

CO₂ヒートポンプを用いた熱マネジメントシステムの 性能評価

伊藤, 大芽

九州大学大学院総合理工学府総合理工学専攻機械・システム理工学メジャー

<https://hdl.handle.net/2324/6788209>

出版情報 : Kyushu University, 2022, 修士, 修士
バージョン :
権利関係 :



令和4年度

修士論文

CO₂ヒートポンプを用いた
熱マネジメントシステムの性能評価

九州大学大学院総合理工学府
総合理工学専攻
機械・システム理工学メジャー
熱エネルギー変換システム学研究室

伊藤大芽

指導教員 宮崎隆彦

提出年月日 令和5年2月7日

目次

第 1 章 序論	1
1.1 研究背景	1
1.2 CO ₂ ヒートポンプサイクル	6
1.3 従来の研究	9
1.3.1 CO ₂ ヒートポンプシステムに関する従来の研究	9
1.3.2 電気自動車に関する従来の研究	10
1.4 本研究の目的および論文の構成	11
第 2 章 実験装置および実験方法	12
2.1 実験装置	12
2.1.1 実験ループ	12
2.1.2 圧縮機	14
2.1.3 膨張弁	15
2.1.4 ガスクーラー	17
2.1.5 蒸発器	19
2.1.6 過熱度コントローラー	21
2.1.7 恒温槽	22
2.1.8 熱源水	23
2.2 測定方法及びデータ収集方法	24
2.2.1 温度の測定	24
2.2.2 圧力の測定	24

2.2.3	流量の測定	26
2.2.4	圧縮機投入電力及び周波数の測定	27
2.2.5	測定データの収集方法	28
2.3	実験条件及び実験方法	29
2.3.1	実験条件	29
2.3.2	実験方法	31
2.4	実験データの整理方法	33
2.4.1	圧縮機諸効率の算出	33
2.4.2	冷却能力・加熱能力の算出	33
2.4.3	成績係数の算出	34
2.4.4	蒸発器内部の $T-Q$ 分布の算出	36
第3章	実験結果	38
3.1	各種実験値	38
3.2	熱交換器内部の $T-Q$ 分布の算出	42
3.3	ヒートバランス	49
3.4	サイクル性能特性	50
3.4.1	各実験条件が P-h 特性に及ぼす影響及び比較	50
3.4.2	熱交換量の比較	54
3.4.3	COP の比較	57
3.5	圧縮機効率特性	63

第4章 総括	67
謝辞	68
参考文献	70

記号

本論文中に使用する主な記号と添え字は以下の通りである.

記号

P	圧力	[kPa]
T	温度	[K]
h	比エンタルピー	[kJ / kg]
s	比エントロピー	[kJ / kg K]
u	比内部エネルギー	[kJ / kg]
h_{lg}	蒸発潜熱	[kJ / kg]
E	投入電力	[kW]
ϕ	エネルギー流量	[kW]
w	流速	[m / s]
\dot{m}	質量流量	[kg / s]
m	質量	[kg]
M	流体質量	[kg]
G	質量流速	[kg / m ² s]
Q	熱流量	[kW]
v	比体積	[m ³ / kg]
ρ	流体密度	[kg / m ³]
D	厚さ	[m]
D_h	水力直径	[m]
ε_r	パイプの粗さ	[m]
L	パイプの長さ	[m]
A	断面積	[m ²]
S	熱伝達面積	[m ²]
V	流体体積	[m ³]
c_p	平均定圧比熱	[kJ / kg K]
c	比熱	[kJ / kg K]

k	熱伝導率	[kW / m K]
α	熱伝達率	[kW / m ² K]
N	回転数	[r / min]
σ	表面張力	[N / m]
σ_{sb}	ステファン・ボルツマン定数	[kW / m ² K ⁴]
ν	動粘度	[m ² / s]
μ	粘度	[Pa s]
F_{visc}	粘性摩擦力	[N / m ²]
t	時間	[s]
τ	時定数	[s]
x	乾き度	[-]
Re	レイノルズ数	[-]
Nu	ヌセルト数	[-]
Pr	プラントル数	[-]
Bo	ボンド数	[-]
f	摩擦係数	[-]
η_{shape}	パイプ形状係数	[-]
C_D	流出係数	[-]
B_L	層流の圧縮比	[-]
ε	放射率	[-]
COP	成績係数	[-]
η	効率	[-]

添え字

S	熱源
R	冷媒
EVA	蒸発器
GC	ガスクーラー
comp	圧縮機
inv	インバータ

s	圧縮機入口
d	圧縮機出口
c	冷却
h	加熱
adi	断熱圧縮
sys	システム
cyc	サイクル
in	入口
out	出口
W	パイプ壁面
R	制限絞り
*	入口 or 出口
*	液体 or 蒸気
M	二相混合
SL	飽和液
SV	飽和蒸気
I	パイプ内部
work	仕事
ideal	理想的
avg	平均

第1章 序論

1.1 研究背景

近年,地球温暖化の進行が問題視されている。地球温暖化の主な原因とされているのが,温室効果ガスである。2019年における世界の温室効果ガス排出量は約335億トンであり,日本は世界5位の排出量である3.2%を占めている。詳細を図1.1.aに示す。経済成長により世界中にエアコンやテレビなどの家電製品の普及が進むことで,世界的に電力消費量は増加している。それに伴い,温室効果ガスの排出量も増加の一途を辿っている。温室効果ガスの排出量が現状のまま高い水準で推移した場合,2100年までに最大5.7℃上昇すると予想されている。詳細を図1.1.bに示す。気候変動による今後の影響を避けるためには,温室効果ガス排出の抑制が必須である。

エアコンや給湯器などの機器には,ヒートポンプサイクルと呼ばれる低温側から高温側に熱を汲み上げる装置が用いられている。このような装置には熱媒介物質として一般にフロン類が使用されており冷媒と呼ばれ,地球温暖化やそれに付随する気候システムの変化といった地球環境問題が世界的な課題となるにつれて,冷凍,空調,ヒートポンプ等の作動流体として用いられる冷媒が環境に及ぼす影響が問題視され始めている。

1970年代半ば,人工フロンがオゾン層破壊を引き起こすことが明らかとなった。そこで,1985年にオゾン層保護を目的としてウィーン条約⁽¹⁾が制定された。更に1987年にウィーン条約に基づき,オゾン層破壊のおそれがある物質の指定・製造・消費・貿易を目的としたモントリオール議定書⁽²⁾が採択され,特定フロンであるCFC(クロロフルオロカーボン)系冷媒およびHCFC(ハイドロクロロフルオロカーボン)系冷媒が塩素を有することからオゾン層保護のため,CFC系冷媒は全廃,HCFC系冷媒は先進国において2020年を境に廃止することが決定した。このような背景から代替冷媒としてオゾン層破壊効果がないHFC(ハイドロフルオロカーボン)系冷媒が開発,利用されるようになった。しかし,HFC系冷媒はオゾン層破壊係数(ODP)は0であるのに対し,温室効果能力を示す地球温暖化係数(GWP)が基準である二酸化炭素の数倍以上と非常に高く,かつ長期間大気に安定的に存在することから,1997年の京都議定書⁽³⁾で排出制限がなされた。また,2015年のパリ協定および2016年のモントリオール議定書の改正(キガリ改正)により,HFC系冷媒の生産・消費の段階的削減が義務化されることとなった。それにより2019年には先進国を対象に削減が開始され,2036年までに消費量の基準から85%の段階的削減が決定された。詳

細を図 1.1.c に示す。

日本において、エネルギー消費量の減少および電力の低炭素化等による CO₂ 排出量の減少により、温室効果ガス排出量は減少している一方で、CFC 系冷媒および HCFC 系冷媒から HFC 系冷媒への移行が進んだことで、HFC 系冷媒は増加しており、HFC 系冷媒を含むフロン類の排出抑制が地球温暖化対策上喫緊の課題となっている。

現在 HFC 系冷媒は空調機器に用いられており、途上国を中心に空調機器の普及率は上昇する見通しである。しかし、HFC 系冷媒について、議定書に基づき削減していく必要がある。また、今後さらなる規制が行われる可能性もある。そこで、現行の HFC 系冷媒より GWP の低い代替冷媒の利用を促進する必要がある。

このように、今後冷媒に対する規制が厳しくなっていくことは容易に想像できる。しかし、代替冷媒である HFC 系冷媒が空調機器の冷媒として使用されているのが現状である。そこで、オゾン層破壊への影響が無く温室効果も HFC 系冷媒と比較し非常に小さい自然冷媒が注目されている。自然冷媒の代表例は、アンモニア (NH₃)、水 (H₂O)、炭化水素系 (HC)、二酸化炭素 (CO₂) などが挙げられる。アンモニア (NH₃) はフロン類が普及する以前、熱伝達率が優れており使用冷媒が少量で済む点や冷凍・空調用温度での COP (Coefficient of Performance) が優れている点から、冷媒として一般的に使用されていたが、冷却温度-30°C以下の環境下において性能が低いことや毒性・臭気性があり、人体への影響が問題視された背景などがあり、フロン類が冷媒として使用されるようになった背景がある。水 (H₂O) は無毒・無臭であり、可燃性が無く安全な冷媒として使用できるが、エネルギー効率が優れないという欠点がある。炭化水素系 (HC) はイソブタン (C₄H₁₀) などがあり、無臭であることやエネルギー効率が低い特徴があるが、可燃性を伴うという懸念点がある。二酸化炭素 (CO₂) は蒸気潜熱及び蒸気密度が大きいため、(1) 単位排除容積あたりの冷凍能力は高い、(2) 定圧比熱および熱伝導率が比較的大きく、粘度が小さいため伝熱特性は優れている、(3) 気液密度比が低いため、蒸発器内の冷媒分配は比較的均等になる、(4) 作動圧力および密度が高いため、システムのコンパクト化が可能である、(5) 冷媒区分が A1 (不燃・無毒) のため安全である、などの優れた性質を有しており、次世代冷媒の候補として有望視されている。現在、二酸化炭素 (CO₂) を用いたヒートポンプシステムは既に給湯器として実用化されており、更なる展望として自動車用空調機や家庭用及び商用の空調機への展開がされ始めている。

自動車業界に注目すると、近年地球温暖化対策の為温室効果ガス排出抑制への取り組み

として電動モーターにより走行する電気自動車や電動モーターと内燃機関を併用して走行するハイブリッド車が発展している。経済産業省のモビリティの構造変化と 2030 年以降に向けた自動車政策の方向性に関する検討会の資料⁽⁴⁾によると日本において 2021 年は EV・PHEV・FCV・HV の販売比率が 0.8%ほどであるが、2030 年には EV・PHEV を 20~30%、FCV を~3%のシェアへと拡大することが目標とされ、2035 年には EV・PHEV・FCV・HV の販売比率を 100%にすることが目標とされている。以上のことから、今後内燃機関を用いるガソリン車から電動モーターにより走行する電気自動車等の次世代自動車への転換を図る動きが加速していることがわかる。しかし、電気自動車は内燃機関でなく電動モーターによる駆動方式のため、低温環境下において暖房を使用する際に内燃機関からの排熱を利用できないことから電力消費量が増加してしまい、走行可能距離が大幅に減少してしまうこと、バッテリーのエネルギー密度がガソリン車に対して低いという問題点がある。

電気自動車に関する以上の課題を克服する手段の一つとして、気温が低い寒冷地における電気自動車内での空調使用時に、車内空調システムに二酸化炭素 (CO₂) ヒートポンプシステムを用いてより効率的に暖房する方法、さらに二酸化炭素 (CO₂) ヒートポンプシステム内の熱交換器を加温することにより空調システムの高性能化を図る方法に着目し評価を行った。

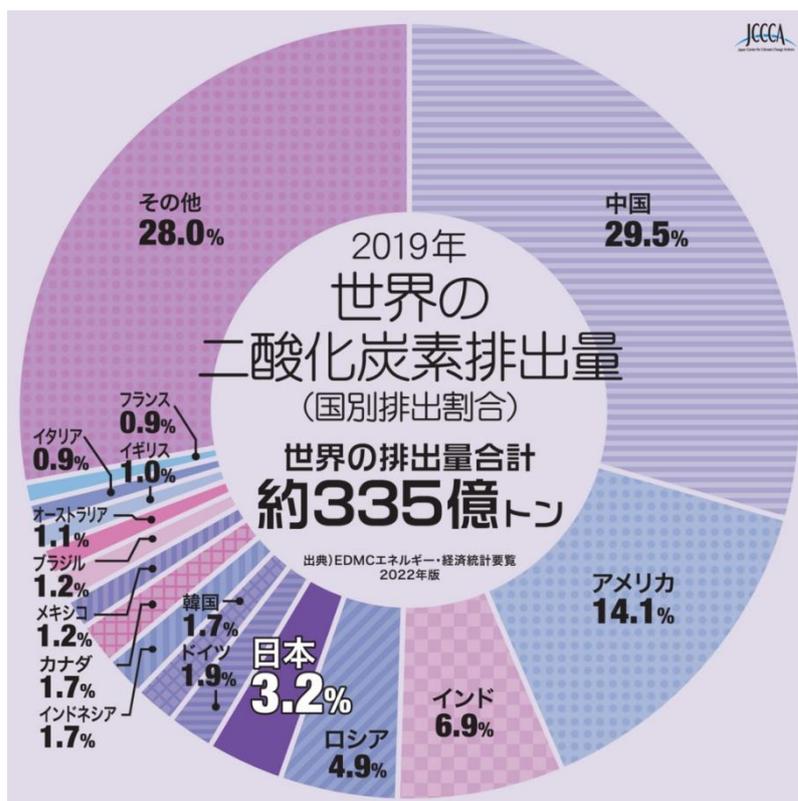


図 1.1.a 2019年における世界の温室効果ガス排出量⁽⁵⁾

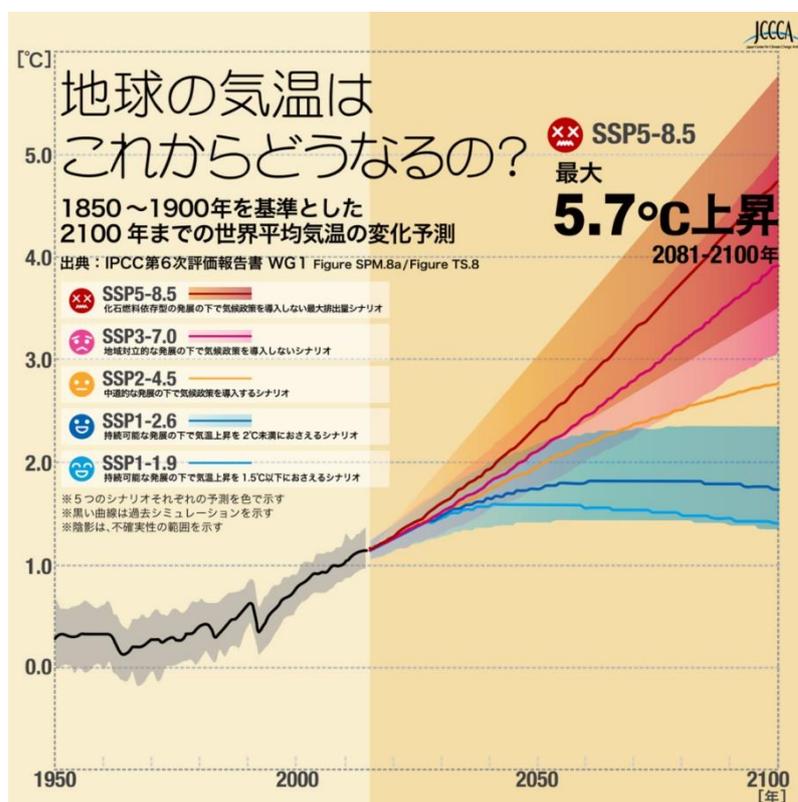


図 1.1.b 世界平均気温の変化予想⁽⁶⁾

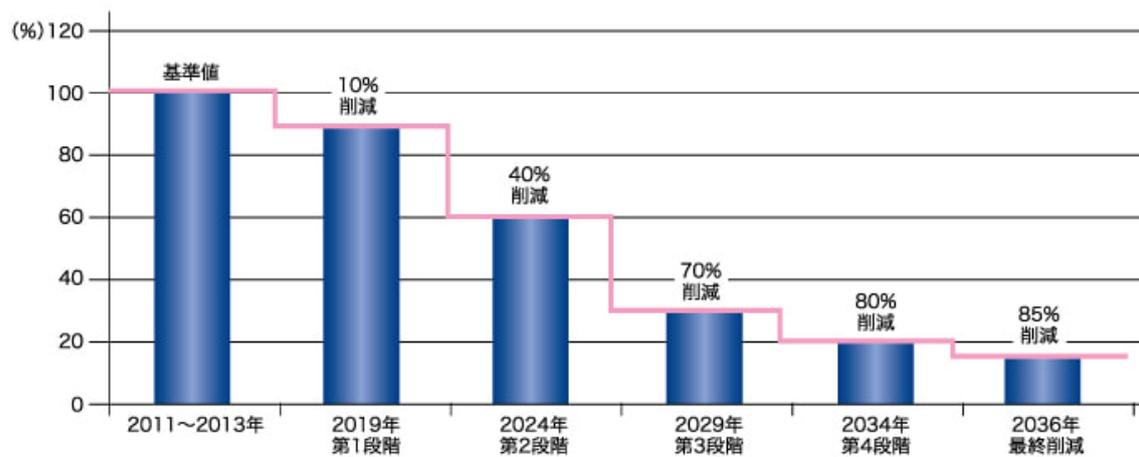


図 1.1.c キガリ改正議定書による HFC 系冷媒の段階的な削減スケジュール

1.2 CO₂ ヒートポンプサイクル

基本的な CO₂ ヒートポンプサイクルは、圧縮機、冷却器、膨張弁及び蒸発器から構成される。図 1.2.a に CO₂ ヒートポンプサイクルの T - s 線図の概略図を示す。

CO₂ は臨界温度が 31.1°C、臨界圧力が 7.38MPa であるため、冷媒として使用する際、冷凍サイクルの高圧側が臨界点 (critical point) を超えて 10MPa 程度、また低圧側が 3~4MPa 程度と非常に高い作動圧力となり、遷臨界サイクルと呼ばれるサイクルを構成する。このサイクルでは、超臨界状態においては、凝縮という相変化を伴わないため、連続的に温度が変化する (2→3 の変化)。すなわち、定圧比熱が極大値となる擬臨界温度が存在し、擬臨界点の付近では物性値が急激に変化することにより、高圧側の冷却器は従来の凝縮器と異なり、冷媒が出口へ進むにつれて連続的に非線形性の強い温度変化をする。一方、低圧側においては、CO₂ は亜臨界状態であるが、従来冷媒に比べて非常に高い蒸発圧力となる。

一般に、ヒートポンプ冷凍サイクルの省エネルギー性能は、成績係数 COP (Coefficient of Performance) を用いて評価される。COP とは、消費電力 1kW あたりの冷凍/加熱能力であり、この数値が大きいほど省エネルギーに優れている。冷凍能力を Q_c 、加熱能力を Q_h 、消費電力を E とすると、 COP_c 及び COP_h は式(1.2.a)及び(1.2.b)で表される。

$$COP_c = \frac{Q_c}{E} \quad (1.2.a)$$

$$COP_h = \frac{Q_h}{E} \quad (1.2.b)$$

ここに、理想的なサイクルあるいは完全密閉形の圧縮機を用いる場合は、式(1.2.c)の関係が成り立つ。

$$COP_h = COP_c + 1 \quad (1.2.c)$$

図 1.2.b に CO₂ 遷臨界サイクルの P - h 線図の概略図を示す。 h_1 を圧縮機入口における冷媒の比エンタルピー、 h_2 を圧縮機出口すなわち冷却器入口における冷媒の比エンタルピー、 h_3 を冷却器出口における冷媒の比エンタルピーとすると、 COP_h は式(1.2.d)で表される。

$$\text{COP}_h = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (1.2.d)$$

冷却器出口における冷媒温度は、熱源水入口温度に依存するため、一定温度に維持することが可能である。圧縮機出口付近の等エントロピー線の傾きがほぼ一定であるのに対し、冷却器出口付近の等温線の傾きは圧力の上昇に伴い変化する。そのため、高圧側圧力の上昇に伴い、 Δh_2 の増加はほぼ一定であるのに対し、 Δh_3 の増加は徐々に小さくなる。これより、従来の冷媒のサイクルと異なり、 CO_2 遷臨界サイクルの性能は高圧側の圧力及び温度条件に大きく影響されると考えられる⁽⁷⁾。

