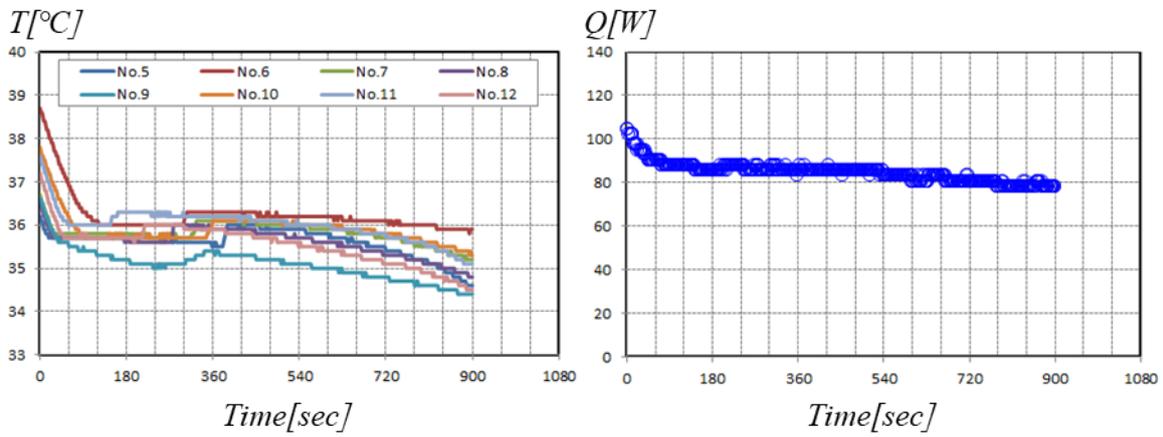


Fig.3-25 Test result of discharging on air25°C & 1.2CMM

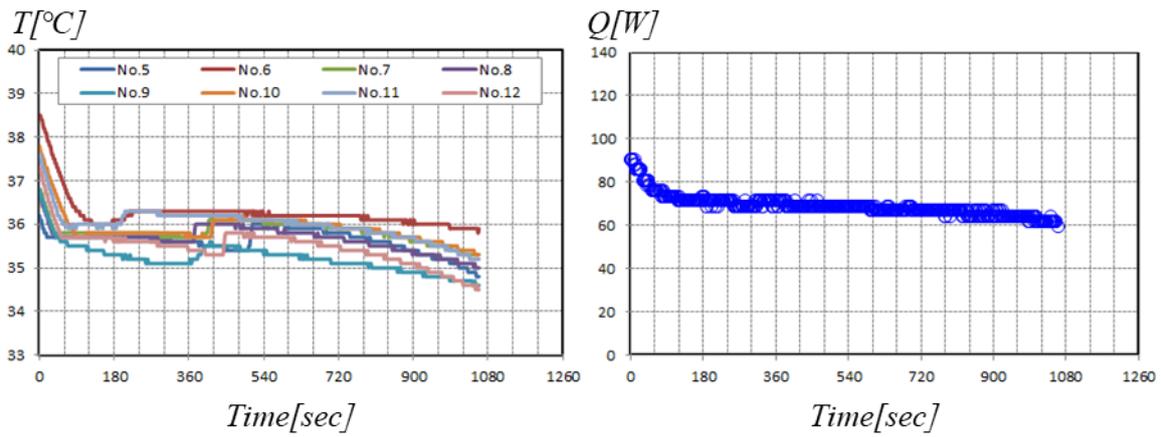


Fig.3-26 Test result of discharging on air28°C & 1.2CMM

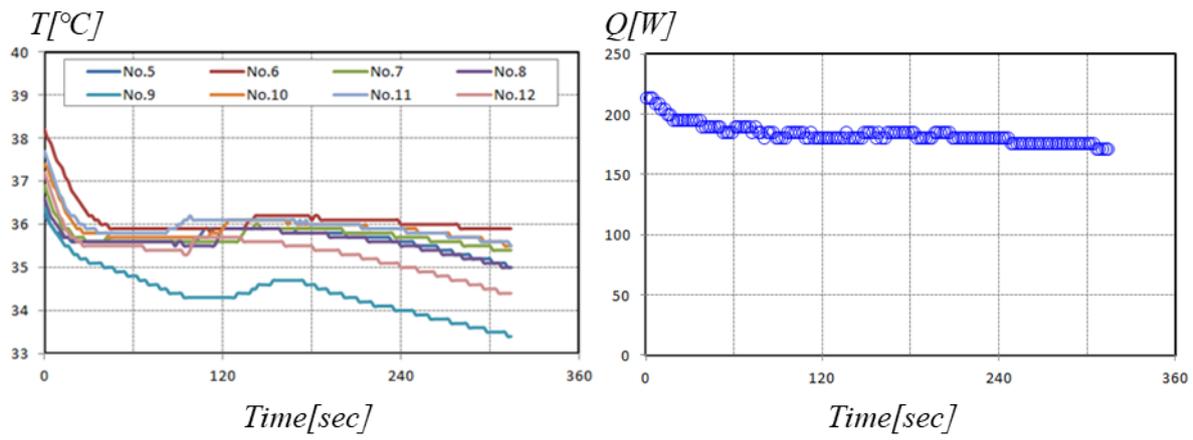


Fig.3-27 Test result of discharging on air19°C & 2.4CMM

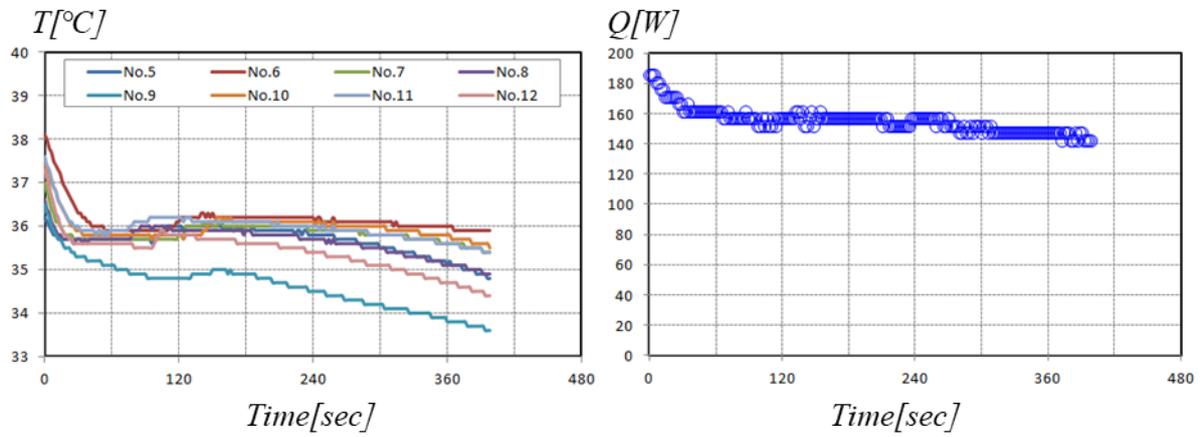


Fig.3-28 Test result of discharging on air22°C & 2.4CMM

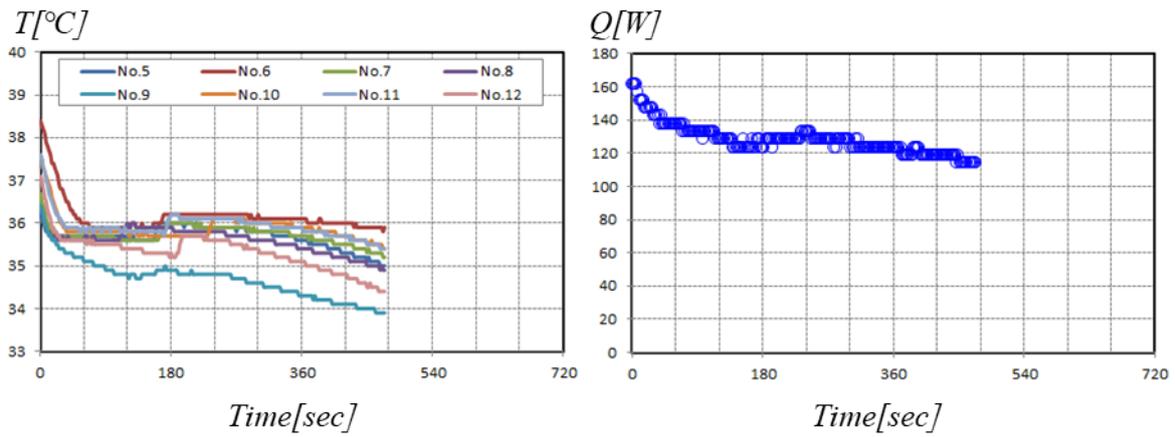


Fig.3-29 Test result of discharging on air25°C & 2.4CMM

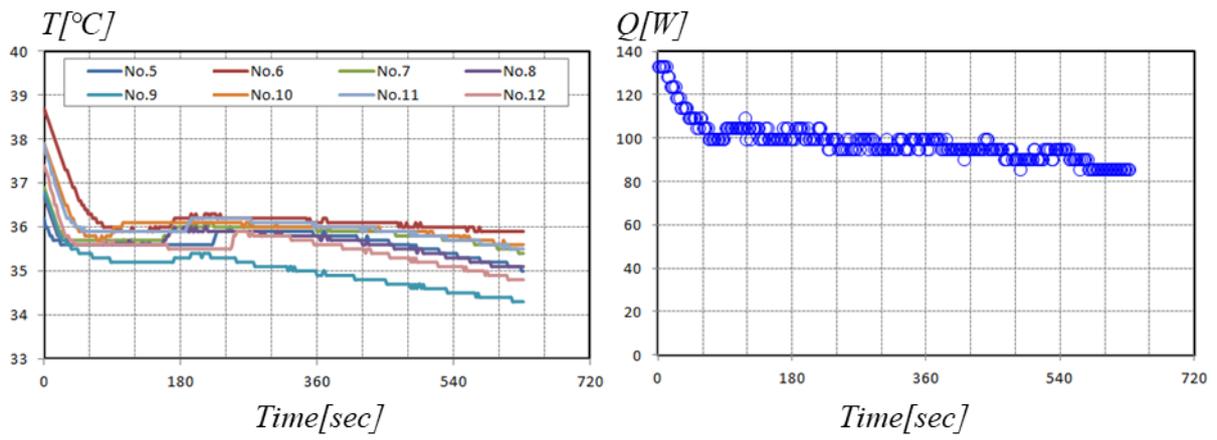


Fig.3-30 Test result of discharging on air28°C & 2.4CMM

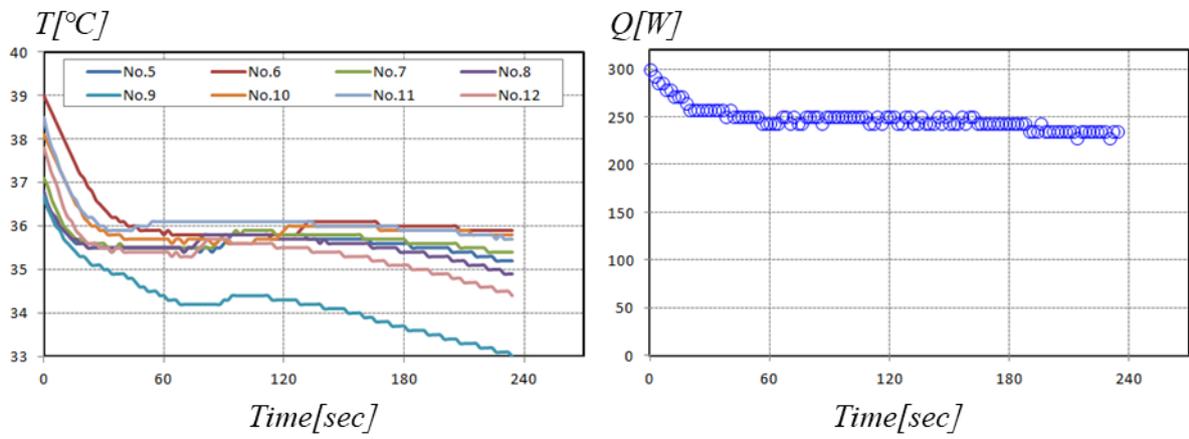


Fig.3-31 Test result of discharging on air19°C & 3.6CMM

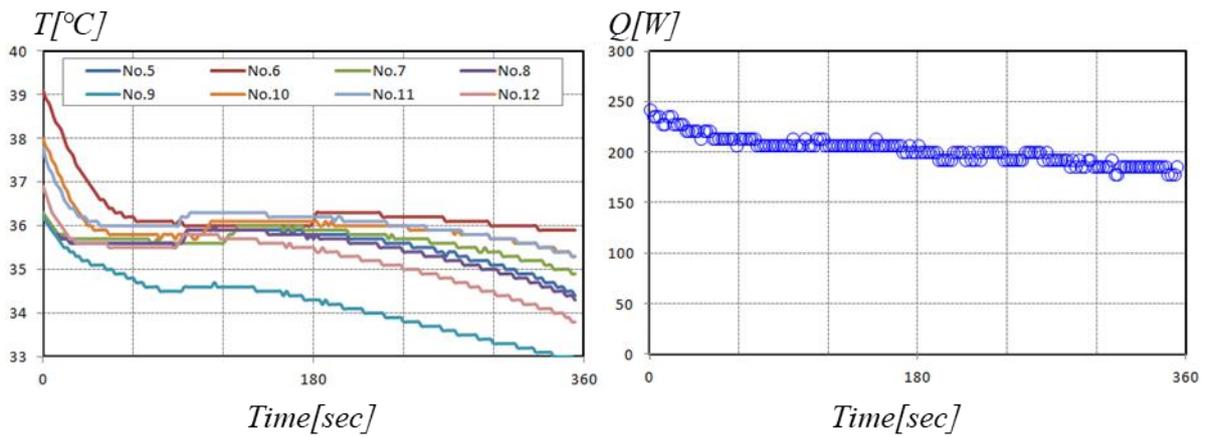


Fig.3-32 Test result of discharging on air22°C & 3.6CMM

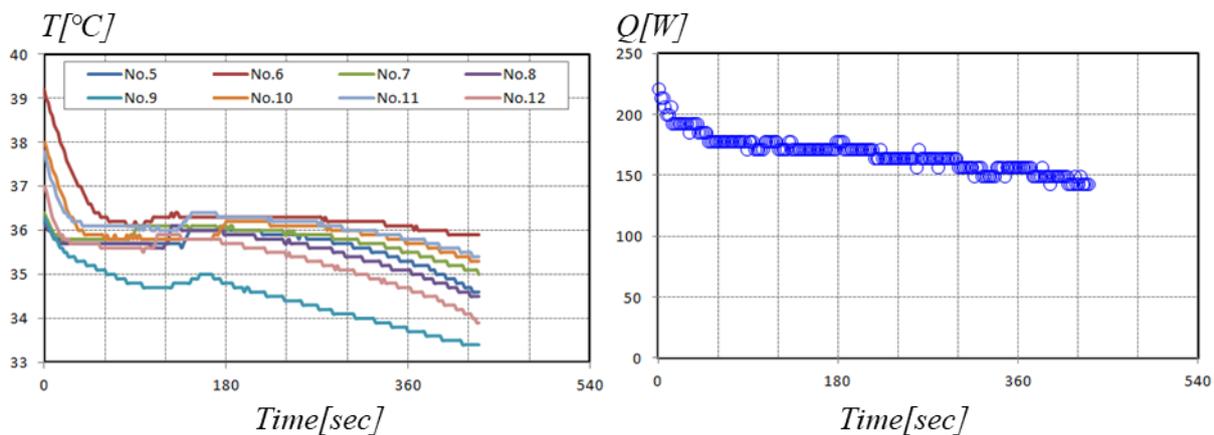


Fig.3-33 Test result of discharging on air25°C & 3.6CMM

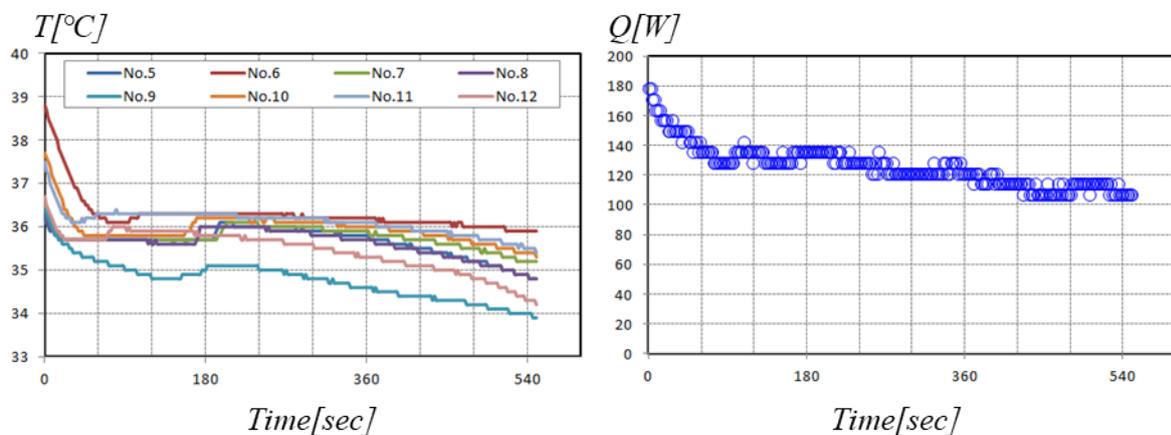


Fig.3-34 Test result of discharging on air28°C & 3.6CMM

ここまでの実験結果より予備実験で定義した放熱時の PCM 相変化温度領域 36.1°Cでの PCM の各熱伝対における相変化時間を求めた結果とその時の PCM 側から空気側へ放熱された時間当たりの熱量から平均蓄熱を Watt で計算した結果を表 3-10 に示す。

ここまで、放熱時における PCM の潜熱持続時間とその空気へ放熱する熱量を空気側の入り口温度と風量ごとに調べてみた。これからは潜熱区間以後顕熱区間で PCM が最終的に空気の入り口温度まで到達する時間とその際の空気側出口温度を含めた熱挙動を図 3-35～図 3-40 に示す。

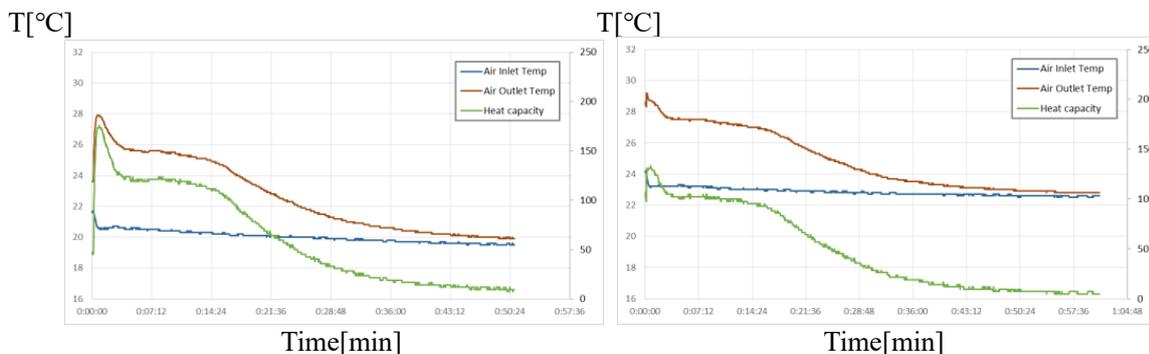


Fig.3-35 Test result of discharging on air19°C(left)/22°C(right),1.2CMM

Table.3-10 Test result of solidifying time at each T/C position

Air Temp		Air Flow [CMM]	PCM Solidifying time at each T/C position								Max time [Sec]	Ave. Discharging [W]
In let (Ave.) [°C]	Out let (Ave.) [°C]		No. 5 [Sec]	No. 6 [Sec]	No. 7 [Sec]	No. 8 [Sec]	No.9 [Sec]	No. 10 [Sec]	No. 11 [Sec]	No. 12 [Sec]		
20.5	25.6	1.2	312	536	418	292	6	432	434	162	632	121.09
22.5	26.9		292	632	434	408	6	488	544	330	742	103.66
24.9	28.4		550	792	632	436	10	634	618	352	898	84.73
26.8	29.7		688	950	766	570	10	754	746	480	1056	68.92
20.2	24.1	2.4	166	280	190	152	4	232	220	2	312	183.85
22.6	25.9		232	360	274	178	2	312	266	92	396	155.32
24.6	27.3		280	424	286	178	4	358	334	4	472	128.06
27.1	29.2		368	562	446	300	4	472	454	252	630	98.35
20.3	23.7	3.6	124	196	106	4	4	190	180	2	230	247.54
22.7	25.5		170	292	198	146	4	248	248	106	352	202.35
24.7	27.1		256	348	278	206	4	306	314	122	428	167.74
27.3	29.0		328	480	362	292	4	390	424	160	548	125.85

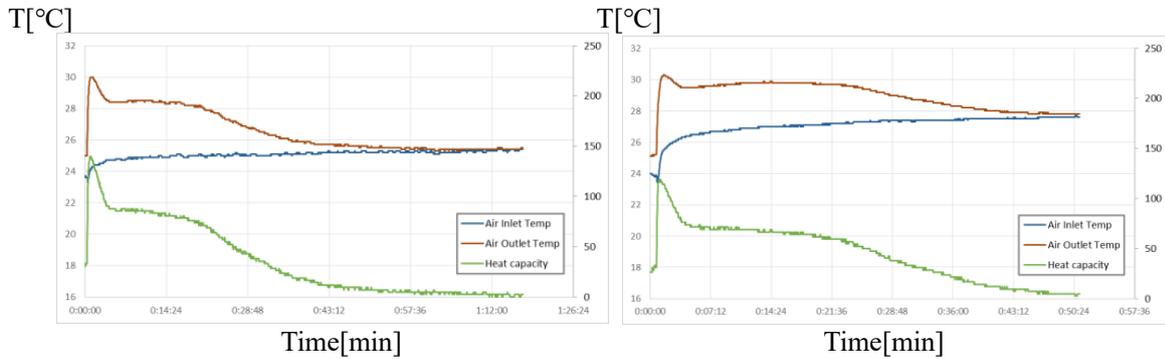


Fig.3-36 Test result of discharging on air25°C(left)/28°C(right),1.2CMM

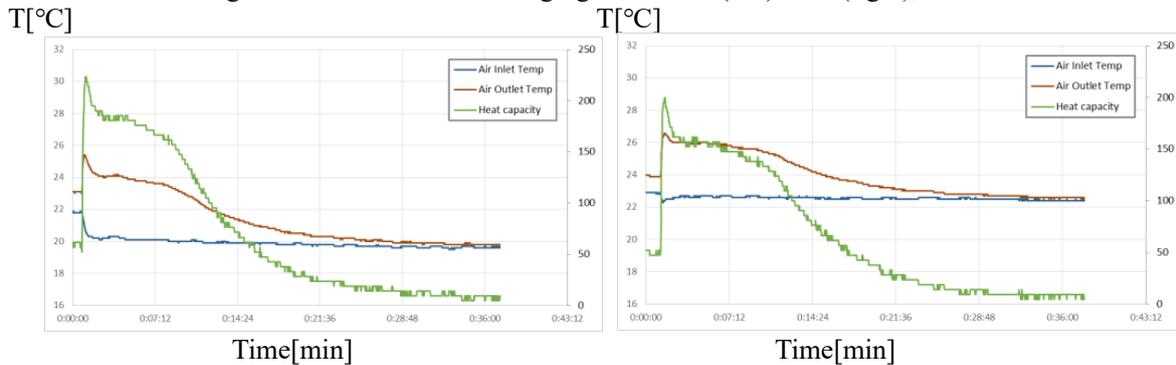


Fig.3-37 Test result of discharging on air19°C(left)/22°C(right),2.4CMM

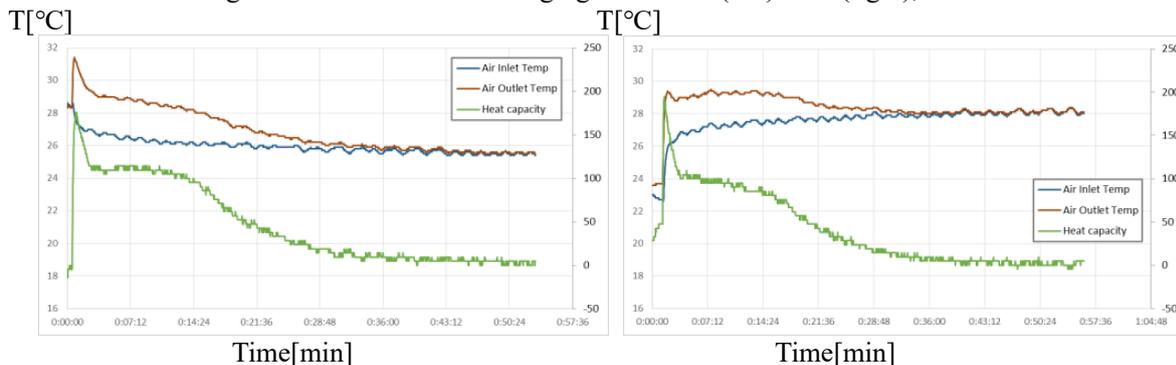


Fig.3-38 Test result of discharging on air25°C(left)/28°C(right),2.4CMM

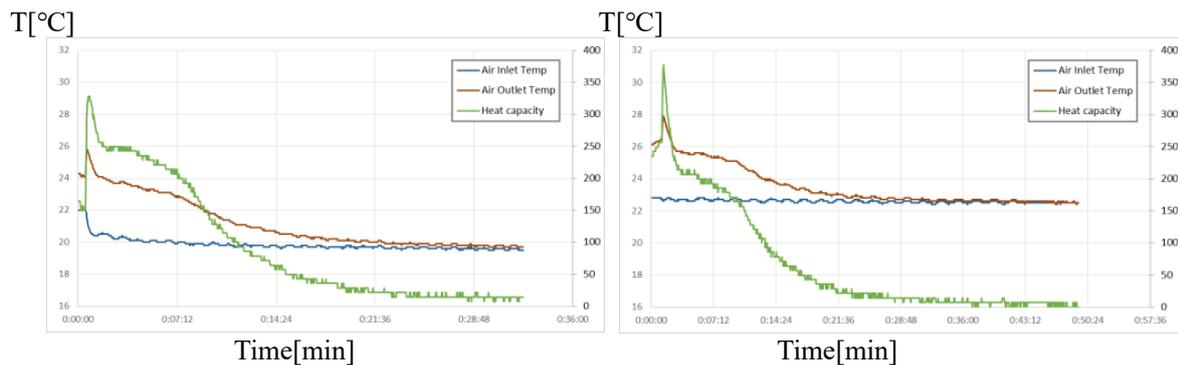


Fig.3-39 Test result of discharging on air19°C(left)/22°C(right),3.6CMM

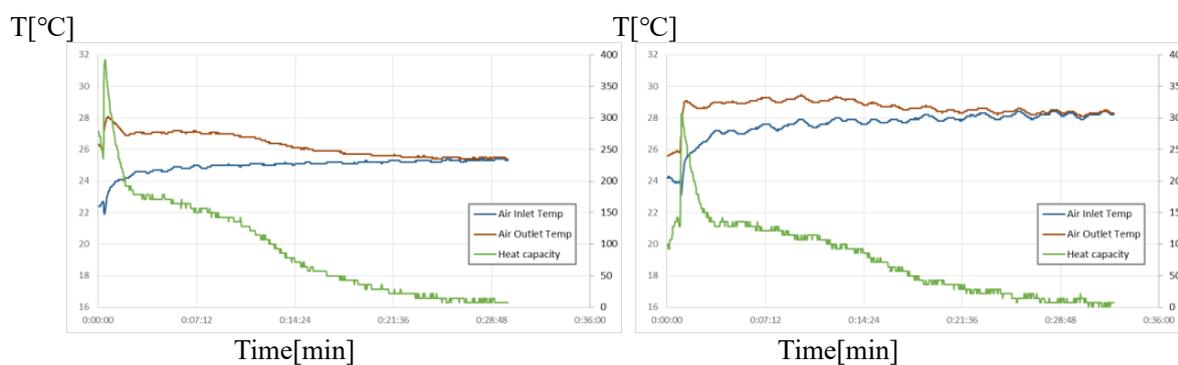


Fig.3-40 Test result of discharging on air25°C(left)/28°C(right),3.6CMM

3.2.5 蓄熱時の実験結果

熱負荷シミュレーションに PCM モジュールを搭載する際に、蓄熱においては水温度と流量による蓄熱に掛かる時間を定める必要がある。そのため、本研究で行った蓄熱時における時間経過に伴う PCM 温度の変化とその際の蓄熱量の結果を図 3-41～図 3-49 に示す。