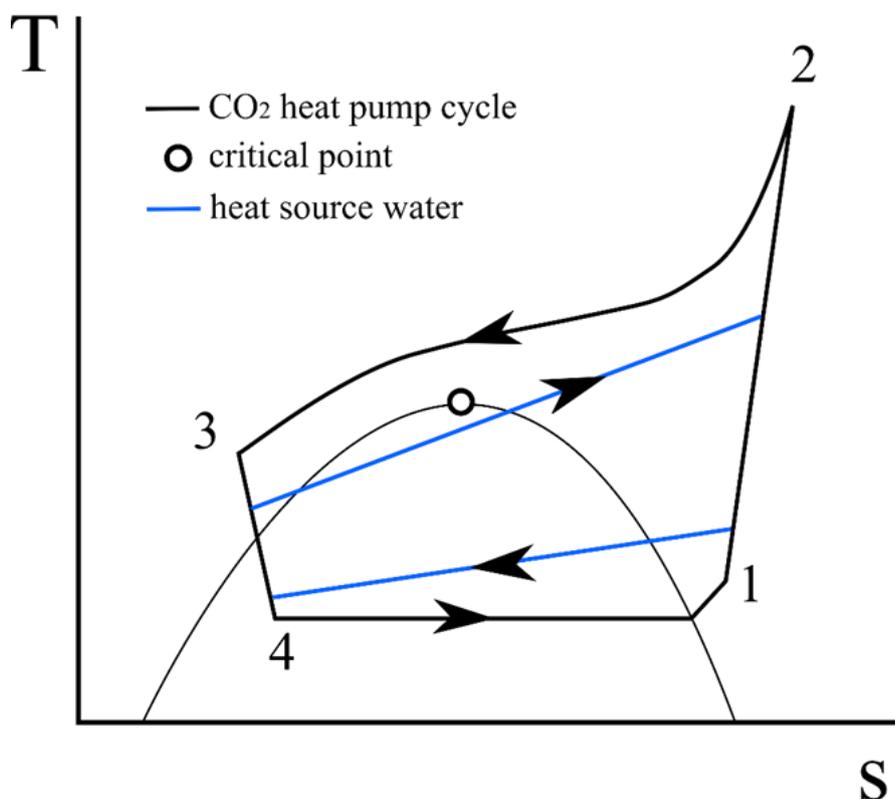


図 1.2.a CO_2 遷臨界ヒートポンプサイクルの T - s 線図

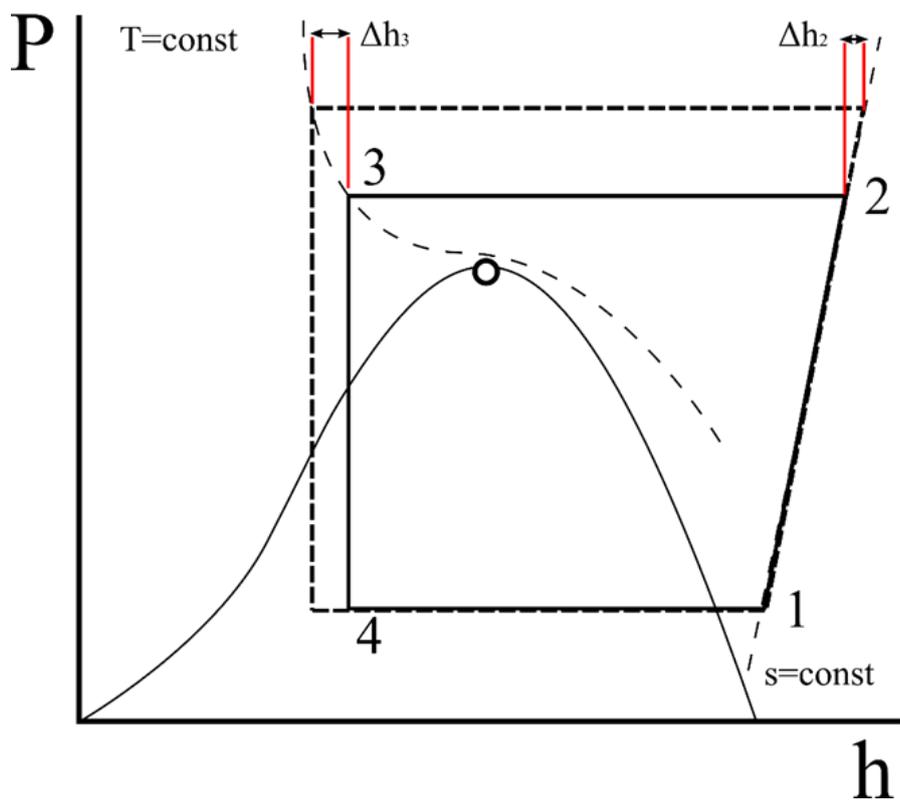


図 1.2.b CO_2 遷臨界ヒートポンプサイクルの $P-h$ 線図

1.3 従来の研究

本研究では、電気自動車における空調設備として CO₂ ヒートポンプシステムを用いる影響を調べる為圧縮機、冷却器、膨張弁、及び蒸発器から構成される基本的な CO₂ ヒートポンプシステムの性能解析を行い、更に CO₂ ヒートポンプシステムの更なる高効率化を目的として熱交換器加温を行うことによる影響を考察した。従って、CO₂ ヒートポンプシステムに関する従来の研究および電気自動車に関する従来の研究を紹介する。

1.3.1 CO₂ ヒートポンプシステムに関する従来の研究

本研究では、CO₂ ヒートポンプシステムの更なる高効率化を目的として熱交換器加温を行うことによる影響を考察した。従って、CO₂ ヒートポンプシステムに関する従来の研究を紹介する。

CO₂ は一般的に温室効果ガスの代名詞として知られているが、地球温暖化係数 (GWP) はフロン類と比較し GWP=1 と格段に低く、毒性や可燃性が無く無害なため近年、CO₂ は、オゾン層保護及び地球温暖化防止の観点から冷媒として見直されており、CO₂ を用いたヒートポンプシステムに関する研究は世界各国で盛んに行われている。

CO₂ 冷媒については、以前からカスケード冷凍機の低温側システムや二次冷媒としては利用されてきたが、カーエアコンやヒートポンプ、給湯システムについての研究は不十分であった。CO₂ 冷媒利用システムの開発は、ノルウェーの研究開発機関である SINTEF が先駆けであり、1988 年船舶用の冷凍機に使われていた CO₂ 圧縮機を倉庫から取り出しサイクルを組み立て始まったと言われている。CO₂ 冷媒に関する SINTEF の研究開発は基礎的なことから、給湯ヒートポンプ、カーエアコンなどの多岐にわたる開発を行った。

Lorentzen⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾は、1989 年に初めて「CO₂ 遷臨界サイクル」を考案し、1992 年に CO₂ を用いた自動車用空調システムの実験データを公表した。Lorentzen は高圧側の放熱過程で、CO₂ が連続的に温度変化を行うため、給湯に利用された場合、高効率のシステムであることを示した。

Nekså ら⁽¹¹⁾⁽¹²⁾は、CO₂ が給湯に利用された場合、R134a に対し 10~20%高い COP が得られると報告した。彼らは、CO₂ 給湯ヒートポンプが、電気給湯器やガス給湯器より、一次エネルギー消費が 75%以上低減できると報告した。また、給湯温度が 90°C 以上でも、CO₂ ヒートポンプシステムが問題なく運転できることを示した。

国内における研究開発は、国外に比べ出遅れていたが、急速な進展を見せ、2001年5月に世界で初めて自然冷媒のCO₂を利用した家庭用ヒートポンプ給湯器（エコキュート）が商品化された。これは、東京電力、デンソーと電力中央研究所が共同開発したものであった。⁽¹³⁾

濱田ら⁽¹⁴⁾は、CO₂ヒートポンプシステムを給湯器としてのみ用いる単機能型と暖房用途としても用いる多機能型の二種類の給湯器に対し性能評価を行い、両者ともに冬季に著しくCOPが低下すること、また暖房負荷の有無により多機能型は単機能型と比してさらに大きくCOPが低下すると報告した。

佐藤⁽¹⁵⁾らは、CO₂ヒートポンプ給湯器において中間ガスインジェクション機構及び一段側をロータリー圧縮式、二段側をスクロール圧縮式とした二段圧縮機を用いることで、外気温-25℃の条件下で単段圧縮機より加熱能力が約25%、COPが約50%上昇すると報告した。また、他温度条件との比較により中間ガスインジェクション機構と二段圧縮機を組み合わせたCO₂ヒートポンプシステムは温度差が大きい条件下で運転される用途で特に高い優位性があると報告した。

1.3.2 電気自動車に関する従来の研究

電気自動車は従来のガソリン車に対する環境負荷の懸念から近年目覚ましい技術開発が行われており、本項ではその一端を説明する。電気自動車は特に低温環境下において暖房負荷により電力消費量が大きくなり走行距離が大幅に減少するといった欠点が存在し、その課題を克服するために様々な研究が行われている。

井上ら⁽¹⁶⁾は、電気自動車における自動車空調への開発要件として暖房吹出し温度の高温化や防曇機能、小型・軽量化が要求されることをまとめ、それらの課題を解決する方法としてクーラント加熱電気ヒータやヒートポンプシステムの利用可能性を報告した。また自動車空調において最も消費動力比率が大きいのは圧縮機動力であり、自動車空調の省エネルギー化には圧縮機動力を低減する必要があると述べている。

加賀田ら⁽¹⁷⁾は、PTCヒータを搭載した電気自動車を暖房使用条件と暖房非使用条件の二条件で実走行させ、暖房使用時の航続距離は暖房非使用時の航続距離と比して半分ほどまで低下したと報告した。

角田⁽¹⁸⁾らは、電気自動車の消費電力を低減する為のシートヒータを用いる方法や内気循環率を高めてヒータ暖房を行う方法とヒートポンプシステムの省電力効果を比較するため

に実験を行い，それら既存の省電力方法よりヒートポンプは総消費電力及び起動時の初期電力負荷が低く高い省電力ポテンシャルを持つことを報告した．

1.4 本研究の目的および論文の構成

本研究においては，電気自動車における空調設備として CO₂ ヒートポンプシステムを用いる影響を調べる為圧縮機，冷却器，膨張弁，及び蒸発器から構成される基本的な CO₂ ヒートポンプシステムの性能解析を行い，CO₂ ヒートポンプシステム内の熱交換器を加温することによる影響を考察した．

本論文は本章を含め，全 4 章から構成される．

以下に本論文の構成を記載する．

第 1 章では，本研究の研究背景および従来研究についてまとめ，CO₂ ヒートポンプサイクルの特性，本研究の目的と概要を述べた．

第 2 章では，実験装置，測定方法，実験条件及び実験方法について説明した．また，実験データの整理方法についても説明した．

第 3 章では，実験結果について述べた．

第 4 章では，本論文の結論をまとめ，総括した．

第2章 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

本実験装置は不凍液を熱源とし、CO₂を冷媒として使用した蒸気圧縮式ヒートポンプである。

2.1.1 実験ループ

図 2.1.1.a に実験装置の概略図，図 2.1.1.b に実験装置の写真を示す。

本実験装置は冷媒ループ，および熱源水ループから成る。冷媒ループは，圧縮機（インバータ制御方式）①，油分離器②，ガスクーラー③，液溜め④，電子膨張弁⑤，蒸発器⑥から構成される。圧縮機①から吐出された冷媒は，油分離器②で圧縮機油を除去された後，ガスクーラー③で冷却され，液溜め④を通り，質量流量計で流量が測定され，電子膨張弁⑤で減圧される。その後，冷媒は蒸発器⑥で加熱され，過熱蒸気となり再び圧縮機①に戻る。主要要素機器出入口に設けられた混合室において，K型熱電対により冷媒温度，絶対圧変換器により冷媒圧力を測定している。

熱源水ループ⑦⑧において，恒温槽によって所定の温度に調節された熱源水は，ポンプにより，ガスクーラー③および蒸発器⑥に冷媒の流れとは逆向きに供給された後，電磁流量計で流量が測定され，熱源タンクに戻る。また，熱交換器出入口に設けられた混合室において，K型熱電対により熱源水温度を測定している。

また，圧縮機投入電力（インバータ入力および圧縮機入力）はデジタルパワーメーター（WT1800，YOKOGAWA）により測定される。

図 2.1.1.a のオイルセパレータ及びオイル戻りループに関して，ロータリー2段圧縮機では冷媒を圧縮して吐出する際に圧縮機内のオイルが漏れ出るため，オイルセパレータによりオイルを分離しオイル戻りループを通して吸入側から回収している。

実験装置には全体に断熱材を巻いている。

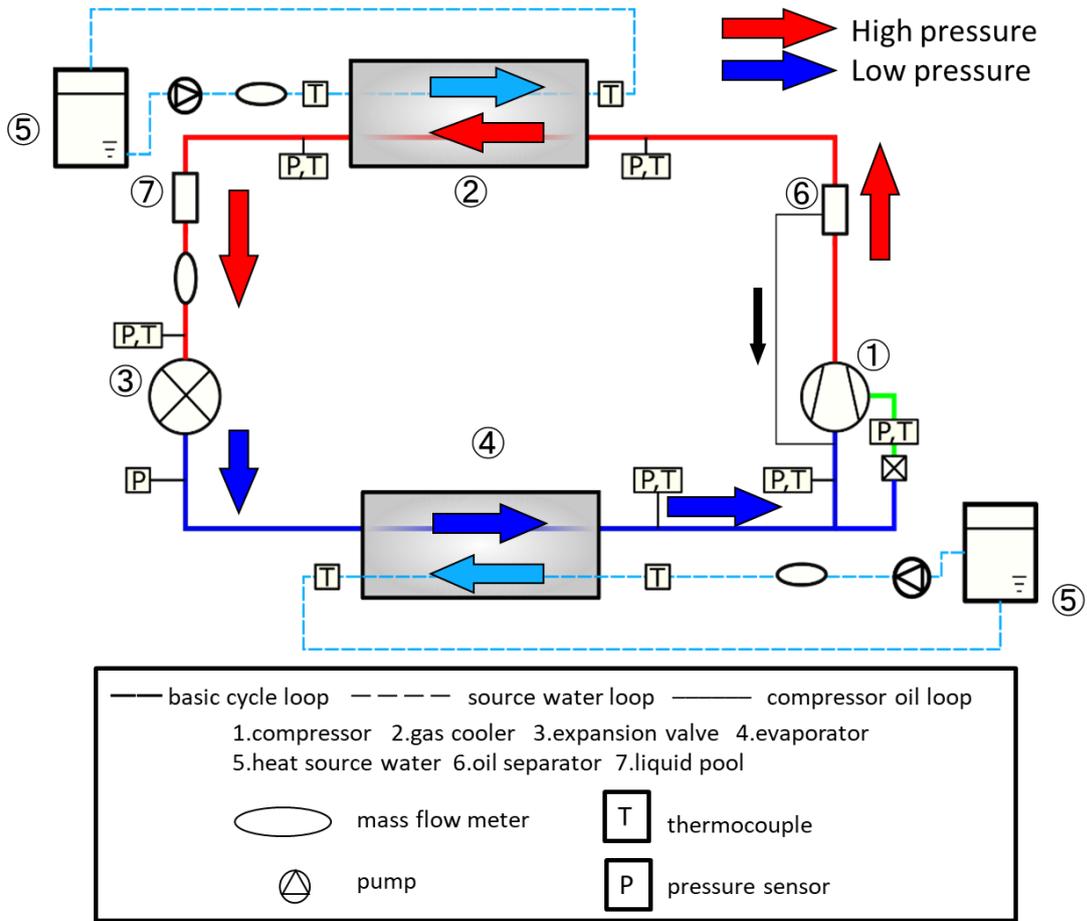


図 2.1.1.a 実験装置概略図

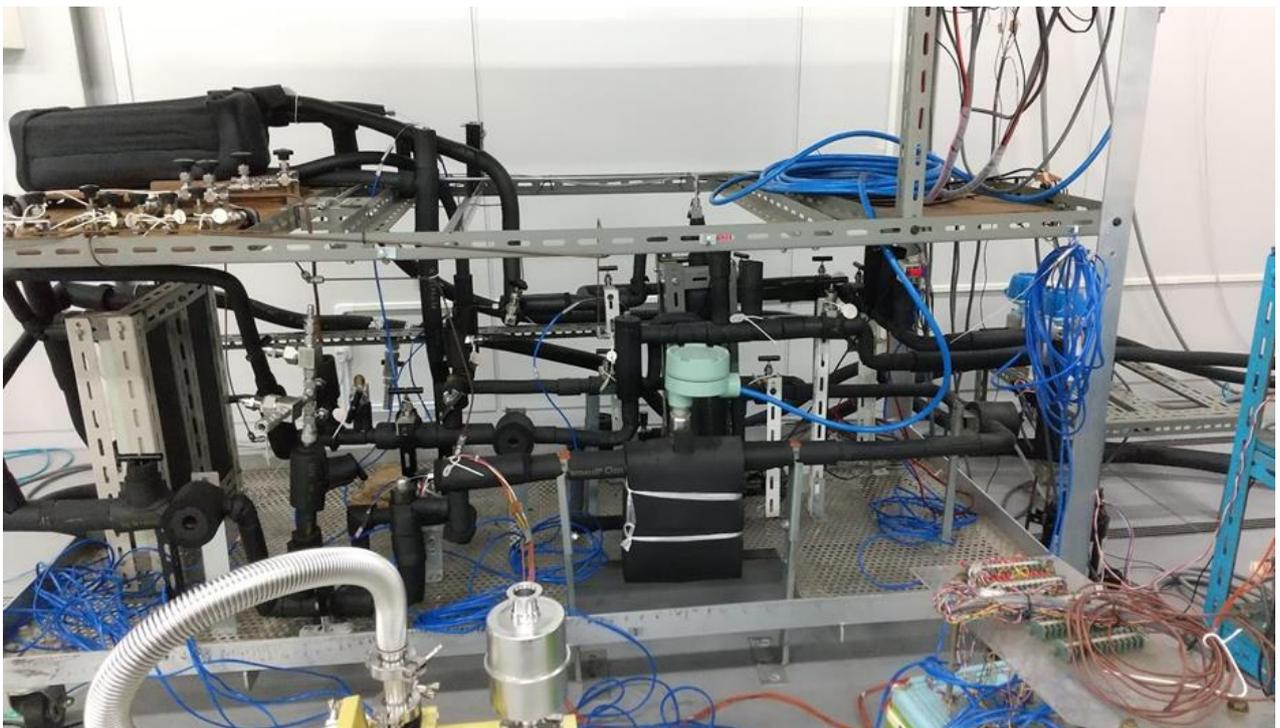


図 2.1.1.b 実験装置全体

2.1.2 圧縮機

本実験ではロータリー2段圧縮式の圧縮機を用いて実験を行った。本実験で使用した圧縮機の仕様および写真を表 2.1.2.a および図 2.1.2.a に示す。

表 2.1.2.a ロータリー2段圧縮機の仕様

タイプ	密閉型電動圧縮機
圧縮方式	ロータリー2段圧縮方式
定格出力 [W]	3000 (4極)
吐出圧力 (ゲージ圧力) [MPa MAX]	13
吐出温度 [°C MAX]	115
吸入温度 [°C MIN]	過熱度 0.5K 以上



図 2.1.2.a ロータリー2段圧縮機

2.1.3 膨張弁

本実験で使用した膨張弁の仕様および写真を表 2.1.3.a および図 2.1.3.a に示す.