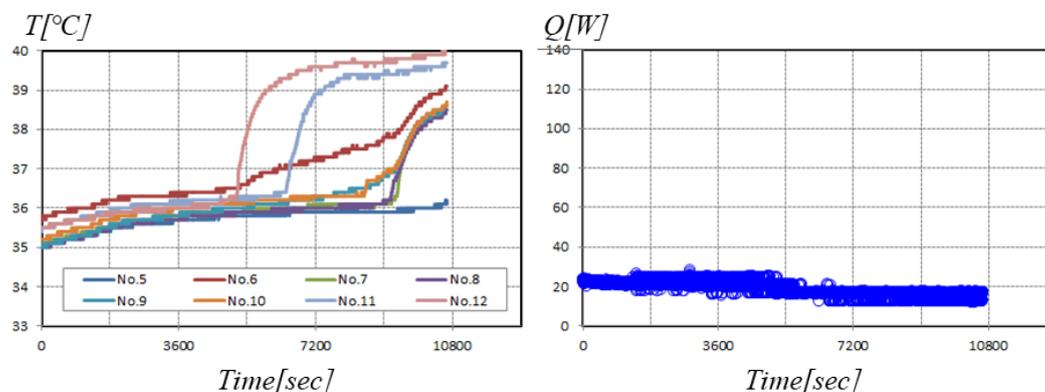


Fig.3-41 Test result of charging on water45°C & 0.6kg/min

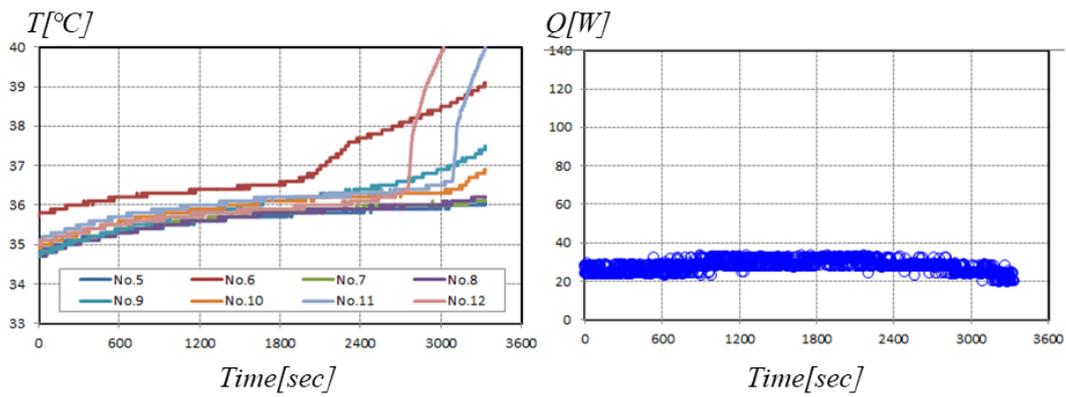


Fig.3-42 Test result of charging on water50°C & 0.6kg/min

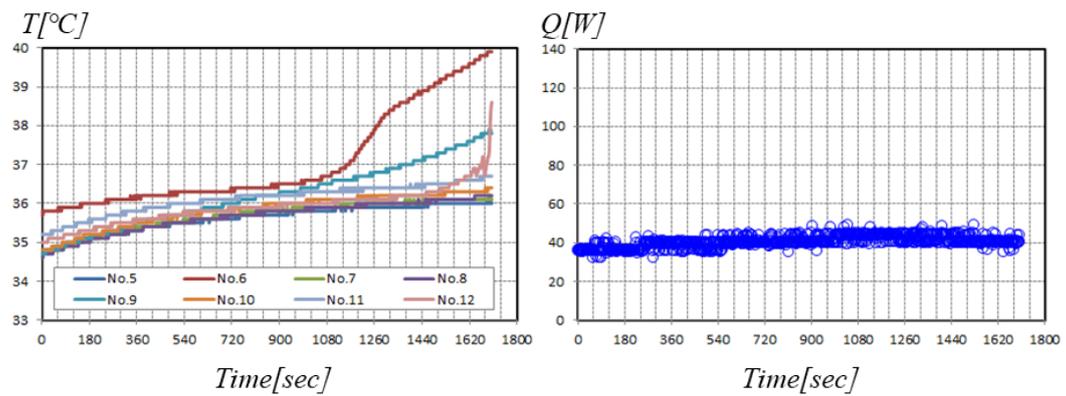


Fig.3-43 Test result of charging on water55°C & 0.6kg/min

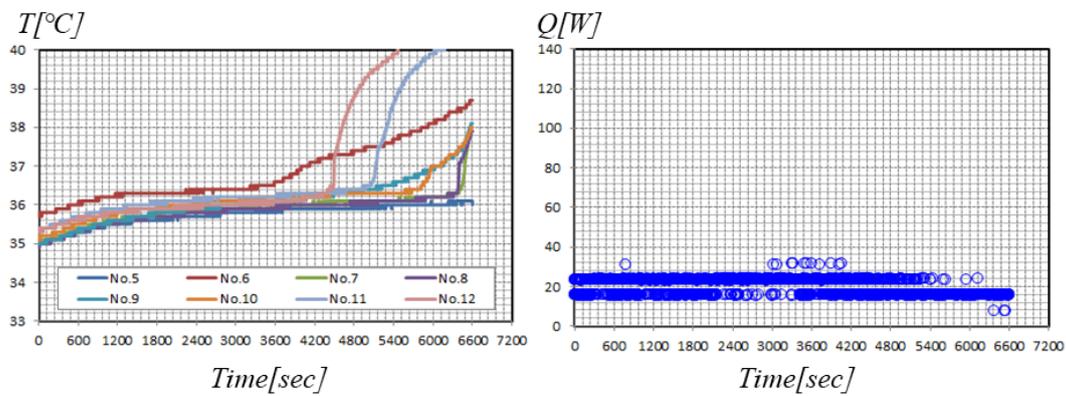


Fig.3-44 Test result of charging on water45°C & 1.2kg/min

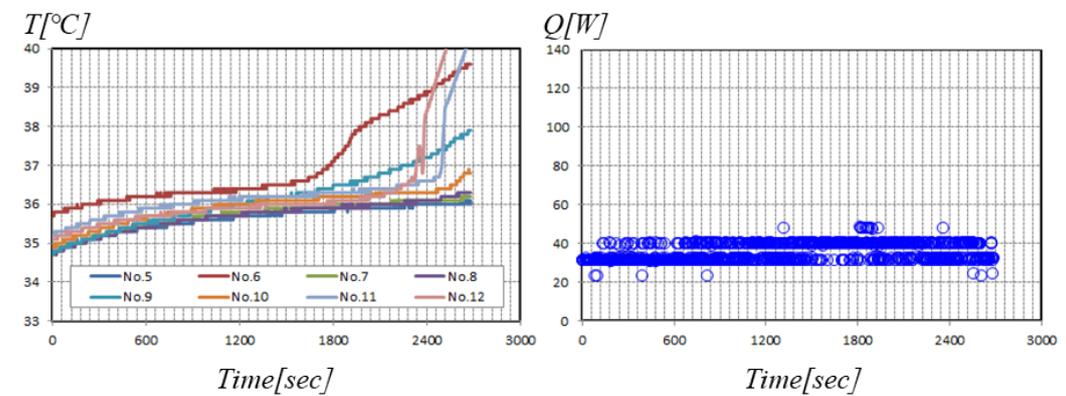


Fig.3-45 Test result of charging on water50°C & 1.2kg/min

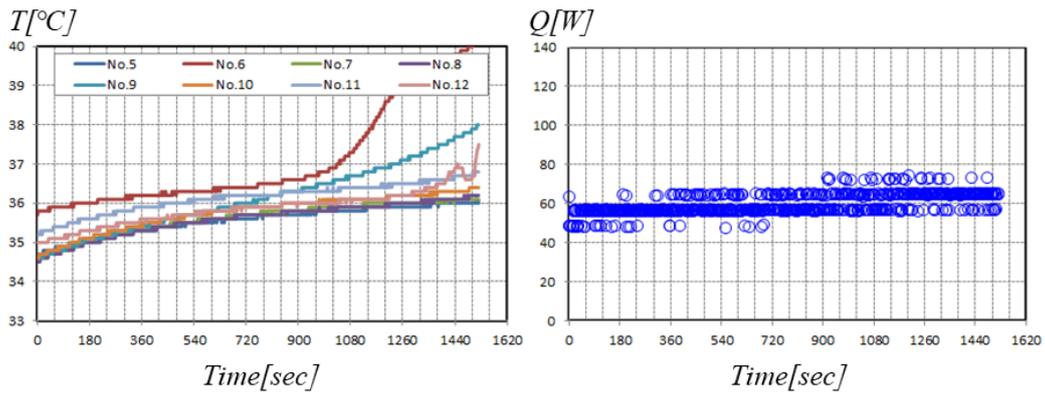


Fig.3-46 Test result of charging on water55°C & 1.2kg/min

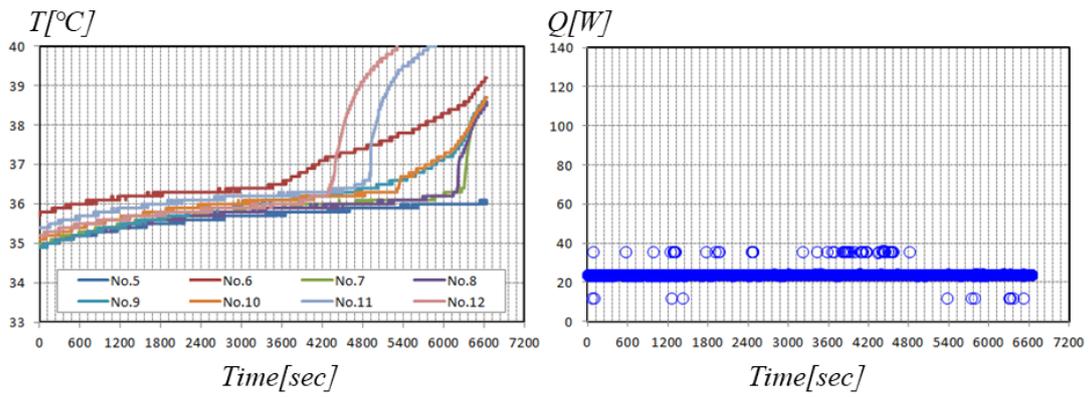


Fig.3-47 Test result of charging on water45°C & 3.6kg/min

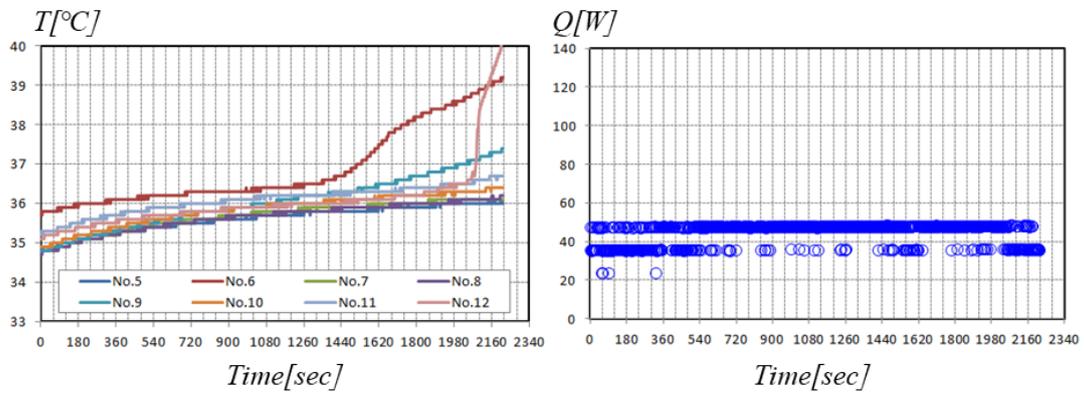


Fig.3-48 Test result of charging on water50°C & 3.6kg/min

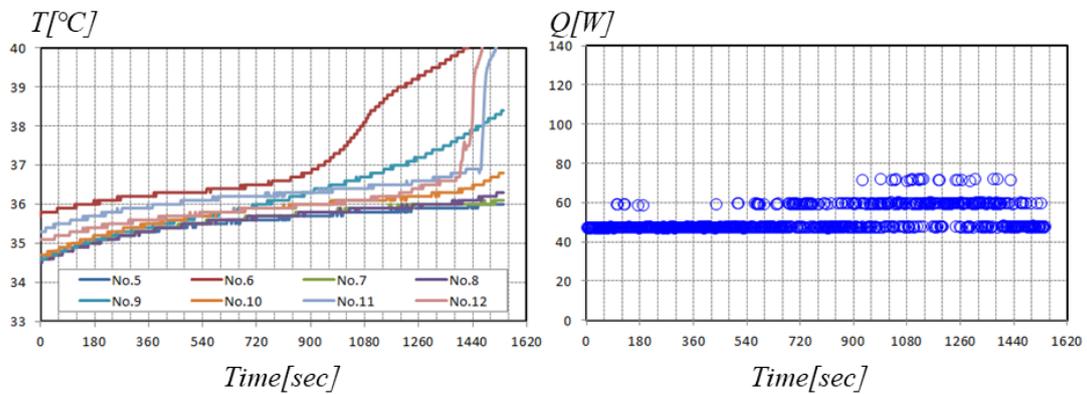


Fig.3-49 Test result of charging on water55°C & 3.6kg/min

ここまでの実験結果より予備実験で定義した蓄熱時の PCM 相変化温度領域 35.9°Cでの PCM の各熱伝対における相変化時間を求めた結果とその時の水側から PCM 側に蓄熱された時間当たりの熱量から平均蓄熱を Watt で計算した結果を表 3-11 に示す。

Table.3-11 Test result of melting time at each T/C position

Water Temp		Water Flow [kg/min]	PCM Melting time at each T/C position								Max time [Sec]	Ave. Charging [W]
In let (Ave.) [°C]	Out let (Ave.) [°C]		No. 5 [Sec]	No. 6 [Sec]	No. 7 [Sec]	No. 8 [Sec]	No. 9 [Sec]	No. 10 [Sec]	No. 11 [Sec]	No. 12 [Sec]		
44.3	43.6	0.493	6532	1708	6232	5422	3558	3726	2906	3546	10650	22.25
49.2	48.6	0.617	1654	400	1758	1476	532	762	740	1238	3328	25.72
54.0	53.0	0.614	804	250	706	680	204	460	304	586	1702	37.97
45.0	44.7	1.213	4204	660	2998	3100	1530	1520	1234	2622	6596	19.60
50.0	49.6	1.228	1304	306	1216	1116	402	586	508	1118	2680	32.99
54.7	54.0	1.241	610	204	666	524	206	446	278	538	1520	57.93
45.0	44.8	1.837	3278	842	2762	2708	1258	1700	1308	2184	6636	23.64
50.1	49.7	1.836	1000	332	972	894	402	704	500	848	2212	40.00
54.9	54.5	1.830	572	194	664	544	192	434	266	516	1540	47.95

3.3 放熱時のモデル化と計算法

放熱時における PCM の挙動は大きく潜熱区間と顕熱区間に分けられる。図 3-50 に示したように PCM は空気側に熱を放熱している間に液体から固体へと相変化を伴う。その際の PCM の温度は図 3-50 で示したように相変化温度を維持し、その区間を潜熱区間と置く。その潜熱区間が終わると固体に変わった PCM は顕熱区間に突入し、空気へ熱を奪われることにつれてどんどん PCM の温度も下がってしまい最終的には空気側の入り口温度と一致するまで放熱を続ける。放熱時の計算モデルにおいてもこの潜熱区間と顕熱区間に分けてそのモデルを作成し、計算できるようにする。

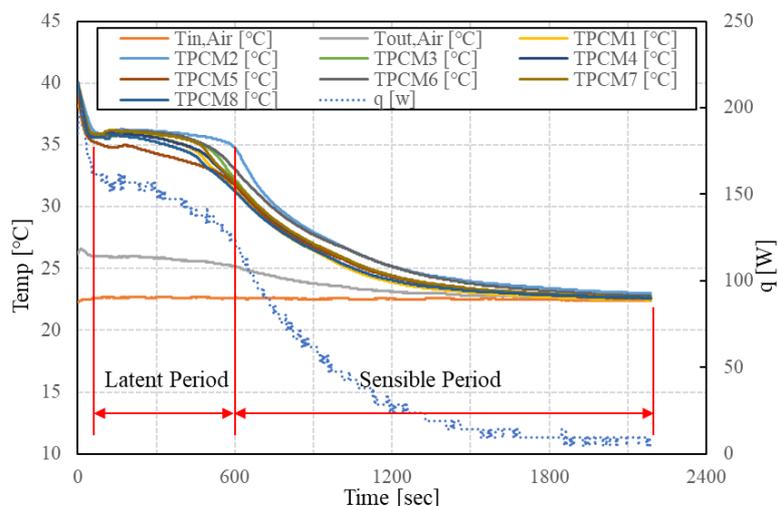


Fig.3-50 Thermal behavior at 22°C/2.4CMM of air

本研究では PCM の計算を簡素化するために厚さ方向に座標系 x を持つ 1 次元システムを図 3-51 に示すように仮定してモデルを簡略化する。

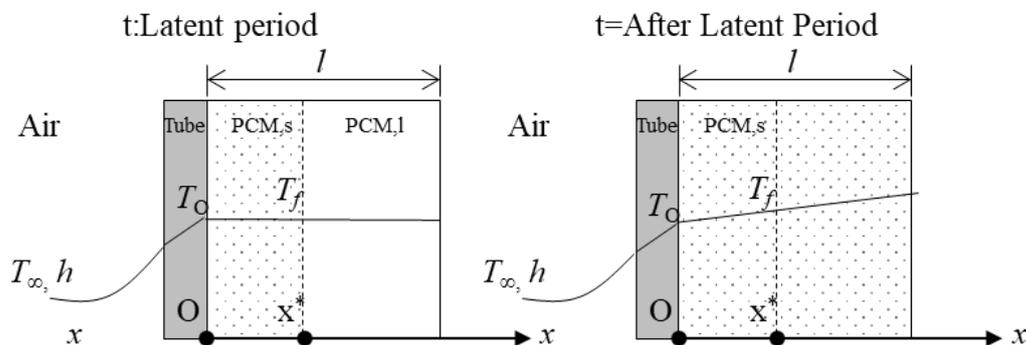


Fig. 3-51 Thermal behavior model

PCM の占める厚さを L において、断熱されていると仮定し、この際、PCM 内部の対流は無視すると仮定する。PCM 内の温度分布はすべて準定常であると想定されている。PCM における相変化開始($t=0$)の前に、PCM 内の温度分布は $T = ax + b$ として線形性を持つと考えたと式(3-1)と式(3-2)のように表すことができる。

$$T = \frac{T_f - T_o}{x^*} x + T_o \quad \text{式(3-1)}$$

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_f - T_o}{x^*} \quad \text{式(3-2)}$$

熱流束に垂直な仮定の熱伝達領域(A)の $X=x^*$ でのエネルギー平衡から式(3-3)が表される。

$$\lambda_s \left(\frac{dT}{dx} \right) A dt = \rho_l A \Delta H dx^* \quad \text{式(3-3)}$$

ここで式(3-2)を式(3-3)に代入すると式(3-4)のように纏められる。

$$\frac{\lambda_s}{x^*} (T_f - T_o) dt = \rho_l \Delta H dx^* \quad \text{式(3-4)}$$

対流による時間 T_0 で $\int T_o dt = \zeta(t)$ として表すことができる。また、相変化による密度の変化を無視できると仮定すると相変化に対する融解時間は式(3-5)のように表せる。

$$\frac{\lambda_s}{\rho_l \Delta H} [T_f t - \zeta(T) + \zeta(0)] = \frac{1}{2} l^2 \quad \text{式(3-5)}$$

蓄熱及び放熱過程において T_0 は式(3-6)のように時間の指数関数として表せる。

$$T_o = T_\infty + (T_f - T_\infty) e^{-kt} \quad \text{式(3-6)}$$

式(3-6)により式(3-7)が得られる。また、式(3-5)に式(3-7)を代入すると融解までかかる時間 t は式(3-8)のように表すことができる。

$$\{\zeta(T) - \zeta(0)\} = T_f t - \frac{1}{2} (T_f - T_\infty) kt^2 \quad \text{式(3-7)}$$

$$\frac{\lambda_s}{\rho_l \Delta H} \cdot (T_f - T_\infty) kt^2 = l^2 \quad \text{式(3-8)}$$

3.3.1 潜熱区間

前述したように PCM を潜熱区間と顕熱区間に分けて検討する。潜熱区間に対する PCM の放熱量及びその時間を求めるようにする。まず、Re 数は式(3-9)から求められる。

$$Re = \frac{\rho u_{max}}{\mu} \quad \text{式(3-9)}$$

Pongsoi らの先行研究[16]で Spiral fin tube の Nu 数を実験的な式として式(3-10)を報告している。

$$Nu = \frac{hd_0}{k} = 0.138 Re^{0.68} Pr^{0.33} \left(\frac{P_T}{d_0}\right)^{0.263} \left(\frac{P_L}{d_0}\right)^{-0.194} \left(\frac{f_p}{d_0}\right)^{0.168} \left(\frac{f_h}{d_0}\right)^{-0.132} \quad \text{式(3-10)}$$

ここで、本研究で用いた Spiral fin tube と空気速度の条件から対流熱伝達係数は式(3-10)より求められる。ここで内部の PCM は相変化する間にはその表面温度は凝固温度 36.1°C に維持されると仮定すると、この時間の間での空気からの伝熱量は式(3-11)で表せられる。それは PCM が相変化するために必要な熱量と等しい。すなわち、式(3-12)から潜熱区間における PCM の凝固まで必要な時間を求めることができる。この計算のために必要な総括熱伝達係数は式(3-13)で表せる。この計算に必要な対流熱伝達率は実験結果から式(3-13)に表したように $C_1=1.975$ を補正して用いた。式(3-10)から求めた対流熱伝達率に C_1 を補正した値と実験から求めた対流熱伝達率の比較を図 3-52 に示す。

$$\begin{aligned} \frac{q}{dt} &= \bar{h}A(T_{melt} - T_{air}) \\ Q &= \bar{h}A(T_f - T_{\infty})t_{latent} = \bar{\rho}V\Delta H \end{aligned} \quad \text{式(3-11)}$$

$$t_{latent} = \frac{\bar{\rho}V\Delta H}{\bar{h}A(T_f - T_{\infty})}, \left(\bar{\rho} = \frac{\rho_s + \rho_l}{2}\right) \quad \text{式(3-12)}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA_0} &= \frac{1}{hA} + Rt + \frac{\delta}{\eta kA} \\ \bar{h} &= C_1 U \end{aligned} \quad \text{式(3-13)}$$

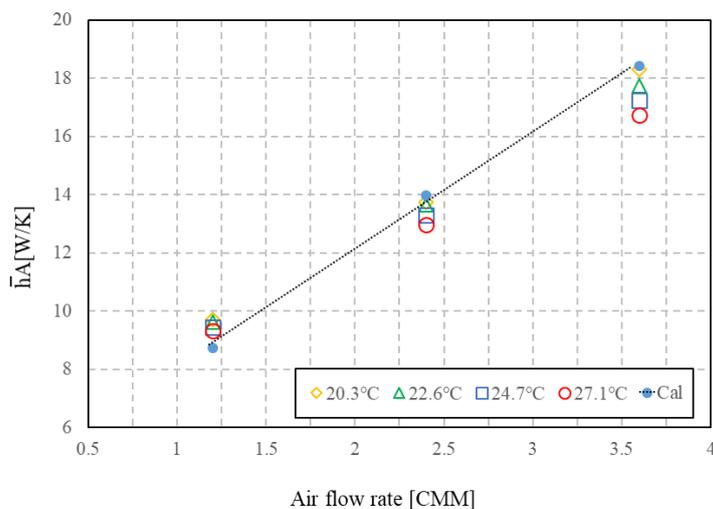


Fig.3-52 Comparison between experimental and calculation for UA

3.3.2 顕熱区間

潜熱区間以後に PCM の温度 T_f から更に放熱が進むと dt 時間の間に PCM から放熱される熱量は式(3-14)のように dt により放熱される相変化材料内部エネルギーの増加量に等しい。

$$\begin{aligned} \bar{h}A(T_\infty - T)dt &= \rho_s C_{p,s} V dT \\ \frac{dT}{T_\infty - T} &= \frac{\bar{h}A}{\rho_s C_{p,s} V} dt \end{aligned} \tag{3-14}$$

ここで、式(3-14)を積分して $t=0$ の際、 $T=T_f$ を代入すると式(3-15)が求められる。

$$\ln\left(\frac{T - T_\infty}{T_f - T_\infty}\right) = -\frac{\bar{h}A}{\rho_s C_{p,s} V} t_{sensible} \tag{3-15}$$

仮に、放熱の完了する時間を $T=0.98T_a$ に置くと、式(3-15)は式(3-16)のように表せる。

$$t_{sensible} = -\frac{\rho_s C_{p,s} V}{\bar{h}A} \ln\left(\frac{0.02T_\infty}{T_f - T_\infty}\right) \tag{3-16}$$

PCM が潜熱と顕熱過程を通して空気に放熱し、最終的に空気側の入り口温度に到達するまでの時間はそれぞれの掛かる時間の足し算の式(3-17)のように示すことができる。

$$\begin{aligned} t &= t_{latent} + t_{sensible} \\ &= \frac{\bar{\rho}V\Delta H}{\bar{h}A(T_f - T_\infty)} - \frac{\rho_s C_{p,s} V}{\bar{h}A} \ln\left(\frac{0.02T_\infty}{T_f - T_\infty}\right) \end{aligned} \tag{3-17}$$

ここで、式(3-17)と式(3-6)の関係より結果的に時定数 k は式(3-18)のように求めることができる。

$$\begin{aligned} k &= -\frac{1}{t} \cdot \ln\left(\frac{0.02T_\infty}{T_f - T_\infty}\right) \\ &= \frac{\bar{h}A \cdot \ln\left(\frac{0.02T_\infty}{T_f - T_\infty}\right)}{\rho_s C_{p,s} V \cdot \ln\left(\frac{0.02T_\infty}{T_f - T_\infty}\right) - \frac{\bar{\rho}V\Delta H}{T_f - T_\infty}} \end{aligned} \tag{3-18}$$

図 3-53～図 3-55 に顕熱区間における実験結果式(3-18)より求められた k より計算した結果を示す。結果からわかるように空気側の入り口温度が低いほど実験結果と計算結果がよく一致することがわかる。それは実験装置の構成上、空気の入り口温度が高いほど、実験装置の熱安定性が高いと考えられる。

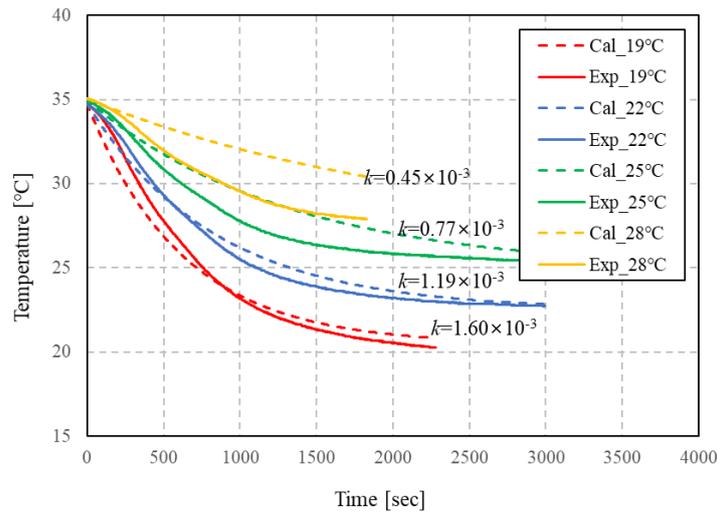


Fig. 3-53 Comparison between experimental and calculation by k on 1.2CMM

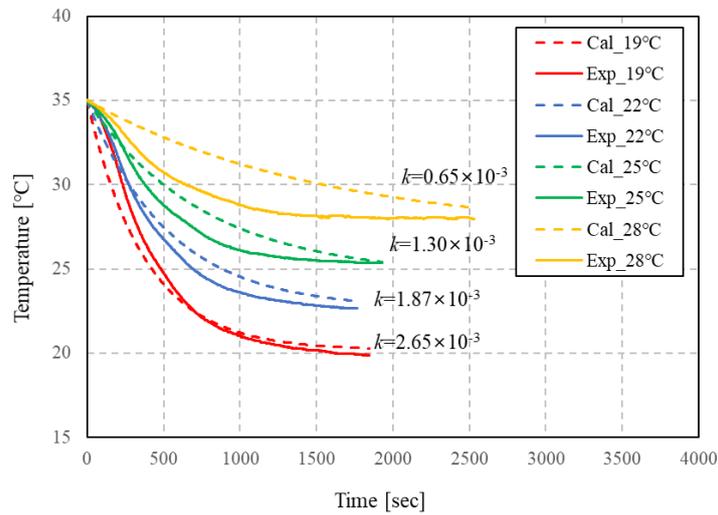


Fig. 3-54 Comparison between experimental and calculation by k on 2.4CMM

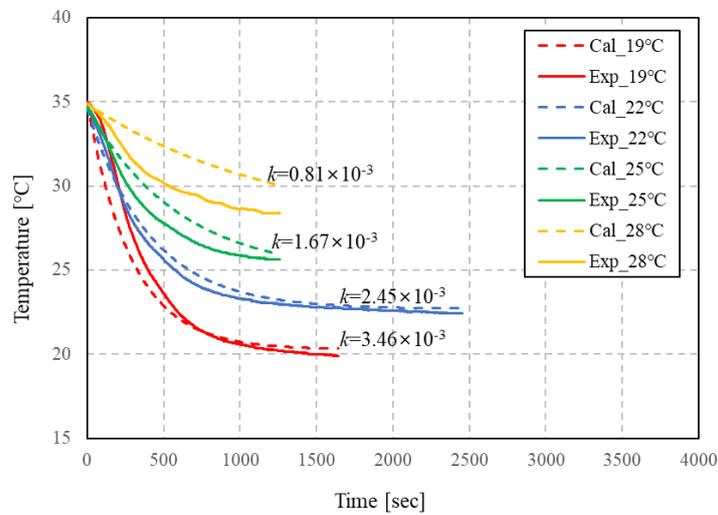


Fig. 3-54 Comparison between experimental and calculation by k on 3.6CMM

3.3.3 実験結果との比較

ここまでまとめた放熱時の時間の変化における PCM 温度の計算モデルを用いて実験値との比較を行うようにする。これは特に 4 章で取り扱う熱管理シミュレーションにおいて PCM モジュールの放熱性能の見積りの精度に関わることに對して、その健全性の確認は極めて重要である。実験で行った各空気入口温度の実験条件と同様な条件において初期の潜熱区間においては式(3-12)を用いて潜熱区間の終了までの時間を求めた。その潜熱終了までの時間の間には PCM 温度は相変化温度で一定であるとしている。それから、潜熱区間が終了してから PCM 温度の計算には各時間ごとに時定数 k を求めてから PCM 温度を求めるようにした。実験条件別におけるその時間ごとの PCM 温度計算値と実験値の挙動を図 3-55～図 3-66 に示す。空気側の出口温度の計算はまず PCM の温度の計算を行い PCM 温度と空気側の入口温度の差を用いてその熱を全て空気側に流れることを想定して求められる。黄色い線で示している実験値の PCM 温度は実験装置に仕掛けた 8 本の熱電対を平均した値を示している。

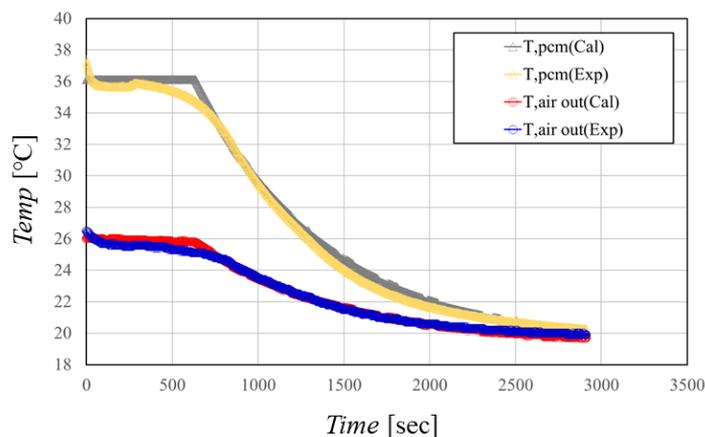


Fig. 3-55 Air outlet temperature between experimental and calculation (1.2CMM/19°C)

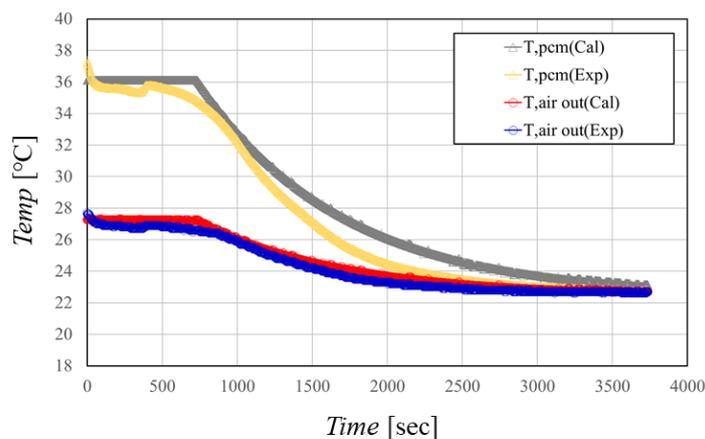


Fig. 3-56 Air outlet temperature between experimental and calculation (1.2CMM/22°C)

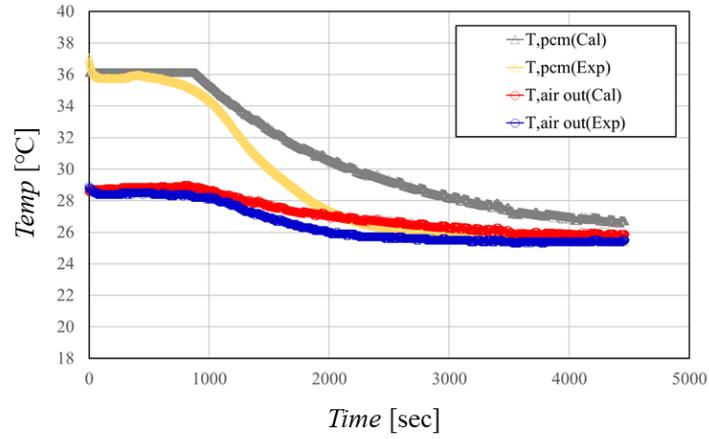


Fig. 3-57 Air outlet temperature between experimental and calculation (1.2CMM/25°C)

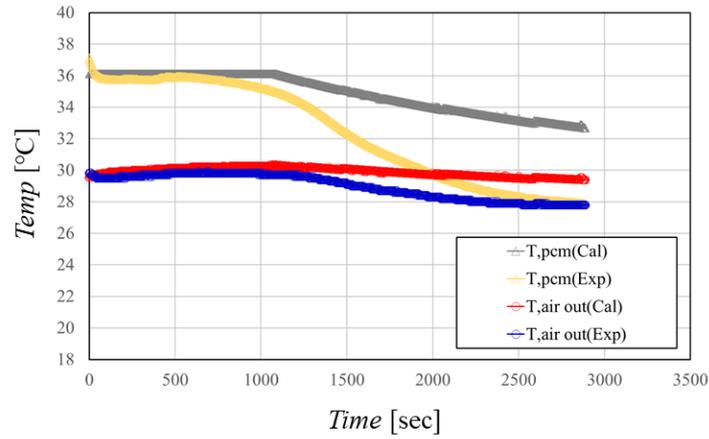


Fig. 3-58 Air outlet temperature between experimental and calculation (1.2CMM/28°C)

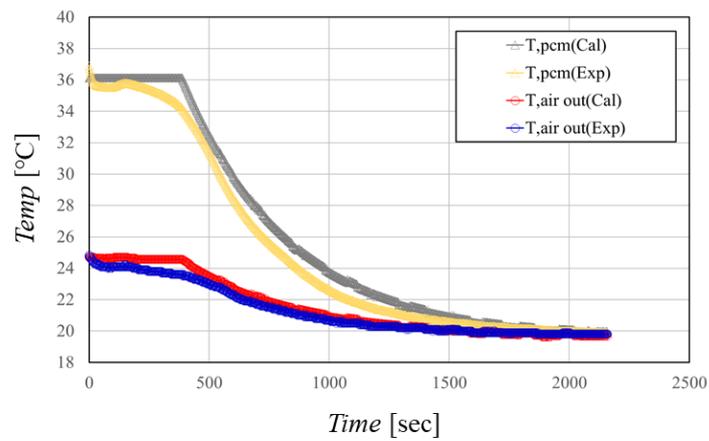


Fig. 3-59 Air outlet temperature between experimental and calculation (2.4CMM/19°C)

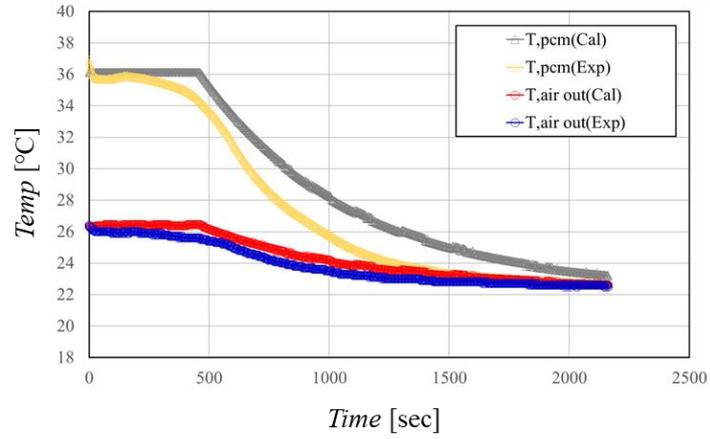


Fig. 3-60 Air outlet temperature between experimental and calculation (2.4CMM/22°C)

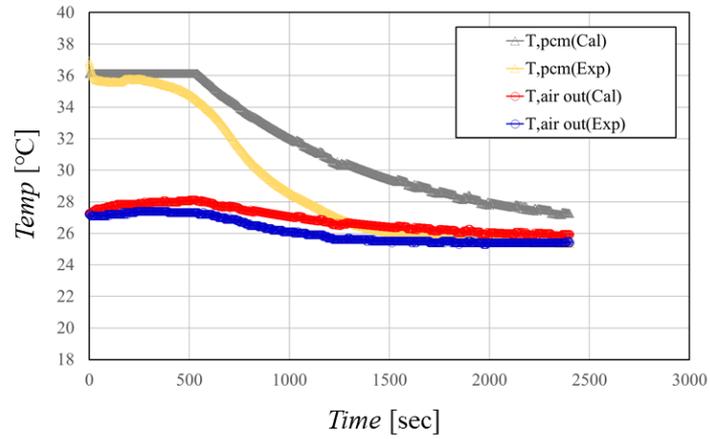


Fig. 3-61 Air outlet temperature between experimental and calculation (2.4CMM/25°C)

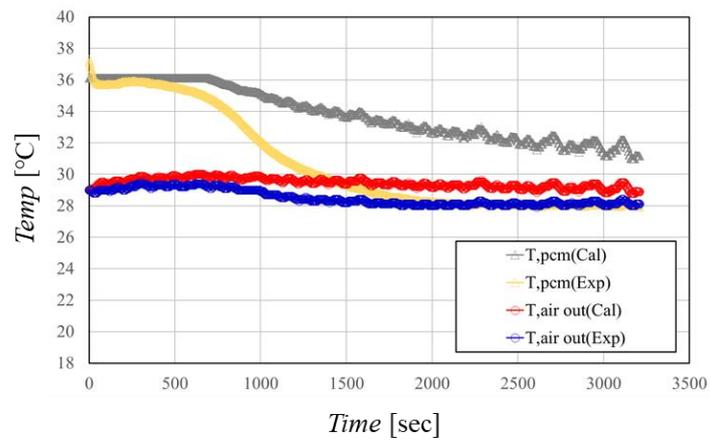


Fig. 3-62 Air outlet temperature between experimental and calculation (2.4CMM/28°C)

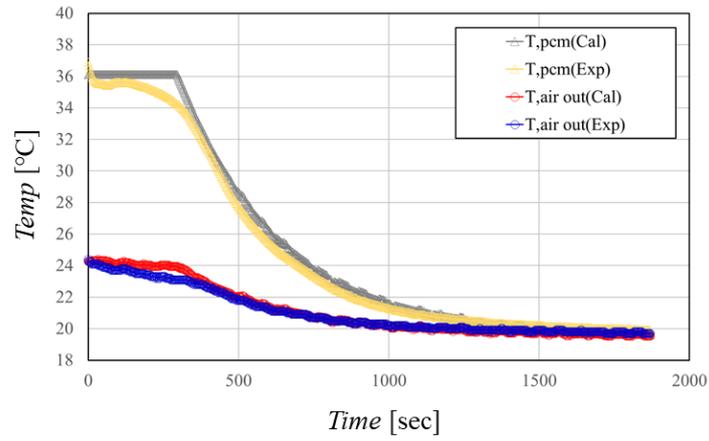


Fig. 3-63 Air outlet temperature between experimental and calculation (3.6CMM/19°C)

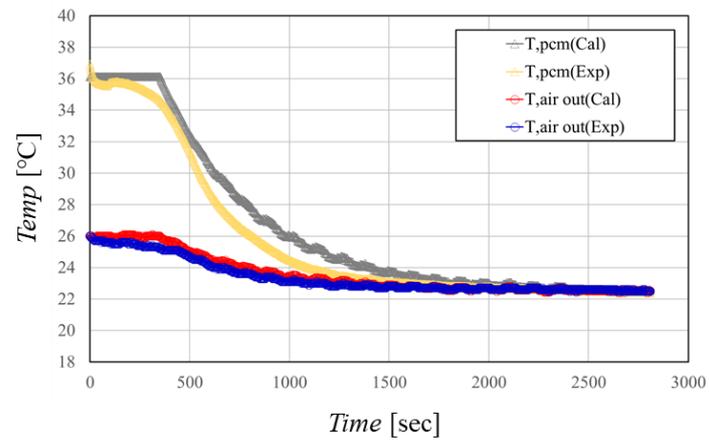


Fig. 3-64 Air outlet temperature between experimental and calculation (3.6CMM/22°C)

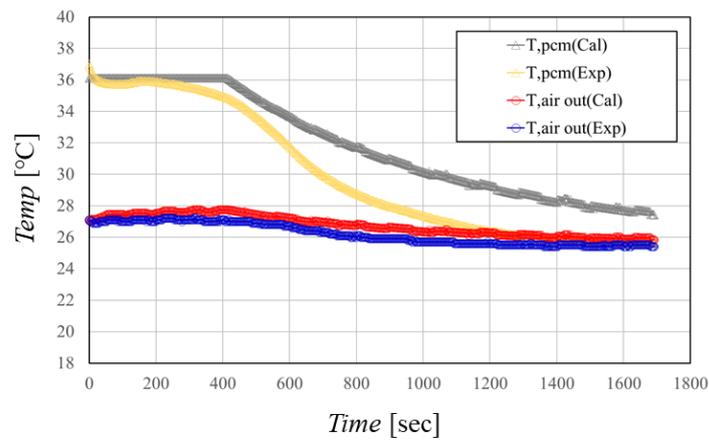


Fig. 3-65 Air outlet temperature between experimental and calculation (3.6CMM/25°C)

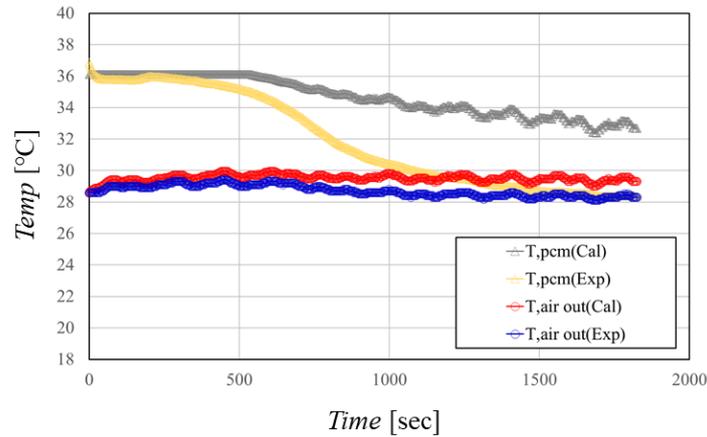


Fig. 3-66 Air outlet temperature between experimental and calculation (3.6CMM/28°C)

計算結果から分かるように空気側の入口温度が高い程、PCM 温度計算値と実験値の差が大きく発生している。これは、PCM モジュールの持つ外側と内側のフィンより PCM 側から空気へと熱漏れが大きく発生することが考えられる。しかし、その温度はどんどん PCM の温度が低下していく顕熱区間で発生しており、また、その PCM 計算温度を用いて空気側の出口温度を計算した結果と実験で測定された空気側の出口温度との差を図 3-67～図 3-69 に示す。グラフの横軸は時間ごとに実験から得られた空気側の出口温度を表しており、縦軸には計算で求めた時間ごとの空気側出口温度を表す。空気側の流量が最も少ない実験条件である 1.2CMM の場合、空気側の流量が小さい分小さい温度差の誤差にも空気側の温度変動に大きく影響する。それにしても 28°C 空気入口温度で $\pm 2^\circ\text{C}$ 内に計算値が収まっていることが確認できる。そのため、空気側の風量が 2.4CMM と 3.6CMM の場合における空気入口温度 28°C での計算値との差は $\pm 1^\circ\text{C}$ 程度のモデルになっていることが分かる。

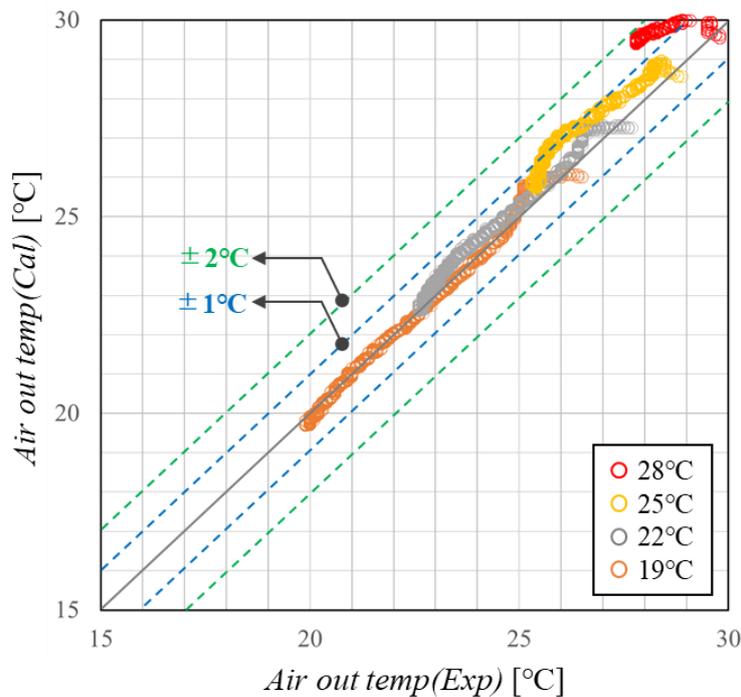


Fig. 3-67 Air outlet temperature between experimental and calculation on 1.2CMM

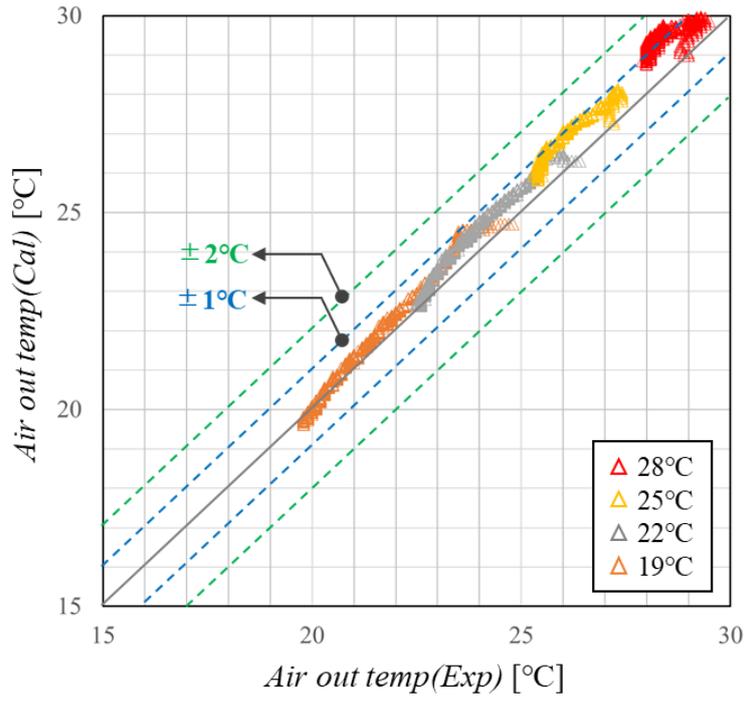


Fig. 3-68 Air outlet temperature between experimental and calculation on 2.4CMM

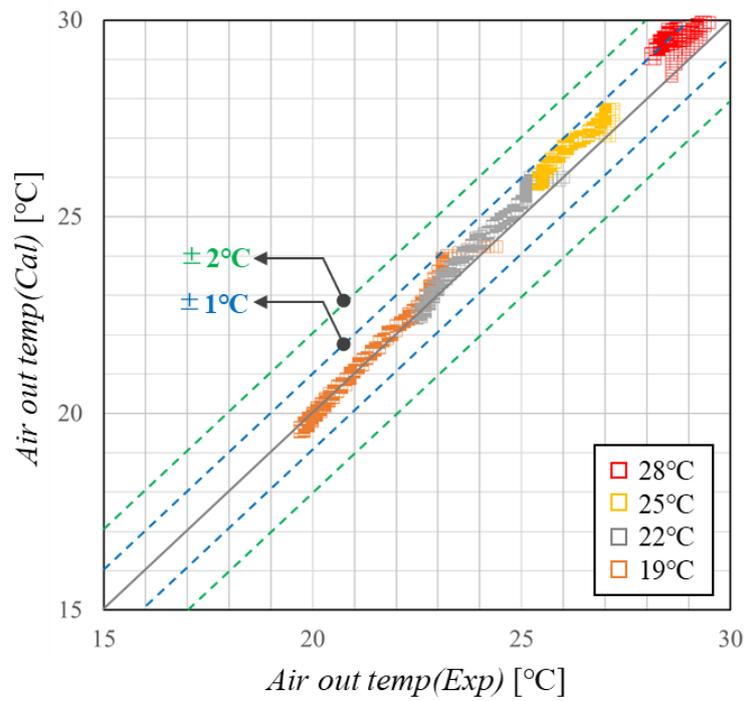


Fig. 3-69 Air outlet temperature between experimental and calculation on 3.6CMM

3.4 考察

3.4.1 放熱時において風速による影響

放熱時の潜熱区間において空気側風量による空気側入口温度別の放熱時間について図 3-70 に示す。本実験で用いたエロフィン付き熱交換器においては風量が増加すると共に放熱完了までの時間が短くなる傾向が見られる。それは風量の増加に伴い空気側の対流熱伝達が促進されるためであると考えられる。しかし、風量 2.5CMM 以上においては空気側の対流熱伝達が促進されたとしてもそもそも PCM 側の熱伝導が悪く促進された対流熱伝達がうまく発揮できないように PCM 側の熱伝導に大きく影響されると考えられる。実は本研究では PCM が持つ弱点である低い熱伝導率を補強するために PCM 側に 0.2t のフィンを入れていたが、それで 2.5CMM を境に風量による放熱時間の特性が変わると考えられる。もしフィンを設けてなければ、風量による放熱時間は大きく増大してしまい、結局本研究で提案するシステムとして成り立たなくなることが考えられる。本研究で提案する PCM モジュールには風量 2.5CMM 以上で最も放熱に適していることが分かった。

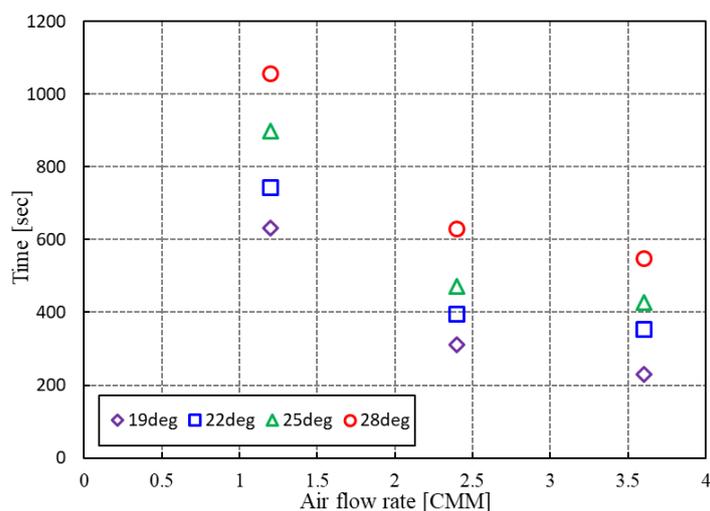


Fig.3-70 Solidification time by air flow rate

3.4.2 放熱時において空気入り口温度による影響

放熱時の潜熱区間において空気側入口温度による空気の風量別の PCM から空気側へ放熱される平均放熱量を図 3-71 に示す。基本的に放熱時間に関係するのは PCM の固体化するまでに必要な十分の放熱特性であり、それは PCM の相変化温度と空気側の温度の差が大きければ大きいほど放熱しようとする熱移動が激しくなるわけである。その結果、空気側の温度が低いほど放熱時間は短くなり、それは蓄熱された一定のエネルギーが空気温度の低いほど、短い時間に放熱することを意味し、図 3-71 で示されているように潜熱区間の平均放熱量に影響を及ぼし、空気温度が低いほど平均放熱量は大きくなることになる。

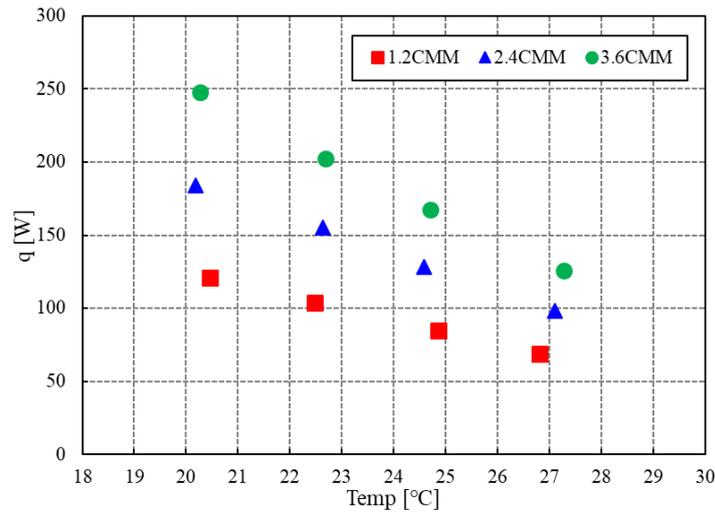


Fig. 3-71 Discharge thermal rate by air inlet temperature

3.4.3 蓄熱時において流量による影響

蓄熱時の潜熱区間において水側の流量による水の入口温度別の蓄熱時間について図 3-72 に示す。前述の空気側の放熱時間に比べて全般に蓄熱に必要な時間が長いことが言える。それは、本研究で提案する PCM モジュールの基本的な役割は放熱量と時間を優先して、その分 PCM 側に空気側と熱伝達の促進のためにフィンを設けたことによって空間の制約により水側は内側のチューブの表面が小さいことに加え、別途熱伝導を促進させるような機構を設けてないためであると考えられる。しかし、これは放熱時に水側には放熱難しいことに大きく役割をして極力空気側に放熱をさせるためには役に立つ。一般的に流量が増えるほど蓄熱時間は減少するが、その減少度合いは凡そ 1.2kg/min 以上ではそれほど著しくないことが分かった。これは、流量の増加に伴い熱伝達が促進されたとしても半径方向に熱伝度として広がるのに PCM の低い熱伝度率が大きく影響し、それに反して半径方向に行くほど蓄熱対象である PCM の量が大きくなるからだと考えられる。

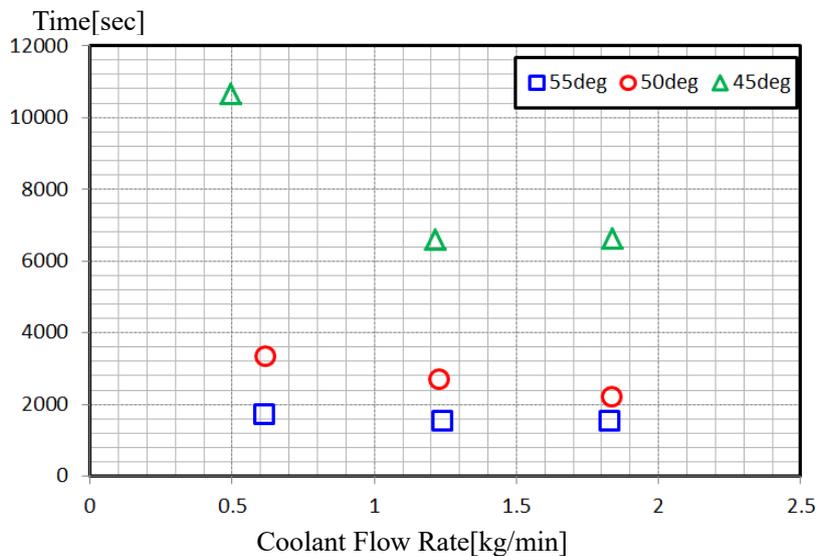


Fig. 3-72 Charge time by coolant flow rate

3.4.4 蓄熱時において水入り口温度による影響

蓄熱時の潜熱区間において水側入口温度による水側流量別の水側から PCM 側へ蓄熱される平均蓄熱量を図 3-73 に示す。水側の蓄熱時間は流速の影響は少なく主に水側入口温度に大きく依存する傾向を示す。それは前述したように蓄熱に必要な熱の移動は流速による促進より、PCM 温度と水側の温度差による効果が著しいことである。そのため、PCM 側に蓄熱される平均蓄熱量は蓄熱時間に反して水側の入口温度が増加と共に増加する傾向を示す。この結果からヒートポンプより蓄熱するに当たり、蓄熱時間を調節する制御の主なパラメータは水側温度であることが分かり、次章でのヒートポンプシミュレーション計算時に蓄熱時間を短縮させる必要がある場面においては水側温度を上昇させるようなヒートポンプサイクル運転が必要であり、その分の COP 変化などの分析も必要と考えられる。

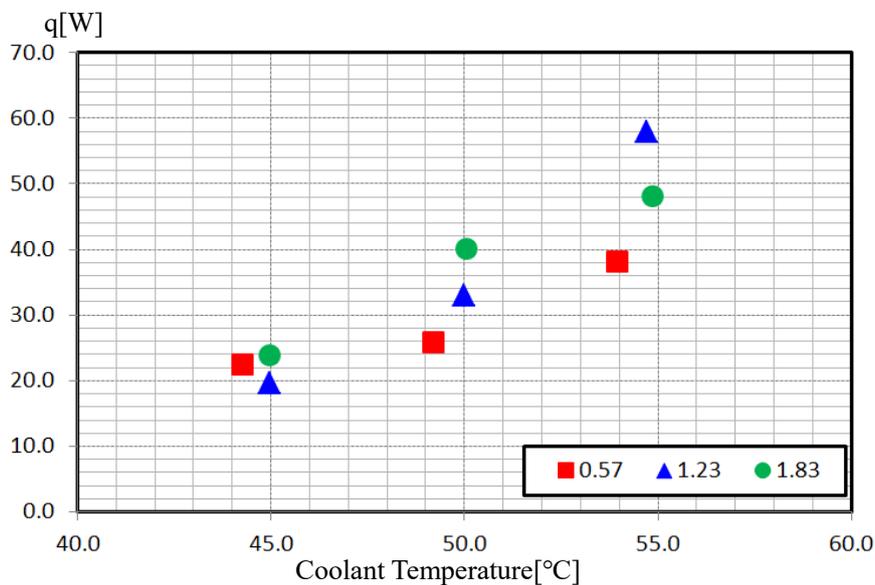


Fig. 3-73 Charge thermal rate by Coolant inlet temperature

3.5 PCM モジュールの最適設計

3.5.1 PCM 熱伝導の改善

本研究で提案している PCM テストセクションには PCM の短所である低い熱伝導率を改善し、霜取り運転時に PCM から客室へ空気を介して効率よく必要な性能を出せるように PCM の充填した空間に空気と接する外側チューブの内側にフィンを設けている。前述した実験結果から求めたモデルの計算時には $C=1.975$ として実験結果と補正して用いた。実際に、PCM 側における内側フィンの効果を明らかにするために、CFD(Computational Fluid Dynamics)の汎用ソフトウェアである ANSYS FLUENT を用いてフィン有りと無しの場合におけるそれぞれの PCM 側の放熱挙動を明らかにした。その際、CFD 解析に用いたフィン有りと無しの 3D 形状を図 3-74 に示す。蓄熱のために水が流れる内側のチューブと放熱のために空気が流れる外側チューブはそれぞれ外径 35mm、厚み 1.2 mm と外径 10 mm、厚み 1.0 mm を持つ銅製のチューブである。それに PCM 側に設けられた厚み 0.2 mm のフィンの両端には幅 1.4 mm を持つ銅リングを用いて外側のチューブと固定するようにしている。そのため、CFD を行う 3D モデルの厚みは合計 3 mm である。

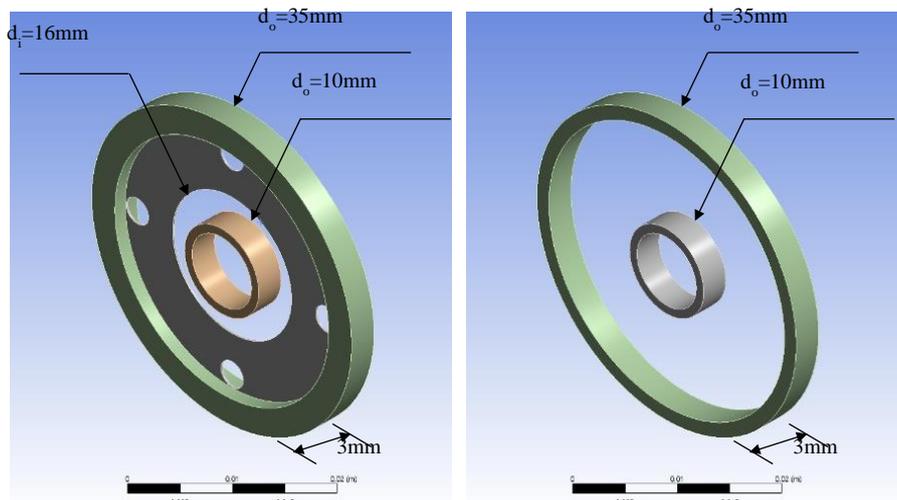


Fig. 3-74 Geometry of with and without inner fin for CFD analysis

Geometry の作成が完了すると、Geometry に関してメッシュの作成を行う。メッシュは各構成部品 Zone の定義と各境界条件(Boundary Condition)の設定などを補助してくれる FLUENT ソフトウェアパッケージを用いて作成を行った。内部フィンの有る場合には 82,781 ノードと 360,019 要素のメッシュの作成を行った。内部フィンの無い場合においては、形状が簡単のため、110,935 ノードと 96,280 要素のメッシュが作成された。実の PCM モジュールは空気と接する外側チューブの外径に空気との熱伝達を改善するように高さ 6 mm、厚み 0.2mm を持つフィンが 3 mm ピッチで設けられている。伝熱に関する無次元数であり、固体内部の熱伝導と、表面からの熱伝導量の比率である Biot 数は式(3-19)から求められる。

$$Bi = \frac{hL}{\lambda} \quad \text{式(3-19)}$$

この Biot 数が 1 を超えれば、固体の熱伝導が遅いことを示し、固体内部の温度勾配が無視できないことを意味する。本研究で求められた熱伝達率 \bar{h} と銅の熱伝導率 $401\text{W}/(\text{mK})$ を用いて求められた Biot 数は 0.1 以下であり、これは外側チューブの外部フィンにおいては今回計算する際の境界条件として用いた空気温度 292.15K 及び対流熱伝達率 $100\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ においては Lumped System として考えることができると判断した。蓄熱の際に水の流れる内側のチューブは放熱時には水は止められており、実験結果からも分かるように内側チューブに水を流して蓄熱が完了するまでの時間が放熱時に比べ著しく遅いことより、断熱と境界条件を設けて解析を行った。解析に当たり、全ての物質における初期温度は 313.15K とし、チューブの軸方向は 200mm の長さを持っているため、今回解析対象にした 3mm の 3D Geometry においては対称として境界条件を設けた。解析のために用いた $\text{C}_{20}\text{H}_{42}$ の物性を表 3-12 に示す。

Table. 3-12 Properties of C20H42 for CFD

物性	温度[K]	値
密度 $[\text{kg}/\text{m}^3]$	300	781.022
	308	776.630
	325	767.297
比熱 $[\text{J}/\text{KgK}]$	290	1880
	294	2000
	318.15	2278
熱伝導率 $[\text{W}/\text{mK}]$	305	0.300
	310	0.155
	325	0.150
粘度 $[\text{kg}/\text{ms}]$	-	3.18×10^{-3}
潜熱量 $[\text{J}/\text{kg}]$	-	248330
融点[K]	-	308.84
凝固点[K]	-	309.27

CFD(Computational Fluid Dynamics)分析は ANSYS FLUENT で行っている。FLUNET ソフトウェアは有限体積法(Finite Volume Method)を用いて質量、速度とエネルギー方程式を解くために Enthalpy-porosity Formulation を適用している。Liquid Fraction は液体部における質量と体積の割合を示す。Mushy Zone では Liquid Fraction は 0 から 1 の間の数字に示される。この空間は Pseudo Porous medium としてモデリングされ、PCM の液体から個体まで変化することによって 1 から 0 に減少する。圧力の Correction Equation のため PRESTO として捉えて Semi-Implicit Pressure-Linked Equation アルゴリズムが圧力—速度の Coupling のため用いられた。圧力、エネルギーそして Liquid Fraction の計算 Relaxation 値はそれぞれ 0.3、0.7、0.9 である。内部フィン有りの解析の計算時間ステップは 0.25 秒であり、内部フィンの無い場合には 0.5 秒にして計算を行った。CFD の計算結果で得られた Liquid Fraction の結果を図 3-75 に示す。

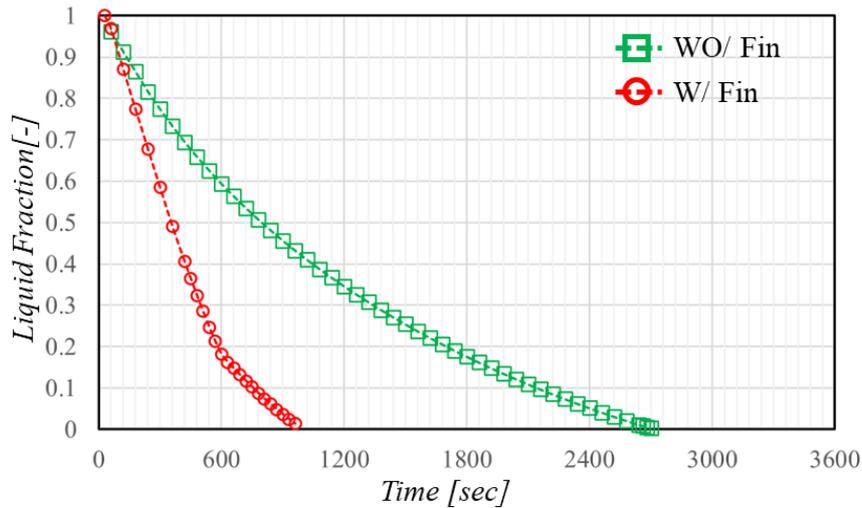


Fig. 3-75 Liquid fraction result by CFD analysis

図 3-75 の 計算結果から分かるように内部フィン有する場合の潜熱区間での放熱が完了するまでの時間が内部フィンの無い場合に比べて速い結果を示している。詳しくは内部フィン有する場合、Liquid Fraction が 0.492 まで到達するのに 360 秒がかかる計算結果になっており、内部フィンの無い場合には Liquid Fraction が 0.482 に到達するのに 842 秒もかかる結果を示している。この同じ Liquid Fraction に到達するまでにかかる時間の差は PCM 凝個が進むほど益々大きくなり、結局 Liquid Fraction が 0.001 に達し PCM の放熱の完了するまでに必要な時間は、内部フィン有りの場合では 750 秒に対して、内部フィン無い場合では 2100 秒も必要な計算結果となった。

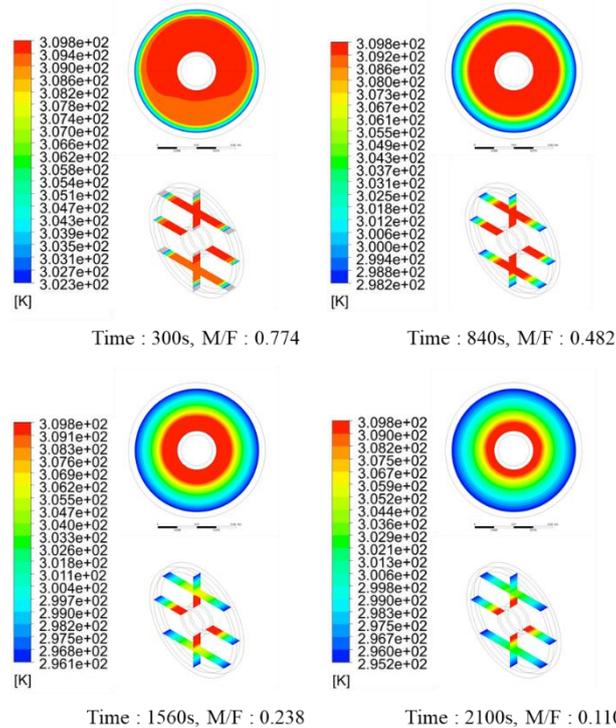


Fig. 3-76 Temperature distribution result by liquid fraction(without inner fin)

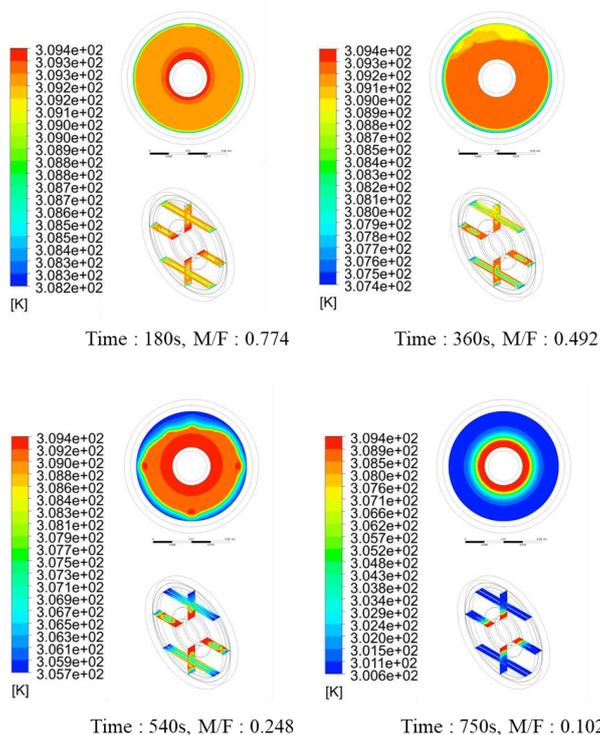


Fig. 3-77 Temperature distribution result by liquid fraction(with inner fin)