表 2.1.3.a 膨張弁 I の仕様

駆動方法	4 相パルスモーター
使用冷媒	R744 (CO ₂)
接続配管径[mm]	6.35
最高使用圧力[MPa]	14
最高作動圧力差[MPa]	10
使用温度[°C]	-30 ~ 80
弁口径	φ 0.8
最小パルス	0
最大パルス	500

表 2.1.3.b 膨張弁 II の仕様

駆動方法	4 相パルスモーター
使用冷媒	R744 (CO ₂)
接続配管径[mm]	6.35
最高使用圧力[MPa]	14
最高作動圧力差[MPa]	10
使用温度[°C]	-30 ~ 80
弁口径	φ 1.0
最小パルス	0
最大パルス	500



図 2.1.3.a 膨張弁 I



図 2.1.3.b 膨張弁 II

2.1.4 ガスクーラー

本実験で使用した銅製のガスクーラーの仕様を表 2.1.4 に示し，図 2.1.4.a にガスクーラー断面の概略図，図 2.1.4.b にガスクーラーの写真を示す。

ガスクーラーは対向流型多管式熱交換器であり，内管には冷媒，環状部には冷却水が流れる．内管の本数は 3 本となっている．

表 2.1.4 熱交換器の仕様

ガスクーラー				
形状	対向流式多管式 (内管 3 本)			
有効伝熱面積	0.578 m ²			
	外径[mm]	内径[mm]	長さ[mm]	形状
外管	16.0	14.6	13600	平滑管
内管	4.4	2.8	13600	平滑管

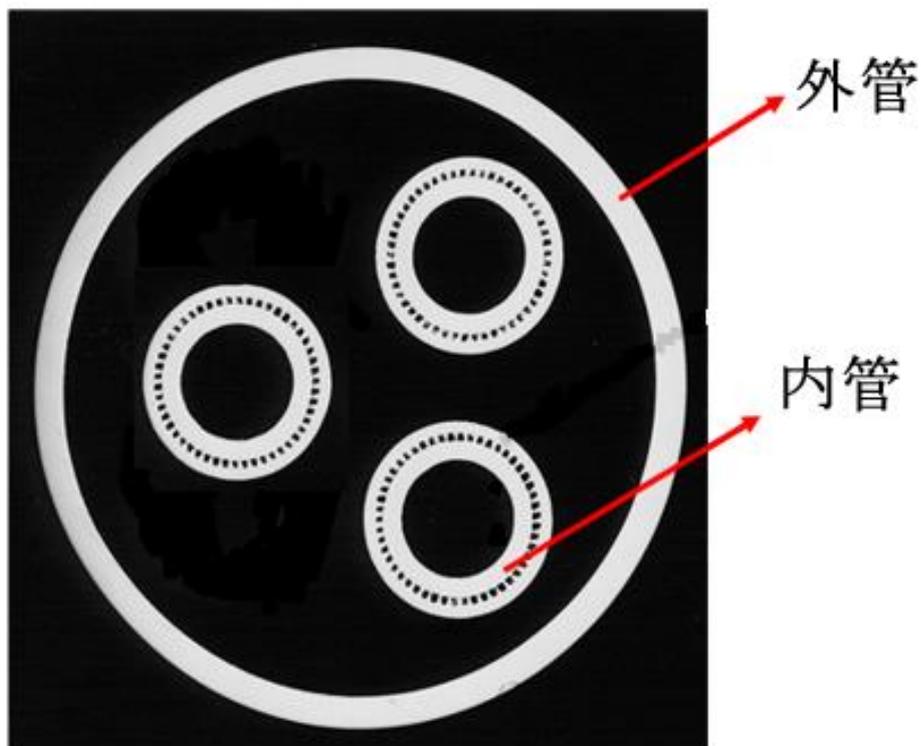


図 2.1.4.a ガスクーラー断面の概略図



図 2.1.4.b ガスクーラー

2.1.5 蒸発器

本実験で使用した銅製の蒸発器の仕様を表 2.1.5 に示し、図 2.1.5.a に蒸発器の概要図、図 2.1.5.b に蒸発器の写真を示す。

蒸発器はプレート式熱交換器であり、水 11 層、冷媒 10 層、計 21 層から構成されているものを二つ使用している。凸凹の波形パターンをプレス加工した金属製の熱交換プレートを複数枚積層し、その間を低温と高温の流体が交互に流れることで、熱交換が行われる。なお、図 2.1.5.a は蒸発器として使用した場合の冷媒及び熱源水の流れであり、冷却器として用いた場合では高温の流体が冷媒、低温の流体が熱源水となる。

表 2.1.5 熱交換器の仕様

蒸発器			
形状	プレート式		
有効伝熱面積	0.648 m ²		
寸法	高さ[mm]	幅[mm]	奥行[mm]
	434	90	35
層数	21 層 (水 11 層 + 冷媒 10 層)		

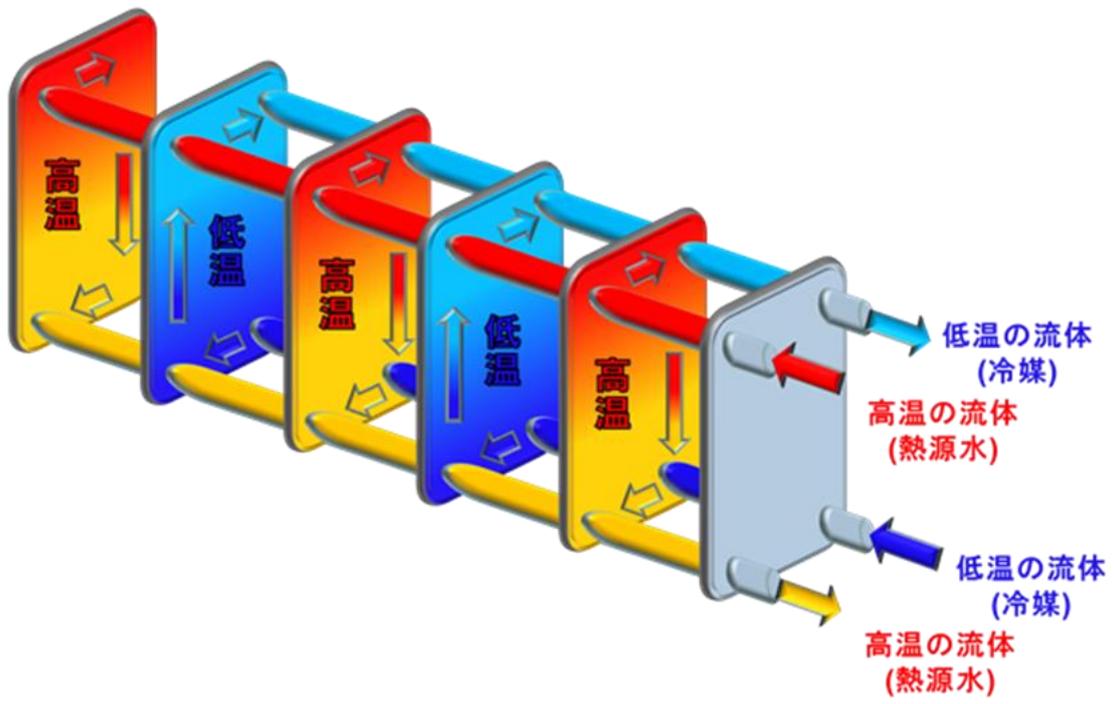


図 2.1.5.a 蒸発器の概要図



図 2.1.5.b 蒸発器

2.1.6 過熱度コントローラー

本実験で用いた過熱度コントローラーの写真を図 2.1.6 に示す。

本実験で用いた膨張弁はパルス数が大きくなるほど開面積が大きくなる。最小パルス 0 で全閉，最大パルス 500 で全開となり，自動制御を行う際はこの過熱度コントローラーはセンサーからフィードバックされた過熱度を一定に保つよう PID 制御によって膨張弁の開度を調整する。本実験では圧縮機入口で計測された温度および圧縮機入口圧力から求めた飽和温度の差として過熱度を計算しているが，この過熱度コントローラーでは付属のセンサーを蒸発器入口出口にそれぞれ取り付け蒸発器の入口出口温度を計測し，その温度差を過熱度として計算しているため誤差が生じる。そのため実験では冷媒飽和温度及び飽和圧力から求める前者の過熱度が実験条件と合う様に調整を行った。



図 2.1.6 過熱度コントローラー

2.1.7 恒温槽

本実験で使用した恒温槽の仕様を表 2.1.7 に示し、図 2.1.7 に恒温槽の写真を示す。

表 2.1.7 恒温槽の仕様

Type	T4600	
運転可能温度範囲[°C]	-30~120	
冷却方式	空冷	
温度設定分解能[°C]	0.1	
冷凍能力 (Ethanol) [kW]	20[°C]	4.60
	0[°C]	2.80
	-10[°C]	1.90



図 2.1.7 恒温槽

2.1.8 熱源水

本実験では熱源としてバーレルブライン E（松村石油株式会社）を用いており，表 2.1.8 に物性値を示す．

表 2.1.8 バーレルブライン E の物性値

温度 [°C]	蒸気圧 [kPa]	比熱 [kJ/kg・K]	熱伝導度 [W/m・K]	密度 [kg/m ³]	粘度 [mPa・s]
-30	-	2.43	0.286	1.143	160
-20	-	2.48	0.288	1.137	78
0	0.2	2.60	0.293	1.125	24
20	0.8	2.72	0.296	1.111	10
40	2.4	2.83	0.298	1.096	5.8
60	7.2	2.93	0.300	1.081	2.9
80	17	3.01	0.294	1.066	1.8
100	40	3.20	0.287	1.051	1.3
120	80	3.20	0.276	1.035	1.0
140	150	3.29	0.265	1.019	0.8
150	200	3.34	0.259	1.011	0.7
160	260	3.39	0.253	1.003	0.6

2.2 測定方法及びデータ収集方法

2.2.1 温度の測定

冷媒温度は，冷媒配管途中に設けられた混合室に挿入したシース径 1.0mm の K 型熱電対により測定される．熱源水温度は，熱源水配管途中に設けられた混合室に挿入したシース径 1.0mm の K 型熱電対により測定される．表 2.2.1 に熱電対の種類，検定範囲，精度および測定箇所を示す．

表 2.2.1 温度の測定

センサーの種類	検定範囲	精度	測定箇所	
シース K 型熱電対 (1.0mm OD)	-5 ~ 95°C	±0.05°C	冷媒	圧縮機出入口
				ガスクーラー出入口
				膨張弁出入口
				蒸発器出口
			熱源水	ガスクーラー出入口
				蒸発器出入口

2.2.2 圧力の測定

圧縮機出口（ガスクーラー入口），ガスクーラー出口および電子膨張弁入口における冷媒圧力は，フルスケール 20MPa の絶対圧変換器（PHS-200KA，（株）共和電業及び PHS-B-20MP，（株）共和電業）により測定される．電子膨張弁出口（蒸発器入口），蒸発器出口および圧縮機入口における冷媒圧力は，フルスケール 10MPa の絶対圧変換器（PHS-100KA，（株）共和電業及び PHS-B-10MP，（株）共和電業）により測定される．表 2.2.2 に圧力計の種類，測定範囲，精度および測定箇所を示す．また，図 2.2.2 に圧力測定ポートの写真を示す．

表 2.2.2 圧力の測定

センサーの種類	センサー名称	測定範囲	精度	測定箇所
絶対圧変換機	PHS-200KA	~20MPa abs	±0.22%	圧縮機出口
	PHS-B-20MP		±0.23%	ガスクーラー出口
	PHS-B-20MP		±0.20%	膨張弁入口
	PHS-100KA	~10MPa abs	±0.15%	蒸発器入口
	PHS-B-10MP		±0.16%	蒸発器出口
	PHS-B-10MP		±0.17%	圧縮機入口



図 2.2.2 圧力測定ポート

2.2.3 流量の測定

冷媒流量は、フルスケール 120kg/h のコリオリ流量計（CN010H-HY-200R, OVAL Corporation）により測定される。熱源水流量は、フルスケール 350kg/h の電磁流量計（EGM1050C, 東京計装株式会社）により測定される。表 2.2.3 に流量計の種類、測定範囲、精度及び測定箇所、図 2.2.3.a に質量流量計の写真、図 2.2.3.b に電磁流量計の写真を示す。

表 2.2.3 流量の測定

センサーの種類	測定範囲	精度	測定箇所
コリオリ流量計	24 ~ 120kg/h	±1.08%	膨張弁入口
電磁流量計	0 ~ 350/h	±1/h	ガスクーラー熱源水入口
			蒸発器熱源水入口



図 2.2.3.a 質量流量計の写真



図 2.2.3.b 電磁流量計

2.2.4 圧縮機投入電力及び周波数の測定

圧縮機投入電力（インバータ入力および圧縮機入力）および周波数は，デジタルパワーメーター（WT1800，YOKOGAWA）により測定され，イーサネットケーブルを介してコンピュータに取り込まれる．電力測定精度は $\pm(0.05\% \text{ of rdg} + 0.05\% \text{ of rng)}$ ，周波数測定精度は $\pm(0.06\% \text{ of rdg} + 0.1\text{mHz})$ である．デジタルパワーメーターの写真を図 2.2.4 に示す．



図 2.2.4 デジタルパワーメーター

2.2.5 測定データの収集方法

各センサーから送られた測定データはデータアキュイジションユニット（MX100, YOKOGAWA）により収集され、イーサネットケーブルを介してコンピュータに取り込まれる。システムが定常状態になってから、全チャンネルのサンプリングを1秒間隔で180回行い、各チャンネルの測定値はサンプリングの平均値とする。

2.3 実験条件及び実験方法

2.3.1 実験条件

以下に本研究で行った実験条件を示す.

表 2.3.1.a に本研究で基準とした実験条件を示す. この実験条件を基準にし, 遷臨界サイクルを実現するための実験条件を表 2.3.1.b に示す. また, 熱交換器加温を想定した実験条件を表 2.3.1.c, 表 2.3.1.d に示す.

各実験条件の表中において, 棒線が記されている条件に関しては実験を実施していないことを示す.

表 2.3.1.a 実験条件 I (基準)

		実験条件 (基準)		
圧縮機		ロータリー2段圧縮機		
過熱度[K]		5 (±1)		
圧縮機回転数[rpm]		2400		
EVA 熱源水 入口温度 [°C]		GC 熱源水入口温度 [°C]		
		5	10	15
5		○	-	-
10		-	○	-
15		-	-	○

表 2.3.1.b 実験条件Ⅱ

	実験条件Ⅱ		
圧縮機	ロータリー2段圧縮機		
過熱度[K]	6.17	5.78	5.89
圧縮機回転数[rpm]	2850	2550	2400
EVA 熱源水 入口温度 [°C]	GC 熱源水入口温度 [°C]		
	5	10	15
5	○	-	-
10	-	○	-
15	-	-	○

表 2.3.1.c 実験条件Ⅲ

	実験条件Ⅲ		
圧縮機	ロータリー2段圧縮機		
過熱度[K]	5 (±1)		
圧縮機回転数[rpm]	2400		
EVA 熱源水 入口温度 [°C]	GC 熱源水入口温度 [°C]		
	5	10	15
5	○	○	-
10	○	-	-
15	-	-	-

表 2.3.1.d 実験条件IV

	実験条件IV		
圧縮機	ロータリー2段圧縮機		
過熱度[K]	7 (±1)		
圧縮機回転数[rpm]	2400		
EVA 熱源水 入口温度 [°C]	GC 熱源水入口温度 [°C]		
	5	10	15
5	-	-	-
10	-	○	○
15	-	○	-

2.3.2 実験方法

実験は以下の手順で行った。

熱源水（バーレルブライン E）の濃度確認

1. 実験を始める前に熱源水の濃度が変化していないか濃度の確認を行う。ブライン濃度はブライン濃度屈折計（MASTER-BR, ATAGO）により測定する。最初にサンプル液をプリズム面に2滴程落とし、気泡が入らないように蓋板を静かに閉じる。サンプル液がプリズム面全体に広がっていることを確認し、明るい方向を向き、接眼鏡をのぞく。青い境界線が目盛を横切る位置を読み取り濃度を確認する。

実験準備

2. システム全体の運転が停止していることを確認し実験装置内の冷媒をすべて排出する。冷媒の排出は高压側（圧縮機と冷却器入り口の間）のバルブを開け、ゆっくり大気圧まで排出する。
3. 実験装置内の真空引きを約 5~10 時間行った後、冷媒の充填を行う。冷媒はデジタル台はかりを用いて重量を測定する。冷媒の充填は低压側の充填口（膨張弁と蒸発器入り口の間）より行う。はかりに表示された値は、ポンベとサイクルを耐圧チューブでつない

だ後、ボンベ側のバルブだけを開けた状態の値を読み取る。その後、充填口のバルブを開け、サイクル装置へと充填する。所定の充填量にてバルブを確実に閉める。

本実験

4. 二つの恒温槽の熱源水温度を所定の温度に設定し、熱源水を実験装置へ供給して流量の調節を行う。
5. インバータの電源を入れ、デジタルパワーメーターの周波数を確認しながら徐々に周波数を上げていき、圧縮機の回転速度を上げていく。また、過熱度を確認しながら膨張弁の開度を調節する。過熱度が所定の値に近づいたらガスクーラー及び蒸発器熱源水の温度が実験条件の値に近づくように流量を調節する。
6. システムが設定条件になり、各測定値が定常状態であることを確認した後、計測を行う。データの取り込みには 3 分を要する。また並行してインバータと圧縮機への投入電力及び圧縮機周波数のデータの取り込みも行う。

装置の停止

7. インバータで周波数を下げ、圧縮機を低回転にして運転すると同時に熱源水の流量を落として、圧縮機に負荷がかからない状態の下で圧縮機の電源を切る。本実験において実験データを取り終えるまでに要する時間はひと条件につき約 4 時間（実験条件によって異なる）である。

冷媒排出

8. システム全体の運転を終了し実験装置内の冷媒をすべて排出する。冷媒の排出は高圧側（圧縮機と冷却器入り口の間）のバルブを開け、ゆっくり大気圧まで排出する。さらに実験装置内の真空引きを約 2~3 時間行う。

2.4 実験データの整理方法

実験での CO₂ 冷媒の物性値は Refprop ver.10.0⁽¹⁰⁾により推算し，熱源水については物性表（表 2.1.7 参照）より推算した．

2.4.1 圧縮機諸効率の算出

圧縮機の運転性能を評価するために，断熱圧縮効率 η_{adi} ，圧縮機の機械効率 η_{comp} およびインバータ効率 η_{inv} それぞれの値を式(2.4.1.a)，(2.4.1.b)及び(2.4.1.c)から算出する．また，体積効率 η_{vol} を式(2.4.1.d)により算出し，評価を行った．体積効率とは圧縮機のピストン押し のけ量に対する実際の吐出量の比のことである．

$$\eta_{\text{adi}} = \frac{h_{\text{d,ideal}} - h_{\text{s}}}{h_{\text{d}} - h_{\text{s}}} \quad (2.4.1.a)$$

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{R}}(h_{\text{d}} - h_{\text{s}})}{E_{\text{comp}}} \quad (2.4.1.b)$$

$$\eta_{\text{inv}} = \frac{E_{\text{comp}}}{E_{\text{inv}}} \quad (2.4.1.c)$$

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{m_{\text{R}}}{\rho_{\text{R,s}} \cdot N \cdot v_{\text{comp}}} \quad (2.4.1.d)$$

ここで， h_{d} および h_{s} はそれぞれ圧縮機出入口の冷媒比エンタルピーであり， $h_{\text{d,ideal}}$ は等エントロピー圧縮時における理想的な圧縮機出口の冷媒比エンタルピー， m_{R} は冷媒の質量流量， E_{comp} および E_{inv} はそれぞれ圧縮機およびインバータへの実際の投入電力である．また， $\rho_{\text{R,s}}$ は圧縮機入口の冷媒密度， N は圧縮機回転数， v_{comp} は圧縮機シリンダ容積である．

2.4.2 冷却能力・加熱能力の算出

熱源水側の冷却能力 $Q_{\text{S,c}}$ 及び加熱能力 $Q_{\text{S,h}}$ は式(2.4.2.a)，(2.4.2.b)によりそれぞれ求める．

$$Q_{\text{S,c}} = \dot{m}_{\text{S,EVA}} c_{\text{P,S,EVA}} (T_{\text{S,EVA,in}} - T_{\text{S,EVA,out}}) \quad (2.4.2.a)$$

$$Q_{\text{S,h}} = \dot{m}_{\text{S,GC}} c_{\text{P,S,GC}} (T_{\text{S,GC,out}} - T_{\text{S,GC,in}}) \quad (2.4.2.b)$$

ここで, $\dot{m}_{S,EVA}$, $\dot{m}_{S,GC}$ は蒸発器及びガスクーラー熱源水の質量流量, $c_{p,S,EVA}$, $c_{p,S,GC}$ は蒸発器及びガスクーラー熱源水の平均定圧比熱, $T_{S,EVA,out}$, $T_{S,EVA,in}$, $T_{S,GC,out}$, $T_{S,GC,in}$ は蒸発器の出入口及びガスクーラーの出入口における熱源水の温度である.

また, 冷媒側の冷却能力 $Q_{R,c}$ 及び加熱能力 $Q_{R,h}$ は, 式(2.4.2.c), (2.4.2.d)によってそれぞれ求める.

$$Q_{R,c} = \dot{m}_R(h_{R,EVA,out} - h_{R,EVA,in}) \quad (2.4.2.c)$$

$$Q_{R,h} = \dot{m}_R(h_{R,GC,in} - h_{R,GC,out}) \quad (2.4.2.d)$$

式(2.4.2.a), (2.4.2.b)は熱源水側から求めたのに対して, 式(2.4.2.c)および(2.4.2.d)はそれぞれ熱交換を行う冷媒側から計算したものである. $h_{R,EVA,out}$, $h_{R,EVA,in}$, $h_{R,GC,out}$, $h_{R,GC,in}$ は, 蒸発器の出入口及びガスクーラーの出入口における冷媒比エンタルピーである. 通常は熱源水側から求めた結果を用いるが, これは熱源水の物性が安定, 明確であることと, ガスクーラー及び蒸発器出入口全てにおいて単相(液相)で有ることに加えて, 装置を循環している冷媒の種類によって変化しないためである.

2.4.3 成績係数の算出

システム全体における冷房条件の成績係数 $COP_{c,sys}$ 及び暖房条件の成績係数 $COP_{h,sys}$ は, 熱源水側の冷却能力 $Q_{S,c}$ 及び加熱能力 $Q_{S,h}$ とインバータ投入電力 E_{inv} から式(2.4.3.a), (2.4.3.b)により求める.

$$COP_{c,sys} = \frac{Q_{S,c}}{E_{inv}} \quad (2.4.3.a)$$

$$COP_{h,sys} = \frac{Q_{S,h}}{E_{inv}} \quad (2.4.3.b)$$

システム全体における成績係数は, 熱負荷 Q_S (熱源水側からの算出) をインバータ投入電力 E_{inv} で除して算出している.

サイクルにおける冷房条件の成績係数 $COP_{c,cyc}$ 及び暖房条件の成績係数 $COP_{h,cyc}$ はそれぞれ式(2.4.3.c), (2.4.3.d)により求める。

$$COP_{c,cyc} = \frac{Q_{R,c}}{\dot{m}_R(h_d - h_s)} = \frac{COP_{c,sys}}{\eta_{inv} \cdot \eta_{comp}} \cdot \frac{Q_{R,c}}{Q_{S,c}} \quad (2.4.3.c)$$

$$COP_{h,cyc} = \frac{Q_{R,h}}{\dot{m}_R(h_d - h_s)} = \frac{COP_{h,sys}}{\eta_{inv} \cdot \eta_{comp}} \cdot \frac{Q_{R,h}}{Q_{S,h}} \quad (2.4.3.d)$$

サイクルにおける成績係数は熱負荷（冷媒側から算出）を冷媒圧縮仕事で除して算出している。ここで、 h_d は圧縮機吐出における冷媒比エンタルピー、 h_s は圧縮機吸込における冷媒比エンタルピーである。なお、冷媒圧縮仕事はインバータおよび圧縮機での損失の影響を除いた作動流体に投入した仕事量なので、システム全体における成績係数をインバータ効率および圧縮機の機械効率、ヒートバランスで除しても表すことができる。

また、サイクルにおける成績係数において、圧縮過程が等エントロピー変化と仮定することで圧縮機の損失を無視した冷房条件及び暖房条件での理想成績係数 $COP_{c,ideal}$ 及び $COP_{h,ideal}$ は式(2.4.3.e), (2.4.3.f)より求める。

$$COP_{c,ideal} = \frac{h_{R,EVA,out} - h_{R,EVA,in}}{h_{d,ideal} - h_s} \quad (2.4.3.e)$$

$$COP_{h,ideal} = \frac{h_{R,GC,in,ideal} - h_{R,GC,out}}{h_{d,ideal} - h_s} \quad (2.4.3.f)$$

ここで、 $h_{R,GC,in,ideal}$ は凝縮器入口の理想冷媒比エンタルピーであり、 $h_{d,ideal}$ は圧縮機出口の理想冷媒比エンタルピーである。

2.4.4 蒸発器内部の T - Q 分布の算出

蒸発器内部の冷媒温度と熱源水の温度差を考察するために、 T - Q 線図を用いた。図 2.4.4.a にその概略図を示す。縦軸に T 、横軸に交換熱量をとっている。熱源水入口と熱源水出口の温度差と熱源水の質量流量や冷媒の質量流量と蒸発器の出入口の比エンタルピー差から交換熱量を計算している。

併せて、蒸発器入口から蒸発終了点 (1-2) と蒸発終了点から蒸発器出口 (2-3) の 2 つに分けて、それぞれの区間での冷媒と熱源水の対数平均温度差を算出し、 ΔT_{m1} 、 ΔT_{m2} としている。 ΔT_{m1} 及び ΔT_{m2} の定義を式(2.4.3.a)、(2.4.3.b)で示す。

$$\Delta T_{m1} = \frac{(T_{S,EVA,2} - T_{R,EVA,2}) - (T_{S,EVA,out} - T_{R,EVA,in})}{\ln \frac{(T_{S,EVA,2} - T_{R,EVA,2})}{(T_{S,EVA,out} - T_{R,EVA,in})}} \quad (2.4.4.a)$$

$$\Delta T_{m2} = \frac{(T_{S,EVA,in} - T_{R,EVA,out}) - (T_{S,EVA,2} - T_{R,EVA,2})}{\ln \frac{(T_{S,EVA,in} - T_{R,EVA,out})}{(T_{S,EVA,2} - T_{R,EVA,2})}} \quad (2.4.4.b)$$

ここで、 $T_{S,EVA,out}$ 、 $T_{S,EVA,in}$ は蒸発器の出入口における熱源水の温度、 $T_{R,EVA,out}$ 、 $T_{R,EVA,in}$ は蒸発器の出入口における冷媒の温度である。 $T_{R,EVA,2}$ は蒸発終了点における冷媒の温度である。 $T_{S,EVA,2}$ は、冷媒の蒸発器入口から蒸発終了点までの交換熱量 Q_1 と、熱源水の蒸発器出口からの交換熱量が一致する点に対応する熱源水の温度である。

また、蒸発器入口から蒸発終了点 (1-2) の対数平均温度差 ΔT_{m1} を用いて、熱通過率と伝熱面積の積 $U_1 A_1$ を式(2.4.3.c)から算出した。

$$U_1 A_1 = \frac{Q_1}{\Delta T_{m1}} \quad (2.4.3.c)$$

この式の Q_1 は図 2.4.4.a 中の記号と対応しており、蒸発器入口から蒸発終了点までの交換熱量を表す。

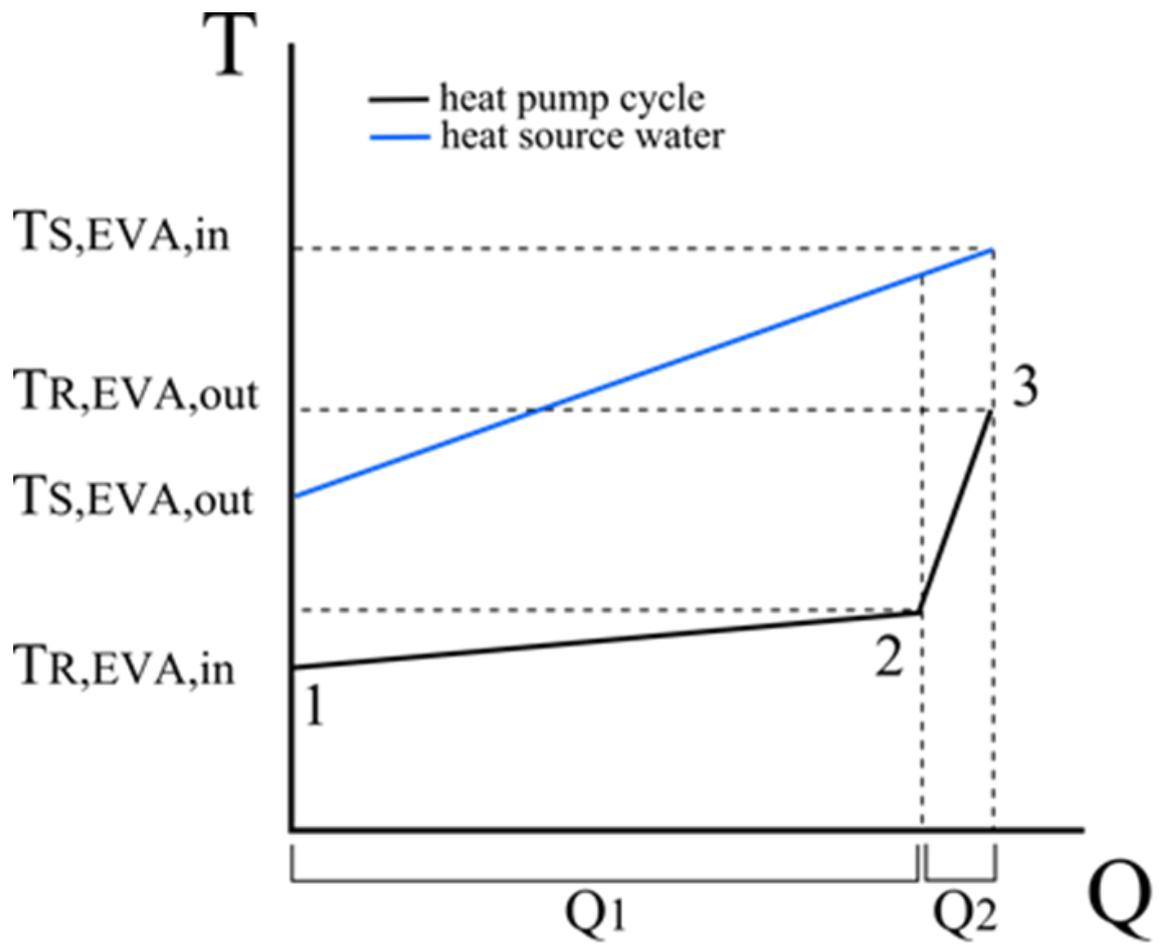


図 2.4.4.a 蒸発器内部の冷媒と熱源水の温度分布概略図

第3章 実験結果

3.1 各種実験値

はじめに，本研究で行った実験条件 I ～IVにおいて各地点における冷媒流量，熱源水諸元，圧縮仕事を表 3.1.a～表 3.1.d に示す．

表 3.1.a 実験条件 I

凝縮器熱源水 15°C，蒸発器熱源水 15°C					
冷媒流量[kg/h]	65.817	圧縮仕事[kW]	0.932	圧縮比	2.595
凝縮器熱源水	流量[l/h]	154.786	密度[kg/l]		1.111
	入口温度[°C]	14.872	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.689
	出口温度[°C]	38.683	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.824
蒸発器熱源水	流量[l/h]	295.190	密度[kg/l]		1.111
	入口温度[°C]	14.956	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.689
	出口温度[°C]	6.965	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.642
凝縮器熱源水 10°C，蒸発器熱源水 10°C					
冷媒流量[kg/h]	59.935	圧縮仕事[kW]	0.735	圧縮比	3.084
凝縮器熱源水	流量[l/h]	112.246	密度[kg/l]		1.115
	入口温度[°C]	9.810	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.659
	出口温度[°C]	41.189	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.838
蒸発器熱源水	流量[l/h]	167.332	密度[kg/l]		1.115
	入口温度[°C]	9.971	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.660
	出口温度[°C]	-2.898	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.583
凝縮器熱源水 5°C，蒸発器熱源水 5°C					
冷媒流量[kg/h]	48.993	圧縮仕事[kW]	0.875	圧縮比	3.584
凝縮器熱源水	流量[l/h]	176.022	密度[kg/l]		1.116
	入口温度[°C]	7.599	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.646
	出口温度[°C]	29.208	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.772
蒸発器熱源水	流量[l/h]	142.368	密度[kg/l]		1.118
	入口温度[°C]	4.955	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.630
	出口温度[°C]	-12.423	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.526

表 3.1.b 実験条件Ⅱ

凝縮器熱源水 15°C, 蒸発器熱源水 15°C					
冷媒流量[kg/h]	69.150	圧縮仕事[kW]	1.035	圧縮比	3.443
凝縮器熱源水	流量[l/h]	102.080	密度[kg/l]		1.111
	入口温度[°C]	14.839	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.688
	出口温度[°C]	52.791	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.896
蒸発器熱源水	流量[l/h]	143.779	密度[kg/l]		1.111
	入口温度[°C]	14.907	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.689
	出口温度[°C]	-2.036	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.588
凝縮器熱源水 10°C, 蒸発器熱源水 10°C					
冷媒流量[kg/h]	74.420	圧縮仕事[kW]	1.090	圧縮比	3.435
凝縮器熱源水	流量[l/h]	93.196	密度[kg/l]		1.114
	入口温度[°C]	10.376	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.662
	出口温度[°C]	54.566	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.904
蒸発器熱源水	流量[l/h]	236.420	密度[kg/l]		1.114
	入口温度[°C]	10.070	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.660
	出口温度[°C]	-0.751	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.596
凝縮器熱源水 5°C, 蒸発器熱源水 5°C					
冷媒流量[kg/h]	71.308	圧縮仕事[kW]	1.248	圧縮比	4.123
凝縮器熱源水	流量[l/h]	94.821	密度[kg/l]		1.113
	入口温度[°C]	11.867	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.671
	出口温度[°C]	56.965	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.915
蒸発器熱源水	流量[l/h]	263.968	密度[kg/l]		1.118
	入口温度[°C]	4.932	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.630
	出口温度[°C]	-4.295	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.575

表 3.1.c 実験条件Ⅲ

凝縮器熱源水 5°C, 蒸発器熱源水 10°C					
冷媒流量[kg/h]	50.767	圧縮仕事[kW]	0.611	圧縮比	2.758
凝縮器熱源水	流量[l/h]	140.066	密度[kg/l]		1.117
	入口温度[°C]	5.536	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.633
	出口温度[°C]	31.855	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.787
蒸発器熱源水	流量[l/h]	193.248	密度[kg/l]		1.115
	入口温度[°C]	9.985	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.660
	出口温度[°C]	-2.535	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.585
凝縮器熱源水 10°C, 蒸発器熱源水 5°C					
冷媒流量[kg/h]	37.425	圧縮仕事[kW]	0.548	圧縮比	3.358
凝縮器熱源水	流量[l/h]	201.238	密度[kg/l]		1.114
	入口温度[°C]	10.027	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.660
	出口温度[°C]	28.059	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.766
蒸発器熱源水	流量[l/h]	152.733	密度[kg/l]		1.118
	入口温度[°C]	5.051	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.630
	出口温度[°C]	-9.428	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.544
凝縮器熱源水 5°C, 蒸発器熱源水 5°C					
冷媒流量[kg/h]	42.570	圧縮仕事[kW]	0.619	圧縮比	3.401
凝縮器熱源水	流量[l/h]	149.494	密度[kg/l]		1.118
	入口温度[°C]	5.211	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.631
	出口温度[°C]	29.671	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.775
蒸発器熱源水	流量[l/h]	148.387	密度[kg/l]		1.118
	入口温度[°C]	5.032	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.630
	出口温度[°C]	-10.285	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.539

表 3.1.d 実験条件IV

凝縮器熱源水 10°C, 蒸発器熱源水 15°C					
冷媒流量[kg/h]	47.017	圧縮仕事[kW]	0.582	圧縮比	2.672
凝縮器熱源水	流量[l/h]	284.335	密度[kg/l]		1.114
	入口温度[°C]	10.116	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.661
	出口温度[°C]	23.426	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.739
蒸発器熱源水	流量[l/h]	136.255	密度[kg/l]		1.111
	入口温度[°C]	14.941	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.689
	出口温度[°C]	-3.150	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.582
凝縮器熱源水 15°C, 蒸発器熱源水 10°C					
冷媒流量[kg/h]	53.266	圧縮仕事[kW]	0.690	圧縮比	2.870
凝縮器熱源水	流量[l/h]	305.802	密度[kg/l]		1.111
	入口温度[°C]	14.950	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.689
	出口温度[°C]	25.589	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.751
蒸発器熱源水	流量[l/h]	128.999	密度[kg/l]		1.114
	入口温度[°C]	10.044	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.660
	出口温度[°C]	-4.436	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.574
凝縮器熱源水 10°C, 蒸発器熱源水 10°C					
冷媒流量[kg/h]	52.547	圧縮仕事[kW]	0.723	圧縮比	2.868
凝縮器熱源水	流量[l/h]	146.574	密度[kg/l]		1.115
	入口温度[°C]	9.937	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.659
	出口温度[°C]	32.871	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.793
蒸発器熱源水	流量[l/h]	148.109	密度[kg/l]		1.114
	入口温度[°C]	10.062	入口 Cp [kJ/kg.°C]		2.660
	出口温度[°C]	-3.716	出口 Cp [kJ/kg.°C]		2.578

3.2 熱交換器内部の T - Q 分布の算出

図 3.2.a～図 3.2.j に実験条件 I ～実験条件IVの各熱源水温度における熱交換器内部の T - Q 分布の算出を示す。

実験条件 II において、実験条件 I, III, IVと比較すると超臨界状態において (GC 冷媒側の温度変化) 凝縮を伴わないため、連続的に温度変化していることがわかる。定圧比熱が極大値となる擬臨界温度が存在し、擬臨界点付近では物性値が急激に変化するため、高圧側の冷却器は冷媒が出口に進むにつれ連続的に非線形性の高い温度変化となっている。以上のことから、GC 冷媒側と GC 熱源水側における熱交換の不可逆損失を低減していることがわかる。

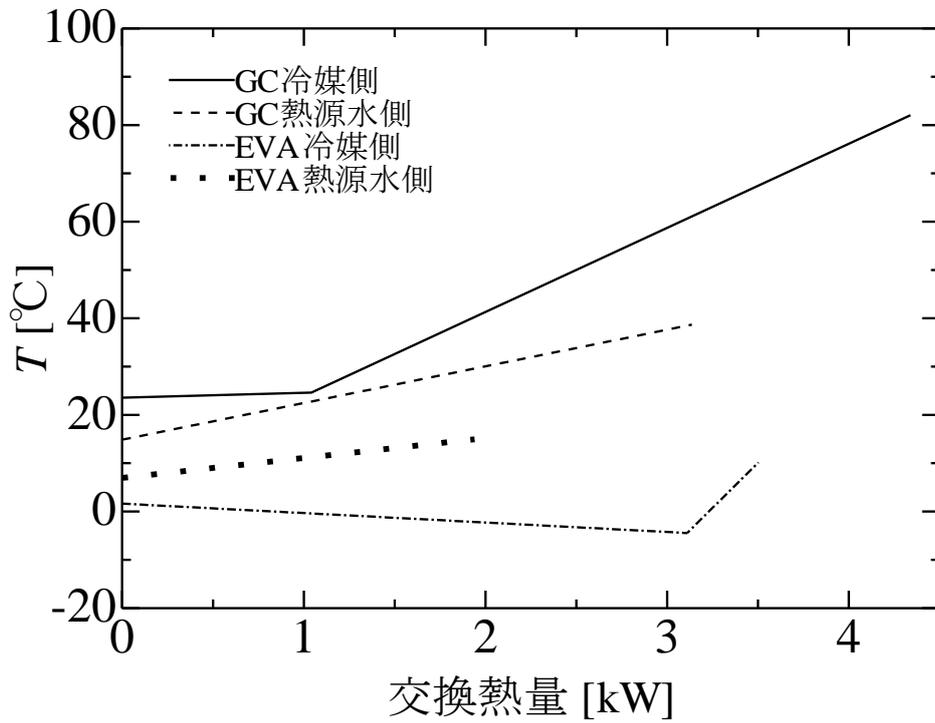


図 3.2.a 実験条件 I (GC 熱源水温度 15°C, EVA 熱源水温度 15°C)

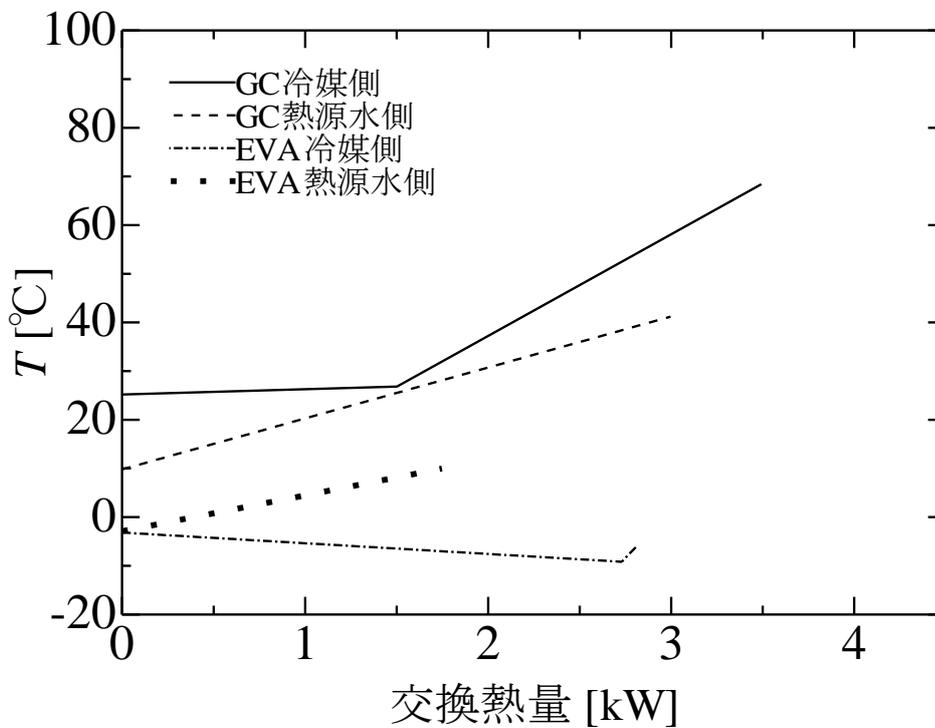


図 3.2.b 実験条件 I (GC 熱源水温度 10°C, EVA 熱源水温度 10°C)

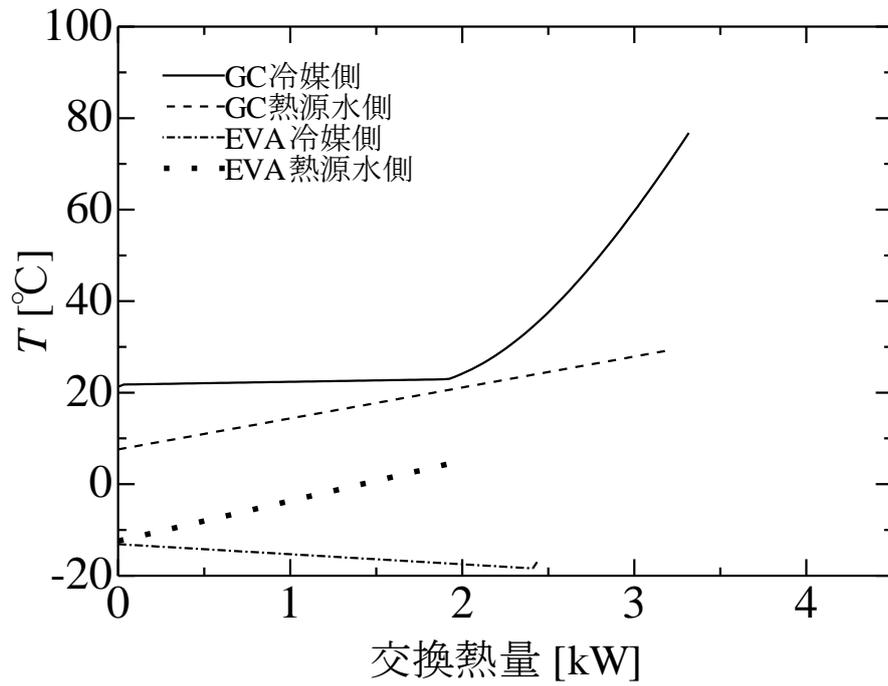


図 3.2.c 実験条件 I (GC 熱源水温度 5°C, EVA 熱源水温度 5°C)