内部フィンの有る場合と無い場合における、Liquid Fraction 別の PCM の温度解析結果を図 3-76～図 3-77 に示す。内部フィンの無い場合、PCM から空気への熱伝達は主に外側チューブの内側表面での熱伝導が支配的であると考えられる。それは、外側チューブの内部表面にできた固体 PCM 層の持つ低い熱伝導率のため、まだ固体化されてない液体状態の高温の PCM が内部に存在するにも関わらず空気へと放熱することに妨害していることになる。そして、この際に内部のフィンの無いことにより期待できる内部に存在する液体状態の PCM の密度差による対流による伝熱への効果は 31.6 mm といった狭い空間のため対流が促進されるほどではないことが考えられる。また、もし対流効果が多少あったとしても先ほど述べたように結局外側チューブの内側表面にできた固体の PCM 層の低い熱伝達率の影響で空気への放熱が良く発揮できないことになり、この固体 PCM 層は放熱が進めば進むほど厚くなるため、放熱の完了するまで図 3-75 で示されたように時間の変化における Liquid Fraction の変化の傾きがどんどん低くなるような結果となったと考えられる。それに比べて内部フィンを有する場合、図 3-75 から分かるように凡そ Liquid Fraction が 0.2 まではほぼ線型的に急激に放熱されることが分かる。それは内部のフィンを設けたことにより PCM の内部まで熱伝達ができるように熱伝導率の高い銅フィンが熱の通る Path を構成していることにより固体 PCM 層による熱伝導が妨害されていたことが改善されているからと考えられる。それは図 3-77 の結果からも分かるように、Liquid Fraction が凡そ 0.2 になるまで内部フィンを通して PCM から空気へと熱伝達が行われており、内部フィンの周りに固体化された PCM は同じ経過時間の内部フィンの無い場合の固体 PCM 層の厚さに比べて極めて薄くそれは固体 PCM 層の低い熱伝達率の影響が大分改善されたと考えられる。また、内部フィンが内側チューブとは接してはならないため、Liquid Fraction が 0.2 以後では内部フィンの無い場合の結果と似た傾向を示し、時間とともにだだらかに変化していくことになることが分かる。本研究で提案している PCM モジュールの構造においては内部に充填された PCM から霜取り運転時の凡そ十数分の時間の間に客室の空気を温めるような使い方が要求されるため、内部フィンを設けたことにより PCM から空気への放熱における挙動が改善されたことが分かった。

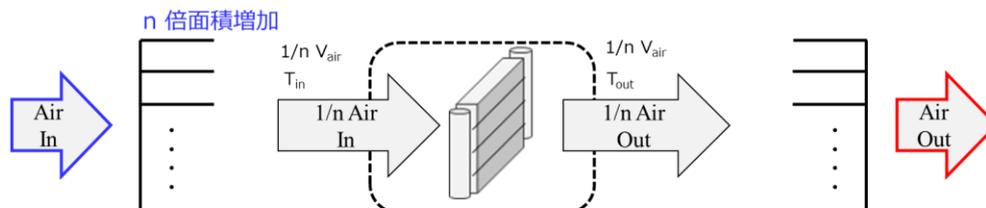
3.5.2 放熱性能の設計

PCM を用いたテストセクションの蓄熱及び放熱挙動の測定とそのモデル化は最終的には 4 章で PCM モジュールとして用いられることになる。従来の電気自動車の場合の熱管理モデルに加えて新たに考案した PCM モジュールを入れて様々な気候環境条件と走行モードにおいて車両レベルでの熱管理効果を明らかにすることを目指している。特に、霜取り運転時に空調のために消費される電気エネルギーの低減効果に関して定量的に分析を行うようにする。そのためには、まずこの本章の最後に PCM テストセクションから得られた結果に基づいて車両レベルに搭載できるように適切な PCM モジュールの提案が必要となる。まず、3.3 章で纏めたテストセクションの放熱における潜熱区間と顕熱区間のモデルからの結果を用いるようにする。また、このように適切な PCM モジュールの提案のためには PCM モジュールに要求されるいくつかの条件を定めなければいけない。本研究では適切な PCM モジュールの設計のために、重量、放熱性能及び出口側の空気の温度を考慮して適切な PCM モジュールの提案を行った。一般的に車両の重量増加は電費(内燃機関車では燃費に相当するもの)の低下が生じることになる。1 章の PCM を用いた熱電池に関する先行研究でも紹介したように従来電気自動車における初期最大負荷に対応できるような熱電池の重さは凡そ 33 kg であった。33 kg とは一般的な自動車部品としては極めて重たくそのまま載せることにすると、凡そ子供一人分の重さを車両が廃車されるまで一生載せているようなことになり電費を考慮すると適用には極めて難しいと考えられる。本研究では、PCM モジュールの中の熱交換に直接関わるチューブ類(プラスチックケースは除く)において従来の 33 kg に比べて凡そ 25% まで削減した 8 kg を目標にした。放熱性能としては霜取り運転の必要な時間を 4 章では従来の研究で報告された環境条件と運転条件による霜の厚さと霜の密度そしてヒートポンプサイクルを逆サイクルに切り替えるまでに必要とする一定の時間まで考慮して凡そ 500 秒前後の時間が必要になるとした。更に、2 章で求めた客室における熱負荷計算結果を考慮すると凡そ 500 秒の間に客室の温度を維持するためには必要な平均的な性能は 850W 以上であることが分かる。それに客室の乗客においては空気の出口温度が高いほど熱快適性が増すことになるため、前述の要求重さと要求性能を満たす上に、空気側の出口温度が高くなるような構成の PCM モジュールの方を提案が必要である。

PCM モジュールの性能とは PCM モジュールに入ってくる客室からの空気の温度及び風量に対して、PCM モジュールを出て客室に帰っていく空気側の温度を求めなければいけない。その際、PCM テストセクションからの結果でも分かるように PCM モジュールは最初に PCM は相変化温度になり PCM が凝固しながら空気側へ潜熱を放熱するような挙動を示すことが分かった。ところで、適切な PCM モジュールの構成を検討するにはチューブを空気の流れる方向においていくつか並べる場合も考えられる。今回の PCM テストセクションの実験では実験装置の製作の簡易さ及び多層のテストセクションを用いて実験した場合の実験結果のまとめとその結果の不確かさの影響などを考慮した上で、1 層の PCM テストセクションのみを用いて実験を行った。多層においては 1 層の PCM テストセクションの結果及びそれにもとづくモデル結果を用いて検討を行う。図 3-78 で示すように 1 層であっても面積が増大した場合は単位面積当たりを通る空気の風量が n 分の 1 になると仮定し計算を行った。また、多層にした場合、多層になることは PCM モジュールの 1 層目に入ってくる空気が温まって次の 2 層目の空気の入り口温度になることを意味する。また、各層において同じ時間での PCM の Liquid Fraction つまり、潜熱区間の進捗度が異なることになり、更に 1 層目のチューブの方が最初に潜熱区間の終了を迎えることになりその後、2 層、3 層のように次々と順番に潜熱区間が完了することと考えられる。その際、例えば、1 層目の PCM チューブの潜熱区間が完了すると PCM は顕熱区間に入ることによって PCM 温度が変化し、それは 1 層目の空気側の出

口温度がどんどん低下して変化することを意味する。その際、2 層目においては空気側の入り口温度が変化するため、潜熱空間の進捗度を時時刻々に計算するようにならなければならない。その計算は n 層まで行われ、PCM モジュール最後の層を介して出てくる空気側の温度が求められることになる。

- 面積増加の場合



- 層増加の場合

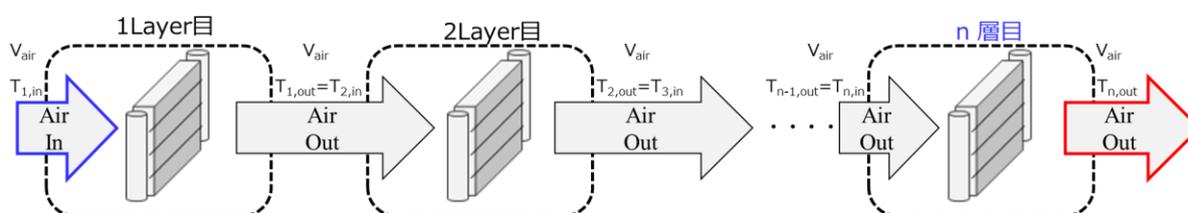


Fig. 3-78 Calculation method for n layer module

本研究で PCM テストセクションを用いた実験装置から PCM テストセクションの重さは凡そ 3.5k g であることが分かった。そのテストセクションの重量情報の元で PCM モジュールの重量の検討を行う。目標重量を満足できるいくつかの PCM モジュールの検討種類を表 3-13 に示す。

Table.3-13 Cases for suitable PCM module design on this study

検討条件	Test Section	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case6	Case 7
イメージ								
チューブ 1本長さ [mm]	200	400	200	200	200	300	200	200
チューブ 本数	4	4	4	3	2	1	1	1
レイヤー 数	1	1	2	3	4	6	8	9
重量 [g]	3499.6	6999.2	6999.2	7874.1	6999.2	7874.1	6999.2	7874.1

表 3-13 に示した検討案に対して実験条件と同じ空気側入り口温度 25°Cの風量 7.08CMM がそれぞれ投入される場合における計算結果を図 3-79～図 3-85 に示す。計算結果の挙動を見て分かるように同じ重量であってもレイヤーを増やすことによって入口空気温度に対してレイヤーが多い程、その出口の空気の温度が高いことを示している。また、放熱挙動においても前述したように最初の 1 層目の潜熱区間終了が最も早く、次々と順番で潜熱区間が完了するような PCM 温度を見られる。それによって例えば、1 層目の潜熱区間が終了し、1 層目の PCM はもはや顕熱区間に突入しているのにも関わらず 2 層目にはまだ PCM 潜熱区間が完了してないことから、最後の n 層の潜熱区間が完了した時点で(n-1)層目までは既に顕熱区間による放熱が行われることを意味する。

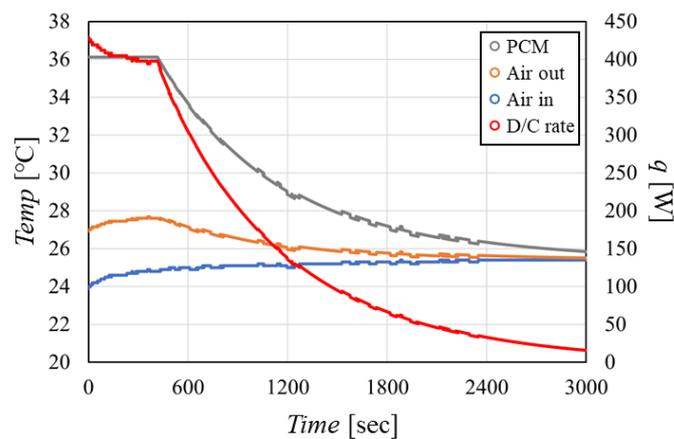


Fig. 3-79 Calculation result for thermal behavior of Case 1

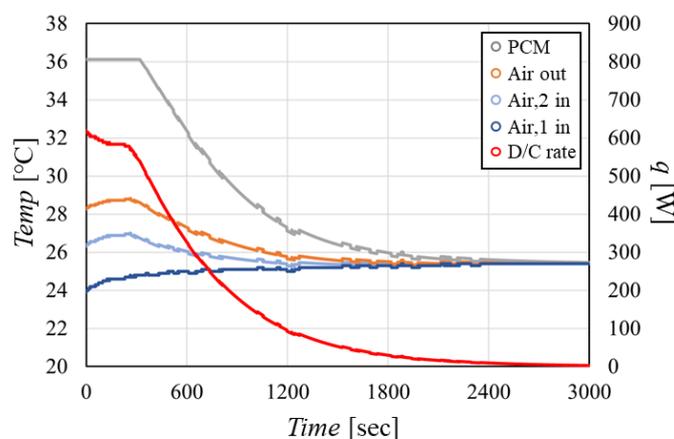


Fig. 3-80 Calculation result for thermal behavior of Case 2

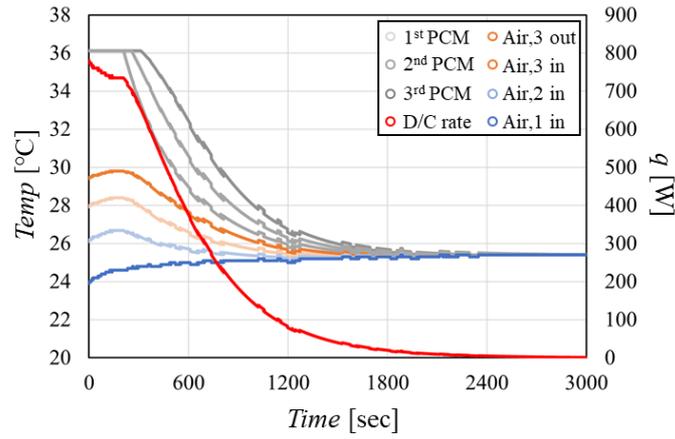


Fig. 3-81 Calculation result for thermal behavior of Case3

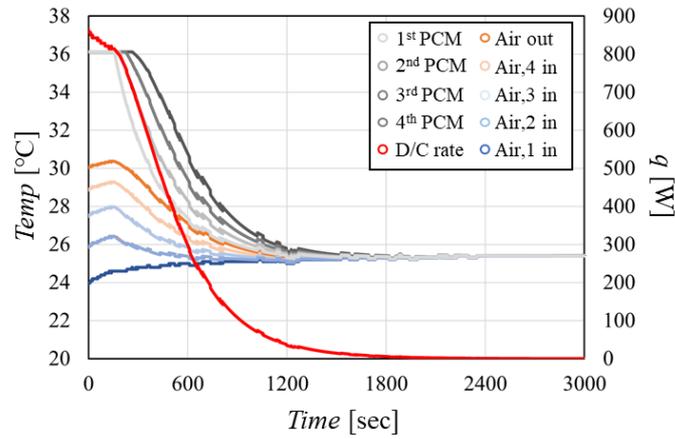


Fig. 3-82 Calculation result for thermal behavior of Case4

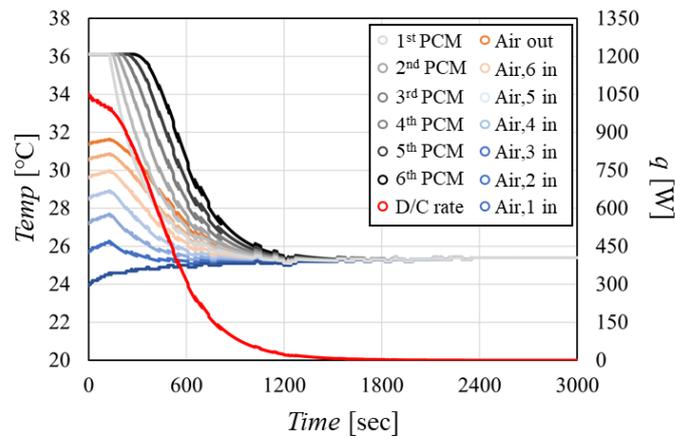


Fig. 3-83 Calculation result for thermal behavior of Case5

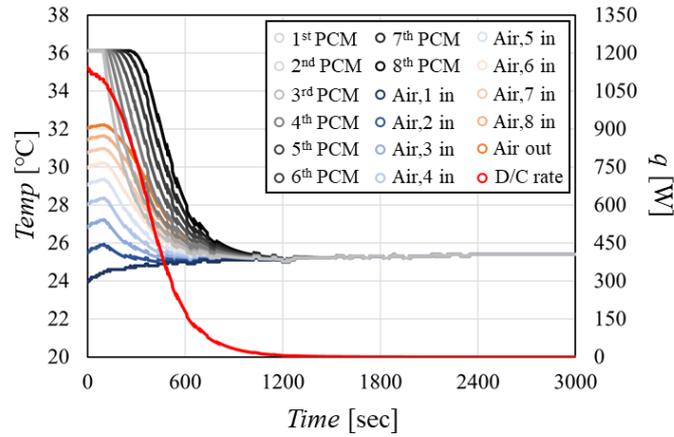


Fig. 3-84 Calculation result for thermal behavior of Case 6

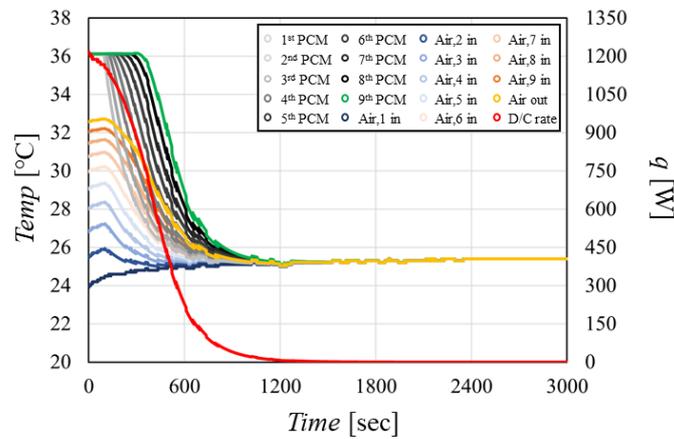


Fig. 3-85 Calculation result for thermal behavior of Case 7

Table.3-14 Summary of result from each cases

検討条件	Test Section	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case6	Case 7	
イメージ									
重量 [g]	3499.6	6999.2	6999.2	7874.1	6999.2	7874.1	6999.2	7874.1	
放熱性能 [W]	平均性能	287.8	399.9	541.0	665.5	688.9	827.5	819.4	909.7
	Max	344.4	429.9	619.6	780.2	864.4	1052.5	1145.3	1218.3
	Min	184.8	348.8	393.9	466.4	408.3	468.3	325.7	409.6
平均出口空気温度 [°C]	26.7	27.5	28.5	29.3	29.5	30.5	30.5	31.1	

その影響で、多層の場合、単層に比べて潜熱区間が完了してから顕熱区間による放熱完了時間までかかる時間よりも著しく早い内に顕熱区間が完了を向かうような特徴を持つ。すなわち、放熱量が大きく最後の n 層目の潜熱が完了してからは顕熱区間の影響があまり見られないため、本研究で目標している約 500 秒程度の時間において放熱量としては大きくなる。各検討案において計算で求めた熱挙動及び結果より最適な設計案を定めるために、定量的にその結果を表 3-14 に纏めた。表 3-14 から分かるように本研究で PCM モジュールの要求性能であった 8 kg 以下の重量を持つ PCM モジュールにおいて Case7 の方が 500 秒間の平均放熱性能 909.7W を出せることより目標とした 850W を達成できるような構造である。それに、多層構造にしているため、空気側の出口温度も最も高い結果を示している。更に、本研究で考案した PCM 側に内部フィンを設けた構造に関して考察を行った。内部フィンを設けたことに関して実験結果から総括熱伝達率を $C_1=1.975$ を用いて補正していたため、内部フィンの無い場合を考察するために、同じ検討案において $C_1=1$ として内部フィンの効果を無視して計算を行った。Case1～Case 7 までの計算から得られた空気側への放熱量をそれぞれ図 3-86～図 3-87 に示す。結果から分かるように $C_1=1$ として計算した結果より Case 7 の場合、500 秒間の平均放熱量は 672.3W であり、909.7W に比べて 26.1%も性能が低いことが分かった。ここまでの最適な PCM モジュール検討結果を用いて本研究では実際に車両に乗せられるような性能及び重量を持つ図 3-88 で示すようなイメージの PCM モジュールを考案することができた。

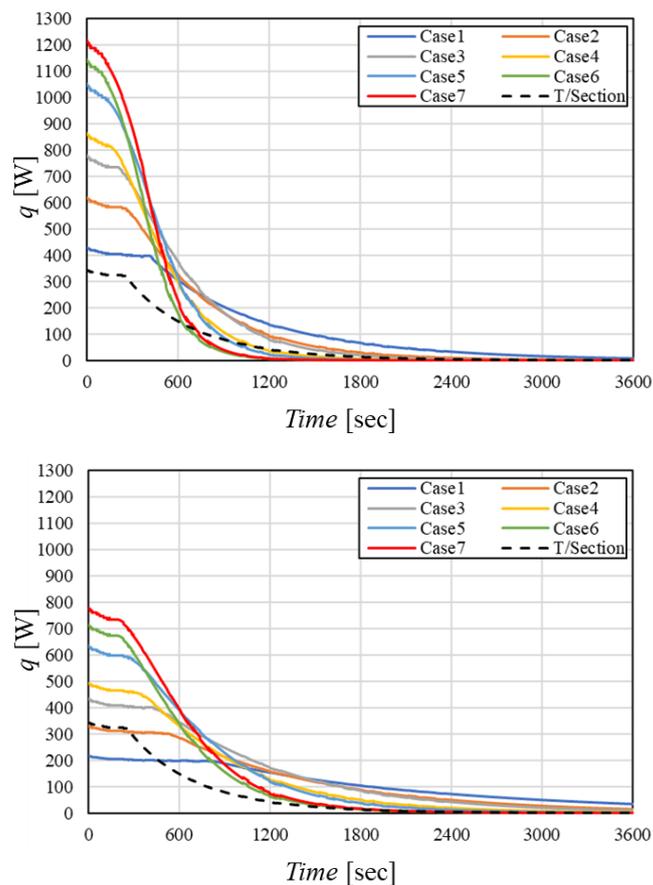


Fig. 3-86 Calculation result for heat discharging rate on the all Cases (top $C_1=1.975$, bottom $C_1=1.0$)

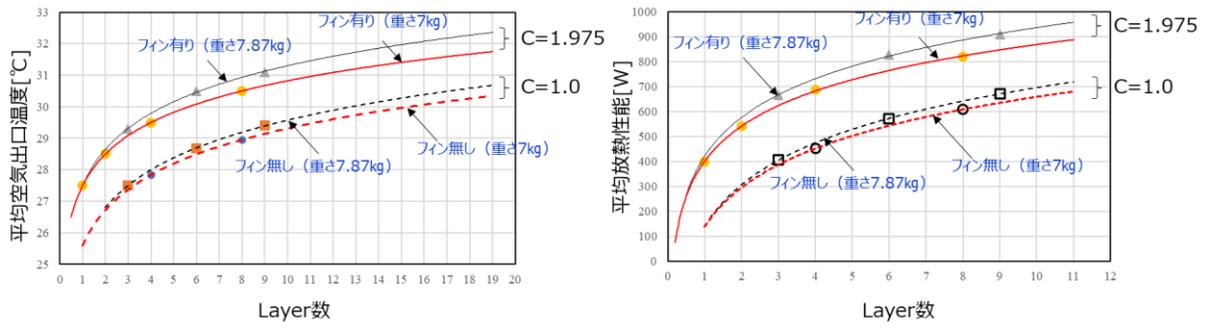


Fig. 3-87 Calculation result for air outlet ave. temp and ave. discharging rate (C=1.975 and C=1.0)

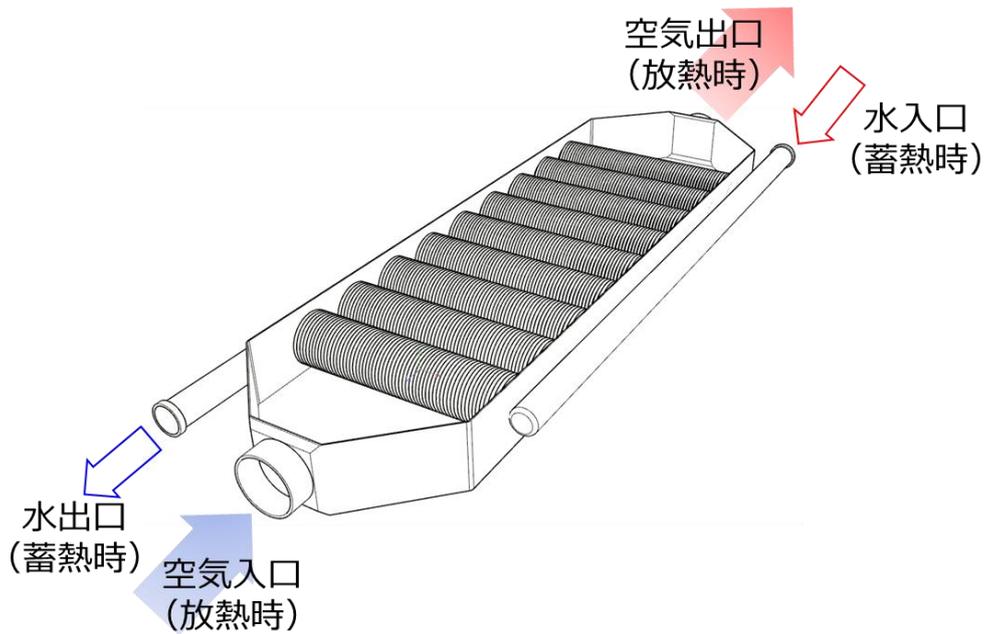


Fig. 3-88 Proposed PCM module for electric vehicle on this study

第4章 熱電池組み込みヒートポンプの熱管理シミュレーション

本章ではここまで求めた車両における熱負荷及び検討した PCM モジュールの特性を用いて実際の熱管理シミュレーションを行う。シミュレーションには乗客室と蓄電池における時間ごとの熱負荷の変動において実際に対応する手段を定義してその順番と能力を求めなければならない。このような熱管理シミュレーションの Flow Chart を図 4-1 に示す。計算の流れとしてはある時間 t において気候環境と走行モードより事前に求めた乗客室と蓄電池の熱負荷の計算を行う。それから最初に対応すべき手段としてはなるべくヒートポンプの起動時間とその場を増やすことが高効率となるため実際にヒートポンプの対応できる暖房能力を求めることが極めて重要である。その結果、もしヒートポンプの暖房能力で乗客室と蓄電池の熱負荷を賅うことができればヒートポンプのみで暖房ができると判断する。しかし、ヒートポンプからの暖房能力で熱負荷を全部対応できない場合、今回は乗客室を優先してヒートポンプの暖房能力を使い、その残りを蓄電池側に用いるような流れを模擬した。また、ヒートポンプの運転時間と環境条件より着霜量を計算し、着霜厚みと密度がある基準に達した場合、ヒートポンプは霜取り運転が必要であると判断し、ヒートポンプは霜を取るために逆サイクル運転を始め、その際には予め蓄熱しておいた PCM モジュールに乗客室から取り出した空気を通過させて空気温度を増加させて乗客室の暖房に使うような流れである。それにしても熱負荷に対して十分ではない場合は最終的に乗客室には PTC ヒータを蓄電池にはバッテリーヒータを用いるような流れになっている。

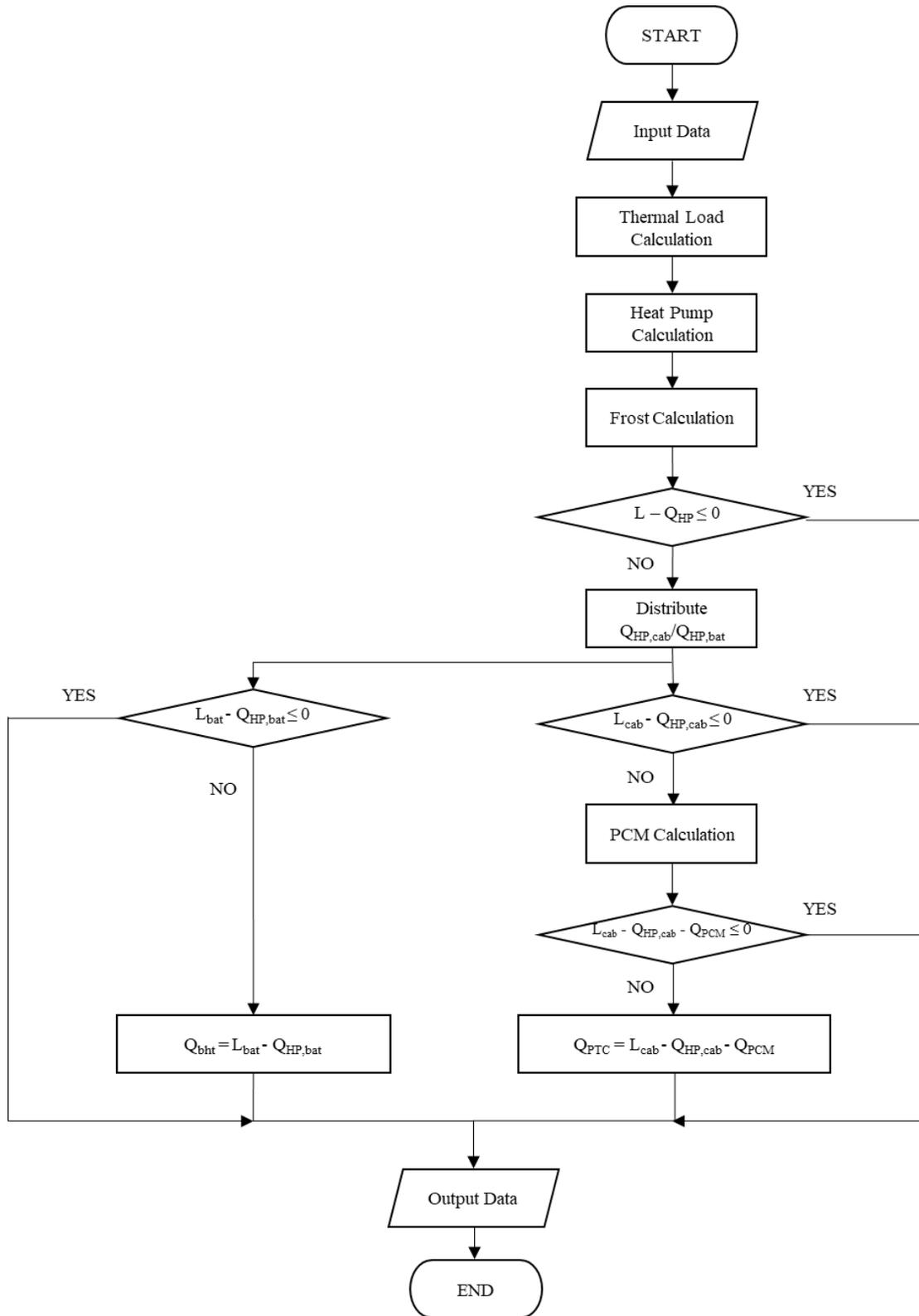


Fig.4-1 Flow chart for thermal management simulation

4.1 ヒートポンプ計算モデルの構築

一般的なヒートポンプの構成について図 4-2 に示す。ヒートポンプでは圧縮機に投入した電気エネルギーは冷媒を高温・高圧の状態まで圧縮することに使われる。圧縮された冷媒(状態②)は凝縮器にて熱交換を行い冷媒から乗客室(CABIN)へ空気を介して熱を放出する。熱を放出した冷媒(状態③)は一定の過冷却度(Sub-Cool)を持って膨張弁を通過して低温低圧の冷媒(状態④)になる。この低温低圧の冷媒は外気との熱交換を行うことで外部の空気から熱をもらい一定の加熱度(Super heat)を持つ状態①になりまた圧縮機に戻られるように循環する。

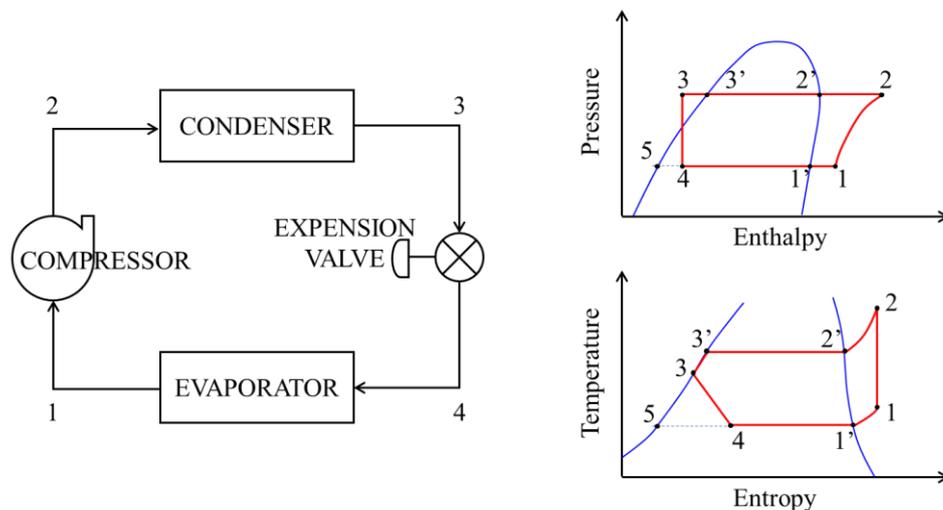


Fig. 4-2 System diagram of heat pump cycle

本研究で対象にするヒートポンプの暖房能力及び成績係数(COP)を求めるためには図 4-3 で示すような流れで計算することにする。この際、ヒートポンプの計算のために必要な情報は外気温度及び湿度と内気温度及び湿度はもちろん圧縮機の回転数と蒸発器と凝縮器においてのそれぞれの風速と熱交換率、伝熱面積を入力が必要である。このような投入された値を用いて最初に計算にあたり、低圧値(P_s)と高圧値(P_d)をある値に仮定してから全体の圧縮機及び凝縮器そして蒸発器の詳細な計算を反復しながら最終的にヒートポンプシステムにおいての妥当な低圧値(P_s)と高圧値(P_d)が定まるようなことになる。最初の低圧値(P_s)と高圧値(P_d)の設定値を式(4-1)と式(4-2)に示す。

$$\begin{aligned}
 P_{s_{max}} &= P_s(T_{eai}) \\
 P_{s_{min}} &= 0 \\
 P_s &= \frac{(P_{s_{max}} + P_{s_{min}})}{2} \\
 SH_{max} &= T_{eai} - T_s(P_s)
 \end{aligned}
 \tag{4-1}$$

$$\begin{aligned}
 P_{d_{max}} &= 4 \\
 P_{d_{min}} &= P_s(T_{cai})
 \end{aligned}$$

$$Pd = \frac{(Pd_{max} + Pd_{min})}{2}$$

$$SC_{max} = Ts(Pd) - T_{cai}$$

式(4-2)