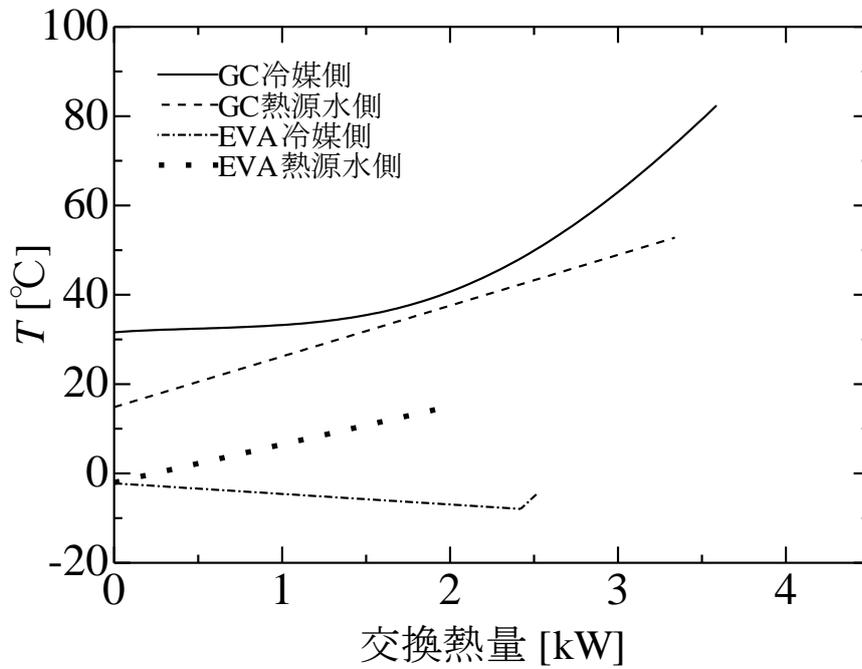


図 3.2.d 実験条件 II (GC 熱源水温度 15°C, EVA 熱源水温度 15°C)

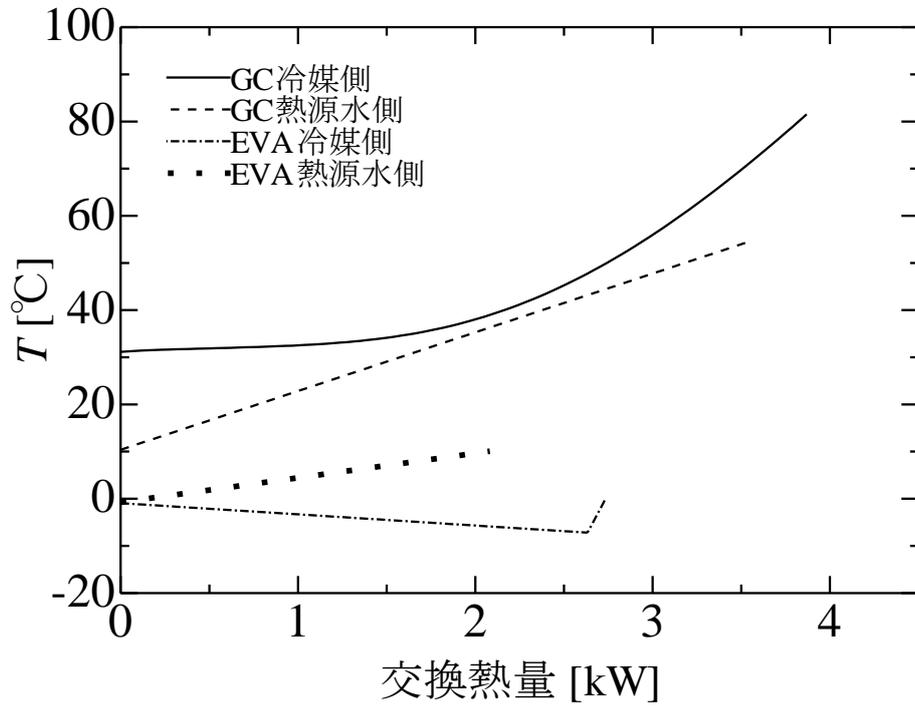


図 3.2.e 実験条件 II (GC 熱源水温度 10°C, EVA 熱源水温度 10°C)

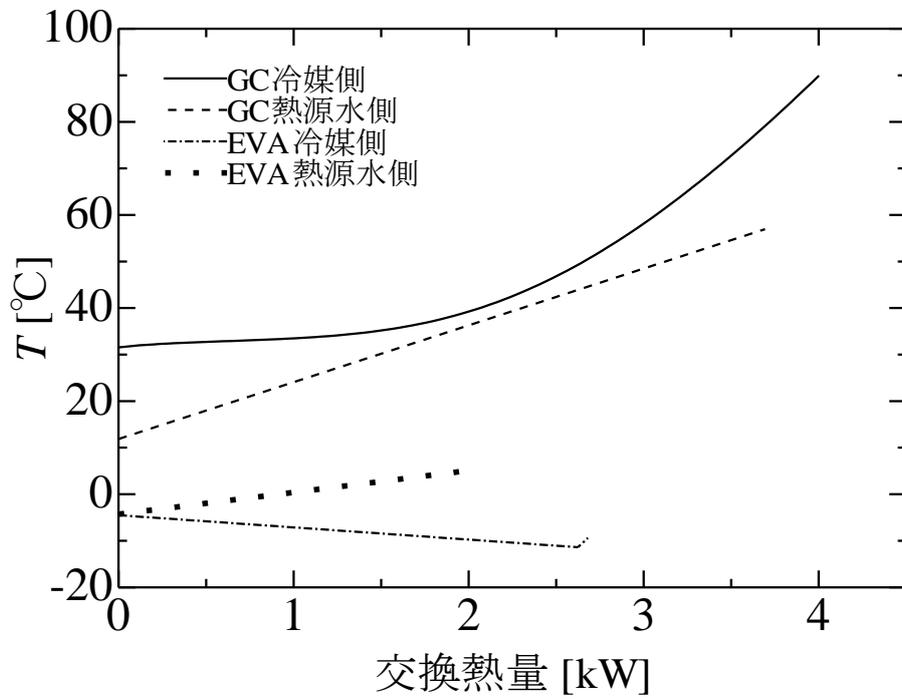


図 3.2.f 実験条件 II (GC 熱源水温度 5°C, EVA 熱源水温度 5°C)

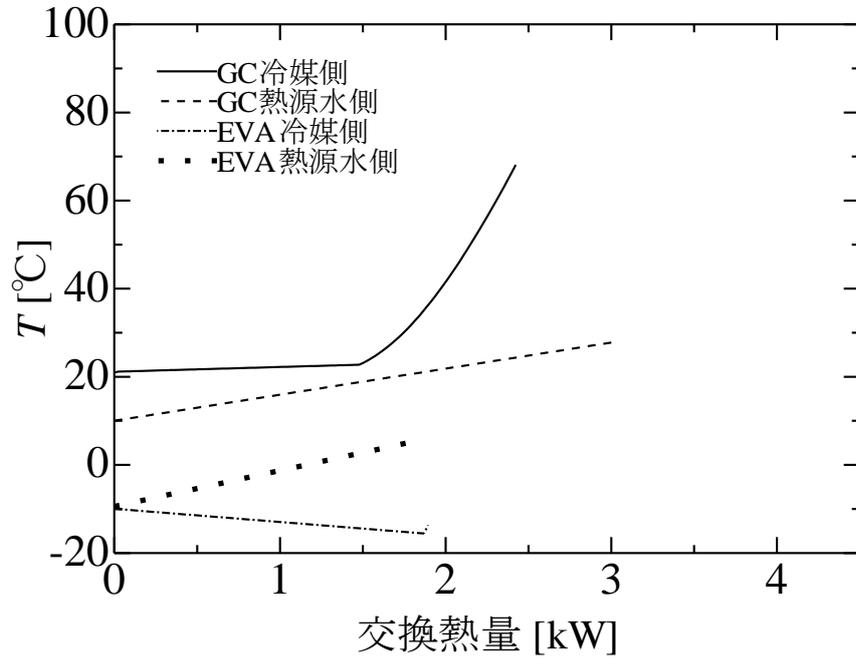


図 3.2.g 実験条件Ⅲ (GC 熱源水温度 10°C, EVA 熱源水温度 5°C)

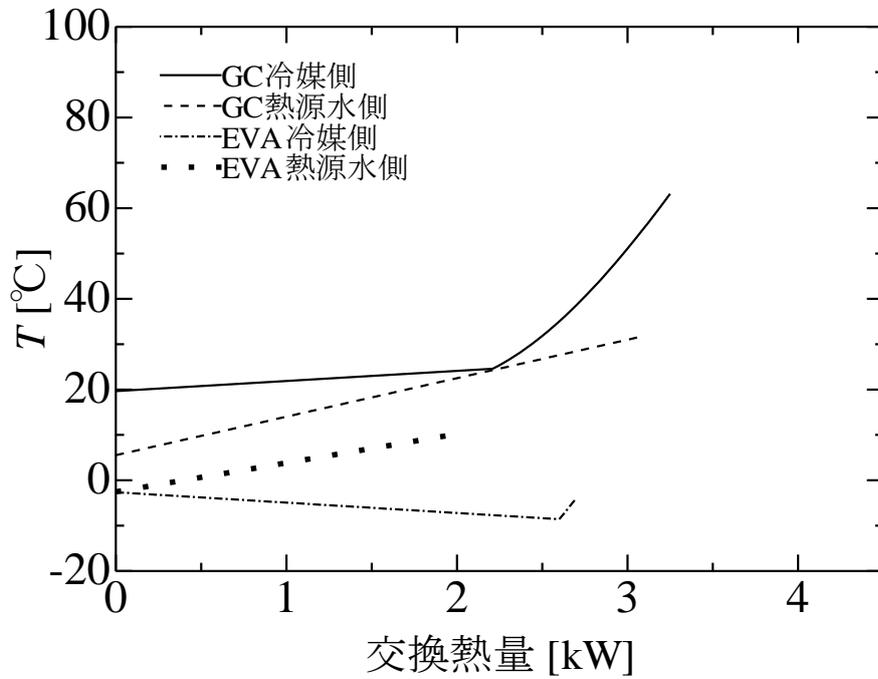


図 3.2.h 実験条件Ⅲ (GC 熱源水温度 5°C, EVA 熱源水温度 10°C)

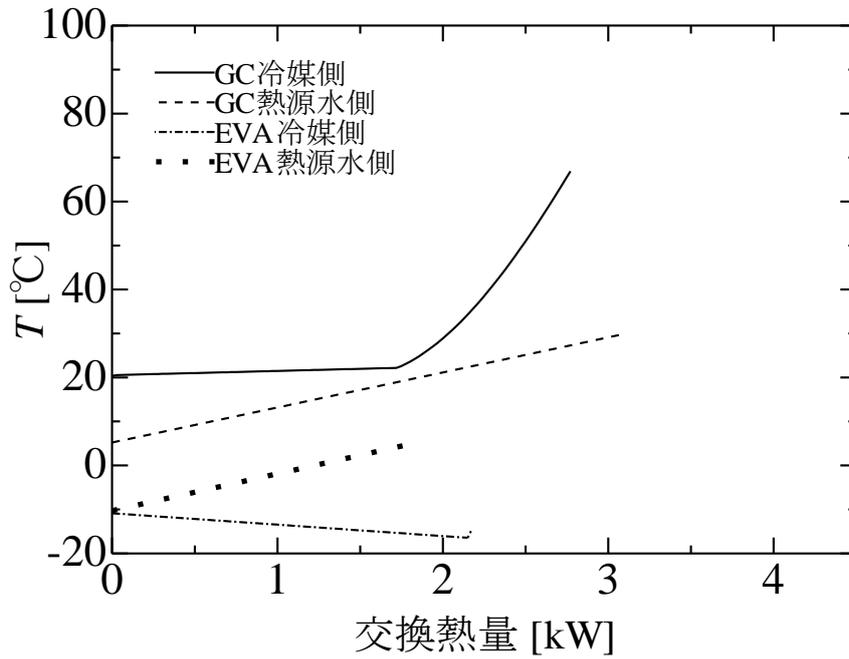


図 3.2.i 実験条件Ⅲ (GC 熱源水温度 5°C, EVA 熱源水温度 5°C)

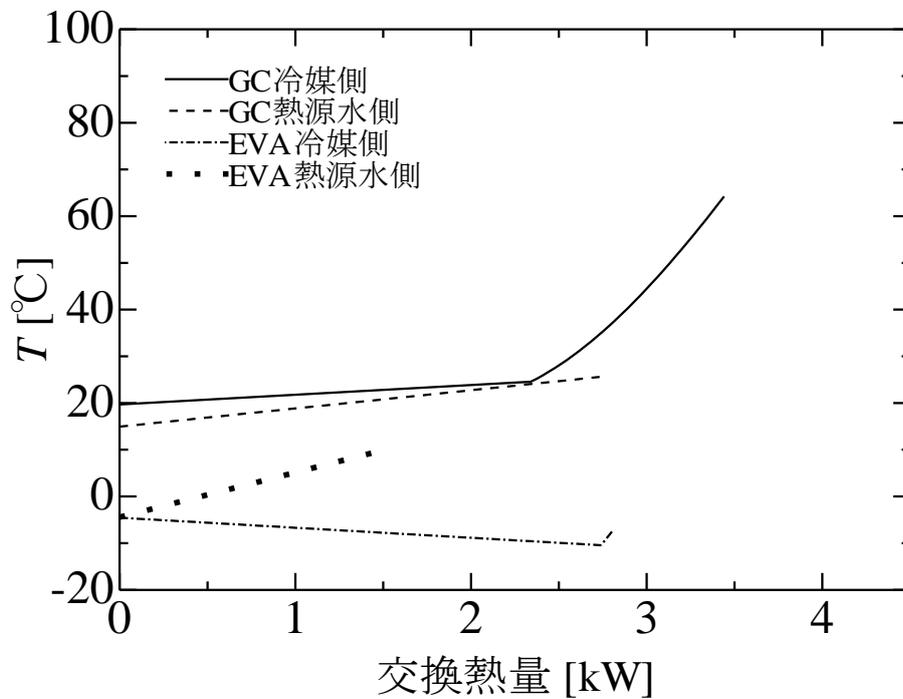


図 3.2.j 実験条件Ⅳ (GC 熱源水温度 15°C, EVA 熱源水温度 10°C)

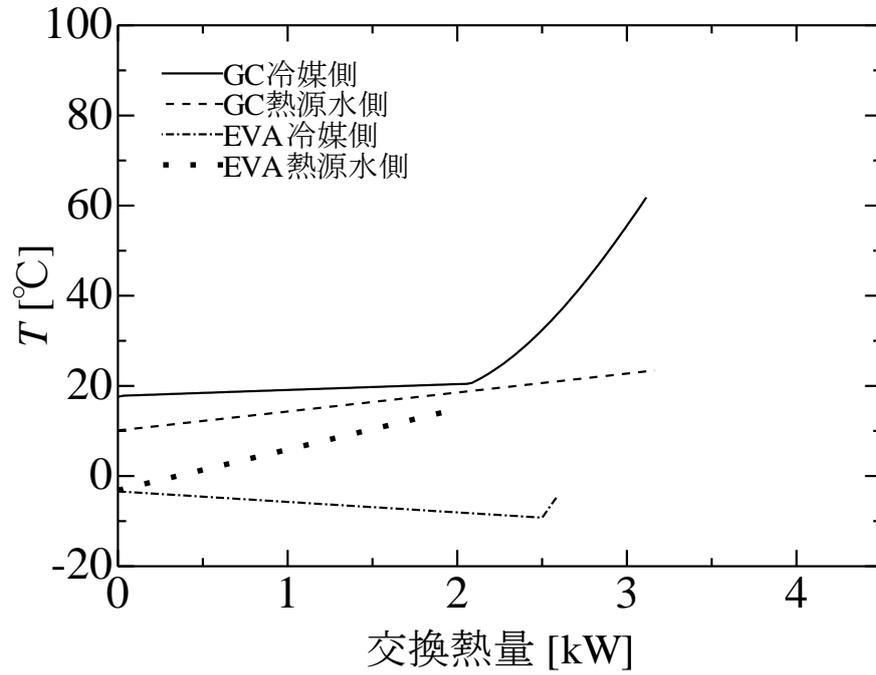


図 3.2.k 実験条件IV (GC 熱源水温度 15°C, EVA 熱源水温度 10°C)

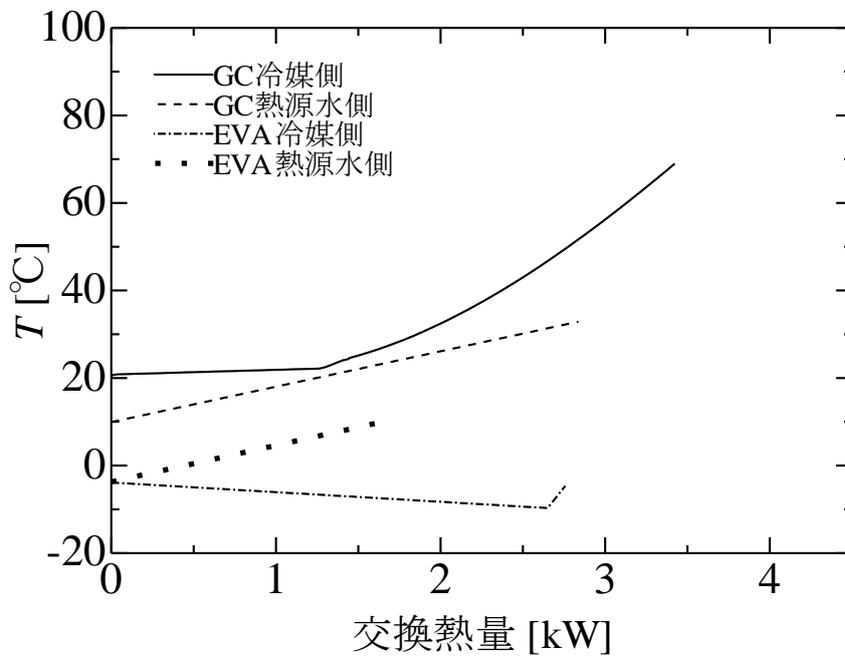


図 3.2.i 実験条件IV (GC 熱源水温度 10°C, EVA 熱源水温度 10°C)

3.3 ヒートバランス

本研究では、第 2.4.2 項で述べているように熱交換器での冷却能力及び暖房能力を熱源水側及び冷媒側の双方から算出している。そこで、冷媒側から算出した熱負荷 Q_R 及び熱源水側より算出した熱負荷 Q_S の比 Q_R/Q_S をヒートバランスと定義し、すべての実験条件において、ヒートバランスの整理を行った。

ヒートバランスの整合性を左右する要因として、主に装置と外気による熱交換が考えられる。本実験では圧縮機以外の構成要素及び配管は断熱材によって断熱されているものの、熱交換器内で外気との熱のやり取りを少なからず行っている。本実験において、ガスクーラー側では冷媒入口温度はすべての条件下において外気温より高くなり、冷媒出口温度は実験条件によって外気温と同等もしくは低くなる。そのため冷媒側において外気との熱交換が発生し、ガスクーラーにおける冷媒全体の熱交換量が熱源水との熱交換量と比べて高く算出される。また、蒸発器側ではすべての条件下において冷媒温度が外気温より低くなる。そのため熱交換器内で冷媒が外気から熱を吸収するため、冷媒の熱交換量が熱源水の熱交換量と比べて高く算出される。これらの理由により、ヒートバランス Q_R/Q_S は 1 以上になる。

冷却能力 Q_c は第 2.4.2 項に記述したように、蒸発器熱源水の放熱量及び蒸発器出入口の冷媒比エンタルピー差から式(3.1.a), (3.1.b)により求める。

$$Q_c = \dot{m}_{S,EVA} c_{P,S,EVA} (T_{S,EVA,in} - T_{S,EVA,out}) \quad (3.1.a)$$

$$Q_c = \dot{m}_R (h_{R,EVA,out} - h_{R,EVA,in}) \quad (3.1.b)$$

本実験では、実験条件 I ~ IV の蒸発器において、ヒートバランスがそれぞれ、実験条件 I …23%、実験条件 II …26%、実験条件 III …18%、実験条件 IV …29% となり、平均値は 24% であることを確認した。

加熱能力 Q_h も同様に第 2.4.2 項に記述したように、ガスクーラー熱源水の放熱量及びガスクーラー出入口の冷媒比エンタルピー差から式(3.1.c), (3.1.d)により求める。

$$Q_h = \dot{m}_{S,GC} c_{P,S,GC} (T_{S,GC,out} - T_{S,GC,in}) \quad (3.1.c)$$

$$Q_h = \dot{m}_R (h_{R,GC,in} - h_{R,GC,out}) \quad (3.1.d)$$

本実験では、実験条件Ⅰ～Ⅳのガスクーラーにおいて、ヒートバランスがそれぞれ、実験条件Ⅰ…3%、実験条件Ⅱ…7%、実験条件Ⅲ…4%、実験条件Ⅳ…20%となり、平均値は8.5%であることを確認した。

蒸発器とガスクーラーにおいてヒートバランスに違いが生じている要因としては、熱交換器の形状の違いによる影響が考えられる。蒸発器ではプレート式熱交換器を用いているが、ガスクーラーでは対向流型多管式熱交換器を用いている。この熱交換器の形状の違いにより、蒸発器側で熱源水の外部への熱損失が大きくなっていると思われる。

3.4 サイクル性能特性

3.4.1 各実験条件が P-h 特性に及ぼす影響及び比較

図 3.4.1.a に実験条件Ⅰ，図 3.4.1.b に実験条件Ⅱ，図 3.4.1.c に実験条件Ⅲ，図 3.4.1.d に実験条件Ⅳにおけるモリエル線図を示す。

実験条件Ⅰの結果から、熱源水蒸発器入口温度が上昇するに従い、低压側の蒸発器側圧力が上昇していることがわかる。また、表 3.1.a から熱源水蒸発器入口温度が上昇するに従い、圧縮比が小さくなることがわかった。低压側の冷媒は気液二相混合状態となっており、熱源水蒸発器入口温度が上昇することで冷媒が低温熱源から得られる熱交換量が増加し飽和温度及び飽和圧力が上昇しているためと考えられる。また、熱源水蒸発器入口温度の上昇に伴い冷媒の低压側圧力が大きくなり、昇圧するためにより大きな圧縮仕事が必要となるが、圧縮機の圧縮仕事は変化しないため十分な昇圧ができず圧縮比が小さくなっていると考えられる。

実験条件Ⅱの結果から、各温度条件において高压側のガスクーラー側圧力が CO₂ の臨界圧力である 7.38MPa を上回っていることがわかる。従って CO₂ 遷臨界サイクルを実現していると考えられる。実験条件Ⅱにおいて、他条件と比較すると高压側のガスクーラー側圧力および低压側の蒸発器側圧力の圧力損失が大きいことがわかる。原因としては、CO₂ 遷臨界サイクル実現のため圧縮機周波数を上昇させ、圧縮機回転数が上昇したことで実験装置内の冷媒量が上昇し、圧力損失が増加したと考えられる。

実験条件Ⅲの結果から、熱源水蒸発器入口温度 10℃，熱源水ガスクーラー入口温度 5℃ の温度条件において、蒸発器側加温をすることにより蒸発器側圧力が上昇し、圧縮比が他 2 条件と比較し 19%ほど低くなっていることがわかる。圧縮比が減少することで圧縮動力

を抑えることができ、理論サイクルに近い形となることがわかった。

実験条件Ⅳにおいて、実験条件Ⅲと同様に熱源水蒸発器入口温度 15℃、熱源水ガスクーラー入口温度 10℃の温度条件において、蒸発器側加温をすることにより 7%ほど圧縮比が低くなることがわかった。

全条件において圧縮機入口圧力が急降下していることがわかる。これは、圧縮機交換に伴い圧縮機の最低動作周波数が上がり、冷媒流量が上昇したことから発生する圧力損失と圧縮機手前の配管形状および断熱性の不足による圧力損失および圧縮機吸い込み配管の熱損失によるものが原因であると考えられる。

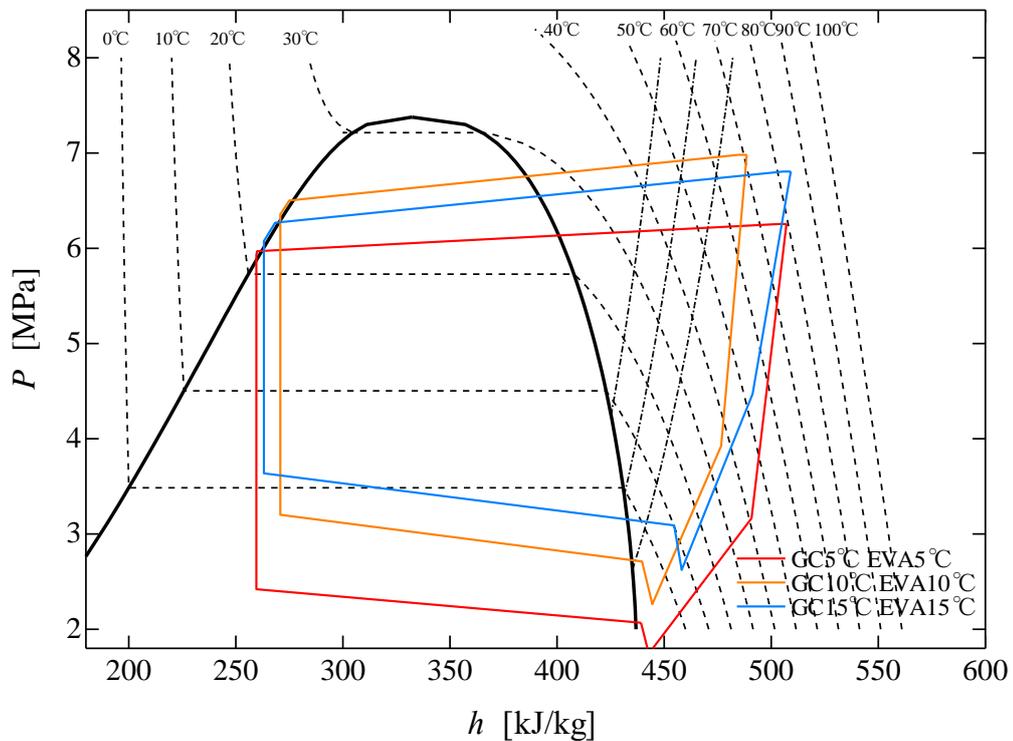


図 3.4.1.a 実験条件 I

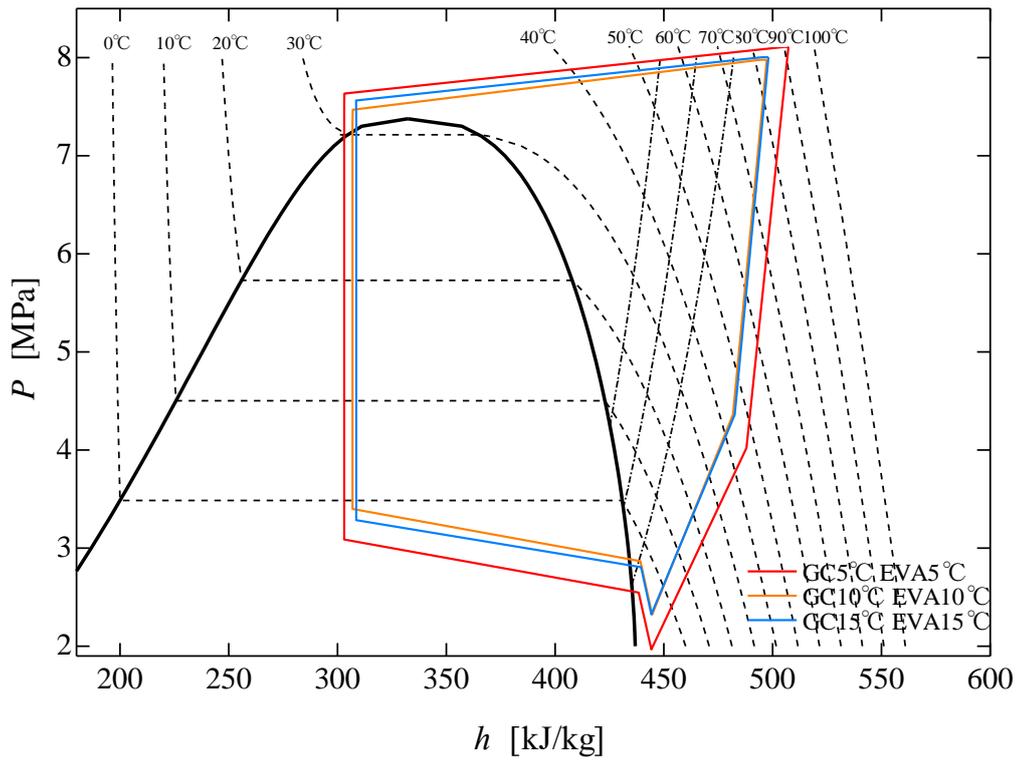


図 3.4.1.b 実験条件Ⅱ

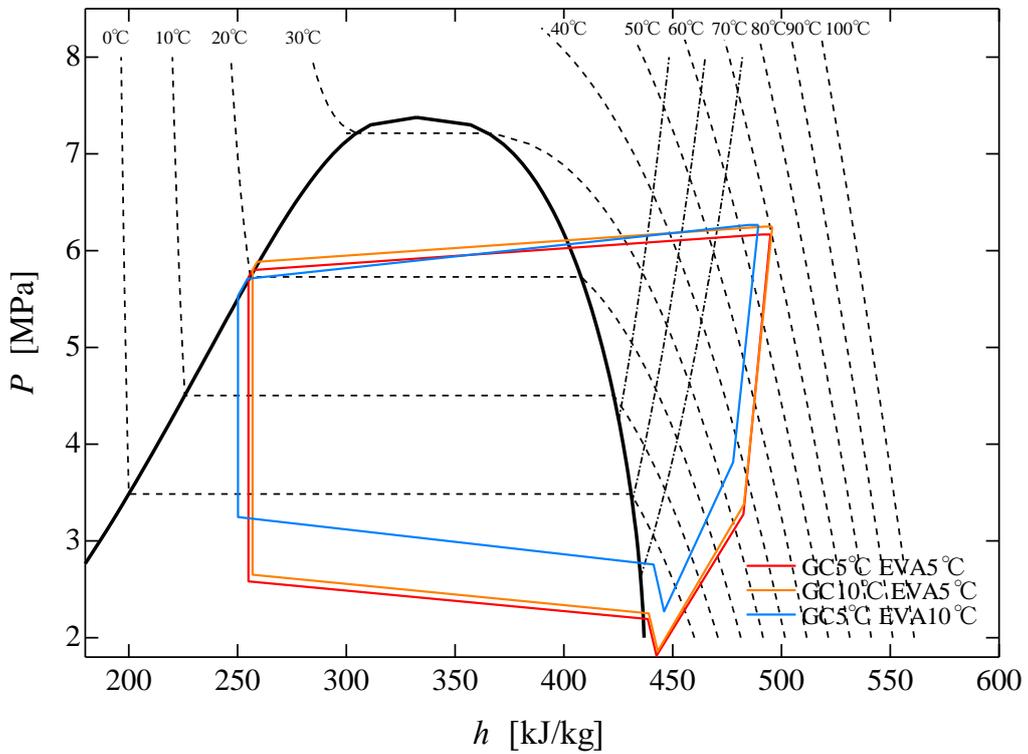


図 3.4.1.c 実験条件Ⅲ

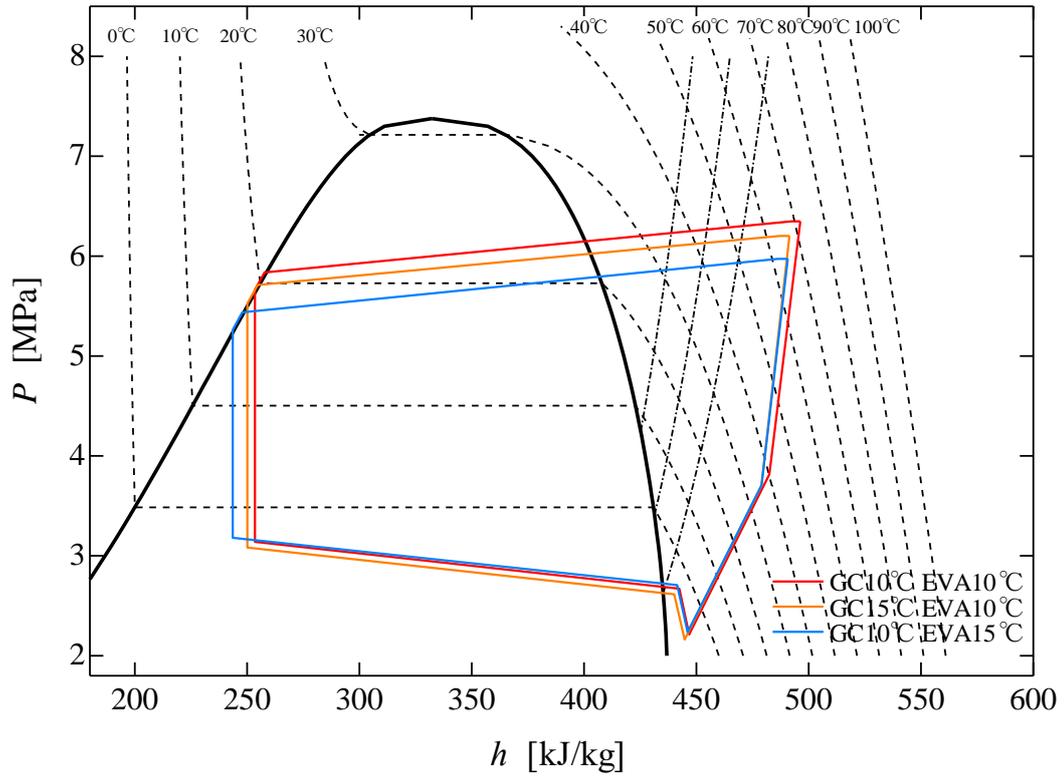


図 3.4.1.d 実験条件IV

3.4.2 熱交換量の比較

図 3.4.2.a に実験条件 I，図 3.4.2.b に実験条件 II，図 3.4.2.c に実験条件 III，図 3.4.2.d に実験条件 IV における熱交換量を示す。

実験条件 I において，熱源水ガスクーラー側設定温度が 5°C より高くなっている．これは，温度条件が低くなると恒温槽の熱源水流量を上昇させると恒温槽の冷凍能力が不足し，設定温度を超えてしまう問題のためである．

実験条件 II と実験条件 I，III，IV を比較すると，全温度条件において，Cooling capacity に大きな変化はないが，Heating capacity が上昇していることがわかる．理由としては，実験条件 II については圧縮機回転数を上昇しているため，冷媒質量流量が上昇したことが原因として考えられる．

実験条件 II においても実験条件 I と同様に恒温槽の冷凍能力が不足し，熱源水ガスクーラー側設定温度が 5°C を超えてしまっている．

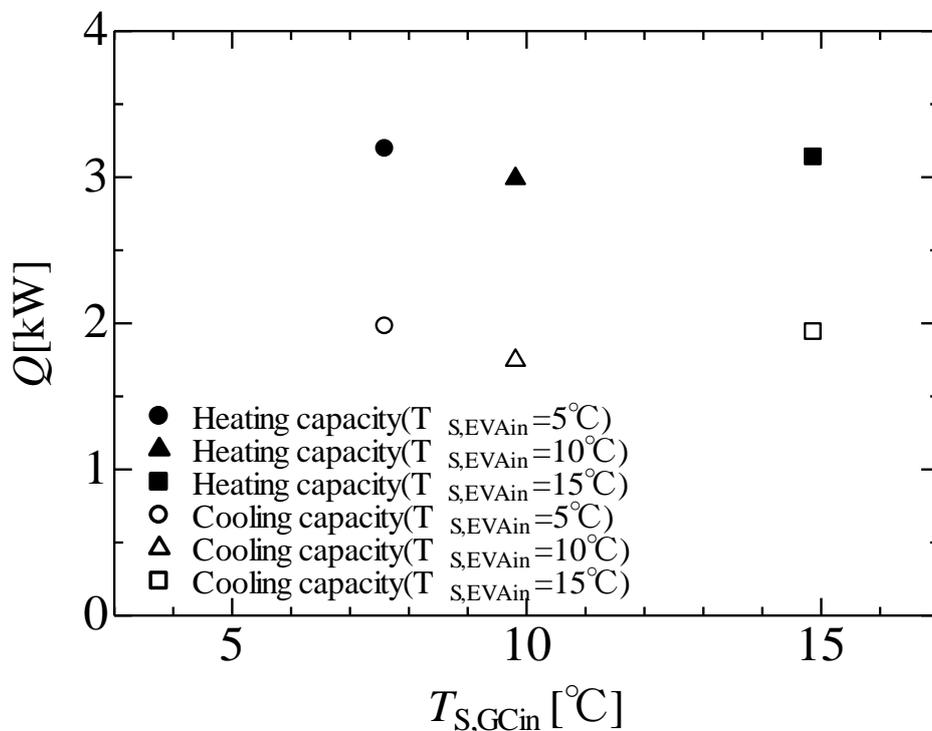


図 3.4.2.a 実験条件 I

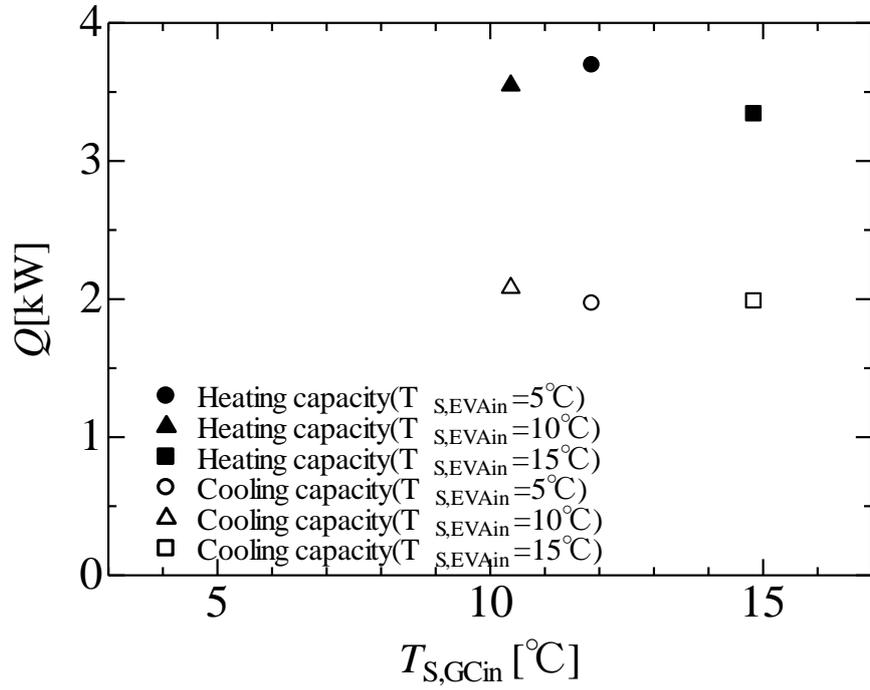


図 3.4.2.b 実験条件Ⅱ

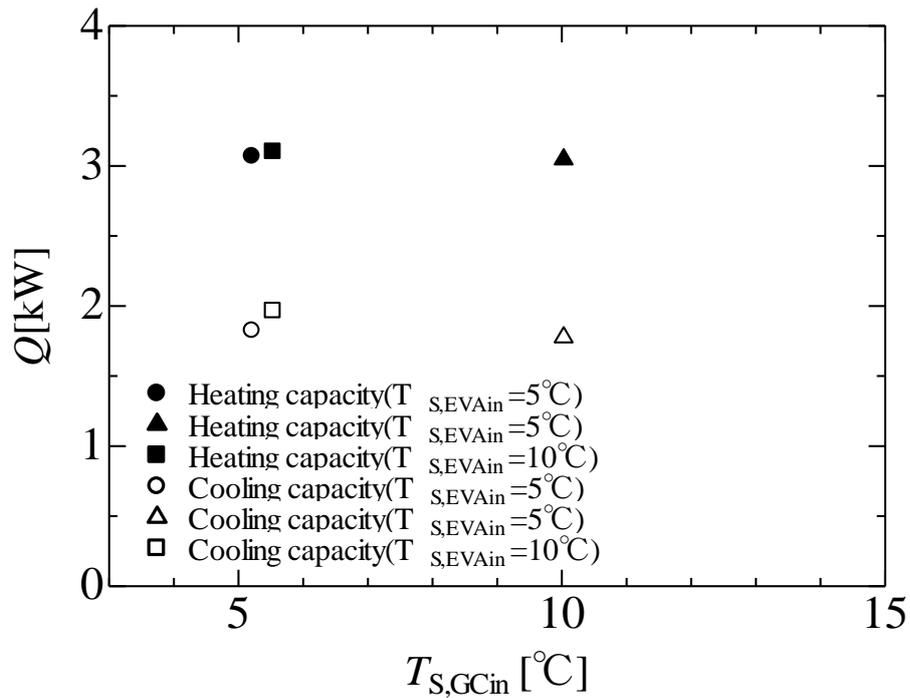


図 3.4.2.c 実験条件Ⅲ

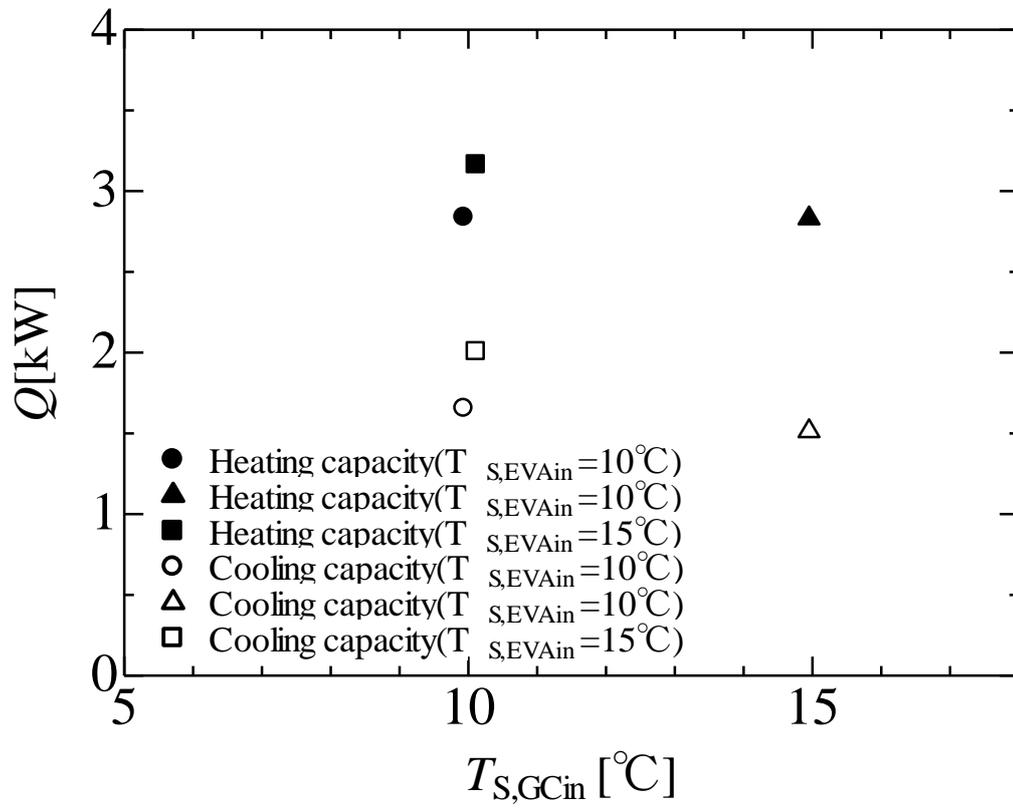


図 3.4.2.d 実験条件IV

3.4.3 COP の比較

図 3.4.3.a に実験条件 I の冷房性能, 図 3.4.3.b に実験条件 I の暖房性能, 図 3.4.3.c に実験条件 II の冷房性能, 図 3.4.3.d に実験条件 II の暖房性能, 図 3.4.3.e に実験条件 III の冷房性能, 図 3.4.3.f に実験条件 III の暖房性能, 図 3.4.3.g に実験条件 IV の冷房性能, 図 3.4.3.h に実験条件 IV の暖房性能を示す。