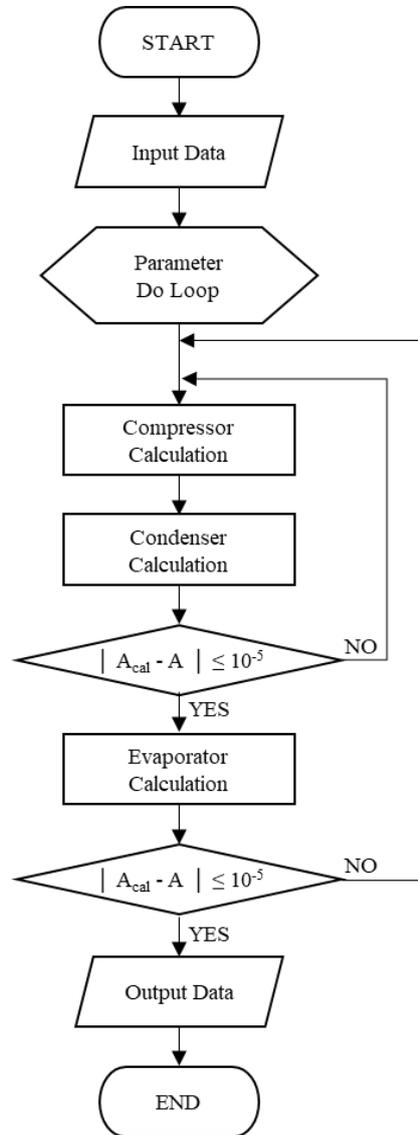


Fig. 4-3 Flow chart for heat pump calculation

4.1.1 圧縮機

圧縮機の計算では低圧飽和ガス温度(T_{esg})を Flow Chart の反復計算の最初のある低圧の値を用いて仮定する。そこから求めた低圧飽和ガス温度(T_{esg})を用いて圧縮機入り口温度($T1$)は式(4-3)のように表すことができる。

$$T1 = T_{esg} + \min (SH, SH_{max})$$

式(4-3)

ここで求めた圧縮機入り口温度とその際、低圧値から吸入ガスの比容積を求められる。また、吸入ガスの比エンタルピーも同様に求められる。圧縮機は機械の仕事を行うことによって低温低圧(T1)の冷媒を圧縮する。その理論押し分け量を式(4-4)に表す。

$$V_p = \frac{V_{st} \times fz}{10^6} \quad \text{式(4-4)}$$

また、圧縮された冷媒の吐出温度(T2)は式(4-5)に表すことができる。

$$T2 = T1 \times \left(\frac{Pd}{Ps}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad \text{式(4-5)}$$

圧縮機では機械エネルギーがすべて冷媒を圧縮することに変換できず、実はいくつかの損失の部分が出てしまう。その際の冷媒圧縮の体積効率と機械効率を式(4-6)、式(4-7)にそれぞれ示す。

$$\eta_V = 1.55 - 0.599 \times \left(\frac{Pd}{Ps}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad \text{式(4-6)}$$

$$\eta_m = 0.846 \times \left(\frac{Pd}{Ps}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 0.146 \quad \text{式(4-7)}$$

この体積効率の値を持って実際に圧縮機を出て流れる冷媒の流量は式(4-8)のようになる。

$$G_r = V_p \times \frac{\eta_V}{V1} \quad \text{式(4-8)}$$

また、機械効率の値を持って圧縮機に inputs を求めることができる。この圧縮機の入力電力は後程ヒートポンプの成績係数(COP)の計算のために必要になる。

4.1.2 凝縮器

圧縮機の出口側の冷媒の温度(T2)を持って凝縮器の計算を行う。凝縮器では圧縮された高温高圧の冷媒が客室の空気側に熱を与えることになり、冷媒は凝縮器の中では気体から液体へと潜熱変化を伴う二相流の状態である。ここで凝縮器の飽和液温度(T_{csl})と飽和ガス温度(T_{csg})を式(4-9)のように求める。

$$\begin{aligned} T_{csl} &= Ts(Pd) \\ T_{csg} &= T_c \end{aligned} \quad \text{式(4-9)}$$

飽和液温度(T_{csl})の値を用いて凝縮器の出口冷媒温度(T_3)は式(4-10)のように計算することができる。

$$T_3 = T_{csl} - \min(SC, SC_{max}) \quad \text{式(4-10)}$$

求めた飽和ガス温度(T_{csg})高圧値(Pd)より高圧飽和ガスのエンタルピー(h_{csg})がわかる。同じく飽和液温度(T_{csl})より高圧飽和液のエンタルピー(h_{csl})もわかる。また、同様に凝縮器の出口温度(T_3)と高圧値(Pd)より凝縮器出口の過冷却液のエンタルピー(h_3)が求められる。ここで、凝縮器のガス部でのエンタルピーの差(ΔI_{cg})、二相流部でのエンタルピーの差(ΔI_{ct})、液体部でのエンタルピーの差(ΔI_{cl})は式(4-11)のように定義できる。

$$\begin{aligned} \Delta I_{cg} &= h_2 - h_{csg} \\ \Delta I_{ct} &= h_{csg} - h_{csl} \\ \Delta I_{cl} &= h_{csl} - h_3 \end{aligned} \quad \text{式(4-11)}$$

その際の凝縮器での冷媒側の熱交換量は式(4-12)のように表せる。

$$Q_{cr} = G_r \times (h_2 - h_3) \quad \text{式(4-12)}$$

これからは凝縮器に流れる空気側入り口の空気密度及び絶対湿度を持って凝縮器の内部に流れるガス部の比率(ϵ_{cg})、二相流部の比率(ϵ_{ct})、液体部の比率(ϵ_{cl})の計算を行うようにする。計算においてのアルゴリズムの図4-4に示す。

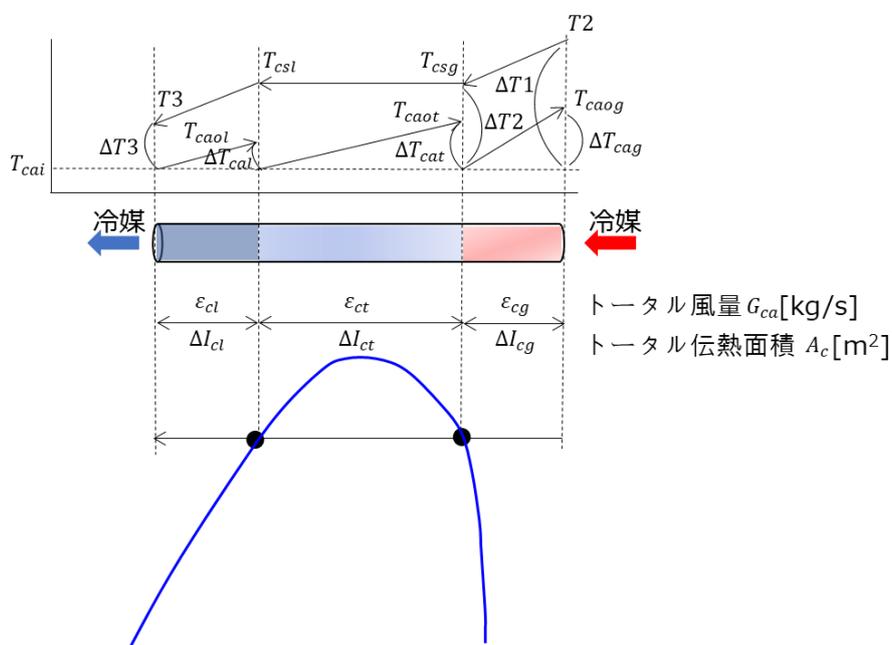


Fig.4-4 Algorithm for condenser calculation

・ ガス部

求めた凝縮器のガス部でのエンタルピーの差(ΔI_{cg})と冷媒流量(G_r)を用いて式(4-13)のようにガス部の冷媒側熱交換量(Q_{cg})を求められる。

$$Q_{cg} = G_r \times \Delta I_{cg} \quad \text{式(4-13)}$$

また、全体の凝縮器の伝熱面積において凝縮器の内部に流れるガス部の比率(ε_{cg})と置くと、空気側の熱交換量(Q_{cg})は式(4-14)のように表せる。

$$Q_{cg} = G_{ca} \times \varepsilon_{cg} \times C p_a \times \Delta T_{cag} \quad \text{式(4-14)}$$

ここでガス部の空気昇温幅を表す(ΔT_{cag})は式(4-15)のようにガス部による空気側出口温度(T_{caog})から空気側入り口温度(T_{cai})の差で求められる。

$$\Delta T_{cag} = T_{caog} - T_{cai} \quad \text{式(4-15)}$$

冷媒側と空気側のそれぞれの値を持って求められた熱交換量は熱交換器でのエネルギー保存より式(4-16)のように表せる。

$$Q_{cg} = A_c \times \varepsilon_{cg} \times K_c \times \Delta T_{cmg}$$
$$\Delta T_{cmg} = \frac{(\Delta T1 - \Delta T_{cag} - \Delta T2)}{\ln\left(\frac{\Delta T2 - \Delta T_{cag}}{\Delta T2}\right)} \quad \text{式(4-16)}$$

ここで、 ε_{cg} の値を求めるために、ガス部最大温度差(ΔT_{cg1})とガス部最小温度差(ΔT_{cg2})をそれぞれ二分法より求めるようにした。

・ 二相流部

求めた凝縮器の二相流部でのエンタルピーの差(ΔI_{ct})と冷媒流量(G_r)を用いてガス部と同様に式(4-17)のように二相流部の冷媒側熱交換量(Q_{ct})を求められる。

$$Q_{ct} = G_r \times \Delta I_{ct} \quad \text{式(4-17)}$$

また、全体の凝縮器の伝熱面積において凝縮器の内部に流れる二相流部の比率(ε_{ct})と置くと、空気側の熱交換量(Q_{ct})は式(4-18)のように表せる。

$$Q_{ct} = G_{ca} \times \varepsilon_{ct} \times C p_a \times \Delta T_{cat} \quad \text{式(4-18)}$$

ここで二相流部の空気昇温幅を表す(ΔT_{cat})は式(4-19)のように二相流部による空気側出口温度(T_{caot})から空気側入り口温度(T_{cai})の差で求められる。

$$\Delta T_{cat} = T_{caot} - T_{cai} \quad \text{式(4-19)}$$

冷媒側と空気側のそれぞれの値を持って求められた熱交換量は熱交換器でのエネルギー保存より式(4-20)のように表せる。

$$Q_{ct} = A_c \times \varepsilon_{ct} \times K_c \times \Delta T_{cmt}$$

$$\Delta T_{cmt} = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_{cat} - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2 - \Delta T_{cat}}{\Delta T_2}\right)} \quad \text{式(4-20)}$$

ここで、 ε_{ct} の値を求めるために、二相流部最大温度差(ΔT_{ct1})と二相流部最小温度差(ΔT_{ct2})をそれぞれ、二分法より求めるようにした。

・ 液体部

求めた凝縮器の二相流部でのエンタルピーの差(ΔI_{cl})と冷媒流量(G_r)を用いてガス部と同様に式(4-21)のように二相流部の冷媒側熱交換量(Q_{cl})を求められる。

$$Q_{cl} = G_r \times \Delta I_{cl} \quad \text{式(4-21)}$$

また、全体の凝縮器の伝熱面積において凝縮器の内部に流れる液体部の比率(ε_{cl})と置くと、空気側の熱交換量(Q_{cl})は式(4-22)のように表せる。

$$Q_{cl} = G_{ca} \times \varepsilon_{cl} \times C p_a \times \Delta T_{cal} \quad \text{式(4-22)}$$

ここで液体部の空気昇温幅を表す(ΔT_{cal})は式(4-23)のように液体部による空気側出口温度(T_{caol})から空気側入り口温度(T_{cai})の差で求められる。

$$\Delta T_{cal} = T_{caol} - T_{cai} \quad \text{式(4-23)}$$

冷媒側と空気側のそれぞれの値を持って求められた熱交換量は熱交換器でのエネルギー保存より式(4-24)のように表せる。

$$Q_{cl} = A_c \times \varepsilon_{cl} \times K_c \times \Delta T_{cml}$$

$$\Delta T_{cml} = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_{cal} - \Delta T_3)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2 - \Delta T_{cal}}{\Delta T_3}\right)} \quad \text{式(4-24)}$$

ここで、 ε_{cl} の値を求めるために、液体部最大温度差(ΔT_{cl1})と液体部最小温度差(ΔT_{cl2})をそれぞれ、二分法より求めるようにした。ここで計算したガス部の比率(ε_{cg})と二相流部の比率(ε_{ct})、液体部の比率(ε_{cl})の合計が0.001%以下でまで収まるように反復計算を行う。

4.1.3 蒸発器

凝縮器での計算で高圧値(Pd)と凝縮器の出口温度(T3)が決まると、蒸発器での計算を行わなければならない。蒸発器の入り口では凝縮器からある Sub-Cool 温度を持って出てきた冷媒は膨張バルブより低温低圧の冷媒になる。その際の蒸発器入り口の圧力は低圧値(Ps)であり、低圧飽和ガス温度(T_{esg})が蒸発器の入り口温度(T4)になる。膨張バルブでエンタルピーは保存されるため、蒸発器入り口のエンタルピー(h_4)は膨張バルブ入り口でのエンタルピー(h_3)と同じ値である。この際、低圧飽和ガスエンタルピー(h_{esg})は低圧値(Ps)と蒸発器入り口温度(T4)を持ってわかる。低圧飽和ガスエンタルピー(h_{esg})から式(4-25)のようにそれぞれ冷媒二相部エンタルピーの差(ΔI_t)と冷媒ガス部エンタルピーの差(ΔI_g)を表すことができる。

$$\Delta I_t = h_{esg} - h_4$$

$$\Delta I_g = h_1 - h_{esg} \tag{4-25}$$

蒸発器においては凝縮器では取り扱ってなかった空気中の水分が蒸発器の低温表面に温度を失うことにより露点温度を通るようになる。すなわち、温度変化による空気中の絶対湿度変化に伴う水分の凝縮を伴うことになる。また、蒸発器の内部の冷媒は凝縮器とは逆に液体-気体二相流状態から空気からどんどん熱をもらい、気体への潜熱変化することによって熱交換が行われるようになる。ここで空気の露点(T_{dp})を基準に蒸発器入り口冷媒温度(T4)と冷媒出口温度(T1)の関係をいくつかの範囲に分けて計算を行うようにする。

- ・ 二相部もガス部も全面濡れ面の場合($T_4 < T_1 < T_{dp}$)

二相部もガス部も全面濡れ面の場合における計算のアルゴリズムを図 4-5 に示す。

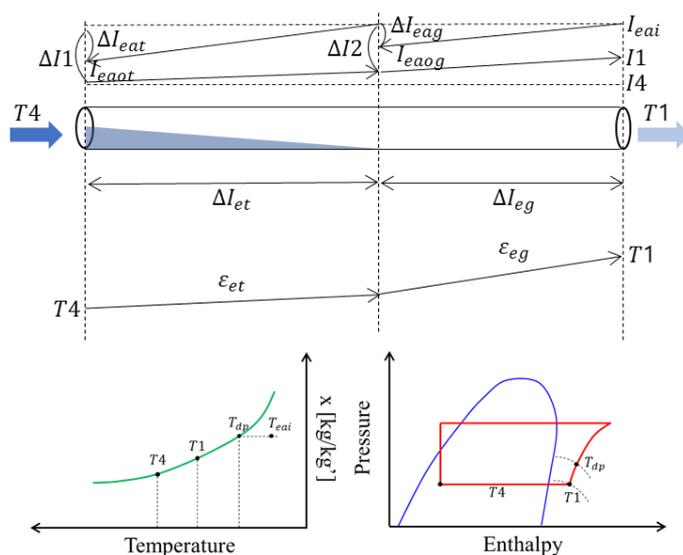


Fig.4-5 Algorithm for evaporator calculation

この際、二相部とガス部のそれぞれの冷媒側の熱交換量は式(4-26)のように求められる。

$$\begin{aligned} Q_{et} &= G_r \times \Delta I_t \\ Q_{eg} &= G_r \times \Delta I_g \end{aligned} \quad \text{式(4-26)}$$

ここでは、二相流部の空気側の熱交換量を式(4-27)に示す。

$$\begin{aligned} Q_{et} &= G_{ea} \times \varepsilon_{et} \times \Delta I_{eat} \\ \Delta I_{eat} &= I_{eai} - I_{eaot} \end{aligned} \quad \text{式(4-27)}$$

冷媒側と空気側のそれぞれの値を持って求められた熱交換量は熱交換器でのエネルギー保存より式(4-28)のように表せる。

$$\begin{aligned} Q_{et} &= A_e \times \varepsilon_{et} \times U_e \times \Delta I_{emt} \\ \Delta I_{emt} &= \frac{(\Delta I1 - \Delta I_{eat} - \Delta I2)}{\ln\left(\frac{\Delta I1 - \Delta I_{eat}}{\Delta I2}\right)} \end{aligned} \quad \text{式(4-28)}$$

ここで、

$$\begin{aligned} G_{ea} \times \Delta I_{eat} &= A_e \times U_e \times \Delta I_{emt} \\ \frac{\Delta I_{emt}}{\Delta I_{eat}} &= A_e \times \frac{U_e}{G_{ea}} \equiv Z_e \end{aligned} \quad \text{式(4-29)}$$

式(4-29)として未知数は二層部の空気降下エンタルピーの幅(ΔI_{eat})のみとなる。ここでは、ガス部の空気側の熱交換量を式(4-30)に示す。

$$\begin{aligned} Q_{eg} &= G_{ea} \times \varepsilon_{eg} \times (I_{eai} - I_{eaog}) \\ \Delta I_{eag} &= I_{eai} - I_{eaog} \end{aligned} \quad \text{式(4-30)}$$

冷媒側と空気側のそれぞれの値を持って求められた熱交換量は熱交換器でのエネルギー保存より式(4-31)のように表せる。

$$\begin{aligned} Q_{eg} &= A_e \times \varepsilon_{eg} \times U_e \times \Delta I_{emg} \\ \Delta I_{emg} &= \frac{(\Delta I2 - \Delta I_{eag} - \Delta I2)}{\ln\left(\frac{\Delta I2 - \Delta I_{eag}}{\Delta I2}\right)} \end{aligned} \quad \text{式(4-31)}$$

ここまでの計算結果を持って空気側の出口温度(T_{eao})の平均値を求める方法について説明する。二相部出口空気側の計算のアルゴリズムを図 4-6 に示す。

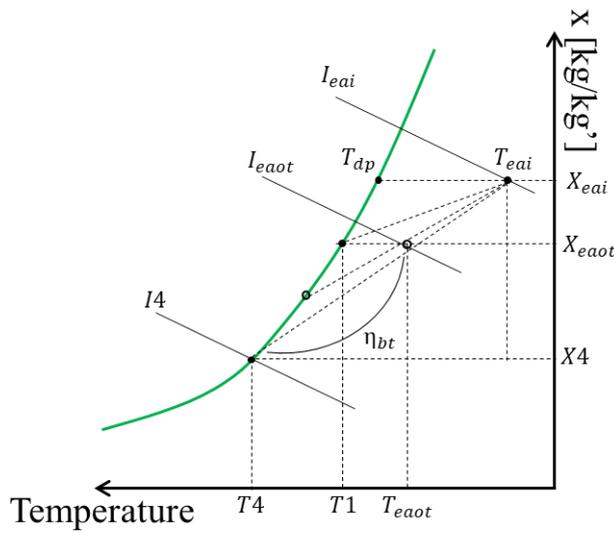


Fig.4-6 Algorithm for calculation of air outlet on the two-phase side

ここで、二相部のバイパスファクター(η_{bt})を式(4-32)に表せる。

$$\eta_{bt} = \frac{I_{eaot} - I_4}{I_{eai} - I_4}$$

式(4-32)

この値を用いて二相部の出口空気の絶対湿度(X_{eaot})と出口温度(T_{eaot})は式(4-33)のように求められる。

$$X_{eaot} = X_4 + \eta_{bt} \times (X_{eai} - X_4)$$

$$T_{eaot} = T_4 + \eta_{bt} \times (T_{eai} - T_4)$$

式(4-33)

また、ガス部出口空気側の計算のアルゴリズムを図 4-7 に示す。

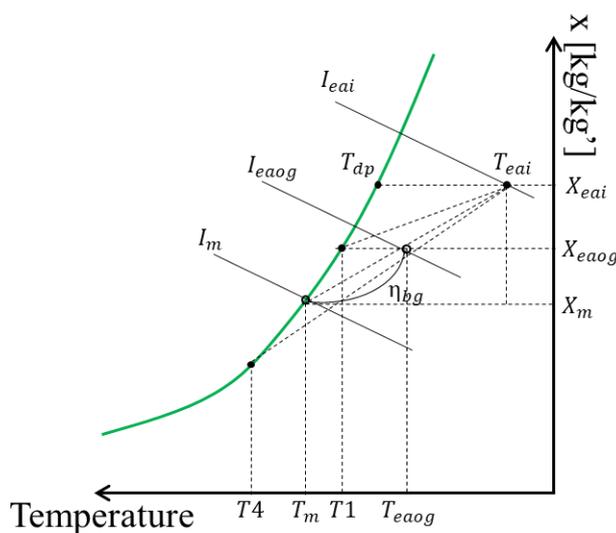


Fig.4-7 Algorithm for calculation of air outlet on the gas phase side

ここで、ガス部のバイパスファクター(η_{bg})を式(4-34)に表せる。

$$\eta_{bg} = \frac{I_{eaog} - I_m}{I_{eai} - I_m} \tag{4-34}$$

この値を用いてガス部の出口空気の絶対湿度(X_{eaog})と出口温度(T_{eaog})は式(4-35)のように求められる。

$$\begin{aligned} X_{eaog} &= X_m + \eta_{bg} \times (X_{eai} - X_m) \\ T_{eaog} &= T_m + \eta_{bg} \times (T_{eai} - T_m) \end{aligned} \tag{4-35}$$

ここまで計算で求めた二相部とガス部の出口空気の値を用いて次のようにそれぞれ出口空気温度(T_{eao})、出口空気絶対湿度(X_{eao})、出口空気のエンタルピー(I_{eao})は式(4-36)のように表せる。

$$\begin{aligned} T_{eao} &= T_{eaot} \times \varepsilon_{et} + T_{eaog} \times \varepsilon_{eg} \\ X_{eao} &= X_{eaot} \times \varepsilon_{et} + X_{eaog} \times \varepsilon_{eg} \\ I_{eao} &= I_{eaot} \times \varepsilon_{et} + I_{eaog} \times \varepsilon_{eg} \end{aligned} \tag{4-36}$$

ここで、二相部面積の比率(ε_{et})の値を求めるために、二相部最大エンタルピー差(ΔI_{et1})と二相部最小エンタルピー差(ΔI_{et2})をそれぞれ二分法より求めるようにした。また、ガス部面積の比率(ε_{eg})の値においても、ガス部最大エンタルピー差(ΔI_{eg1})とガス部最小エンタルピー差(ΔI_{eg2})をそれぞれ二分法より求めるようにした。

・ **二相部は濡面、ガス部は途中まで濡面で露点温度以上になると乾面の場合($T_4 < T_{dp} < T_1$)**

二相部は濡面、ガス部は途中まで濡面で露点温度以上になると乾面の場合における計算のアルゴリズムを図4-8に示す。

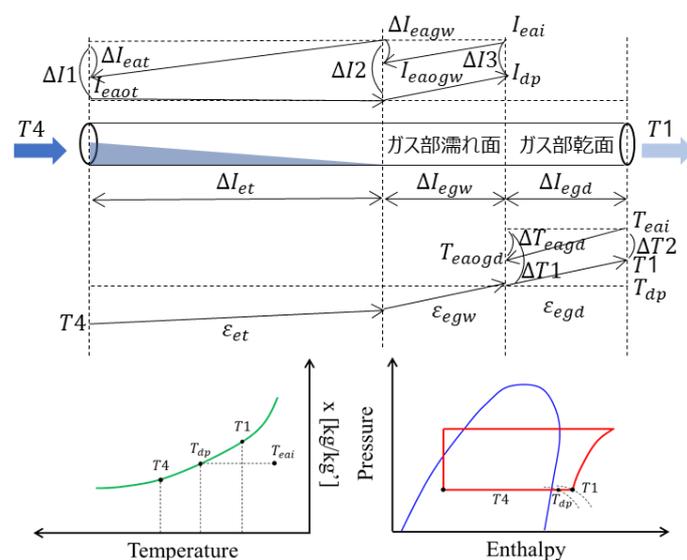


Fig.4-8 Algorithm for evaporator calculation

この際、二相部濡れ面、ガス部濡れ面、ガス部乾面のそれぞれの冷媒側の熱交換量は式(4-37)のように求められる。

$$\begin{aligned} Q_{et} &= G_r \times \Delta I_t \\ Q_{egw} &= G_r \times I_{egw} \\ Q_{egd} &= G_r \times I_{egd} \end{aligned} \quad \text{式(4-37)}$$

ここでは、二相流部濡れ面の空気側の熱交換量を式(4-38)に示す。

$$\begin{aligned} Q_{et} &= G_{ea} \times \varepsilon_{et} \times \Delta I_{eat} \\ \Delta I_{eat} &= I_{eai} - I_{eaot} \end{aligned} \quad \text{式(4-38)}$$

冷媒側と空気側のそれぞれの値を持って求められた熱交換量は熱交換器でのエネルギー保存より式(4-39)のように表せる。

$$\begin{aligned} Q_{et} &= A_e \times \varepsilon_{et} \times U_e \times \Delta I_{emt} \\ \Delta I_{emt} &= \frac{(\Delta I1 - \Delta I_{eat}) - \Delta I2}{\ln\left(\frac{\Delta I1 - \Delta I_{eat}}{\Delta I2}\right)} \end{aligned} \quad \text{式(4-39)}$$

ここで、

$$\begin{aligned} G_{ea} \times \Delta I_{eat} &= A_e \times U_e \times \Delta I_{emt} \\ \frac{\Delta I_{eat}}{\Delta I_{emt}} &= A_e \times \frac{U_e}{G_{ea}} = Z_e \end{aligned} \quad \text{式(4-40)}$$

式(4-40)とし、未知数は二層部の空気降下エンタルピーの幅(ΔI_{eat})のみとなる。

ここでは、ガス部濡れ面空気側の熱交換量を式(4-41)に示す。

$$\begin{aligned} Q_{egw} &= G_{ea} \times \varepsilon_{egw} \times \Delta I_{eagw} \\ \Delta I_{eagw} &= I_{eai} - I_{eaogw} \end{aligned} \quad \text{式(4-41)}$$

冷媒側と空気側のそれぞれの値を持って求められた熱交換量は熱交換器でのエネルギー保存より式(4-42)のように表せる。

$$\begin{aligned} Q_{egw} &= A_e \times \varepsilon_{egw} \times U_e \times \Delta I_{emgw} \\ \Delta I_{emgw} &= \frac{(\Delta I2 - \Delta I_{eagw} - \Delta I3)}{\ln\left(\frac{\Delta I2 - \Delta I_{eagw}}{\Delta I3}\right)} \\ \Delta I3 &= I_{eai} - I_{dp} \end{aligned} \quad \text{式(4-42)}$$

ここでは、ガス部乾面空気側の熱交換量を式(4-43)に示す。

$$Q_{egd} = G_{ea} \times \varepsilon_{egd} \times C_{pa} \times \Delta T_{eagd}$$

$$\Delta T_{eagd} = T_{eai} - T_{eaogd}$$
式(4-43)

冷媒側と空気側のそれぞれの値を持って求められた熱交換量は熱交換器でのエネルギー保存より式(4-44)のように表せる。

$$Q_{egd} = A_e \times \varepsilon_{egd} \times K_e \times \Delta T_{emgd}$$

$$\Delta T_{emgd} = \frac{(\Delta T1 - \Delta T_{eagd}) - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1 - \Delta T_{eagd}}{\Delta T2}\right)}$$

$$\Delta T1 = T_{eai} - T_{dp}$$

$$\Delta T2 = T_{eai} - T1$$
式(4-44)

ここまでの計算結果を持って空気側の出口温度(T_{eaot})の平均値を求める方法について説明する。二相部出口空気側の計算のアルゴリズムを図 4-9 に示す。

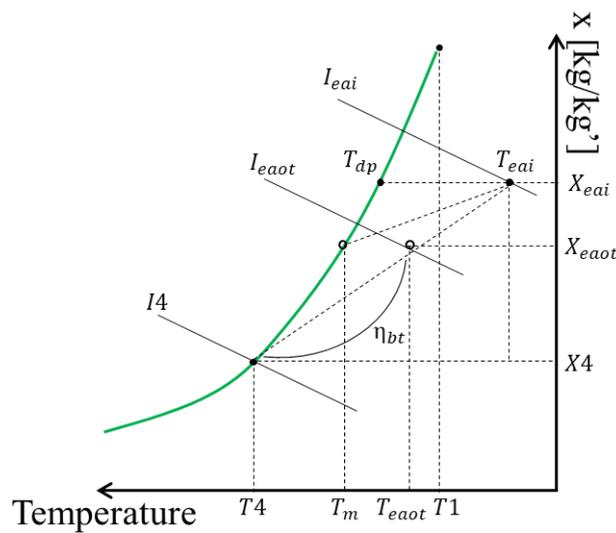


Fig.4-9 Algorithm for calculation of air outlet on the two-phase side

ここで、二相部のバイパスファクター(η_{bt})を式(4-45)に表せる。

$$\eta_{bt} = \frac{I_{eaot} - I4}{I_{eai} - I4}$$
式(4-45)

この値を用いて二相部の出口空気の絶対湿度(X_{eaot})と出口温度(T_{eaot})は式(4-46)のように求められる。

$$X_{eaot} = X4 + \eta_{bt} \times (X_{eai} - X4)$$

$$T_{eaot} = T4 + \eta_{bt} \times (T_{eai} - T4)$$
式(4-46)

また、ガス部濡れ面出口空気側の計算のアルゴリズムを図 4-10 に示す。

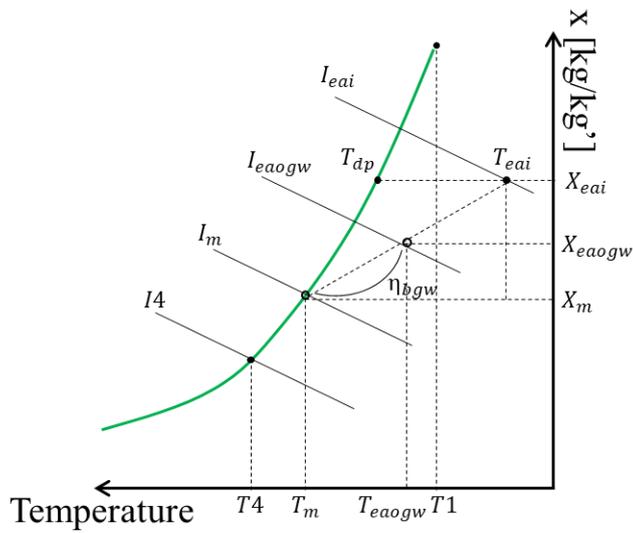


Fig.4-10 Algorithm for calculation of air outlet on wet surface of gas phase side

ここで、ガス部濡れ面のバイパスファクター(η_{bgw})を式(4-47)に表せる。

$$\eta_{bgw} = \frac{I_{eaogw} - I_m}{I_{eai} - I_m}$$

式(4-47)

この値を用いてガス部濡れ面の出口空気の絶対湿度(X_{eaogw})と出口温度(T_{eaogw})は式(4-48)のように求められる。

$$\begin{aligned} X_{eaogw} &= X_m + \eta_{bgw} \times (X_{eai} + X_m) \\ T_{eaogw} &= T_m + \eta_{bgw} \times (T_{eai} - T_m) \end{aligned}$$

式(4-48)

また、ガス部乾面出口空気側の計算のアルゴリズムを図 4-11 に示す。

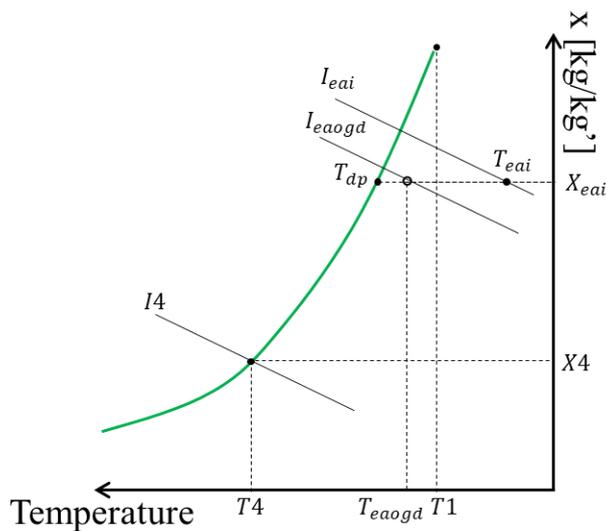


Fig.4-11 Algorithm for calculation of air outlet on dry surface of gas phase side