全実験条件の結果から, 冷房性能と暖房性能を比較するとシステム COP サイクル COP ともに暖房性能が優れていることがわかる。これは環境温度に近い条件が暖房条件であることが主な理由だと考える。また, 全条件においてサイクル COP がシステム COP と比較し優れている理由は, 膨張弁での変化を等エンタルピー変化と仮定している為冷媒蒸発器入口エンタルピーは冷媒膨張弁入口エンタルピーと同じ値となっているが, 冷媒が配管を通り膨張弁出口から蒸発器入口へと流れる際外気との熱交換を僅かながら行ってしまったため, 計算上の冷媒側蒸発器交換熱量は実際の冷媒側蒸発器交換熱量より大きく計算されていると考えられる。そのため冷媒側比エンタルピー差、つまり冷媒側交換熱量を用いて計算されるサイクル COP が高くなり、熱源水側交換熱量を用いて計算されるシステム COP が低い値を示したと考えられる。

実験条件 I と実験条件 II の結果を比較すると, 冷房性能, 暖房性能ともに実験条件 II が低くなっていることがわかる。原因としては, 実験条件 II において圧縮機回転数を上昇させることで圧縮仕事が増加したことと圧縮機回転数を上昇させることで冷媒質量流量が増加し, 圧力損失が増加したことが原因として考えられる。

実験条件 III の結果から, 熱交換器加温を想定し, 熱源水ガスクーラー設定温度と熱源水蒸発器設定温度をそれぞれ上昇させた場合, 熱源水蒸発器設定温度を上昇させた際の COP が熱源水ガスクーラー設定温度を上昇させた際の COP と比較しサイクル COP が冷房条件, 暖房条件ともに上昇幅が大きいことがわかった。これは, 蒸発器側加温をすることにより蒸発器側圧力が上昇し, 圧縮比が低くなり圧縮動力を抑えることができた点と, 熱源水蒸発器側入口温度が上昇したことにより冷媒が外部から受け取る熱量の絶対量が増えたことにより、系全体の総交換熱量に対して相対的に圧縮仕事が増える割合が減少したためと考えられる。また, 熱源水蒸発器設定温度が上昇することで冷媒が得る熱量が増え密度が大きくなるため冷媒質量流量が増加し, 蒸発器側圧力が上昇する。しかし, 熱源水ガスクーラー設定温度は変化しないため圧縮比が低下する。従って, COP が上昇すると考えられる。一方で, 熱源水ガスクーラー設定温度を上昇させた際は, 高压側圧力が上昇するが

熱源水蒸発器設定温度は変化しないため、冷媒が熱源水蒸発器側から得られる熱量は増加しない。そこで圧縮機における昇圧に必要な圧縮仕事が増加する。以上の理由から熱源水ガスクーラー設定温度を上昇させた際には COP が大きく上昇しない。

実験条件Ⅳの結果から、実験条件Ⅲの結果と同様に熱交換器加温を想定し、熱源水ガスクーラー設定温度と熱源水蒸発器設定温度をそれぞれ上昇させた場合、熱源水蒸発器設定温度を上昇させた際の COP が熱源水ガスクーラー設定温度を上昇させた際の COP と比較しサイクル COP が冷房条件、暖房条件ともに上昇幅が大きいことがわかった。

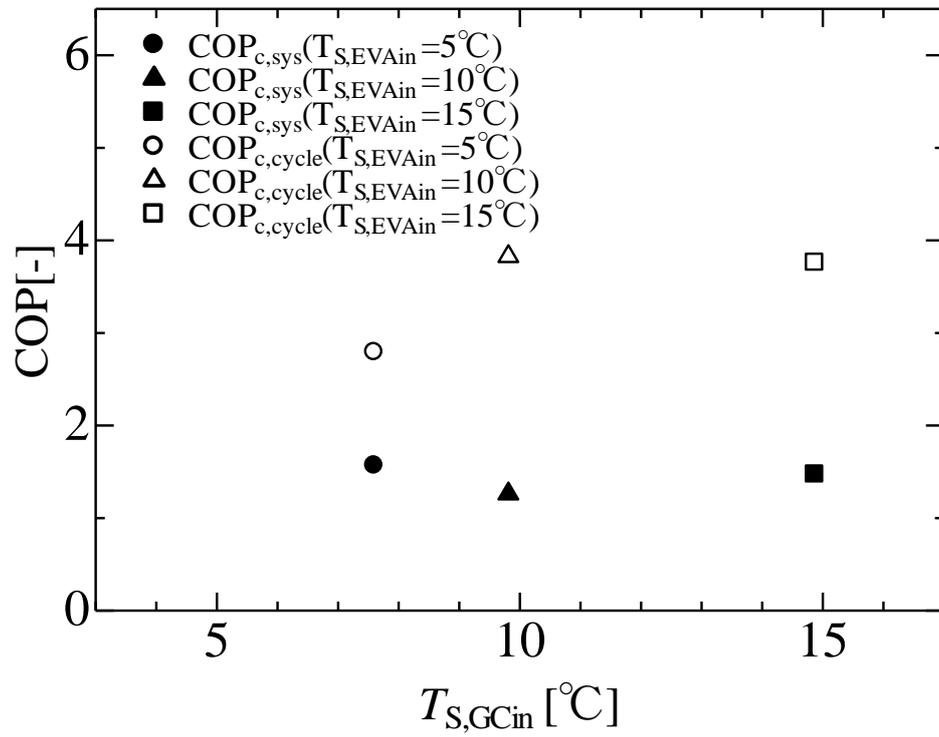


図 3.4.3.a 実験条件 I (冷却性能)

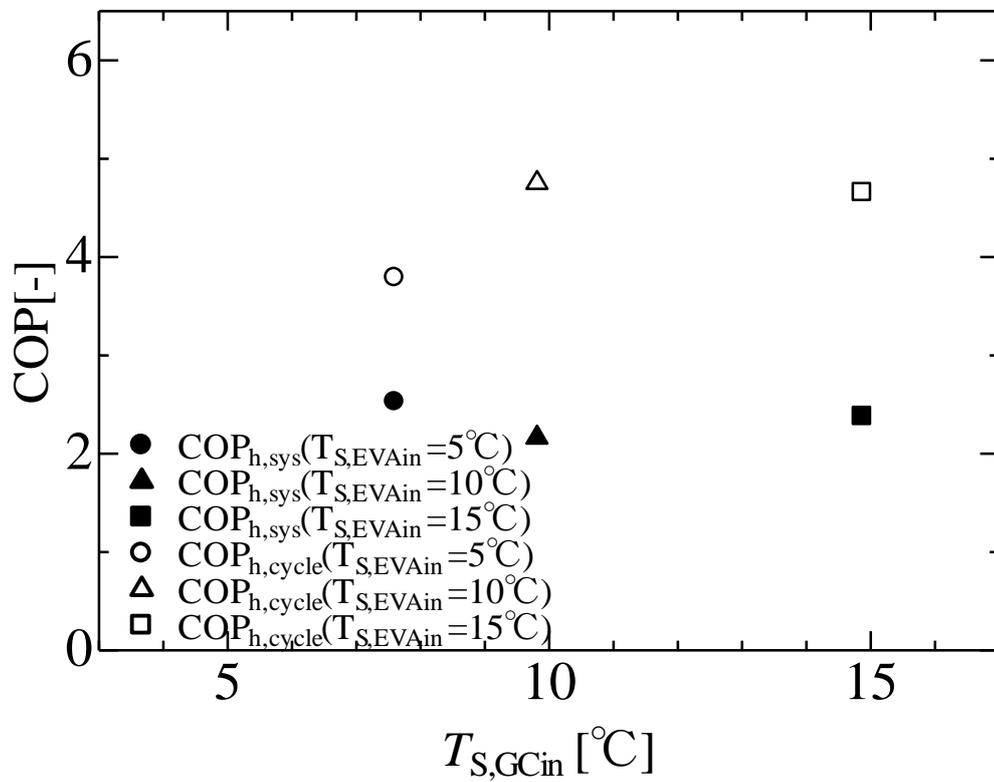


図 3.4.3.b 実験条件 I (暖房性能)

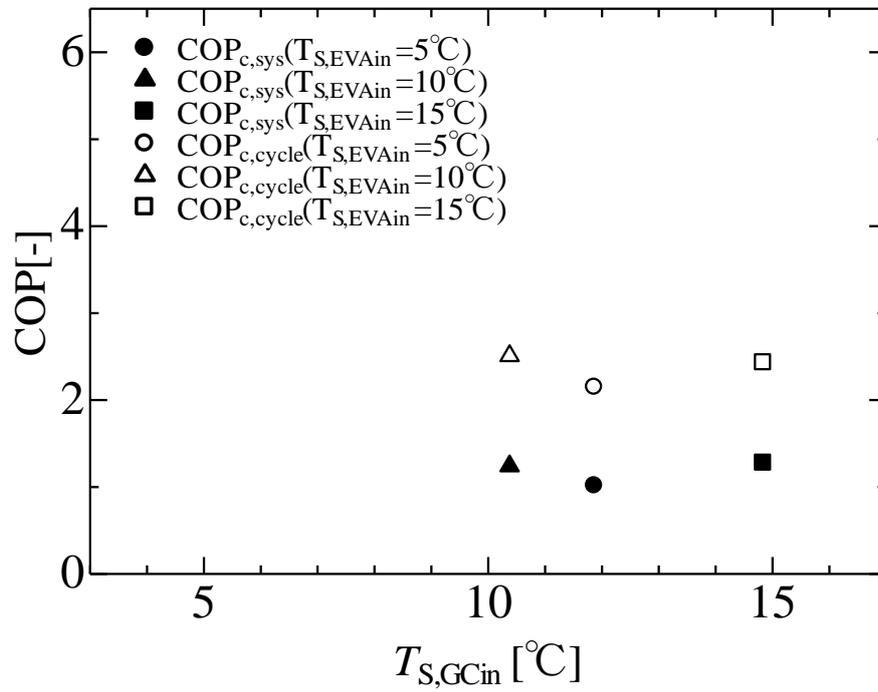


図 3.4.3.c 実験条件 II (冷却性能)

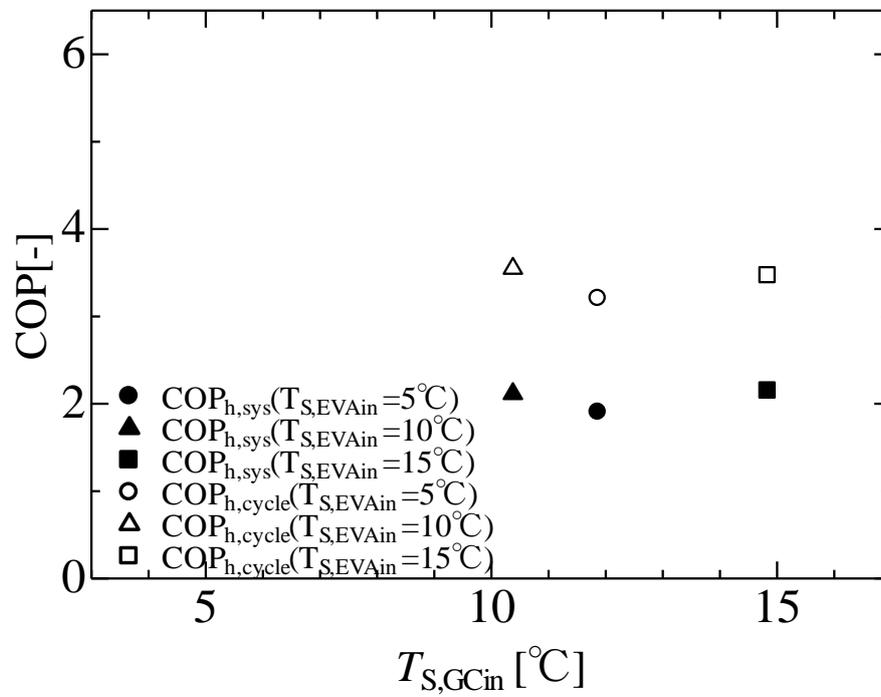


図 3.4.3.d 実験条件 II (暖房性能)

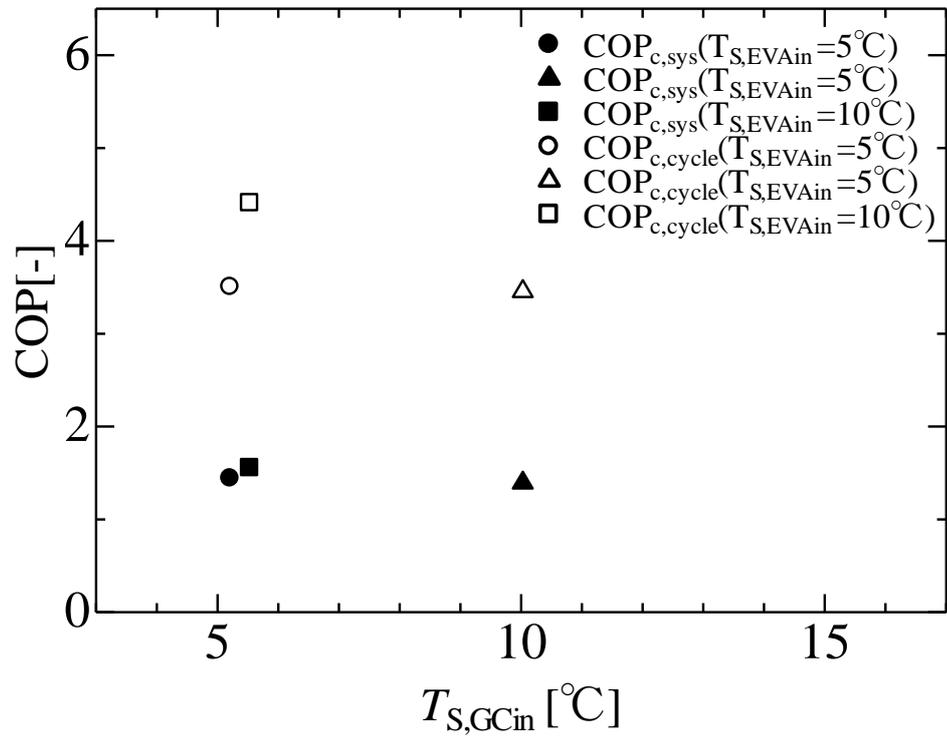


図 3.4.3.e 実験条件Ⅲ（冷却性能）

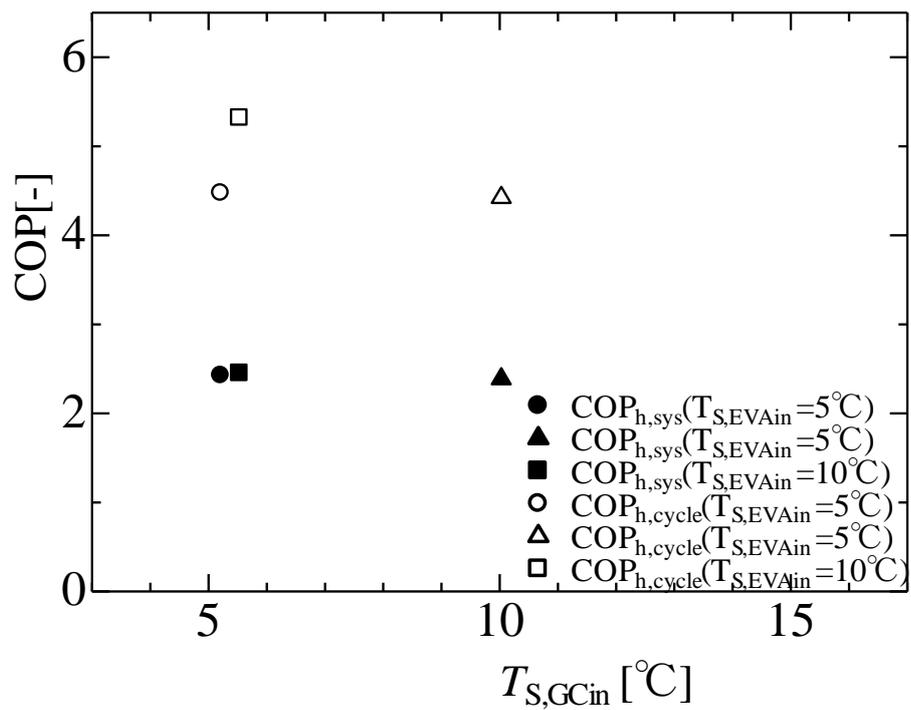


図 3.4.3.f 実験条件Ⅲ（暖房性能）

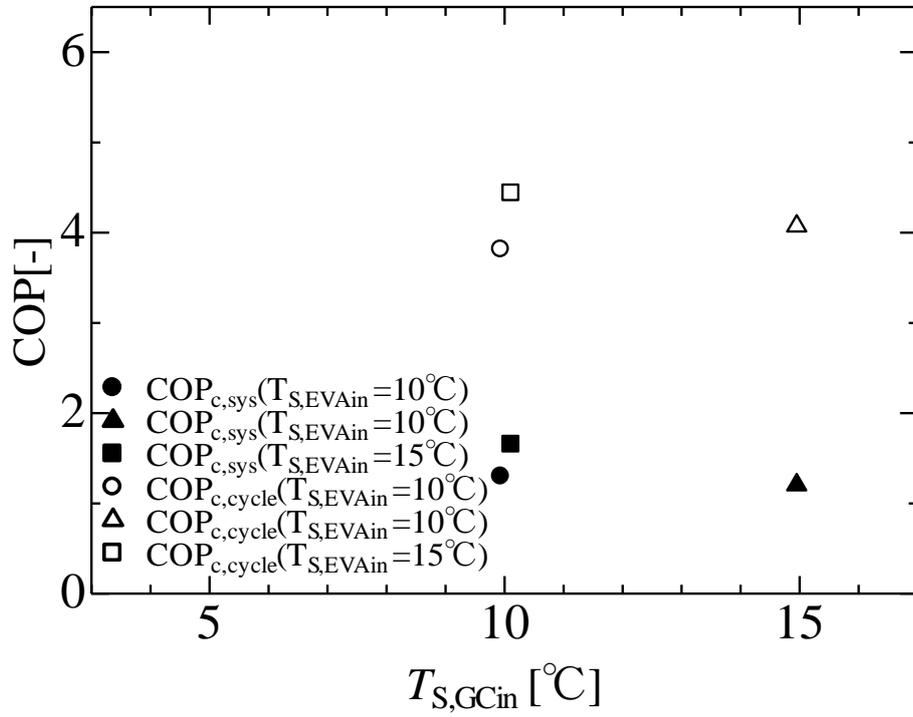


図 3.4.3.g 実験条件IV (冷却性能)

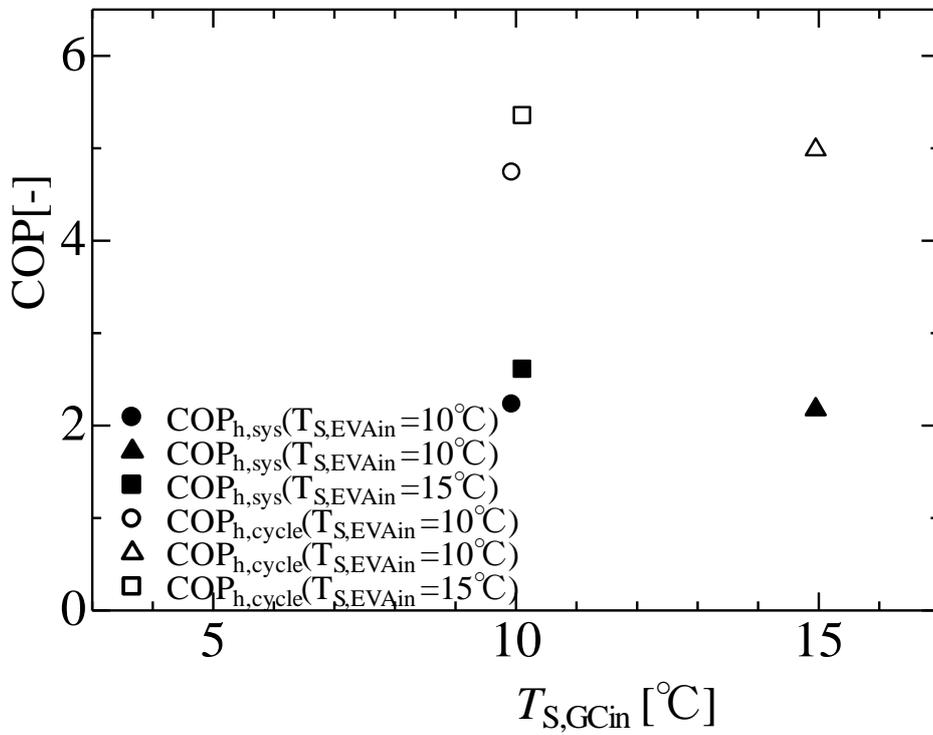


図 3.4.3.h 実験条件IV (暖房性能)