ここで、ガス部乾面の出口空気の絶対湿度(X_{eaogd})と出口温度(T_{eaogd})は式(4-49)のように求められる。

$$\begin{aligned} X_{eaogd} &= K_{eai} \\ T_{eaogd} &= T_{eai} - \Delta T_{eaogd} \end{aligned} \tag{4-49}$$

ここまで計算で求めた二相部とガス部濡れ面と乾面の出口空気の値を用いて次のようにそれぞれ出口空気温度(T_{eao})、出口空気絶対湿度(X_{eao})、出口空気のエンタルピー(I_{eao})が式(4-50)のように表せる。

$$\begin{aligned} T_{eao} &= \frac{T_{eaot} \times \varepsilon_{et} + T_{eaogw} \times \varepsilon_{egw} + T_{eaogd} \times \varepsilon_{egd}}{\varepsilon_e} \\ X_{eao} &= \frac{X_{eaot} \times \varepsilon_{et} + X_{eaogw} \times \varepsilon_{egw} + X_{eaogd} \times \varepsilon_{egd}}{\varepsilon_e} \\ I_{eao} &= \frac{I_{eaot} \times \varepsilon_{et} + I_{eaogw} \times \varepsilon_{egw} + I_{eaogd} \times \varepsilon_{egd}}{\varepsilon_e} \end{aligned} \tag{4-50}$$

ここで、二相部面積の比率(ε_{et})の値を求めるために、二相部最大エンタルピー差(ΔI_{et1})と二相部最小エンタルピー差(ΔI_{et2})をそれぞれ二分法より求めるようにした。また、ガス部濡れ面積の比率(ε_{egw})の値においても、ガス部最大エンタルピー差(ΔI_{egw1})とガス部最小エンタルピー差(ΔI_{egw2})をそれぞれ二分法より求めるようにした。また、ガス部乾面積の比率(ε_{egd})の値においても、ガス部最大温度差(ΔT_{egd1})とガス部最小温度差(ΔT_{egd2})をそれぞれ二分法より求めるようにした。

・ 二相部もガス部も全面乾く面の場合($T_{dp} < T_4 < T_1$)

二相部もガス部も全面乾面の場合における計算のアルゴリズムを図 4-12 に示す。

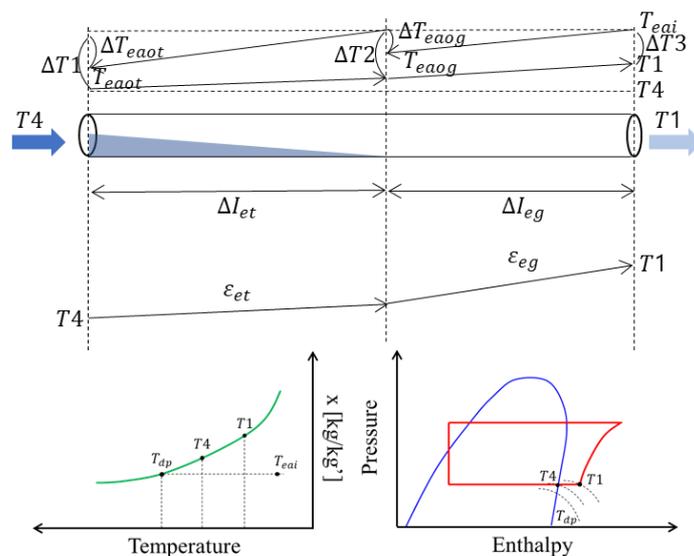


Fig.4-12 Algorithm for evaporator calculation

この際、二相部とガス部のそれぞれの冷媒側の熱交換量は式(4-51)のように求められる。

$$\begin{aligned} Q_{et} &= G_r \times \Delta I_t \\ Q_{eg} &= G_r \times \Delta I_g \end{aligned} \quad \text{式(4-51)}$$

ここでは、二相流部の空気側の熱交換量を式(4-52)次に示す。

$$\begin{aligned} Q_{et} &= G_{ea} \times \varepsilon_{et} \times C p_a \times \Delta T_{eaot} \\ \Delta T_{eaot} &= T_{eai} - T_{eaot} \end{aligned} \quad \text{式(4-52)}$$

冷媒側と空気側のそれぞれの値を持って求められた熱交換量は熱交換器でのエネルギー保存より式(4-53)のように表せる。

$$\begin{aligned} Q_{et} &= A_e \times \varepsilon_{et} \times K_e \times \Delta T_{emt} \\ \Delta T_{emt} &= \frac{(\Delta T1 - \Delta T_{eaot}) - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1 - \Delta T_{eaot}}{\Delta T2}\right)} \\ \Delta T1 &= T_{eai} - T4 \\ \Delta T2 &= \Delta T1 \end{aligned} \quad \text{(4-53)}$$

ここでは、ガス部の空気側の熱交換量を式(4-54)に示す。

$$\begin{aligned} Q_{eg} &= G_{ea} \times \varepsilon_{eg} \times C p_a \times \Delta T_{eaog} \\ \Delta T_{eaog} &= T_{eai} - T_{eaog} \end{aligned} \quad \text{式(4-54)}$$

冷媒側と空気側のそれぞれの値を持って求められた熱交換量は熱交換器でのエネルギー保存より式(4-55)のように表せる。

$$\begin{aligned} Q_{eg} &= A_e \times \varepsilon_{eg} \times K_e \times \Delta T_{emg} \\ \Delta T_{emg} &= \frac{(\Delta T2 - \Delta T_{eaog}) - \Delta T3}{\ln\left(\frac{\Delta T2 - \Delta T_{eaog}}{\Delta T3}\right)} \\ \Delta T3 &= T_{eai} - T1 \end{aligned} \quad \text{式(4-55)}$$

ここまでの計算結果を持って空気側の出口温度(T_{eao})の平均値を求める方法について説明する。二相部出口空気側の計算のアルゴリズムを図 4-13 に示す。

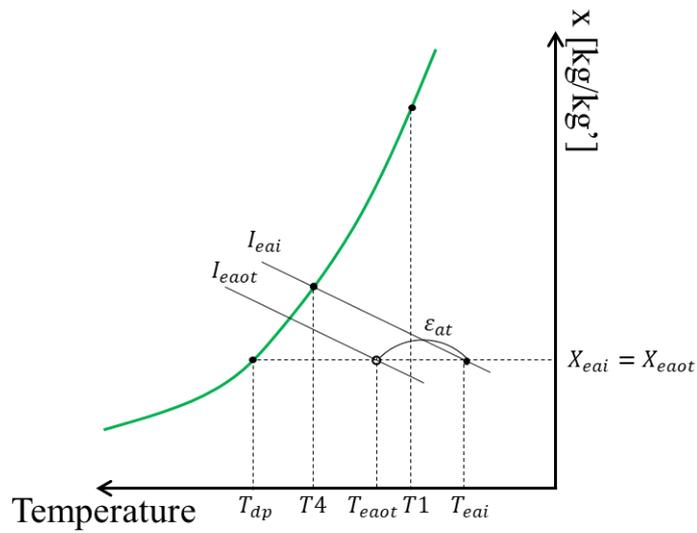


Fig.4-13 Algorithm for calculation of air outlet on the two-phase side

この値を用いて二相部の出口空気の絶対湿度(X_{eaot})、出口温度(T_{eaot})、二相部の面積比率(ϵ_{at})は式(4-56)のように求められる。

$$\begin{aligned}
 T_{eaot} &= T_{eai} - \Delta T_{eaot} \\
 X_{eaot} &= X_{eai} \\
 \epsilon_{at} &= \frac{T_{eai} - T_{eaot}}{T_{eai} - T4}
 \end{aligned}$$

式(4-56)

また、ガス部出口空気側の計算のアルゴリズムを図 4-14 に示す。

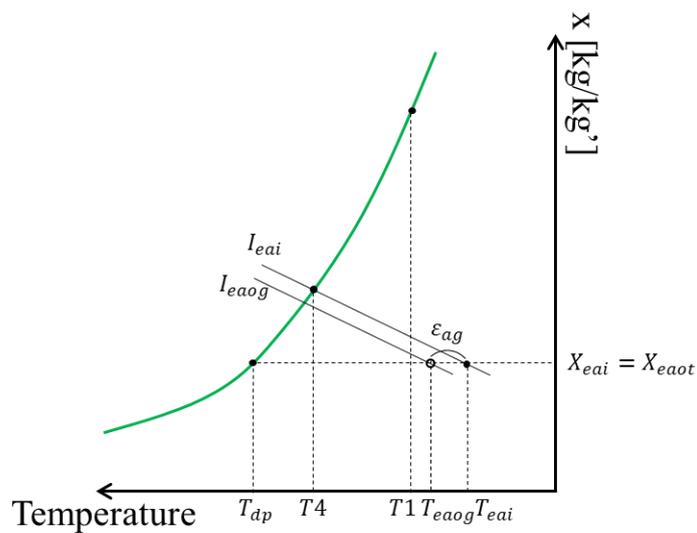


Fig.4-14 Algorithm for calculation of air outlet on the gas phase side

この値を用いてガス部の出口空気の絶対湿度(X_{eaog})、出口温度(T_{eaog})、面積比率(ε_{ag})は式(4-57)のように求められる。

$$\begin{aligned} T_{eaog} &= T_{eai} - \Delta T_{eaog} \\ X_{eaog} &= X_{eai} \\ \varepsilon_{ag} &= \frac{T_{eai} - T_{eaog}}{T_{eai} - T_1} \end{aligned} \quad \text{式(4-57)}$$

ここまで計算で求めた二相部とガス部の出口空気の値を用いて次のようにそれぞれ出口空気温度(T_{eao})、出口空気絶対湿度(X_{eao})、出口空気のエンタルピー(I_{eao})が式(4-58)のように表せる。

$$\begin{aligned} T_{eao} &= \frac{T_{eaot} \times \varepsilon_{et} + T_{eaog} \times \varepsilon_{eg}}{\varepsilon_e} \\ X_{eao} &= X_{eai} \\ I_{eao} &= \frac{I_{eaot} \times \varepsilon_{et} + I_{eaog} \times \varepsilon_{eg}}{\varepsilon_e} \end{aligned} \quad \text{式(4-58)}$$

ここで、二相部面積の比率(ε_{et})の値を求めるために、二相部最大温度差(ΔT_{et1})と二相部最小温度差(ΔT_{et2})をそれぞれ二分法より求めるようにした。また、ガス部面積の比率(ε_{eg})の値においても、ガス部最大温度差(ΔT_{eg1})とガス部最小温度差(ΔT_{eg2})をそれぞれ二分法より求めるようにした。

4.1.4 着霜及び除霜

ヒートポンプ計算を行う際に蒸発器の熱交換モデルでも既に論じられたように蒸発器では空気中の湿度の持つ露点と蒸発器の入り口と出口温度がどこにできるのかによって空気中の湿度が凝縮される現象が起きる。特に、本研究で対象にする冬期のヒートポンプの運転サイクルを見ると乗客室に凝縮器が車両外部に蒸発器が構成される。車両のエンジンルームに設けられた蒸発器では冬期の寒い条件で熱交換を行うために外気よりもっと低い温度で冷媒の蒸発温度が形成されるようになり、先行研究[17]から報告された図 4-15 のようにこの際、外気の湿気が凝縮水として発生してしまい、低い外気温下で霜に成長する。Dang ら[18]は着霜による霜厚み及び密度などの先行研究の結果を纏めた。

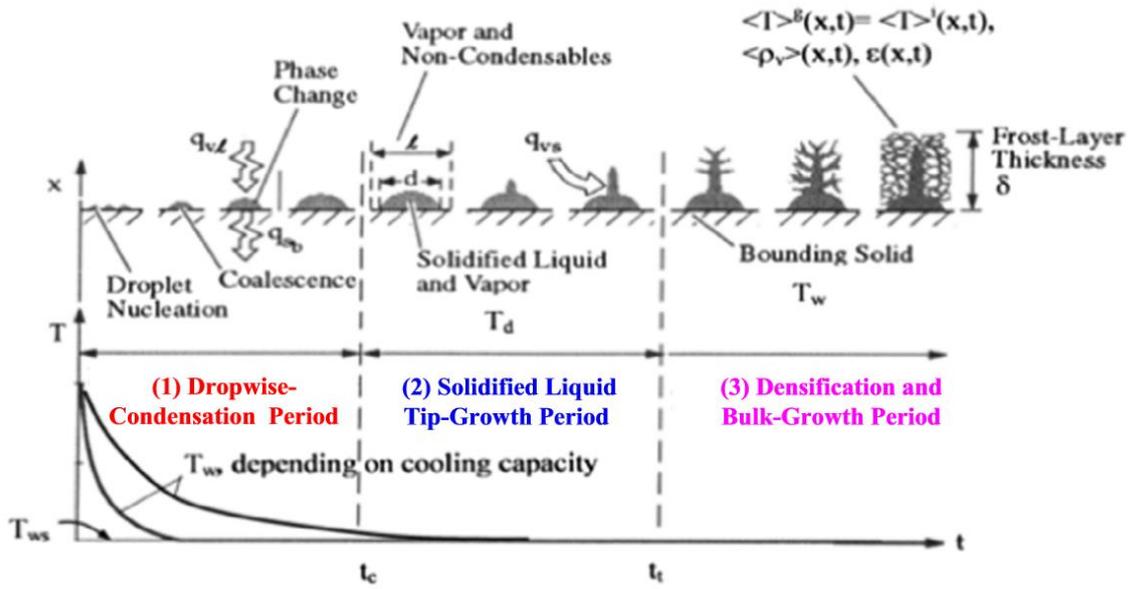


Fig.4-15 Frost growth periods as defined by Tao et al.[17]

前述したように霜のできと成長に関する研究と予測はとて複雑で難しい。Dang らが纏めた先行研究で提案された霜の厚みと密度を予測する関係式を表 4-1 と表 4-2 に示す。

Table.4-1 Frost layer thickness correlations from the 1970s to the 2010s[18]

Equations
$\delta_f = 0.465 \left[\frac{k_{ice}}{h_{fg} \rho_{ice}} t (T_{fs} - T_w) \right]^{1/2} \left(\frac{t}{60} \right)^{0.03} (T_{fs} - T_w)^{-0.01} \pi^{0.25} F_T$
$\delta_f = 0.12 [t(T_{fs} - T_w)]^{0.43}$
$\delta_f = 0.156 (X^*)^{-0.098} (W)^{1.723} \left(\frac{T_p - T_w}{T_a - T_w} \right)^{1.10} Re^{0.343} Fo^{0.655}$
$x_f _{t+\Delta t} = x_f _t + \frac{x''_f}{\rho_f} \Delta t$
$S_f = 0.84 Re^{-0.15} Pr^{0.65} (1 + W)^{0.71} \tau^{0.11}$
$\delta_f = 9.183 \cdot 10^{-5} (X^*)^{-0.085} (W)^{0.4} \left(\frac{T_p - T_w}{T_a - T_w} \right)^{-1.712} Re_D^{0.449} Fo^{0.699}$
$\delta_f = 0.1083 (W)^{1.704} (T^*)^{3.177} (Re_D)^{0.1424} (D^*)^{13.36} (X^*)^{-0.1488} (Fo)^{0.6724}$
$\delta_f = (0.0852 + 0.00134 DCA) t^{0.6954 - 0.00154 DCA}$
$y_f^{t+\Delta t} = y_f^t + \frac{m''_y}{\rho_f} \Delta t$
$y_f^{t+\Delta t} = y_f^t + \frac{m''_y}{\rho_f} \Delta t$
$x_s(t + \Delta t) = x_s(t) + \Delta t \cdot \frac{m''_s}{\rho_f} \Big _t$
$h = \frac{hf_0}{\sin(\pi/4)}$
$\frac{dx_s}{dt} = \frac{h_m (w_a - w_s)}{\rho_f \left\{ 1 + x_s [c_2 (1 - e^{0.5}) + 3] \frac{1}{T_m - T_w} \frac{dT_s}{ds} \right\}}$
$z_f _{t+\Delta t} = z_f _t + \frac{m''_z}{\rho_f} \Delta t$
$\frac{d\delta_f}{dt} = \frac{h_m (\rho_{v,cs} - \rho_v _{\eta=1})}{\rho_f _{\eta=1}} - \frac{D_{eff,z}}{\delta_f \rho_f _{\eta=1}} \frac{\partial \rho_v}{\partial \eta} \Big _{\eta=1}$

Table.4-2 Frost density correlations from the 1970s to the 2010s[18]

Equations
$\bar{\rho} = \frac{\rho_L \int_{x_0}^{x_L} f(x) dx}{L - x_0} = \rho_L (0.612)$
$\rho_f = 650 \cdot \exp(0.277 \cdot T_{fs})$
$\rho_f^* = 5.559 \cdot 10^{-5} \left(\frac{\delta}{L}\right)^{-0.137} Re^{0.715} Fo^{0.252} \omega_a^{-0.413} \left(\frac{T_{ip}-T_w}{T_a-T_w}\right)^{-0.997}$
$\rho_f^* = 1.714 \cdot 10^{-4} \left(\frac{\delta}{L}\right)^{-0.056} (ReD)^{0.463} Fo^{0.217} \omega_a^{-0.011} \left(\frac{T_{ip}-T_w}{T_a-T_w}\right)^{0.845}$
$\rho_f = 0.2416(W)^{-0.5011} (T)^{-1.827} (ReD)^{0.0413} (D)^{-5.591} (X)^{-0.1819} (Fo)^{0.2510}$
$\rho_f = (109.53 - 45.541 \log(DCA)) t^{0.0479DCA^{0.4357}}$
$\frac{\rho_f}{\rho_i} = 1.54 \cdot 10^{-4} Re^{0.351} Fo^{0.311} \omega_a^{-0.368} \left(\exp\left(\frac{T_a-T_p}{T_a-T_w}\right)\right)^{2.4}$
$\rho_f = 207 \cdot \exp(0.266 \cdot T_f - 0.0615 \cdot T_w)$
$\frac{\rho_f}{\rho_i} = 0.5 \left(\frac{T_f-T_w}{T_m-T_w}\right) \exp\left(-\left(0.376 + 1.5 \left(\frac{T_m-T_f}{T_m-T_w}\right)\right) \left(1 - \sqrt{\frac{Re}{Re_c}}\right)\right)$
$\rho_f = \frac{M}{Z_f \cdot F^2}$
$\rho_f = 2.2 \cdot \left[\frac{c_p \cdot (T_{sat,a} - T_w)}{h_{sub} \cdot (\omega_a - \omega_{sat,w})}\right]^{-1.5} \cdot t^{0.5}$
$\bar{\rho}_f(t) = \frac{1}{\delta_f} \int_0^{\delta_f} \rho_f(t, z) dz = \int_0^1 \rho_f(t, \eta) d\eta \approx \sum_{j=1}^{N+2} w_j \rho_f(t, \eta_j)$

霜の状態を計算するには見てわかるように大きく3つに分けられる。一つ目は複雑な熱交換まで含んだ解析モデルである。物理的な式を構成し、それを解析手法を用いて解くため、霜のできとその厚み及び密度を比較的に正確に計算できる。しかし、すべての条件及び熱交換の形状などにおいて物理的な式を構成し、それを解析するまでに必要な時間と苦勞が沢山必要であることより本研究のように着霜そのものが研究の課題ではなく着霜におけるシステムの挙動を予測してマネジメントする研究には適しないと判断した。二つ目は比較的に単純な物理式を基にこれをエネルギーの関連式として取り扱える Lumped モデルを構成して解く方法である。これは複雑性が一番目よりは簡単で計算負荷が相対的に緩和されたことになる。しかし、単純化された Lumped モデルと実験結果との整合性においては確認が必要になると考えられる。そして、三つ目は実験結果をもとに纏められた実験式である。この式は実験結果をベースにして作成されたため、物理的な説明よりは霜のできと成長に影響を及ぼす主な因子をパラメータとして作成されている。そのため、とても少ない計算負荷でもある程度の実験結果が模擬できるというメリットを持つ。本研究のように着霜に対する全体のシステムの挙動及び熱管理の手法を取り扱うための一つの条件として着霜を取り込むには比較的に容易に用いられる。ただし、実験式を作成した先行研究の実験条件と本研究で取り扱う熱交換の形状及び環境条件に大きな相違がある場合、計算結果の確実性が低下するため、本研究では実験式の主な因子と計算式をそのまま持って来るが、本研究で対象にする熱交換器の形状と環境条件に類似する Lee ら[19]の先行研究での垂直板においての絶対湿度 0.003kg/kgDA, 空気温度 5°Cの実験条件の結果を用いて補正して着霜における霜厚みの予測計算を行った。本研究で用いる霜の厚みと密度を式(4-59)と式(4-60)に示す。

$$\text{厚み} = 0.12 \times \left(t \times \left(\frac{T_{air} + T_{eva}}{2} - T_{eva} \right) \right)^{0.43} \times \frac{-T_{eva}}{17.54 \times 10} \quad \text{式(4-59)}$$

$$\text{密度} = 650 \times \exp\left(0.277 \times \frac{T_{air} + T_{eva}}{2}\right) \quad \text{式(4-60)}$$

また、着霜した霜を取る際に必要な熱量とその時間については式(4-61)で示したように霜の厚みと密度から霜を解かすために必要な熱量を計算し、その際実際にヒートポンプの逆サイクル運転より除霜に提供できる熱量をヒートポンプサイクル計算で求めて除霜時間に用いる。

$$t_{def} = t_{sol,1} + t_{sat,1} + t_{melt} + t_{stop} + t_{sol,2} + t_{sat,2} \quad \text{式(4-61)}$$

- $t_{sol,1}$ & $t_{sol,2}$: 30sec
- $t_{sat,1}$ & $t_{sat,2}$: 180sec
- t_{stop} : 60sec
- t_{melt} : 伝熱面積(7.2m²)×霜厚み[m]×霜の密度[kg/m³]×氷の潜熱(334kJ/Kg)/Q_{cond}[kW]

ただし、霜を解かすための時間だけではなく逆サイクルに転換するために物理的に必要なバルブの切り替え時間($t_{sol,1}$ & $t_{sol,2}$)と実際に切り替えてからヒートポンプサイクルの安定するまでに必要な時間($t_{sat,1}$ & $t_{sat,2}$)も必要である。また、霜を取る際に熱で溶けた霜は実際に熱交換の表面には残っている状態であり、その解けた霜の残りや水が重力で熱交換器の下面まで落ちてしまうまで放置の必要な時間(t_{stop})も含まなければならない。[20]

4.1.5 ヒートポンプモデルの検証

前述したヒートポンプサイクルの計算の妥当性を検証するために、本研究では、先行研究[21]で行われた実験結果を用いてヒートポンプ計算結果との比較を通して検証を行った。従来車両の HVAC システムはエンジンと共に駆動される可変圧縮機を使用している。そのため、現在のほとんどの研究が内燃機関で駆動する HVAC を用いた結果である。したがって、今回は、内燃機関車の HVAC 試験結果を基にシミュレーションの妥当性の検証を行うことにする。ヒートポンプ計算に用いられた仕様は表 4-3 に示す。ヒートポンプ計算の際、圧縮機の機械効率と圧縮効率は先行研究から用いた。先行研究[21]によると、ヒートポンプの性能は外気と内気温度の温度、圧縮機回転周波数と風量に基づいて変化される。そのそれぞれの因子に対するシミュレーションと実験の比較結果を図 4-16～図 4-19 に示す。

Table.4-3 Specification of component for calculation

System	Refrigerant	R134a
	Sub cool	5°C
	Super heat	10°C
Compressor	Type	Reciprocating
	Displacement	155cc
Condenser(Engine Room)	Face area	36.1×54.4=1964cm ²
	Air side surface	7.2m ²
Evaporator(Cabin)	Face area	18.4×22.0=405cm ²
	Air side surface	3.5m ²

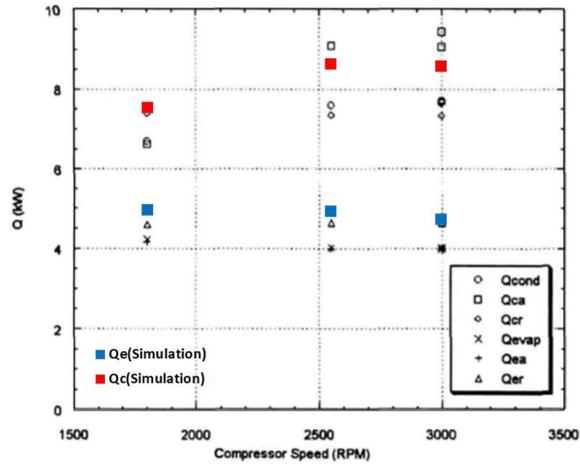


Fig.4-16 Energy balance of the system[21]

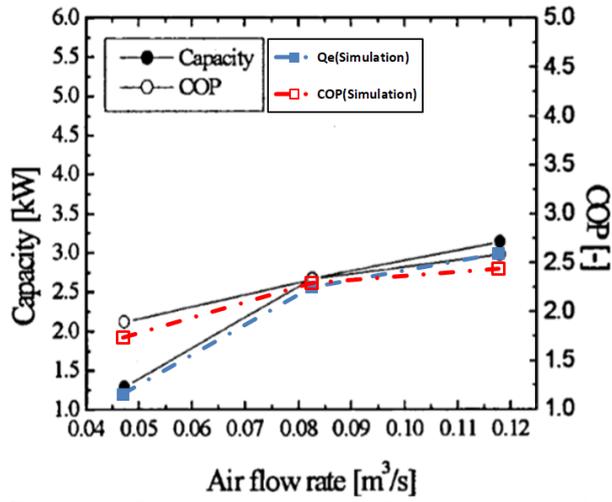


Fig.4-17 System performance variation with evaporator air flow rate[21]

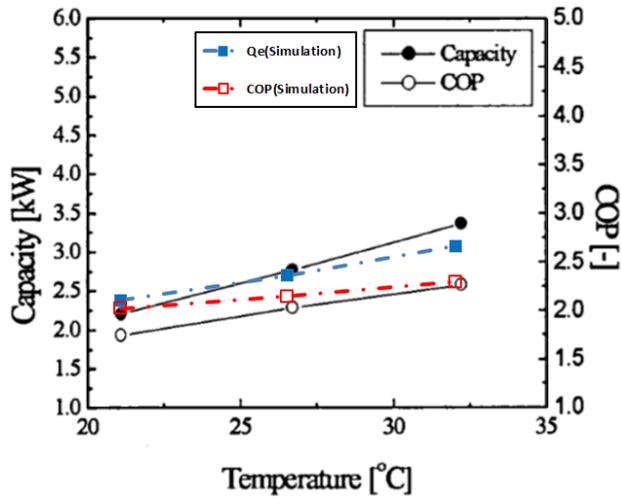


Fig.4-18 System performance variation with evaporator inlet air temperature[21]

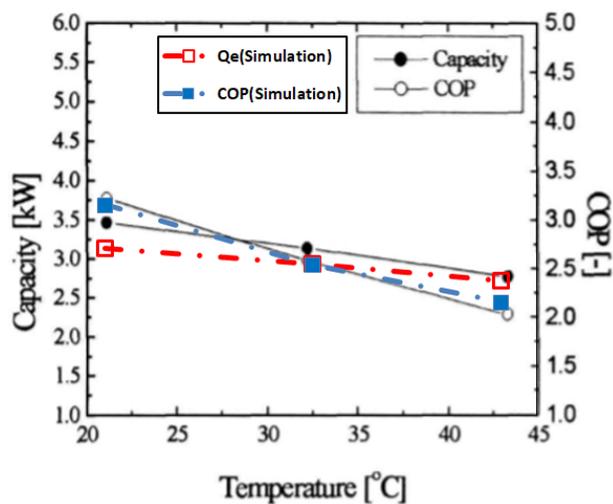


Fig.4-19 System performance variation with condenser inlet air temperature[21]

図から分かるように本研究で構築したシミュレーション値は先行研究[21]で実際の環境チャンバーで測定したベンチテスト実験値と傾向良く一致していることが確認できた。更に、本研究を通じてヒートポンプの挙動に影響を与える各因子に対して実際の物理的特性を定性的また定量的に評価できるツールを構築したことが確認できた。

4.2 熱管理シミュレーションの結果

本研究で計算する熱管理シミュレーションの気候環境条件及び運転条件を表 4-4 に示す。

Table. 4-4 Calculation cases regarding climate and driving condition

条件		Case 1	Case2	Case3	Case4	Case5	Case6	Case7	Case8
気候条件	外気温度	-10°C	-10°C	0.9°C	0.9°C	-10°C	-10°C	0.9°C	0.9°C
	外気湿度	RH50%	RH50%	RH50%	RH50%	RH50%	RH50%	RH50%	RH50%
	時間帯	AM10:00	AM7:30	AM10:00	AM7:30	AM10:00	AM7:30	AM10:00	AM7:30
運転条件	モード	US06	US06	US06	US06	NY City Cycle	NY City Cycle	NY City Cycle	NY City Cycle
	運転時間	1 Hour	1 Hour	1 Hour	1 Hour	1 Hour	1 Hour	1 Hour	1 Hour

4.2.1 従来の霜取り運転によるエネルギー消費量

本研究における従来の霜取り運転のサイクルは図 3-1 に示したように低温の外気と接する方が凝縮器になり、蒸発器として働いていた外部の熱交換器の表面に出来てしまった霜をとるようにする。その際、室内の暖房にはヒートポンプからの熱源が用いられないため、従来は電気ヒータを用いるしかない状況である。そのため、一例として-10°C,RH50%,am10&US06 における客室暖房負荷を図 4-20 に示す。

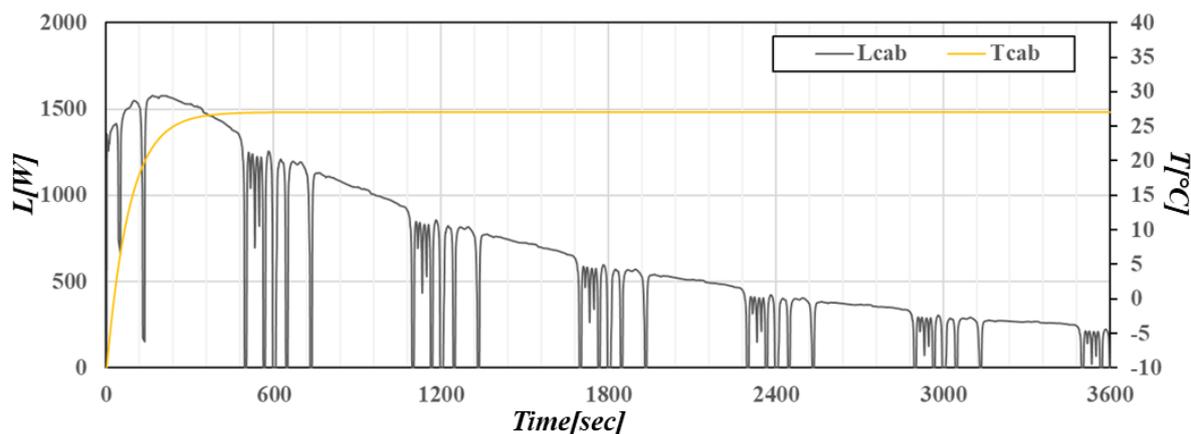


Fig. 4-20 Thermal load calculation results for cabin

図 4-20 に示した客室暖房負荷においてヒートポンプを用いて運転を続けると 4.1.4 にまとめたように蒸発器として熱交換を進めてきた外部の熱交換器に着氷が起きてしまう。その計算結果を図 4-21 に示す。

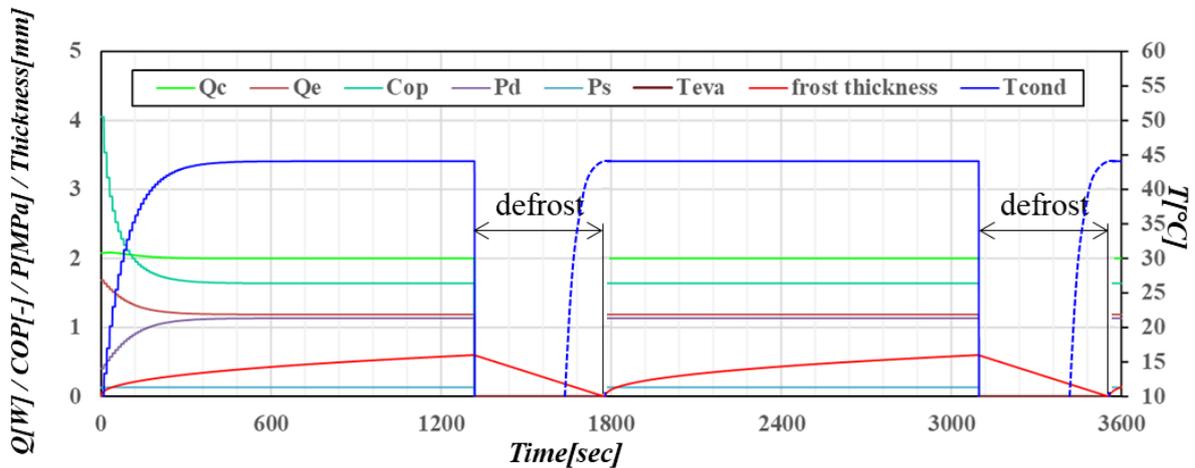


Fig. 4-21 Heat pump calculation results for cabin

図 4-21 に示したように、ヒートポンプの着想においては周期的な霜取り運転が必要になる。その際、客室の暖房は PTC 素子を用いた PTC ヒータという電気ヒータの一種を用いることが従来一般的な暖房手段である。電気ヒータ熱効率が 1 以下であるため、霜取り運転時にヒータの効率を考慮して実際に客室の暖房に必要な電気エネルギーは霜取り運転中に客室の空調負荷に PTC ヒータの効率を割り算した値に相当する。ただし、PTC ヒータの効率は PTC 素子の持つ固有の特性により風量や空気入口温度の影響を大きく受ける。本研究では、従来電気自動車に搭載されてきた PTC ヒータの効率について先行研究されている Kim ら[22]の研究結果を図 4-22 に示す。

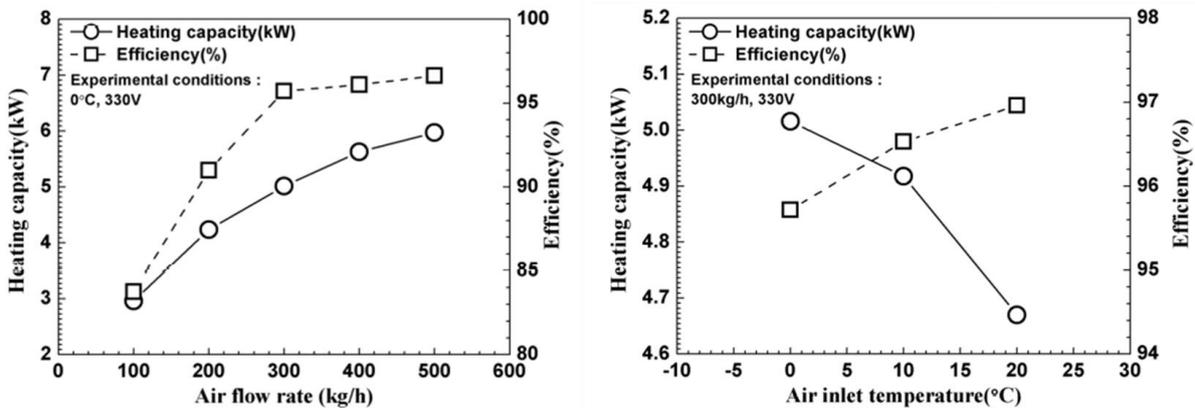


Fig. 4-22 Variation of heating capacity and efficiency of PTC heater[22]

図 4-22 の先行研究の結果を用いて風量及び空気入口温度を本研究の PTC ヒータの容量に差し替えて効率を求めて、本研究では実際に PTC ヒータに入力する電気エネルギーを計算することにする。先行研究[21]で用いた PTC ヒータは容量が 5 kW のものである。本研究で求められた熱負荷計算結果より PTC ヒータは先行研究のおよそ半分程度の容量を持つものであれば十分であると考えられる。図 4-22 から仮に、PTC ヒータの大きさを半分にして容量を 2.5 kW ($C_{mod}=0.5$) にしたと想定して、その PTC ヒータ特性を用いて本研究で PTC ヒータ効率の計算を行うように試みた。また、暖房能力の低い領域においては外挿して効率を見積もるように式

(4-62) を用いた。

$$\eta_{ptc}[\%] = \frac{(83.8 - 76.1)}{3000 \times C_{mod}} \times Q_{ptc}[W] + 76.1$$

式(4-62)

ヒートポンプの起動時及び PTC ヒータ起動時におけるヒートポンプの圧縮機に入力された電気エネルギーと PTC ヒータに入力された電気エネルギーはそれぞれ式 (4-63) と式 (4-64) を用いて計算できる。

$$W_{hp,cab} = \frac{Q_{hp,cab}}{COP}$$

式(4-63)

$$W_{ptc} = \frac{Q_{ptc}}{\eta_{ptc}}$$

式(4-64)

ここまで纏めた計算式より実際の客室における空調負荷に対してヒートポンプ起動時と PTC ヒータ起動時におけるそれぞれ消費する電気エネルギーの挙動を図 4-23 に示す。図 4-23 から分かるようにヒートポンプは実際に必要な空調負荷よりも少ない電気エネルギーで起動されているが、PTC ヒータの場合は空調負荷よりも大きな電気エネルギーが必要になり、それが電気自動車において走行距離低下に繋がる事が考えられる。

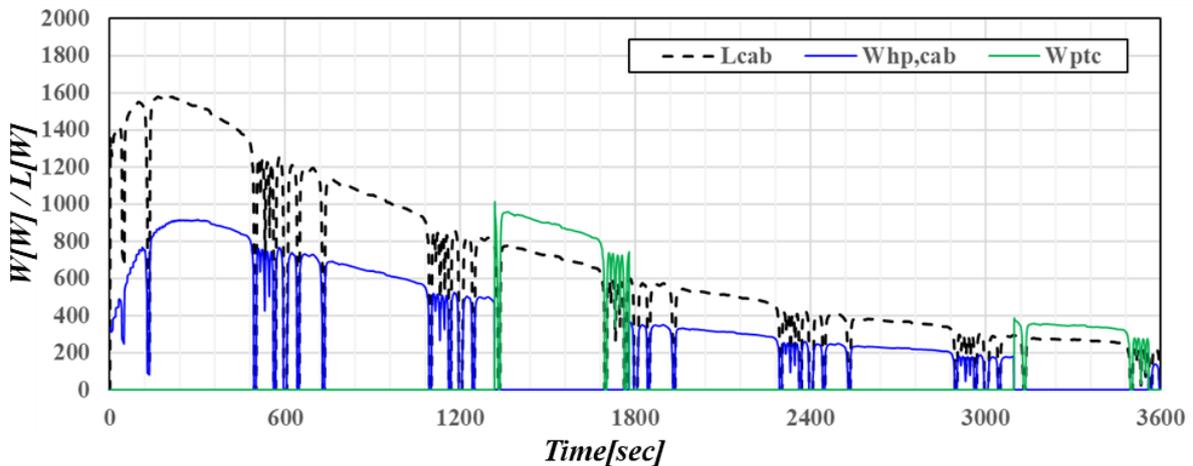


Fig. 4-23 Electric power consumption of HP and PTC heater for cabin(Case 1)

ここまで求めた手法を用いて表 4-4 に示した各条件における電気エネルギーの消費量の計算を行った。その計算結果を図 4-24～図 4-25 に示す。

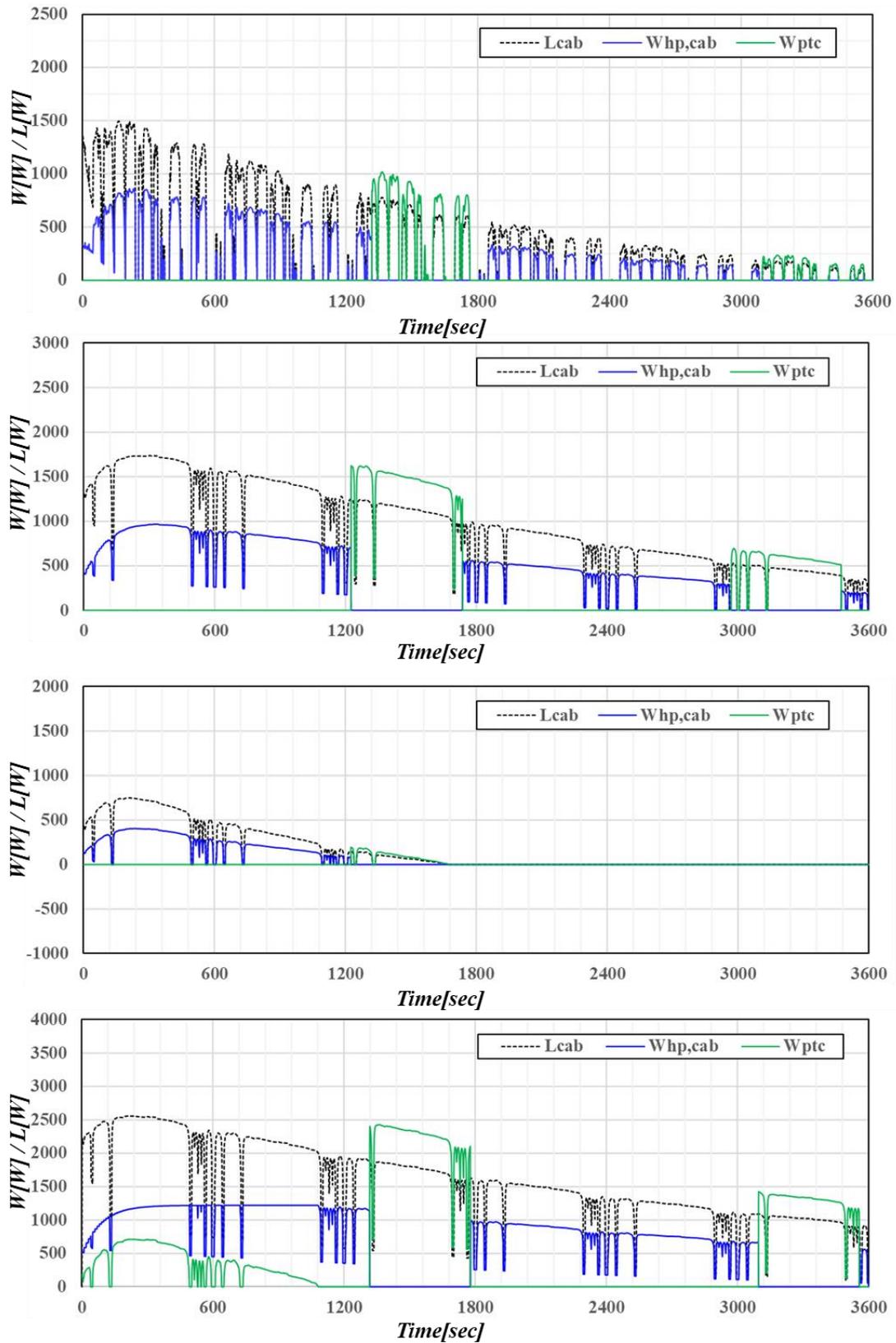


Fig. 4-24 Electric power consumption result of HP and PTC heater
 (Top:Case 5, Middle-top:Case 4, Middle-bottom:Case 3, Bottom:Case 2)

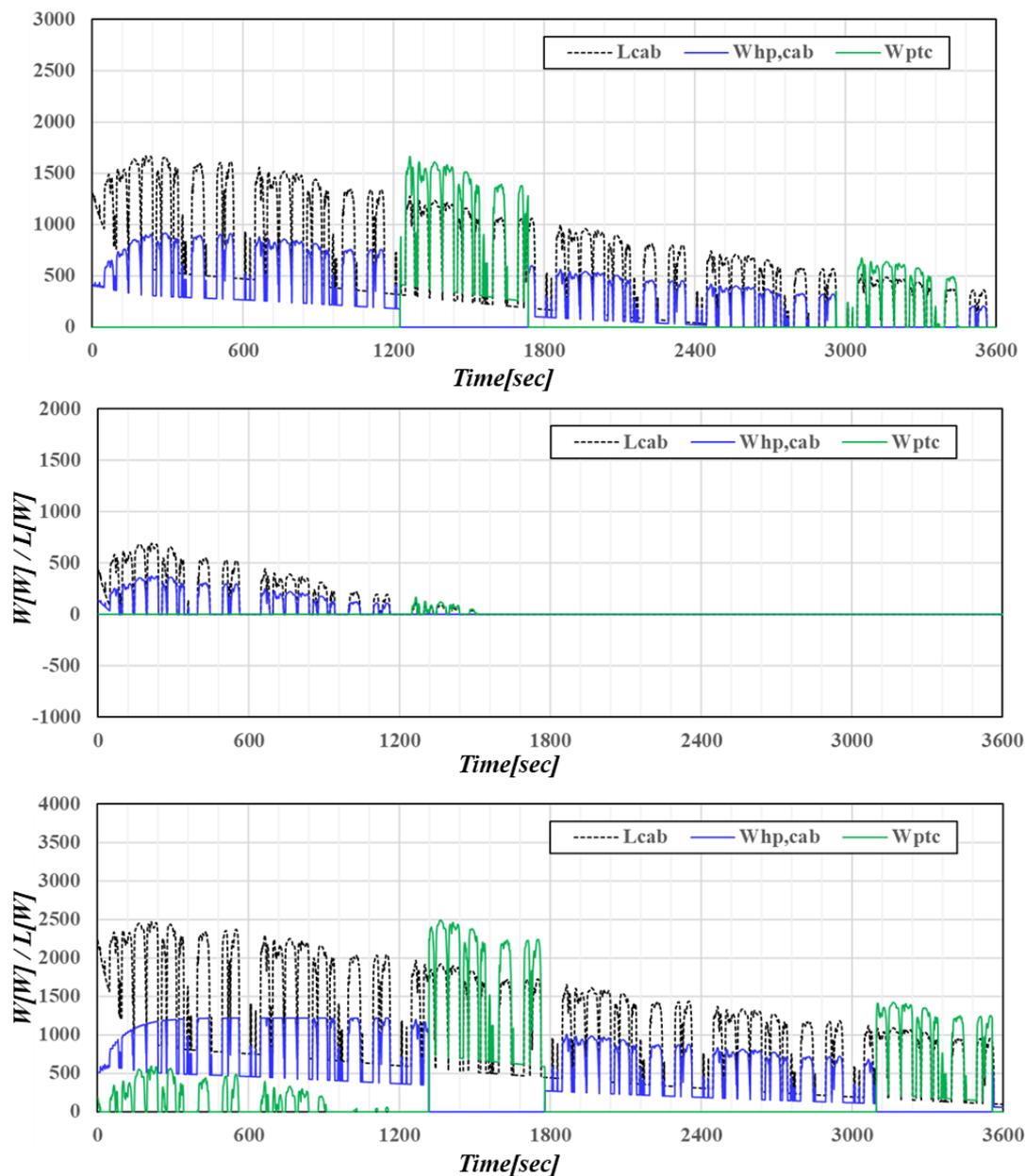


Fig. 4-25 Electric power consumption result of HP and PTC heater
(Top:Case 8, Middle:Case 7, Bottom:Case 6)

ここまでの計算結果を積算して走行時間の1時間の間消費した電気エネルギーの量を図4-26に示す。この計算結果から例えば、Case 2の場合において実際に客室の熱負荷に対してヒートポンプと PTC ヒータが用いられた稼働率はそれぞれ 58.3%と 41.7%であるが、その稼働率に対して実際に消費された電気エネルギーの割合はそれぞれ 55.3%と 44.7%であった。この結果は PTC ヒータが主に霜取り運転時といった初期の客室に必要な空調負荷に比べると割と小さい空調負荷に対応したのにも関わらず消費電力としては稼働率よりも 3%も上回っていることが分かる。

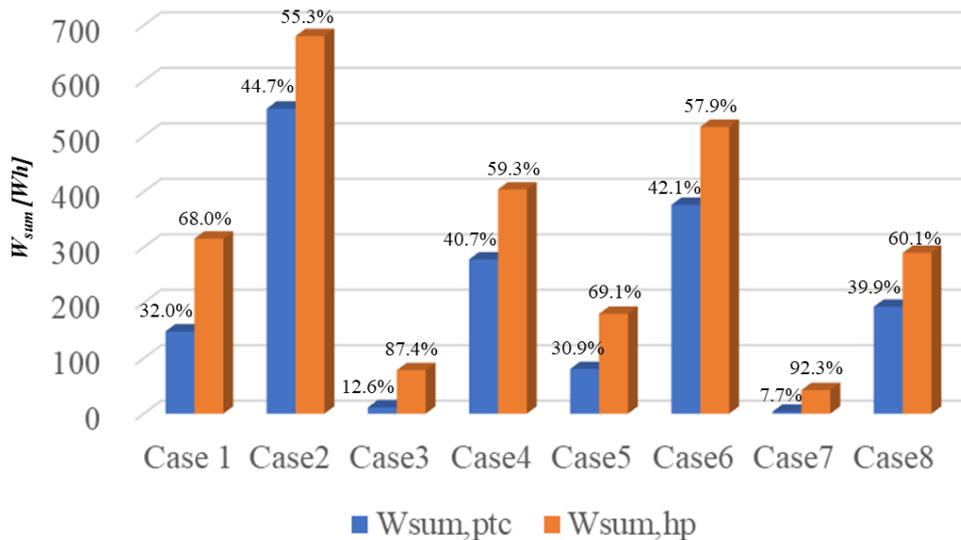


Fig. 4-26 Electric power consumption result of HP and PTC heater

4.2.2 PCM モジュールを用いることによるエネルギー消費量の減少効果

ここでは本研究で提案する PCM モジュールを搭載した場合における消費電力の計算を行う。テストセクションをもって実験された $C_{20}H_{42}$ の代わりに相変化温度のもっと低い $32^{\circ}C$ である $C_{19}H_{40}$ と相変化温度のもっと高い $42.25^{\circ}C$ である $C_{21}H_{44}$ を用いて PCM モジュールの熱挙動の計算を試みた。その結果を図 4-27 と図 4-28 に示す。結果から分かるように相変化の低い $C_{19}H_{40}$ の場合は最大放熱量が $800W$ 程度で不足していたりまた低い相変化温度のため、空気の出出口温度は $30^{\circ}C$ にも到達されてない。また、 $C_{21}H_{44}$ の場合、相変化温度が高いため、空気側への放熱性能も良く特に空気側の出口温度がほぼ $36^{\circ}C$ に達している。しかし、本研究で求めたヒートポンプサイクル計算結果とバッテリーから回収できる廃熱の温度が凡そ $50^{\circ}C$ 近傍であることを考慮すると $C_{21}H_{44}$ を用いるためには他に蓄熱のできるような工夫が必要であると考えられる。

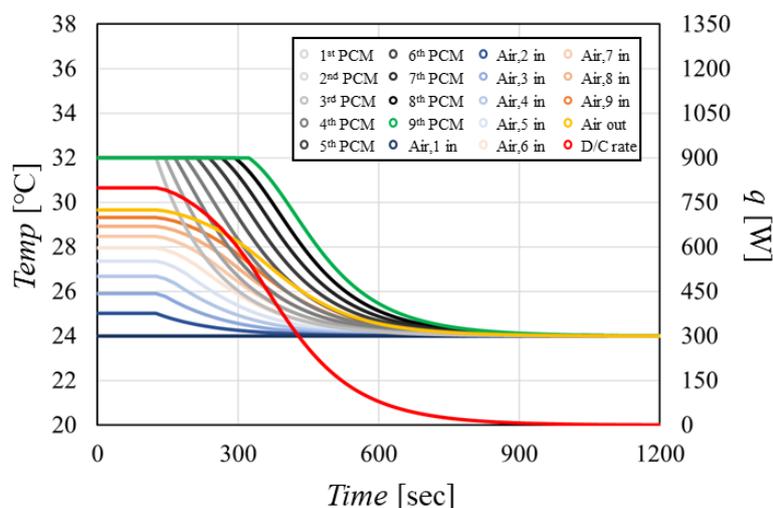


Fig. 4-27 Discharging rate of $C_{19}H_{40}$ ($24^{\circ}C/7.08CMM$)

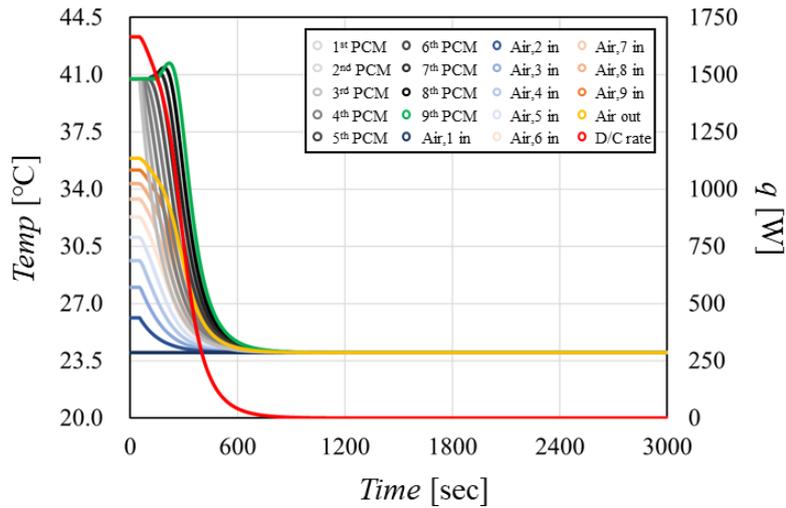


Fig. 4-28 Discharging rate of $C_{21}H_{44}$ (24°C/7.08CMM)

3章で提案したPCMモジュールを表4-4に示した各気候環境条件と走行モードを用いてシミュレーションをするにあたり、PCMモジュールに供給する風量についての放熱特性の計算を行った。その計算には最大風量を7.08CMMし、5段階で風量が制御されることを想定して計算結果を図4-29～図4-33に示す。

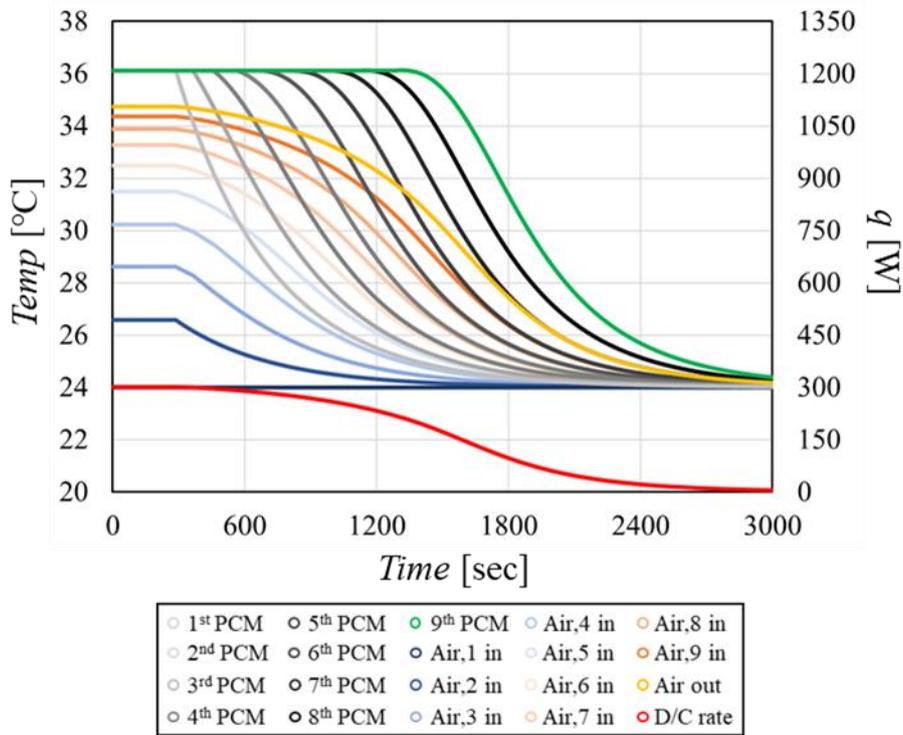


Fig. 4-29 Discharging rate by 1.416CMM(1st step)

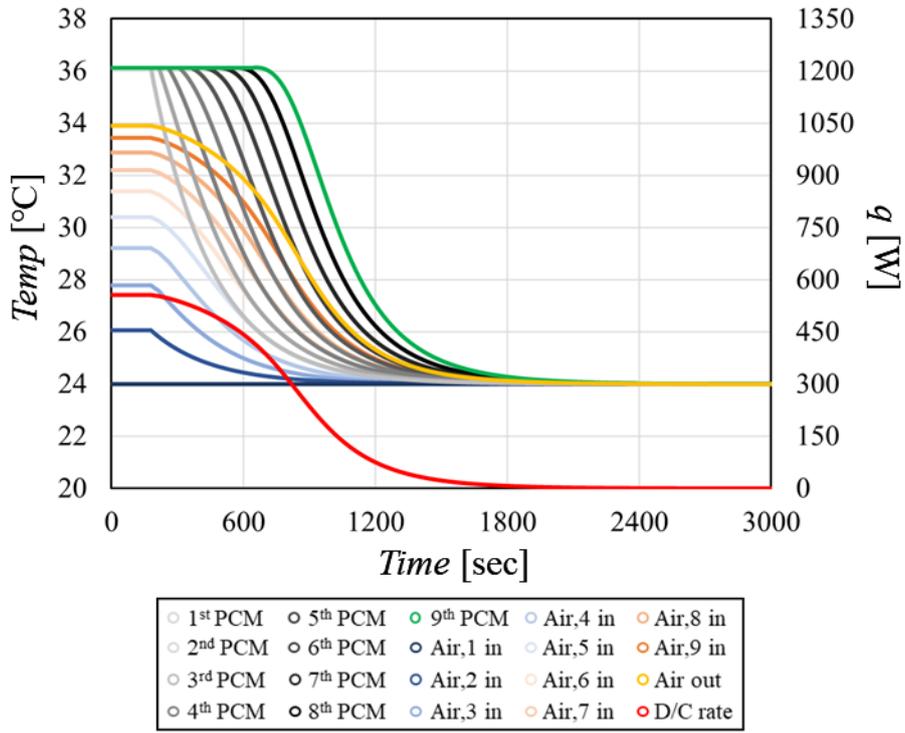


Fig. 4-30 Discharging rate by 2.832CMM(2nd step)

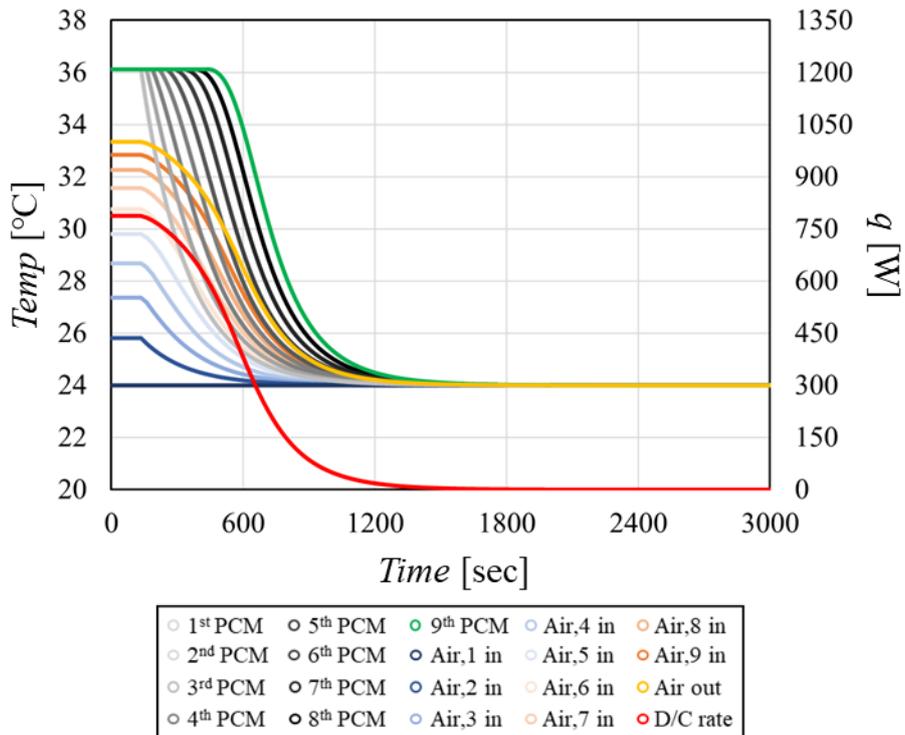


Fig. 4-31 Discharging rate by 4.248CMM(3rd step)

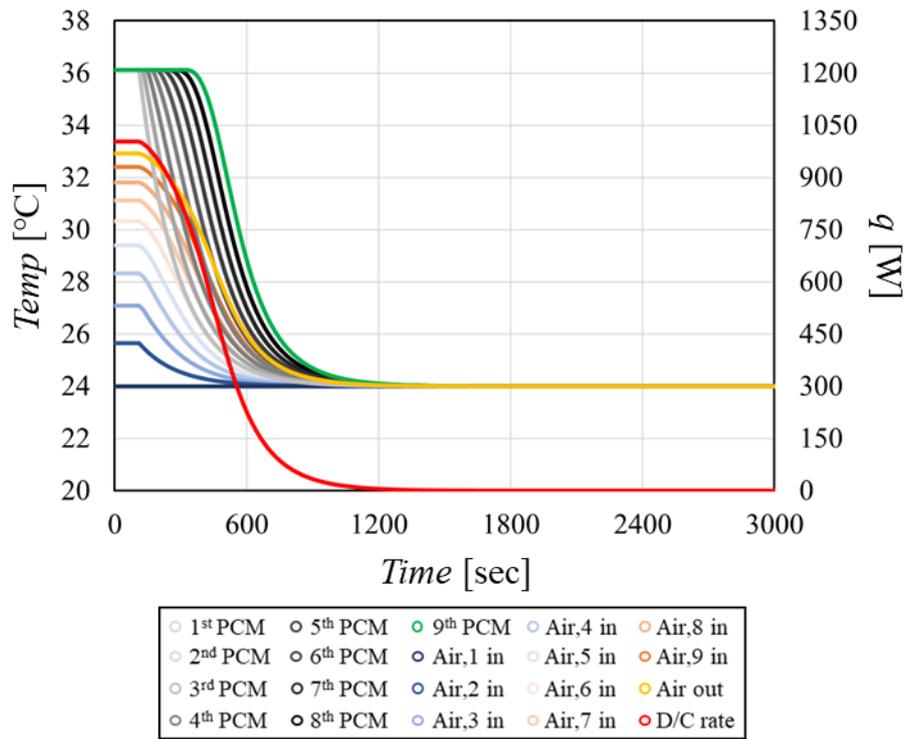


Fig. 4-32 Discharging rate by 5.664CMM(4th step)

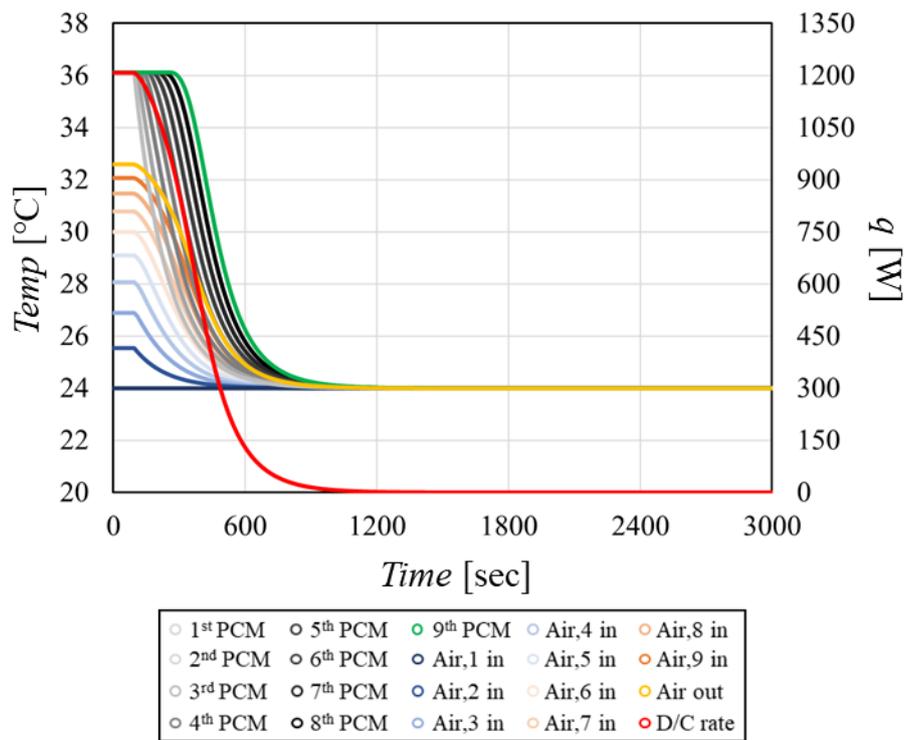


Fig. 4-33 Discharging rate by 7.080CMM(5th step)

この計算結果を持ち PCM モジュールを入れたヒートポンプのサイクルにおける客室の空調負荷及びバッテリーパックの温調負荷の詳細な挙動を図 4 -34～図 4 -35 に示す。