3.5 圧縮機効率特性

図 3.5.a に実験条件 I，図 3.5.b に実験条件 II，図 3.5.c に実験条件 III，図 3.5.d に実験条件 IV における圧縮機効率を示す。

インバータ効率について，基本的にはインバータが元来有する特性であるため実験条件によりインバータ効率に差はでない結果となっている。しかし，実験条件 II において熱源水設定温度が上昇するとインバータ効率が低下している。圧縮機回転数は，実験条件の影響を受け圧縮機回転数の違いによりインバータ投入電力に差異が生じる。圧縮機回転数は，実験条件の影響を受け圧縮機回転数の違いによりインバータ投入電力に差異が生じる。実験条件 II では，熱源水設定温度が低くなるとインバータ効率が高くなる結果となっている。インバータ投入電力が低下するとそれに伴い，インバータ効率が低下する関係が見て取れる。

機械効率について，実験条件 I において熱源水設定温度 10℃条件において機械効率が大幅に低下している。原因としては，機械効率は圧縮機に与えられたエネルギー（圧縮機投入電力）と圧縮機が有効な仕事をするエネルギー（実際の圧縮仕事）の比であるため，圧縮機投入電力が他条件と比較し大きいことが挙げられる。実験条件 II において，熱源水設定温度が上昇するに従い，機械効率も上昇していることがわかる。理由としては，これは熱源水蒸発器入口温度の上昇により冷媒蒸発器出口温度（圧縮機入口温度）が上昇し外気温と近くなり、圧縮機から外気へ放出されるヒートロスが減少するためと考えられる。また，実験条件 III の熱源水設定温度ガスクーラー 10℃，蒸発器 5℃条件において，機械効率が低いことが見て取れる。理由としては，他条件と比較し，過熱度制御のため膨張弁開度が小さく冷媒質量流量が低いことが挙げられる。実験条件 IV の熱源水設定温度ガスクーラー 10℃，蒸発器 15℃条件において，機械効率が低いことが見て取れる。理由としては，蒸発器側加温をすることにより蒸発器側圧力が上昇し，圧縮仕事が減少し機械効率が低いと考えられる。

体積効率について，体積効率は圧縮機の実際の吸い込み量を圧縮機のピストン押し のけ量で除した値であり，体積効率が大きいほど効率よく冷媒を循環させていることとなる。実験条件 II において熱源水設定温度が上昇するに従い，体積効率は減少していることがわかる。理由としては，圧縮比が大きくなると体積効率が低くなる点，過熱度の影響によるものが考えられる。熱源水ガスクーラー入口温度が高くなることでガスクーラーにおける冷媒の飽和温度及び飽和圧力が高くなり系全体の温度が上昇するため、冷媒蒸気密度が上

昇し本来は熱源水ガスクーラー入口温度が高い方がより体積効率が高くなると考えられる。しかし、実験における過熱度に幅があるためこのような結果になったと考えられる。

断熱効率について、実験条件Ⅱ，Ⅲにおいて1を超える値を示している。通常は1を下回る結果になるはずだが、今回の実験では二段圧縮方式の圧縮機を採用しており、圧縮機中間圧を測定することにより断熱効率を導出している。その測定値に誤りがあるため1を超える断熱効率を示していると考えられる。

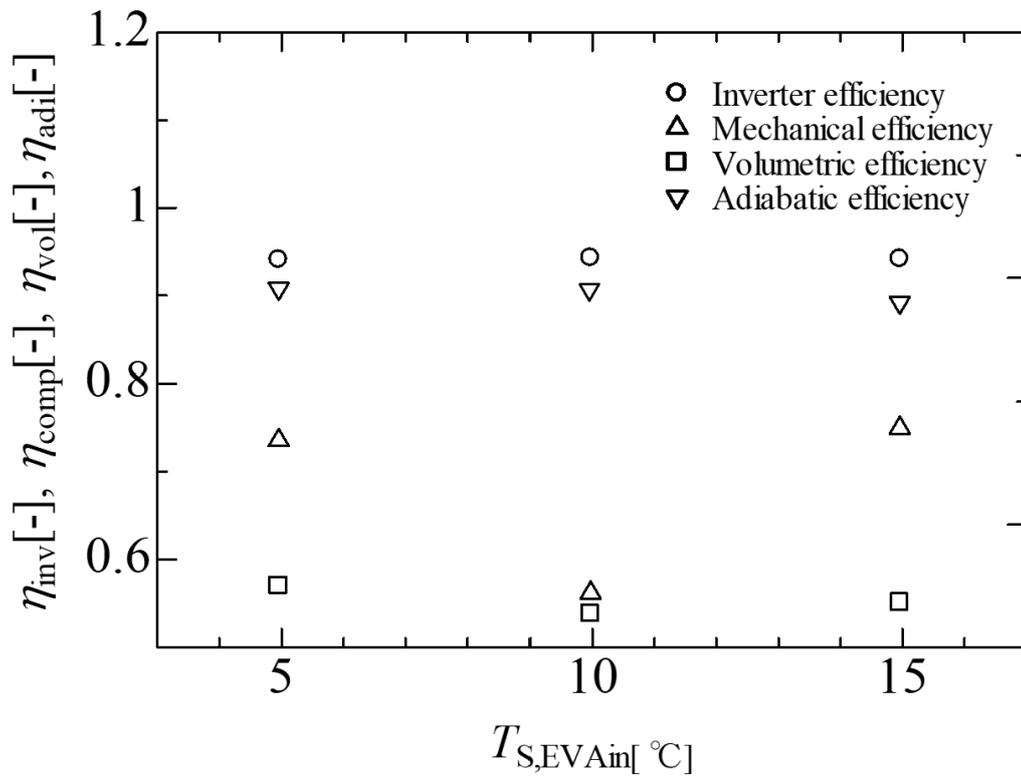


図 3.3.a 実験条件 I

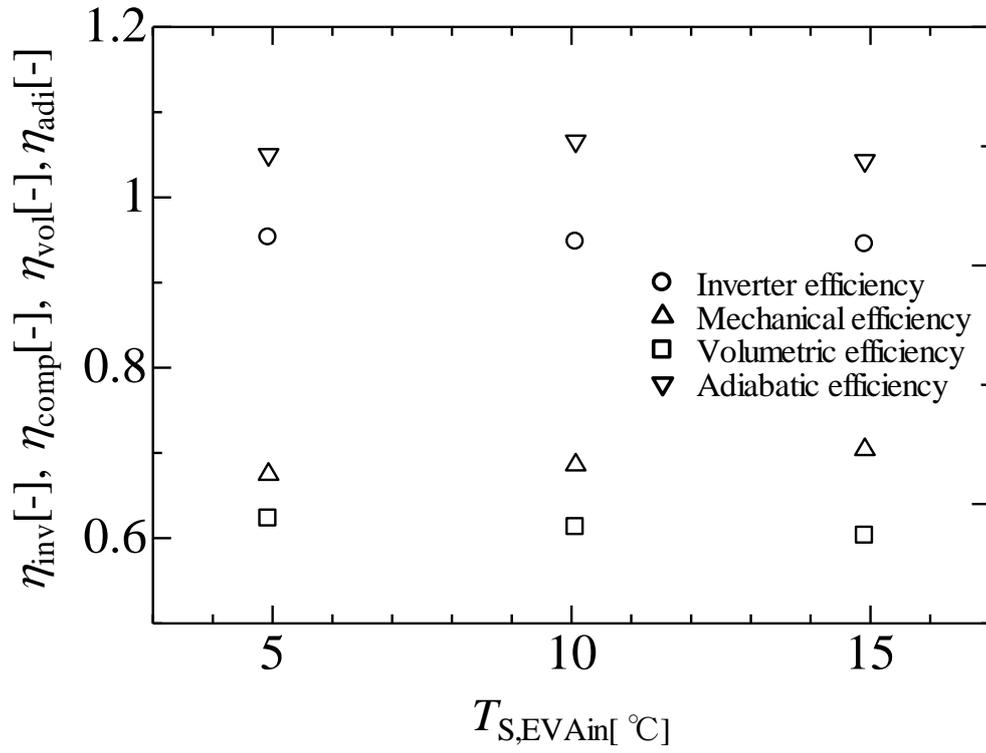


図 3.3.b 実験条件 II

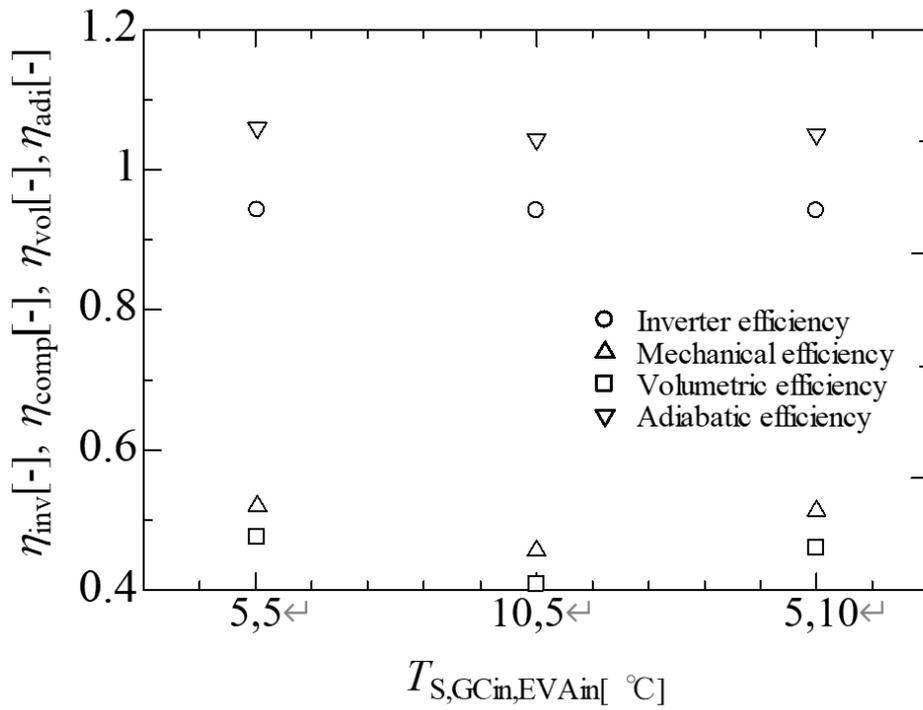


図 3.3.c 実験条件 III

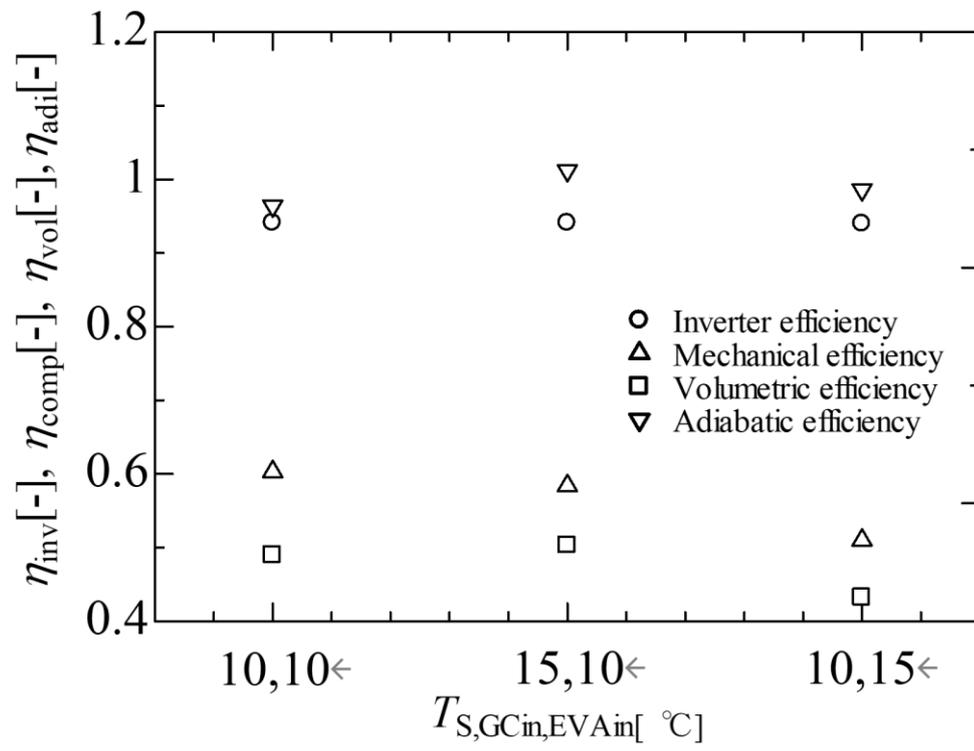


図 3.3.d 実験条件IV

第4章 総括

本論文は、CO₂ ヒートポンプシステムによる電気自動車の熱マネジメントシステムの開発を目的として、圧縮機、ガスクーラー、膨張弁及び蒸発器からなるヒートポンプシステムの性能評価を行い、CO₂ 遷臨界サイクルおよび熱交換器加温による CO₂ ヒートポンプシステムの性能改善を目的として性能評価を行い、各検討の影響について考察し、その結果を取りまとめたものである。以下にその内容を要約する。

- (1) CO₂ 遷臨界サイクルの実施において圧力上昇のため圧縮機回転数を上昇させることで圧縮仕事が増加したと圧縮機回転数を上昇させることで冷媒質量流量が増加し、圧力損失が増加したことが原因で COP の改善は見られなかったが、熱交換器内部の $T-Q$ 分布より、不可逆損失が抑制されていることがわかった。
- (2) 熱交換器加温を想定して熱源水蒸発器側設定温度上昇することにより蒸発器側圧力が上昇し、圧縮比が他 2 条件と比較し 19%ほど低くなることがわかった。圧縮比が減少することで圧縮動力を抑えることができ、理論サイクルに近い形となることがわかった。
- (3) 熱源水ガスクーラー側設定温度と熱源水蒸発器側設定温度をそれぞれ上昇させた場合、熱源水蒸発器側設定温度を上昇させた際の COP が熱源水ガスクーラー側設定温度を上昇させた際の COP と比較しサイクル COP が冷房条件、暖房条件ともに上昇幅が大きくなることがわかった。

謝辞

本論文の作成にあたり，多くの方々にご指導ご鞭撻を受け賜りました。

指導教官の九州大学大学院総合理工学研究院環境理工学部門教授 宮崎 隆彦先生には，本論文の研究課題の選択および研究の遂行にあたり，ご多忙にもかかわらず，丁寧なご指導，ご鞭撻を賜りました。また，この論文を執筆するにあたって，未熟な私に対して多くのご指導，ご鞭撻を賜りました。ここに深謝の意を表し心から御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学研究院准教授 Kyaw Thu 先生には，本研究の遂行にあたり，多大なご協力を頂きました。厚く感謝申し上げます。

九州大学大学院総合理工学研究院 高田 信夫技術専門職員には，本研究の遂行において，実験装置など技術的な面並びに数多くのご助言，ご協力を賜りました。深く感謝の意を表し心から御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学研究院 Noémie Chagnon-Lessard JSPS 外国人特別研究員には，豊富な知識と経験の下，熱心なご指導と適切なお助言，ご協力を賜りました。心から御礼申し上げます。

共同研究者である学部4年 工藤 徳人氏には，実験およびデータ整理にあたり多大なる協力を頂きました。ここに深く感謝の意を表し，心より御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学府総合理工学専攻熱エネルギー変換システム学研究室に所属する，研究員 Ms. Chairunnisa, テクニカルスタッフ Ms. Mocket Relebohile, 博士課程3年 孟 憲宏氏, Mr. Mansoor Abdul Aziz, Ms. Duha Hammad, Mr. Motaz Mabrok Mohamed Salama, Mr. Sagar Saren, Mr. Yang Zhaosheng, 博士課程2年 Mr. Yu Hao, Mr. Seo Sang Won, Mr. Marco Reyes Lao, Mr. Haoulomou Pepe, Mr. Sannan Salabat Butt, Mr. Xuetao Liu, Mr. Denis Mutebi, Mr. Mojtaba Purjam, 博士課程1年 陳 昊楠氏, Mr. Yang Cheng, Ms. You Cheng, Mr. Li Guangyao, 修士課程2年 前城 裕太氏, 川喜田 幹太氏, 郡 光春氏, 益守 航氏, 柴 甲子氏, 申 嘉祺氏, 修士課程1年 中津 秀彬氏, 溝部 幸輝氏, 江口 順紹氏, 松尾 康介氏,

盧 琛氏, Mr. Alaa Itaiwi, 邢峻溪氏, 周盈辛氏, 学部4年 磯永 隆志氏, 高巢 凌吾氏, 研究生 Ms. Isha Sameen, Mr. Zhao Peng には, 公私に渡り親切な御助言を賜るとともに御激励をいただきました. 心から感謝の意を表し, 御礼申し上げます.

研究室秘書の 大和 裕里氏には, 事務的な手続きや研究室での生活において, 多くの便宜を図っていただきました. ここに, 心から感謝の意を表し, 深く御礼申し上げます.

最後に, 私の学生生活を経済面・精神面から支えて下さり, 常に寛大な心で接してくださいました両親に深い敬意と感謝を示し, 心より御礼申し上げます.

参考文献

- [1] 外務省. オゾン層保護 (最終閲覧日 : 2023 年 1 月 6 日)
<https://www.mofa.go.jp/mofaj/gaiko/kankyo/jyoyaku/ozone.html>
- [2] 環境庁, モントリオール議定書第 28 回締約国会合の結果 (最終閲覧日 : 2022 年 12 月 20 日)
https://www.env.go.jp/earth/ozone/montreal/mop28_result.html
- [3] 全国地球温暖化防止活動推進センター, 京都議定書の概要 (最終閲覧日 : 2022 年 12 月 20 日)
<https://www.jccca.org/cop/kyo01>
- [4] 経済産業省, 第 4 回モビリティの構造変化と 2030 年以降に向けた自動車政策の方向性に関する検討会資料,p.22
- [5] 全国地球温暖化防止活動推進センター, 世界の二酸化炭素排出量 (2019 年)
<https://www.jccca.org/download/66920>
- [6] 全国地球温暖化防止活動推進センター, 2100 年までの世界平均気温の変化予想 (1950 年~2100 年・観測と予想)
<https://www.jccca.org/download/43044>
- [7] J.Sarkar, Souvik Bhattacharyya, and M.Ram Gopal, Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, Int. J. Refrigeration, (2004), vol.27, no.8, p.830-838.
- [8] G.Lorentzen, Trans-critical vapour compression cycle device, International Patent PublicationWO 90/07683, (1990).
- [9] G.Lorentzen, and J.Pettersen, New possibilities for non-CFC refrigeration. In: Pettersen J, editor, IIR International Symposium on Refrigeration, Energy and Environment, Trondheim, Norway, (1992), p.147-163.
- [10]G.Lorentzen, Revival of carbon dioxide as a refrigerant, Int. J. Refrigeration, (1994), vol.17, no.5, p.292-301.
- [11]P.Nekså, and H.Rekstad, CO₂ heat pump prototype system-expermental results, IEA/IIR Workshop: CO₂ Technology in Refrigeration, Heat Pump & Air Conditioning Systems, Trondheim, Norway, (1997).

- [12]P.Nekså, H.Rekstad, G.R.Zakeri, and P.A.Schiefloe, CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, *Int. J. Refrigeration*, (1998), vol.21, no.3, p.172-179.
- [13]齋川路之, 家庭用 CO₂ ヒートポンプ給湯機の開発, 九州大学博士論文, (2016), p.9-15.
- [14]濱田 靖弘, 村川 三郎, 高橋 功多, 福澤 明大, 高橋 勇伍, 北山 広樹, 鍋島 美奈子, 高田 宏, CO₂ ヒートポンプ式給湯・暖房機の性能評価に関する研究, *エネルギー・資源学会論文誌*, (2015), vol.36, no.4, p.23-30.
- [15]佐藤 創, 木全 央幸, 堀田 陽平, 小林 寛之, 水野 尚夫, 伊藤 隆英, CO₂ ヒートポンプ給湯機用二段圧縮機の性能特性, *日本冷凍空調学会論文集*, (2013), vol.30, no.1, p.57-65.
- [16]井上 敦雄, 坪井 政人, 自動車用空調機器の技術開発今後の展望(<特集>乗り物の未来像), *日本機械学会誌*, (2010), vol.113, no.1104, p.867-870.
- [17]加賀田 誠, 坂田 知浩, 暖房を目的とした電気自動車の熱管理, *北海道科学大学研究紀要*, (2016), no.42, p.175-178.
- [18]角田 功, 佐々木 雄, EV 用ヒートポンプ省動力効果の検証, (2021), DOI: https://doi.org/10.11322/tjsrae.21-16_OA.
- [19]田島大輝, エネルギー貯蔵を想定した CO₂ ヒートポンプシステムの性能評価, 九州大学, (2020).
- [20]登川智也, CO₂ ヒートポンプシステムを用いた電気自動車の熱マネジメントシステムに関する研究, 九州大学, (2022)