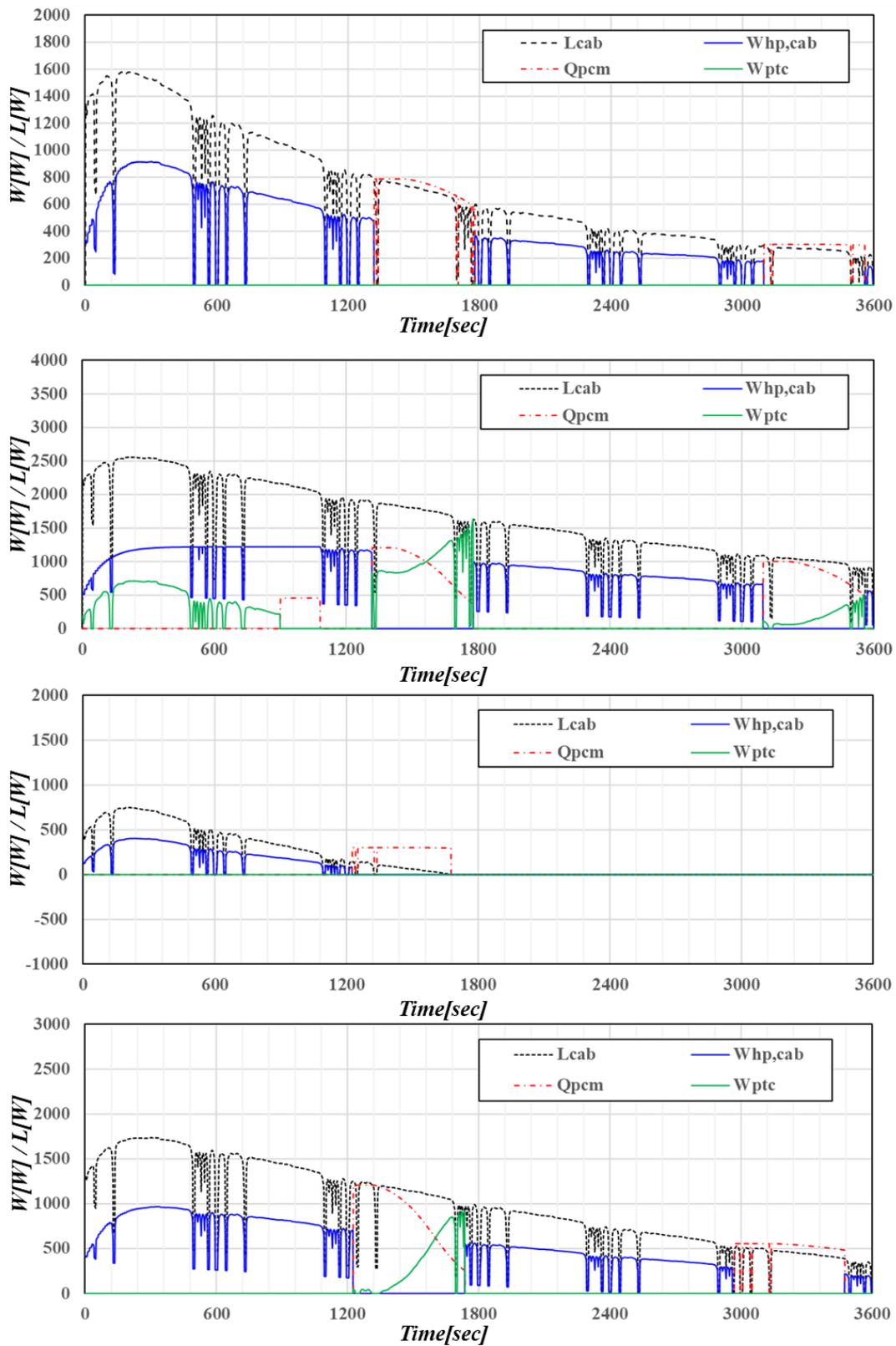


Fig. 4-34 Electric power consumption result of HP, PCM, PTC heater (Top:Case 1, Middle-top:Case 2, Middle-bottom:Case 3, Bottom:Case 4)

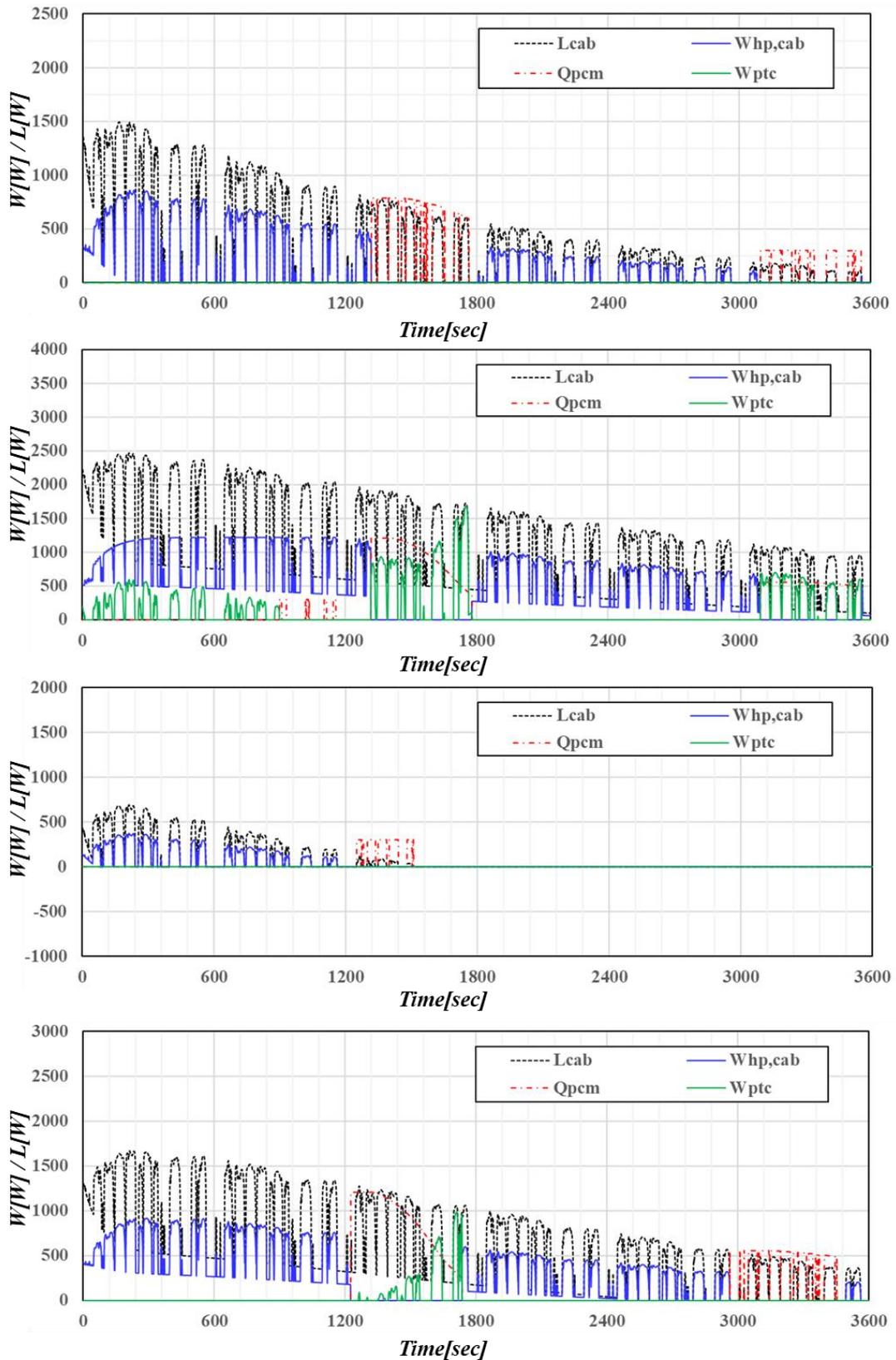


Fig. 4-35 Electric power consumption result of HP, PCM, PTC heater (Top:Case 5, Middle-top:Case 6, Middle-bottom:Case 7, Bottom:Case 8)

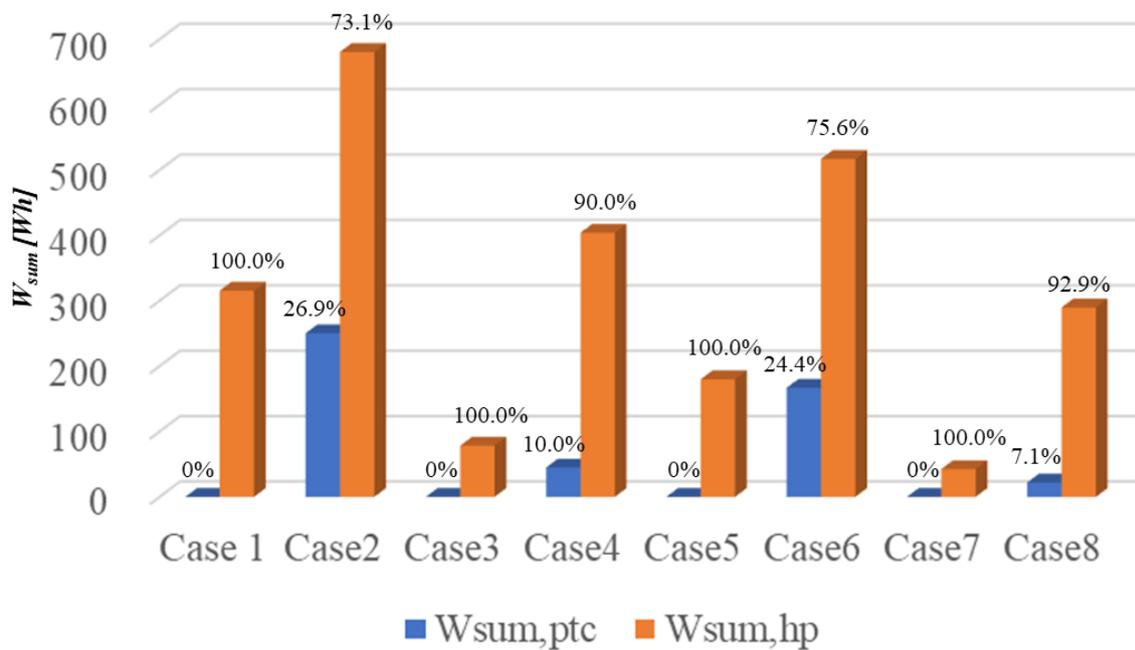


Fig. 4-36 Electric power consumption result of HP,PCM and PTC heater

本研究で考案した PCM モジュール込みヒートポンプサイクルにおいて 1 時間の運転時間の間、客室の熱負荷に対するヒートポンプと PTC ヒータの消費電力を図 4-36 に示す。この結果から分かるように従来の計算結果である図 4-26 に比べ PTC ヒータの消費電力が大きく減少していることが分かる。特に、0.9°C の外気を想定した気候条件において PTC ヒータはほぼ使われておらず、PCM モジュールのみでもヒートポンプの霜取り運転時に客室の空調に十分対応できることが分かった。また、従来のサイクルの計算では Case 2 の条件で PTC ヒータの使用する電力量は 549.6Wh であったことに対して PCM モジュールを用いることにより 250.3Wh まで減少しているとの計算結果になった。

4.3 まとめ

熱管理シミュレーションより本研究で考案した PCM を用いた冬期のヒートポンプ起動における有効性の分析を行った。取り扱った気候環境条件-10°Cと 0.9°C条件において車両の走行モードが高速かつ急加速である US06 モードと都心地の混む渋滞の New York City Cycle モードにした場合における乗客室と蓄電池におけるそれぞれの熱負荷に対して PCM モジュールの有り・無しのエネルギーの需給の割合を明らかにした。結果からわかるように本研究で提案した PCM モジュールを用いることによって霜取り運転時の電気ヒータの使用頻度及びその消費エネルギーの減少し役に立つことが分かる。その結果、日本の東京の冬平均気温である 0.9°Cの外気温においては PCM 無しでは日射の少ない夜明け前に最大稼働率 25.8%~28.0%まで電気ヒータが使われたことに対して PCM を用いることによって電気ヒータの稼働率が 9.1%~15.1%まで減少したことが確認できた。さらに、午前 10 時頃の日射条件以後では従来 PCM 無しの場合には US06 モードで 27.5%の電気ヒータが稼働されていたことに対して PCM を用いることによって電気ヒータが全くなくても PCM のみで対応できることが確認できた。

また、東京の冬の過去最低気温である-10°C条件においては PCM モジュールの用いたことによる PTC ヒータの消費電力の低減の効果が最も大きく、PTC ヒータの使用する電力量は 549.6Wh であったことに対して PCM モジュールを用いることにより 250.3Wh まで減少しているとの計算結果になった。更に、今後の課題としては 相変化温度のもっと高い PCM を用いられるように PCM モジュールの最適な構造の検討及び蓄熱時の熱源をうまく確保することなどについて工夫が必要であると考えられる。また、もし、-10°Cのように外気温のさらに低い寒冷地のような地域においては PCM の搭載される量を本研究で構築した熱負荷モデルと PCM モジュールモデル及び熱管理シミュレーションを用いて最適化することができるようになり、最適化することにより更なる熱管理の有効性が確認できると考えられる。

Table. 4-5 Result summary between with and without PCM module

項目		Case 1	Case2	Case3	Case4	Case5	Case6	Case7	Case8
PCM 無し	PTC[Wh]	148	550	11	278	80	376	4	193
	HP[Wh]	315	681	78	404	180	517	42	290
	PTC 稼働時間[sec]	922	1916	428	988	625	1468	174	834
	HP 稼働時間[sec]	2678	2678	1129	2546	1677	2678	763	2399
PCM 有り	PTC[Wh]	0	250	0	45	0	167	0	22
	HP[Wh]	315	681	78	404	180	517	42	290
	PTC 稼働時間[sec]	0	1691	0	452	5	1143	0	240
	HP 稼働時間[sec]	2678	2678	1129	2546	1677	2678	763	2399

第5章 結論

省エネ技術であるヒートポンプを電気自動車に用いた場合に着霜及び除霜とともに低下する効率と暖房能力に対して、本研究では PCM を用いたヒートポンプサイクルを考案しその妥当性について熱管理シミュレーション手法を用いて冬期における有効性に関して下記のような成果が得られた。

- ・蓄熱時にはヒートポンプもしくはバッテリーからの廃熱を水を介して蓄熱できるようにして、放熱時にはキャビンの空気を効率良く温められるように PCM の充填される空間にフィン付き構造を追加した PCM を用いた熱電池の構造を考案できた。

- ・実験から蓄熱と放熱における PCM モジュールを模擬したテストセクションを製作し実験を行った。また、その結果を温度と風量・流量をパラメータとするモデルを検討し、熱管理シミュレーションに用いられるように関係式を提案している。

- ・熱管理対象であるキャビンにおいて気候負荷の影響が見積もられるような熱負荷計算手法の構築を行った。また、もう一つの熱管理対象であるバッテリーにおいても車両の走行に伴ってパワトレインの出力とバッテリーに要求される出力との関係を定義し、バッテリーパックの発熱モデルからバッテリーの熱負荷計算の手法を構築した。

- ・熱管理シミュレーションにより熱負荷に対する PCM モジュール有り無しの場合における効果を外気温度と太陽の位置による時間などのような気候環境条件と様々な走行モードにおいて熱管理シミュレーションで最も重要であるヒートポンプ計算の手法とそれに伴う着霜及び除霜の条件を定義した。

- ・急加速を含んだ US06 モードと都心地渋滞を含んだ New York City Cycle モードの -10°C 及び 0.9°C の外気温環境においての日射の少ない夜明け直前の朝 7 時 30 分と夜明けてから車両の使用が増える時間である朝 10 時からの 1 時間走行における熱管理シミュレーションを行った結果を図 5-1 に示した。どの条件においても従来 PTC ヒータのみを用いた場合により、PCM モジュールを用いることにより全体の熱負荷に対して PTC ヒータの使用量が減った結果が得られた。特に、 0.9°C の条件においては PTC ヒータの使用がなく、PCM モジュールのみで熱管理されていることが分かった。

- ・本研究では電気自動車における熱管理のために、主に電気ヒータを用いたことによる冬期の走行距離低下においてその対策としてヒートポンプを用いた場合の霜取り運転時の電気ヒータの使用を改善することを目的とした。ここで本研究で構築した熱管理シミュレーションより従来電気ヒータを用いて熱管理を行った場合の Case1～Case 2 における消費電力を図 5-2 に示す。結果から分かるように赤色と灰色で示した PTC 電気ヒータとバッテリーヒータの使用量が実際に車両の走行に必要な電力と比べてかなり大きいことが分かる。それは、熱負荷の大きい環境条件で更に増大する。ところで、図 5-3 に電気ヒータをなるべく使用しないようにその代わりにヒートポンプを用いた場合の結果を示す。緑色と黄色で示されたようにヒートポンプは COP が 1 より大きくヒートポンプを用いたことにより図 5-2 で赤色と灰色で表せられていた電気ヒータの使用電力が大幅減少していることが分かる。特に、CASE8 の場合、従来の電気ヒータのみの場合より 25.6%も消費電力が減少する結果となった。しかし、結果から分かるようにヒートポンプを用いたとしても緑色と赤色の結果を比較すると、PTC ヒータの消費電力量が未だに大きいことが分かる。ここで、本研究で提案する PCM モジュールを用いてヒートポンプの霜取り運転時

の PTC ヒータの使用を減らすことにより図 5-4 に示すように、更に消費電力の低減ができる。その結果、CASE 8 では従来の PTC ヒータのみの場合と比べ、35.3%も消費電力の削減ができることが分かった。本研究の結果を用いて、今後の FUTURE WORK として PCM 相変化温度の高い材料の適用のできるような工夫と PCM モジュールの軽量化及びバッテリーバックからの廃熱の回収及び更に連携した総合熱管理手法の提案などが期待できる。

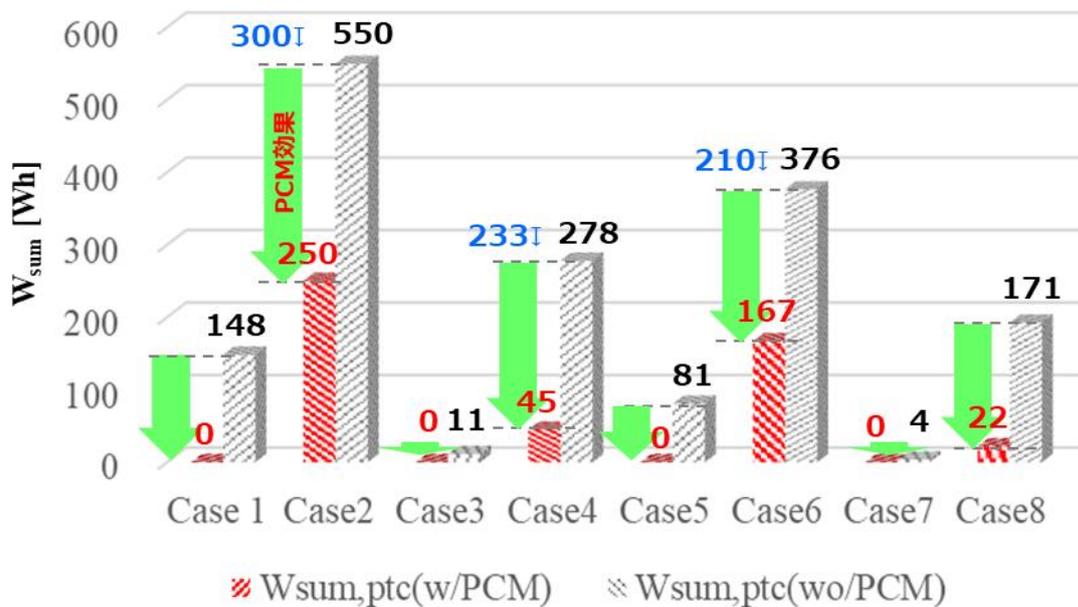


Fig.5-1 Electric consumption comparison between with and without PCM module

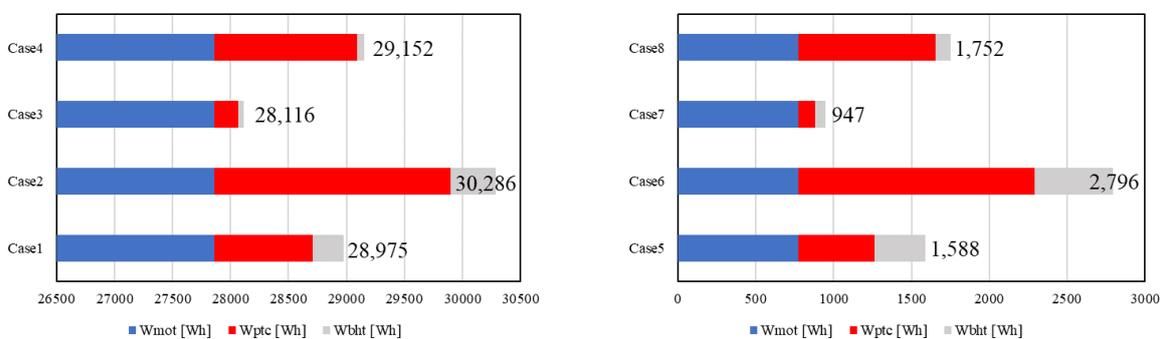


Fig.5-2 Electric consumption results of electric heater without heat pump

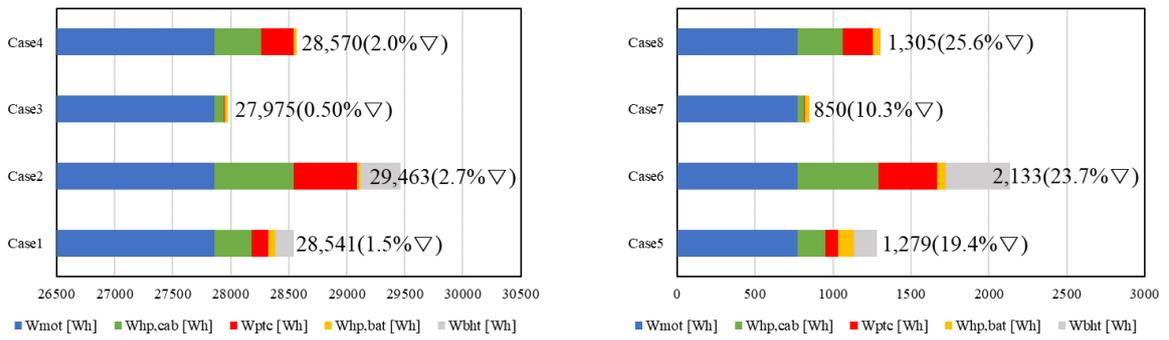


Fig.5-3 Electric consumption results of electric heater with heat pump

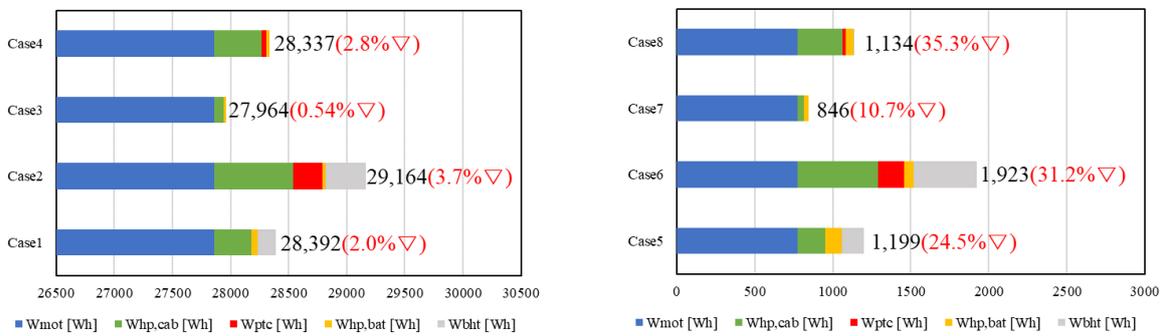


Fig.5-4 Electric consumption results of PCM module with heat pump

第6章 参考文献

- [1] M.A. Hannan, M. Hoque, A. Hussain, Y. Yusof, P.J. Ker: “State-of-the-art and energy management system of lithium-ion batteries in electric vehicle applications;issues and recommendations”, IEEE Access(2018)
- [2] Ziqi Zhang, Dandong Wang, Chengquan Zhang, JiangpingChen: “Electric vehicle range extension strategies based on improved AC system in cold climate-A review”, International Journal of Refrigeration 88(2018), pp141-150
- [3] Pamela Vocale, Gian Luca Morini, Marco Spiga: “Influence of outdoor air conditions on the air source heat pumps performance”, Energy Procedia 45(2014), pp653-662
- [4] Mohammed Amer, Chi-Chuan Wang: “Review of defrosting methods”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 73(2017), pp53-74
- [5] Carrie Kowsky, Edward Wolfe, Sourav Chowdhury, Debashis Ghosh, Mingyu Wang: “PCM Evaporator with Thermosiphon”, SAE Technical papers-April (2014)
- [6] N.Javani, I.Dincer, G.F.Naterer, G.L.Rohrauer: “ Modeling of passive thermal management for electric vehicle battery packs with PCM between cells”, Applied Thermal Engineering 73(2004), pp307-316
- [7] Gi-Heon Kim, Jeff Gonder, Jason Lustbader, Ahmad Pesaran: “Thermal management of batteries in advanced vehicles using Phase-Change Materials”, Sustainability-the future of transportation EVS23,Anaheim,California USA(2007)
- [8] Mingyu Wang, Timothy Craig, Edward Wolfe: “Integration and validation of a thermal energy storage system for electric vehicle cabin heating”, SAE Technical papers(2017)
- [9] OumSaad Abdulsalam, Budi Santoso, Dwi Aries: “ Cooling load calculation and thermal modeling for vehicle by MATLAB”, International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology Vol.4, Issue 5,(2015)
- [10] Ji Soo Park, Jae Young Han, Sung-Soo Kim, Sang Seok Yu: “Characteristic of cabin temperature according to thermal load condition of heat pump for electric vehicle”, Trans. Korean Soc. Mech Eng.B, Vol.40, No.2(2016), pp85-91
- [11] J.M. Lee, H.J. Yang, J.W Seo, S.H. Kim, G.S. Jang: “Study on vehicle cabin thermal heat load simulation and experimental validation”, KSAE(2013), pp742-747
- [12] J.W. Kim, Y.G. Shin: “Temperature management of EV battery cell by optimal operating scheduling”, KSAE Vol.27, No.7(2019), pp509-519
- [13] R.Van. Haaren: “Assessment of electric cars’ range requirements and usage patterns based on driving behavior recorded in the national household travel survey of 2009”, Solar Journey, (2011)
- [14] Kinga Pielichowska, Kizysztof Pielichowski: “Phase change materials for thermal energy storage”, Progress in Materials Science(2014)
- [15] C. Velez, M. Khayet, J.M. Ortiz de Zarate: “Temperature dependent thermal properties of solid/liquid phase change even-numbered n-alkanes: n-hexadecane, n-octadecane and n-eicosane”, Applied Energy 143(2015), pp383-394
- [16] P. Pongsoi, S. Pikulkajorn, S. Wongwises: “Heat transfer and flow characteristic of spiral fin and tube heat exchanger: A review”, International Journal of Heat and Mass transfer,79(2014), pp417-431
- [17] Y.X. Tao, S. Jia: “ A critical review of properties and models for frost formation analysis”, HVAC&R Research Vol.10,No.4(2004), pp393-420
- [18] M. Song, C. Dang: “Review on the measurement and calculation of frost characteristics”, International Journal of Heat and Mass transfer,124(2018), pp586-614
- [19] Y.B. Lee, S.T. Ro, “Frost formation on a vertical plate in simultaneously developing flow”, Experimental Thermal and Fluid Science,26,(2002), pp939-945
- [20] K.S. Lee, G.W. Kim, S. Jhee: “An experimental study of behavior of defrosting on the fin-tube heat exchanger”, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering Vol.10,No.6(1998), pp649-657
- [21] Y.C. Park, K.R. Kwon: “Parametric study on performance of an automotive air conditioner”, Journal of Korean Society for Power System Engineering 6(4)(2002), pp16-22
- [22] M.H. Park, S.C. Kim, “Heating performance characteristics of High-Voltage PTC heater for an electric vehicle”, Energies,10,(2017)
- [23] G. Zhou, H. Li, E. Liu, B. Li: “Experimental study on combined defrosting performance of heat pump

- air conditioning system for pure electric vehicle in low temperature”, *Applied Thermal Engineering* 116(2017), pp677-684
- [24] Kohei Umezu, Hideo Noyama: “Air-conditioning system for electric vehicles(i-MiEV)”, *SAE Automotive Refrigerant & System efficiency symposium*(2010)
- [25] J. Jeffs, A. McGordon, W.D. Widanage, S. Robinson, A. Picarelli: “Use of a thermal battery with a heat pump for low temperature electric vehicle operation”, *IEEE Power and Propulsion Conference(VPPC)*(2018)
- [26] J. Jeffs, A. McGordon, A. Picarelli, S. Robinson, W.D. Widanage: “System level heat pump model for investigations in to thermal management of electric vehicles at low temperatures”, *Proceeding of the 13th international modelica conference*(2019)
- [27] T. Kiss, J. Lustbader, D. Leighton: “Modeling of an electric vehicle thermal management system in MATLAB/Simulink”, *SAE Technical paper*(2015),2015-01-1708
- [28] J. Januemont, N. Omar, P.V. Bassche, J. Mirelo: “Phase change materials(PCM) for automotive applications; A review”, *Applied Thermal Engineering* 132(2018), pp308-320
- [29] M. Wang, E. Wolfe, T. Craig, T. Laclair: “Design and testing of a thermal storage system for electric vehicle cabin heating”, *SAE Technical paper*(2016), 2016-01-0248
- [30] E. Moallem, L. Cremaschi, D. E. Fisher, S. Padhmanabhan: “Experimental measurements of the surface coating and water retention effects on frosting performance of microchannel heat exchangers for heat pump systems”, *Experimental Thermal and Fluid Science* 39(2012), pp176-188
- [31] S. Mat, A.A. Al-Abidi, K. Sopian, M.Y. Sulaiman, A.T. Mohammad: “Enhance heat transfer for PCM melting in triplex tube with internal-external fins”, *Energy Conversion and Management* 74(2013), pp223-236
- [32] A.A. Al-Abidi, S. Mat, K. Sopian, M.Y. Sulaiman, A.T. Mohammad: “Internal and external fin heat transfer enhancement technique for latent heat thermal energy storage in triplex tube heat exchangers”, *Applied Thermal Engineering* 53(2013), pp147-156
- [33] Y.K. Park, M.Y. Ha: “An experimental study on the performance improvement of an R32 inverter heat pump system”, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering* Vol.26,No.11(2014), pp547-552
- [34] J.S. Park, J.Y. Han, S.S. Yu: “Simulation of cooling and heating load using heat pump system model for electric vehicle”, *KSAE*(2014), pp490-491
- [35] A. Leoni, M. Mondot, F. Durier, R. Revellin, P. Haberschill: “State-of-the-art review of frost deposition on flat surfaces”, *International Journal of Refrigeration* 68(2016), pp198-217
- [36] C.J.L. Hermes, R.O. Piucco, J.R. Barbosa, C. Melo: “A study of frost growth and densification on flat surfaces”, *Experimental Thermal and Fluid Science* 33(2009), pp371-379
- [37] X. Wu, S. Hu, F. Chu: “Experimental study of frost formation on cold surfaces with various fin layouts”, *Applied Thermal Engineering* 95(2016), pp95-105
- [38] N.M. Park, J.S. Shin, B.Y. Chung, B.S. Kim: “A new dynamic VRF heat pump simulation including frosting and defrosting models”, *Transactions of the KSME C Industrial Technology and Innovation* Vol.3,No.1(2015), pp1-13
- [39] M.Y. Lee, H.S. Lee, Y.H. Jang, Y.C. Kim: “Numerical analysis on the frosting performance of a fin-tube evaporator for a refrigerator”, *KSME-B* Vol.32,No.4(2008), pp307-316
- [40] X.M. Guo, Y.G. Chen, W.H. Wang, C.Z. Chen: “Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system”, *Applied Thermal Engineering* 28(2008), pp2267-2278
- [41] A. Steiner, R. Rieberer: “Parametric analysis of the defrosting process of a reversible heat pump system for electric vehicles”, *Applied Thermal Engineering* 61(2013), pp393-400
- [42] C.S. Park, H.S. Lee: “A patent trend of climate control system for electric vehicles”, *The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineering of Korea*(2016), pp299-300
- [43] S.J. Yoon, S.H. Kang, H.K. Kim, I.H. Kim: “Development of high-efficiency cooling and heating system for an electric vehicle mileage increase”, *KSAE*(2017), pp1271-1279
- [44] H. Ohno, J. Hatakeyama, M. Nagata, T. Maeda: “Development of waste thermal energy recovery heat pump”, *Calsonic Kansei Technical Review* Vol.11(2014)
- [45] A. Hauer, H. Mehling, P. Schossig, M. Yamaha, L. Cabeza, V. Martin, F. Setterwall: “Advanced thermal energy storage through phase change materials and chemical reactions-feasibility studies and demonstration projects”, *Energy Conservation through Energy Storage Annex 17*(2001)
- [46] 松野孝充: “自動車の熱管理技術と課題”, *Totota Technical paper*(2014)

- [47] H.相田、T.井原、M.永山、Y.吉田、R.松橋、T.村瀬、K.三木、G.長尾、M.木下: “Energy-saving effect by control of the car temperature”, Proceedings of the Conference on Energy, Economy and Environment(2004), pp431-434

謝辞

ついにこの日を迎えることが出来ました。2015年のある日、突然飛原先生に博士課程への希望をお伝え、先生にご相談させて頂いたことが思い出せます。その日からこの5年と6ヶ月間のことを思い返してみると、多くの方々に助けていただいたからこそ、今があるのだと思います。ここに感謝の意を表します。

飛原先生には、いつも適切なご指導をいただき、大変お世話になりました。2008年留学生として修士課程からこの博士課程まで私に勉学面だけではなく生活面と社会人としての正しい姿という面でも、常に耳を傾けて相談にのっていただき、本当にありがとうございました。先生の研究への考え方と情熱は、研究者として私にも非常に勉強になりました。今後、先生から教わった学問のことはもちろん社会に活かしていけるように、また飛原研究室の卒業生として誇りになるように頑張りたいと思います。自分で考えながら適切な研究の方向を示すということの大事さと常に考える力が身に付いたと思います。大変参考になりました。

党先生には、特に予備審査と最終審査の準備で、大変お世話になりました。結果の考察の仕方、実験結果のまとめ方など非常に詳細にお話ししていただいたおかげで、最後まで研究をまとめることができました。そして、色々書類の手続きなどもサポートして頂き感謝しています。

斎藤さんには、実験で色々お世話になりました。テストセクション作りと実験装置の予備実験に色々サポート頂き、本研究で一番大事なPCMモジュールの実験評価ができました。また、すれ違うたびに、いつも明るい笑顔で手伝って頂き感謝します。

そして、長い留學生活と日本での生活を支えていただいた家族に感謝いたします。また、最後に神様に感謝します。この研究生活で、出会った方々、支えていただいた方々みなさまに感謝し、本文の締めくくりとさせていただきます。

本当に、ありがとうございました。